

The background of the cover is a close-up photograph of industrial machinery, specifically a pressure gauge and a valve assembly. The gauge is circular with a white face and a red needle, mounted on a metallic stem. The surrounding components are made of polished metal, likely stainless steel, and are illuminated by warm, golden light, creating a bokeh effect in the background. A large, semi-transparent orange circle is overlaid on the right side of the image, partially obscuring the machinery and serving as a design element for the text.

Manual de Boas Práticas Instalações de Vapor



RESUMO

Em 2006, a IEA (Agência Internacional de Energia) associou à fabricação de produtos, um consumo mundial de energia elétrica, de origem fóssil de cerca 86,16 EJ/ano ($86,16 \times 10^{18}$ J) e um consumo de energia nos sistemas de vapor de 32,75 EJ/ano. Evidenciando um potencial de poupança de energia nos sistemas de vapor de 3,27 EJ/ano, correspondendo praticamente à energia consumida nos sistemas de vapor da U.E.

Estima-se que em Portugal o consumo de energia em vapor rondará 0,2 EJ/ano traduzindo-se num potencial de poupança de cerca 0,02 EJ/ano, ou seja $5,6 \times 10^6$ MWh/ano. Procurou evidenciar-se as possibilidades reais de os utilizadores de vapor de água na indústria reduzirem os consumos de energia associados à sua produção. Não estão em causa as diferentes formas de energia para a geração de vapor, sejam de origem fóssil ou renovável, mas sim o modo como é manuseado o vapor na sua função de transporte de energia térmica, e como poderá ser melhorado na sua eficiência de cedência de calor, idealmente com menor consumo de energia. Com efeito, de que servirá se se optou por substituir o tipo de queima para uma mais sustentável se a jusante se continuarem a verificarem desperdícios, descarga exagerada nas purgas das caldeiras com perda de calor associada, emissões permanentes de vapor para a atmosfera em tanques de condensado, perdas por válvulas nos vedantes, purgadores avariados abertos, pressão de vapor exageradamente alta atendendo às temperaturas necessárias, implantações dos sistemas de distribuição mal desenhados, inexistência de registos de produção e consumos de vapor, etc.

A base deste manual foi o ciclo de vapor: produção, distribuição, consumo e recuperação de condensado. Inclui-se também o tratamento de água, atendendo às implicações na transferência de calor das superfícies com incrustações.

Na produção de vapor, verifica-se que os maiores problemas de perda de energia têm a ver com a falta de controlo, no excesso de ar e purgas das caldeiras em exagero. Na distribuição de vapor aborda-se o dimensionamento das tubagens, necessidade de purgas a montante das válvulas de controlo, a redução de pressão com válvulas redutoras tradicionais. Para determinação de consumos de vapor, para projeto ou mesmo para estimativa em máquinas existentes, disponibiliza-se uma série de equações para os casos mais comuns. Dá-se especial relevo ao problema que se verifica numa grande percentagem de permutadores de calor, que é a estagnação de condensado. Evidenciam-se as vantagens da recuperação de vapor de reevaporação e a aplicação de termocompressores. Seguidamente, abordam-se algumas referências de eficiência para sistemas de vapor e monitorização, quer dos custos de vapor quer dos consumos específicos dos produtos.

Por fim apresentam-se exemplos práticos de levantamentos efetuados a instalações de vapor em diversos setores de atividades como têxtil, agroalimentar, farmacêutica, laticínios, fabricação de fermentos e leveduras para panificação, e embalagens e revestimentos.



ÍNDICE

Nomenclatura.....	11
1. Introdução.....	14
a. Enquadramento.....	15
b. Objetivos.....	15
c. Organização do documento.....	16
2. Tratamento da Água.....	17
a. Introdução.....	18
b. Água e suas características.....	18
i. Impurezas.....	18
ii. Dureza.....	18
iii. Valores de pH.....	20
c. Tratamento de água.....	20
d. Tratamento externo da água.....	22
e. Tratamento interno da água.....	25
f. Purgas – Total de sólidos dissolvidos.....	25
i. Valores limite de TSD recomendados.....	25
ii. Cálculo das purgas das caldeiras.....	26
3. Produção de Vapor.....	27
a. Introdução.....	28
b. Custo do vapor.....	28
c. Rendimento da caldeira.....	29
i. P_{cv} , Perdas associadas ao combustível nas cinzas volantes.....	30
ii. P_{cf} , Perdas associadas ao combustível nas cinzas de fundo.....	30
iii. P_{gc} , Perdas associadas ao calor sensível nos gases secos de combustão.....	31
iv. PH_2O , Perdas associadas à entalpia do vapor de água nos gases de combustão.....	32
v. P_{co} , Perdas associadas a inqueimados nos gases de combustão.....	32
vi. P_r , Perdas por radiação, convecção e outras perdas não-contabilizáveis.....	32
vii. P_p , Perdas associadas às purgas.....	33
d. Redução do excesso de ar.....	33
i. Avaliação.....	33
ii. Recomendações.....	35
e. Recuperação do calor dos gases de combustão/ economizadores.....	36
f. Controlo de nível modulante.....	38
g. Recuperação de calor das purgas da caldeira.....	40
4. Distribuição de Vapor.....	43
a. Introdução.....	44

b.	Pressão de vapor	44
c.	Dimensionamento e implantação das tubagens	45
i.	Dimensionamento	45
ii.	Implantação	47
d.	Redução da Pressão.....	53
i.	Redução de pressão com válvula redutora de pressão.....	54
ii.	Redução de pressão com micro turbina a vapor saturado	55
e.	Emissões de vapor para a atmosfera.....	56
i.	Fugas de vapor em tubagens e acessórios.....	56
ii.	Emissões de vapor pelas hastes das válvulas	58
iii.	Emissões de vapor por válvulas de segurança	60
5.	Consumo de Vapor	65
a.	Determinação de consumos de vapor.....	66
i.	Taxas de condensação (caudais de vapor).....	66
ii.	Consumo de vapor em tanques/reatores	67
iii.	Consumo de vapor de tubagens, acessórios e válvulas	68
iv.	Consumo de vapor em baterias de aquecimento	71
v.	Consumo de vapor em cilindros secadores.....	71
b.	Permutadores de calor	72
c.	Controlo de temperatura	75
i.	Consumo de vapor e controlo de temperatura	75
ii.	Controlo Modulante.....	75
iii.	Seleção dos parâmetros PID	76
d.	Acumuladores de vapor.....	78
6.	Drenagem e recuperação de condensado. Aproveitamento de vapor de reevaporação.....	81
a.	Introdução	82
b.	Purgadores de condensado de vapor	82
i.	Tipos de purgadores	83
ii.	Dimensionamento, perdas de vapor e monitorização do funcionamento	87
c.	Alagamento de permutadores (stall point).....	92
d.	Dimensionamento de tubagens de condensado	96
e.	Bombeamento de condensado.....	96
f.	Recuperação de vapor reevaporado	98
g.	Termocompressores	99
h.	Bombas de calor de absorção	101
7.	Análise comparativa e monitorização	106
a.	Referências da eficiência para sistemas de vapor.....	107
b.	Monitorização	109



8. Casos práticos – Resultados e conclusões	111
a. Introdução	112
b. Indústria do ramo têxtil.....	112
i. Recuperação de calor das purgas da caldeira.....	113
ii. Permutador de aquecimento de água	113
iii. Caracterização do sistema de vapor – Secção 1.....	114
iv. Caracterização do sistema de vapor – Secção 2.....	114
v. Isolamento térmico	115
vi. Purgadores	115
vii. Resumo do potencial de economia de energia.....	115
c. Indústria do ramo agroalimentar	116
i. Contagem e controlos	117
ii. Análise de combustão	117
iii. Recuperação de calor das purgas das caldeiras	117
iv. Sistema de vapor – Secção 1	118
v. Sistema de vapor – Secção 2	119
vi. Isolamento térmico	119
vii. Purgadores	120
viii. Resumo do potencial de economia de energia.....	120
d. Indústria do ramo dos lacticínios	120
i. Recuperação de calor das purgas das caldeiras.....	121
ii. Separadores de humidade nas linhas de vapor de cada secção.....	121
iii. Perdas pelos gases da chaminé e temperatura do ar de combustão.....	122
iv. Purgas de linha do Piperack exterior para as secções 1 e 2.....	122
v. Sistema de vapor – Secção 2	122
vi. Isolamento térmico	123
vii. Purgadores	123
viii. Sistema de condensados.....	124
ix. Resumo do potencial de economia de energia.....	125
e. Indústria do ramo de fabricação de fermentos e leveduras para panificação.....	125
i. Recuperação de calor das purgas das caldeiras.....	126
ii. Válvulas de segurança.....	126
iii. Sistema de vapor – Unidade 2.....	126
iv. Sistema de vapor – Unidade 3.....	127
v. Isolamento térmico	127
vi. Purgadores	127
vii. Resumo do potencial de economia de energia.....	128
f. Indústria do ramo farmacêutico.....	128



i.	Melhorar qualidade do vapor dos geradores de vaporização rápida	128
ii.	Reposição de água nos tanques de condensado.....	130
iii.	Distribuição de vapor – Secção 1.....	130
iv.	Distribuição de vapor – Secção 2.....	130
v.	Isolamento térmico	130
vi.	Purgadores	131
vii.	Resumo do potencial de economia de energia.....	131
g.	Indústria do ramo de embalagens e revestimentos	131
i.	Purgas das caldeiras	132
ii.	Análise de combustão	133
iii.	Sistema de vapor – Secção 1 subsecção 1	133
iv.	Isolamento térmico	134
v.	Purgadores.....	134
vi.	Resumo do potencial de economia de energia.....	134
9.	Anexos	135
a.	Anexo 1	136
b.	Anexo 2	139
c.	Anexo 3	143
d.	Anexo 4	145
e.	Anexo 5	147
f.	Anexo 6	153
	Referências bibliográficas	156

Índice de Figuras

Figura 1 Ciclo de vapor.	16
Figura 2 Desagregação das impurezas consoante a forma física da substância na instalação. ...	18
Figura 3 Dureza Temporária.	19
Figura 4 Dureza no interior da caldeira.....	19
Figura 5 Dureza Total.	19
Figura 6 Alimentação de água à caldeira.	21
Figura 7 Descalcificador simples.	23
Figura 8 Tanque de alimentação de água à caldeira com torre de desgaseificação [7].	25
Figura 9 Relação conteúdo oxigénio e temperatura da água.....	25
Figura 10 Balanço de energia de uma caldeira [12].....	29
Figura 11 Exemplo de analisador de combustão e localização recomendadas para as sondas. .	35
Figura 12 Instalação de sonda de O ₂ e controlo de admissão de ar.....	36
Figura 13 Sistema de alimentação de água com economizador [19].....	36
Figura 14 Perfil do nível de água com controlo modulante vs controlo tudo/nada [19].	38
Figura 15 Controlo de nível modulante com variador de velocidade da bomba e válvula [19]. .	39
Figura 16 Controlo de nível modulante com válvula e refinamento por variação de velocidade função da pressão [22].	39
Figura 17 Controlo de nível modulante a dois elementos [19].....	40
Figura 18 Esquema da recuperação de calor das purgas da caldeira [23].	41
Figura 19 Relação pressão relativa de vapor/volume específico [8].	44
Figura 20 Pormenor de coletor com conjunto de purga [29].	47
Figura 21 Pormenor da linha de distribuição principal [29].	47
Figura 22 Pormenor de linhas de distribuição ascendentes [19].	48
Figura 23 Pormenor da linha de retorno de condensados [29].	48
Figura 24 Pormenor de ramais secundários [29].	48
Figura 25 Pormenor de derivação com sistema de controlo acima da linha [29].....	48
Figura 26 Pormenor de derivação com sistema de controlo abaixo da linha, mas com purga [19].	49
Figura 27 Potenciais fontes de choques hidráulicos [19].	49
Figura 28 Dimensões para potes de purga [30].	50
Figura 29 Perfil de temperatura do vapor até ao produto [19].	50
Figura 30 Esquema típico de um conjunto de purga fim de linha com eliminação de ar [19]. ...	50
Figura 31 Pormenor de guias e ancoragens em junta de dilatação [32].	51
Figura 32 Pormenor de guias e ancoragens em duas juntas de dilatação [32].	52
Figura 33 Comportamento do isolamento à temperatura [33].	52
Figura 34 Válvula redutora [28].	54
Figura 35 Estação redutora de pressão [28].	55
Figura 36 Micro turbina instalada em paralelo com uma estação de redução de pressão [35]. .	55
Figura 37 Exemplo de pluma de vapor a partir de um furo no tubo [39].....	56
Figura 38 Plumões e perdas de vapor [13].	57
Figura 39 Perdas de vapor por orifícios de diferentes diâmetros a diferentes pressões [1].	58
Figura 40 Secção de haste e empanque de válvula de globo [41].	59
Figura 41 Perdas de vapor pelas folgas das hastes e válvulas [29].	60
Figura 42 Válvula de globo com vedação por fole [41].	60
Figura 43 Válvula de segurança de mola [42].	61
Figura 44 Válvula de segurança fechada [42].	61
Figura 45 Válvula de segurança no limite de vedação [42].	62
Figura 46 Válvula de segurança aberta [42].	62
Figura 47 Sequência de funcionamento de uma válvula de segurança [42].	63

Figura 48 Diferença recomendável da pressão de operação relativamente à pressão de calibração [43].	63
Figura 49 Pormenor de localização recomendada para drenos [41].	64
Figura 50 Coeficientes globais de transferência de calor, de chapas de aço para o ar ambiente, para vários ΔT ($^{\circ}\text{C}$) nas abcissas [45].	67
Figura 51 Perdas de calor pelas superfícies da água [45].	68
Figura 52 Desempenho de uma camisa de isolamento [33].	71
Figura 53 Exemplo de conduta de ar com uma bateria de aquecimento [19].	71
Figura 54 Exemplo de máquina de papel com cilindros secadores [48].	72
Figura 55 Exemplo de permutador de calor de placas [44].	73
Figura 56 Algumas aplicações de permutadores de calor de placas [44].	73
Figura 57 Controlo de temperatura na entrada de vapor [44].	74
Figura 58 Controlo de temperatura na entrada e bomba na descarga de condensado [44].	74
Figura 59 Controlo de temperatura nos condensados [44].	74
Figura 60 Sistema de controlo de temperatura [44].	75
Figura 61 Anel de controlo [44].	75
Figura 62 Ação proporcional.	76
Figura 63 Ação integral.	76
Figura 64 Ação derivativa.	77
Figura 65 Seleção dos parâmetros PID.	78
Figura 66 Ciclo de vapor num autoclave, sem ajuda de um acumulador de vapor [51].	78
Figura 67 Acumulador de vapor "Fulton".	79
Figura 68 Ciclo de vapor num autoclave apoiado com acumulador de vapor [51].	80
Figura 69 Esquema de uma instalação de caldeira e acumulador de vapor.	80
Figura 70 Diferencial de pressão para permitir descarga de condensado [30].	83
Figura 71 Funcionamento do purgador de balde invertido [19].	83
Figura 72 Funcionamento do purgador de flutuador [19].	84
Figura 73 Funcionamento do purgador termodinâmico [19].	85
Figura 74 Funcionamento do purgador bimetálico [19].	86
Figura 75 Funcionamento do purgador de pressão balanceada [19].	87
Figura 76 Purgador com monitor/transmissor wifi [53].	91
Figura 77 Sistema de monitorização de purgadores [53].	91
Figura 78 Acumulação de condensado num permutador [44].	93
Figura 79 Retoma da descarga de condensado.	93
Figura 80 Estagnação devido à altura da linha de condensado.	94
Figura 81 Eliminação do ponto de estagnação em bateria de aquecimento de ar com recurso a bomba associada a um purgador.	94
Figura 82 Gráfico de estagnação.	95
Figura 83 Gradiente de temperatura num permutador [28].	96
Figura 84 Exemplo de tanque de condensados equipado com bombas elétricas [28].	97
Figura 85 Exemplo de grupo de bombagem com bomba a vapor [19].	97
Figura 86 Instalação com tanque de condensados atmosférico [55].	98
Figura 87 Instalação com sistema de condensados pressurizados [55].	98
Figura 88 Utilização de vapor reevaporado numa bateria de aquecimento de ar [19].	99
Figura 89 Termocompressor regulável [57].	100
Figura 90 Termocompressor, perfil de pressões [57].	100
Figura 91 Termocompressor, perfil de velocidades [57].	100
Figura 92 Bomba de calor por compressão [1].	102
Figura 93 Bomba de calor de absorção [1].	103
Figura 94 Sistemas de cogeração.	103
Figura 95 Recuperação de biogás.	104
Figura 96 Indústria Cervejeira.	104
Figura 97 Indústria de Papel.	105

Figura 98 Incineradores.	105
Figura 99 Estimativa global média da eficiência nos E.U.A. [61].....	107
Figura 100 Resultado da inspeção de purgadores de condensado de vapor da indústria têxtil.....	115
Figura 101 Esquematização dos consumidores de vapor da indústria agroalimentar.....	116
Figura 102 Resultado da inspeção de purgadores de condensado de vapor da indústria agroalimentar.....	120
Figura 103 Gráfico de aumento de eficiência com a aplicação de um permutador de condensação.	122
Figura 104 Esquematização da entrada de vapor na secção 2.....	123
Figura 105 Resultado da inspeção de purgadores de condensado de vapor da indústria dos lacticínios.	124
Figura 106 Esquematização do sistema de condensados.	124
Figura 107 Resultado da inspeção de purgadores de condensado de vapor da indústria de fabricação de fermentos e leveduras para panificação.....	127
Figura 108 Esquematização da interligação e distribuição dos principais consumidores da indústria farmacêutica.	128
Figura 109 Descarga de água em função da condutividade da água de alimentação à saída..	129
Figura 110 Resultado da inspeção de purgadores de condensado de vapor da indústria farmacêutica.	131
Figura 111 Resultado da inspeção de purgadores de condensado de vapor da indústria de embalagens e revestimentos.	134
Figura A.1 Dureza da água em Portugal continental [5].	137
Figura A.2 Gráfico de pH.	137
Figura A.3 Gráfico da combustão para alguns dos combustíveis mais correntes [16].	141
Figura A.4 Gráfico da combustão para o gás natural e que também permite a estimativa da percentagem de perdas de calor nos fumos (com base no PCS e numa temperatura ambiente de 20°C) [12].	142
Figura A.5 Micro turbinas "Technopa" Áustria.	144
Figura A.6 Microturbina de 150 kW da "G-Team", República Checa.....	144
Figura A.7 Curvas de cálculo da potência de micro turbinas [37].	144
Figura A.8 Exemplo de um gráfico de capacidades de descarga em função do ΔP [30].	149
Figura A.9 Gráfico de dimensionamento de tubagens de condensado sem vapor de reevaporação [28].	150
Figura A.10 Dimensionamento do termocompressor [57].	151

Índice de Tabelas

Tabela 1 Valores de TSD recomendados [3].	26
Tabela 2 % de CO ₂ t nos gases secos.....	31
Tabela 3 Valores da constante K a aplicar na equação (3.7), para vários combustíveis [6, 12].	31
Tabela 4 Valores da constante K para vários combustíveis [6, 12].	32
Tabela 5 Perdas por radiação, convecção e outras não contabilizáveis.	33
Tabela 6 Valores típicos de excesso de ar, CO ₂ , O ₂ e CO de vários combustíveis [13].	34
Tabela 7 Variação da eficiência com a temperatura dos gases [9].....	34
Tabela 8 Recuperação de calor pelos gases de combustão [1].	37
Tabela 9 Distâncias entre suportes [28].	50
Tabela 10 Perda de calor em tubagens sem isolamento [34].	53
Tabela 11 Perdas de vapor em furos e plumas [13].	56
Tabela 12 Valores recomendados de pressão de calibração conforme pressão de operação [43].	64
Tabela 13 Efeito na transferência com ar em movimento [45].	67
Tabela 14 Coeficientes de transferência de calor global em tanques de óleos combustíveis [45].	68
Tabela 15 Calor emitido por tubagens sem isolamento térmico [46].	69

Tabela 16 Fatores a aplicar nas perdas estimadas com a Tabela 15.....	69
Tabela 17 Fatores de redução nas perdas de calor em tubagens isoladas.....	70
Tabela 18 Economia resultante da aplicação de casacos de isolamento [47].....	70
Tabela 19 Cálculo Ziegler- Nichols [50].	77
Tabela 20 Efeitos dos parâmetros PID.	78
Tabela 21 Conteúdo de energia no condensado e vapor de reevaporação [1].....	82
Tabela 22 Caudais de vapor em purgadores com fuga [1].....	88
Tabela 23 Possíveis estados de funcionamento de um purgador [1].....	89
Tabela 24 Fatores de operação para as perdas de vapor de um purgador [1].....	89
Tabela 25 Fatores de carga para as perdas de vapor [1].....	89
Tabela 26 Constantes de relação CO ₂ /tipo de combustível, para rendimento de combustão de 83% [54].	91
Tabela 27 Potencial de poupança para uma amostra alargada de indústrias nos E.U.A. [61].	107
Tabela 28 Poupanças e investimento necessário em sistemas de vapor [62].	108
Tabela 29 Consumos de vapor e potencial de poupança por país [62].....	108
Tabela 30 Características das caldeiras de produção de vapor da indústria têxtil.....	113
Tabela 31 Resumo do potencial de economia de energia da indústria têxtil.	116
Tabela 32 Características das caldeiras de produção de vapor da indústria agroalimentar.	117
Tabela 33 Resumo do potencial de economia de energia da indústria agroalimentar.	120
Tabela 34 Características das caldeiras de produção de vapor da indústria dos laticínios.	121
Tabela 35 Resumo do potencial de economia de energia da indústria de laticínios.	125
Tabela 36 Características das caldeiras de produção de vapor da indústria de fabricação de fermentos e leveduras para panificação.	125
Tabela 37 Resumo do potencial de economia de energia da indústria de fabricação de fermentos e leveduras para panificação.	128
Tabela 38 Resumo do potencial de economia de energia da indústria farmacêutica.	131
Tabela 39 Características das caldeiras de produção de vapor da indústria de embalagens e revestimentos.....	132
Tabela 40 Resumo do potencial de economia de energia da indústria de embalagens e revestimentos.....	134
Tabela A.1 Impurezas mais comuns presentes na água [3].	136
Tabela A.2 Valores recomendados para os vários parâmetros da água da caldeira.....	138
Tabela A.3 Tabela de vapor saturado [10].....	139
Tabela A.4 Poderes Caloríficos Inferiores, fatores de conversão para energia primária equivalente e fatores de emissão para combustíveis [11].	140
Tabela A.5 Percentagem em massa de humidade e hidrogénio.	141
Tabela A.6 Tabela de velocidades recomendadas para diversos fluidos [28].	143
Tabela A.7 Condutividade térmica de vários materiais [9].	143
Tabela A.8 Consequência da mistura de ar com vapor [31].	143
Tabela A.9 Coeficientes de expansão de vários metais [28].	143
Tabela A.10 Alguns coeficientes de transferência de calor [44].	145
Tabela A.11 Massa típica de tubagens, flanges e válvulas de seccionamento [45].....	145
Tabela A.12 Capacidade específica de calor de alguns aços [45].....	145
Tabela A.13 Densidade e capacidades específicas de calor de vários fluidos [49].	146
Tabela A.14 Seleção do tipo de purgador [19, 30, 52].	148
Tabela A.15 Dimensionamento de tubagens de condensado com vapor reevaporação [28]. ..	149
Tabela A.16 Diâmetros nominais de termocompressores (tabela do fabricante em unidades imperiais) [57].....	151
Tabela A.17 Dimensões gerais dos termocompressores (tabela do fabricante em unidades imperiais) [57].....	152
Tabela A.18 Consumos de vapor típicos de vários equipamentos [63].	153
Tabela A.19 Medidas horizontais propostas pelo projeto europeu, Bess [64].	154
Tabela A.20 Guia de potencial de poupança.	155

Nomenclatura

A	Fração em peso de inertes na combustão	
A_{folga}	Área da folga	m^2
C	Razão de compressão	
C_{cc}	Fração em peso de combustível nas cinzas volantes	
Cd	Coefficiente de descarga	
COP_{hp}	<i>Coefficient of performance</i> - bombas de calor	
COP_r	<i>Coefficient of performance</i> - refrigeração	
C_p	Calor específico a pressão constante	$J\ kg^{-1}\ K^{-1}$
$CV_{t,y}$	Coefficiente de caudal do purgador t no período y	
D	Diâmetro da tubagem	m
e	Desvio	
E	Razão de expansão	
f	Fator de fricção	
f	Fator de isolamento	
F_{cf}	Fração em peso das cinzas de fundo em relação ao total de inertes da combustão	
F_{ci}	Fração em peso das cinzas volantes em relação ao total de inertes da combustão	
$FS_{t,y}$	Fator de carga do purgador t no período y	
$FT_{t,y}$	Fator de operação do purgador t no período y	
g	Aceleração da gravidade	$m\ s^{-2}$
h_f	Entalpia do líquido saturado	$J\ kg^{-1}$
H_f	Perda de carga devida à fricção	m
h_{fg}	Entalpia de evaporação.	$J\ kg^{-1}$
h_g	Entalpia de vapor saturado	$J\ kg^{-1}$
$h_{t,y}$	Número de horas de operação do purgador t no período y	h
k	Constante que depende do combustível utilizado	
K	Ganho	
\dot{k}	Custo da operação	€
L	Comprimento da tubagem	m
l_0	Comprimento inicial do tubo	m
$L_{t,y}$	Quantidade de vapor que o purgador t perde no período y	t
m	Massa do material	kg
\dot{m}_d	Caudal de vapor de descarga	$kg\ h^{-1}$
m_{H_2O}	Percentagem em peso da humidade no combustível nas condições de queima	$\%$
\dot{m}_m	Caudal de vapor motriz	$kg\ h^{-1}$
m_{mh}	Massa do material húmido que entra	$kg\ h^{-1}$
m_{ms}	Massa do material seco que sai	$kg\ h^{-1}$
\dot{m}_s	Caudal de vapor de aspiração	$kg\ h^{-1}$
\dot{m}_{vapor}	Caudal mássico de vapor	$kg\ h^{-1}$
m_{vc}	Massa de vapor por ciclo	kg
\dot{m}_{vac}	Caudal máximo de vapor acumulado	$kg\ h^{-1}$
P	Pressão	Pa
p	Percentagem das purgas em relação ao total da água de	
P_1	Pressão a montante	bar absolutos

P_2	Pressão a jusante	bar absolutos
P_{cf}	Perdas associadas ao combustível nas cinzas volantes	%
PCI	Poder calorífico inferior	J kg ⁻¹
P_{CO}	Perdas associadas a inqueimados nos gases de combustão	%
P_{cv}	Perdas associadas ao combustível nas cinzas volantes	%
P_d	Pressão absoluta do vapor de descarga	bar abs
Pe_1	Potência elétrica 1	W
Pe_2	Potência elétrica 2	W
P_{gc}	Perdas associadas ao calor sensível nos gases secos de combustão	%
ph	Potencial de hidrogénio	
P_{H_2O}	Perdas associadas à entalpia do vapor de água nos gases de combustão	%
$P_{in,t}$	Pressão a montante do purgador t	bar
P_m	Pressão absoluta do vapor motriz	bar abs
$P_{out,t}$	Pressão a jusante do purgador t	bar
P_p	Perdas associadas às purgas	%
P_r	Perdas por radiação	%
P_s	Pressão absoluta do vapor de aspiração	bar abs
P_{set}	Pressão de calibração	bar
\dot{Q}	Potência energética do vapor	W
Q	Quantidade de calor no vapor	J
Q	Emissão de calor	W m ⁻¹
$\dot{q}r$	Potência	W
r	Raio do tubo	m
R	Raio de abertura	m
Re	Número de Reynolds	
T_1	Temperatura do material que entra	°C
T_2	Temperatura do material que sai	°C
T_a	Temperatura do ar de combustão à entrada da caldeira	°C
T_{aa}	Temperatura da água de alimentação	°C
T_{amb}	Temperatura ambiente	°C
t_c	Tempo do ciclo	s
t_d	Tempo derivativo	s
T_g	Temperatura dos gases de combustão à saída da caldeira	°C
T_{H_2O}	Temperatura da água de alimentação à caldeira (ou à entrada do	°C
t_i	Tempo integral	s
T_P	Temperatura das purgas medida após qualquer recuperação de calor existente	°C
TSD	Total de Sólidos Dissolvidos	μS cm ⁻¹ ou ppm
TSD_{aa}	Total de Sólidos Dissolvidos da água de alimentação	μS cm ⁻¹ ou ppm
TSD_{ac}	Total de Sólidos Dissolvidos da água da caldeira	μS cm ⁻¹ ou ppm
T_v	Temperatura do vapor	°C
u	Velocidade do escoamento	m s ⁻¹
U	Coefficiente de transferência de calor	W m ⁻² K ⁻¹
V	Volume	m ³
\dot{V}	Caudal volumétrico	m ³ s ⁻¹
v_g	Volume específico do vapor	m ³ kg ⁻¹



W	Percentagem de O ₂	%
χ_p	Banda proporcional	%

Caracteres Gregos

α	Coeficiente de expansão	mm m ⁻¹ °C ⁻¹ 10 ⁻³
β	Percentagem de CO	%/100
Δl	Acréscimo de comprimento do tubo	m
ΔP	Perda de carga	bar
Δt	Diferença de temperatura entre tubagem e o ambiente	°C
ΔT	Aumento de temperatura	°C
η	Eficiência da caldeira	%
ρ	Densidade do fluido no secundário	
σ	Economia	€

Acrónimos

ADENE	Agência para a Energia
BESS	<i>Benchmarking and Energy Management Schemes in SMSs</i>
BI	Purgador mecânico de balde invertido
BM	Purgador termostático bimetálico
CIBU	<i>Council of Industrial Boilers Owners</i>
EXP. L	Purgador termostático de expansão líquida
FT	Purgador mecânico de flutuador
FT c/ SLV	Purgador mecânico de flutuador com sistema de libertação de vapor preso
IAC	<i>Industrial Assessments Centres.</i>
IEA	<i>International Energy Agency</i>
IEE	<i>Intelligent Energy- Europe</i>
NP	Norma Portuguesa
OAK	<i>Oak Ridge National Laboratory</i>
ODISSEE-MURE	<i>Energy Efficiency Trends and Policies</i>
PB	Purgador termostático de pressão balanceada
SGCIE	Sistema de Gestão de Consumos Intensivos de Energia
STeP	<i>Sustainable Textile Production</i>
TD	Purgador termodinâmico
TD c/ LA	Purgador termodinâmico com disco de eliminação de ar
UE	União Europeia
US- DOE	<i>United States- Department of Energy</i>
WBI	<i>World Bank Institute</i>
CIP	<i>Clean In Place</i>

1. Introdução



O uso de vapor na indústria é geralmente considerado como sendo um poderoso meio de transporte de energia térmica.

O vapor parece ter um lugar de destaque sobretudo na indústria. Os fatores que contribuem para a escolha do vapor em detrimento de outros fluidos:

- Maior capacidade de calor e coeficientes de transferência de calor superiores;
- Toxicidade reduzida - bastante seguro quando usado em conjunto com materiais inflamáveis ou explosivos, sendo mesmo utilizado como meio de prevenção e extinção de incêndio em máquinas;
- Capacidade para gerar grande quantidade de energia por unidade de massa, entre 2300 - 2900 kJ kg⁻¹ e que está disponível para trabalho (com turbinas) ou em processos de transferência de calor;
- Possibilidade de distribuição de grande quantidade de energia por meio de tubagens de diâmetro reduzido;
- Grande parte da energia do vapor está armazenada sob a forma latente que facilmente pode ser transferida à mesma temperatura;
- Facilidade da variação da temperatura do vapor pela simples alteração da pressão de vapor;
- Custo muito reduzido comparativamente com óleo térmico;
- Não necessita de bombas, como nos sistemas de água ou óleo, uma vez que se desloca por diferencial de pressão.

A passagem da água do estado líquido para vapor requer grande quantidade de energia, denominada entalpia de evaporação. Este aspeto permite dimensionar um grande dispositivo (por exemplo, um permutador) de transferência de calor com uma área de transferência de calor relativamente pequena, comparativamente com outros fluidos típicos igualmente usados em processos de aquecimento:

Água – 4 000 W m⁻² °C⁻¹ Óleo Térmico – 1 500 W m⁻² °C⁻¹ Vapor - >10 000 W m⁻² °C⁻¹

Assim, independentemente do tipo de combustível utilizado na produção de vapor, este é um fluido de eleição que merece a análise e estudo das melhores práticas na conceção e operação destes sistemas de vapor.

a. Enquadramento

Na secção anterior, as vantagens da utilização de vapor foram resumidamente evidenciadas. Um dos benefícios é a sua operacionalidade continuar a ser bastante aceitável, mesmo em situações em que a manutenção do sistema de vapor é praticamente inexistente, o que acarreta custos de produção de vapor bastante altos. Verifica-se no terreno que muitas instalações de vapor não possuem qualquer programa de manutenção (a não ser o que está associado à caldeira) nem de monitorização dos consumos de vapor. Para além disso, algumas instalações de vapor, como é o caso dos secadores têxteis ou das estufas na indústria de madeira, foram nos últimos anos substituídas erradamente por outros sistemas, nomeadamente de água quente, óleo térmico ou por aquecimento de ar por queima direta de gás natural. Estas substituições, na maior parte dos casos, implicaram custos enormes desnecessários de exploração das unidades industriais, uma vez que na maioria dos casos bastaria um estudo mais aprofundado da instalação ou máquina, por parte de especialistas na área de vapor para se obterem os resultados pretendidos, eventualmente com um custo muito inferior.

b. Objetivos

Independentemente das vantagens ou desvantagens associadas ao uso de vapor de água como meio preferencial de transporte de energia térmica, verifica-se que os projetos ao nível da instalação da distribuição de vapor são bastante homogéneos e conservadores para as variadíssimas instalações de vapor existentes nas diferentes atividades económicas. Mesmo em projetos elaborados por

grandes companhias internacionais de engenharia estas tendências são verificadas. Com efeito, são utilizados métodos/aplicações amplamente testados em milhares de instalações, com um funcionamento dentro do expectável, pelo que não se tem verificado uma evolução significativa no projeto de sistemas de vapor. As principais novidades ou desenvolvimentos associados ao uso e controlo do vapor têm surgido sobretudo por iniciativa e promoção dos variados fabricantes de equipamentos e soluções. Assim, este estudo pretende simplificar, tornando mais claras “As Melhores Técnicas Disponíveis” na organização, conceção, utilização e operação dos sistemas de vapor mais comuns, tornando-os energeticamente mais eficientes. Os sistemas de vapor mais comuns na indústria portuguesa são aqueles que incluem geradores de vapor até ao timbre de 1,2 MPa e capacidade de produção de 4 000 kg h⁻¹. De momento, não foram encontrados dados oficiais, mas crê-se que serão mais de 80% dos sistemas existentes em Portugal.

c. Organização do documento

A abordagem escolhida para a organização do presente relatório baseia-se no ciclo de vapor (Figura 1), constituído pelas seguintes secções:

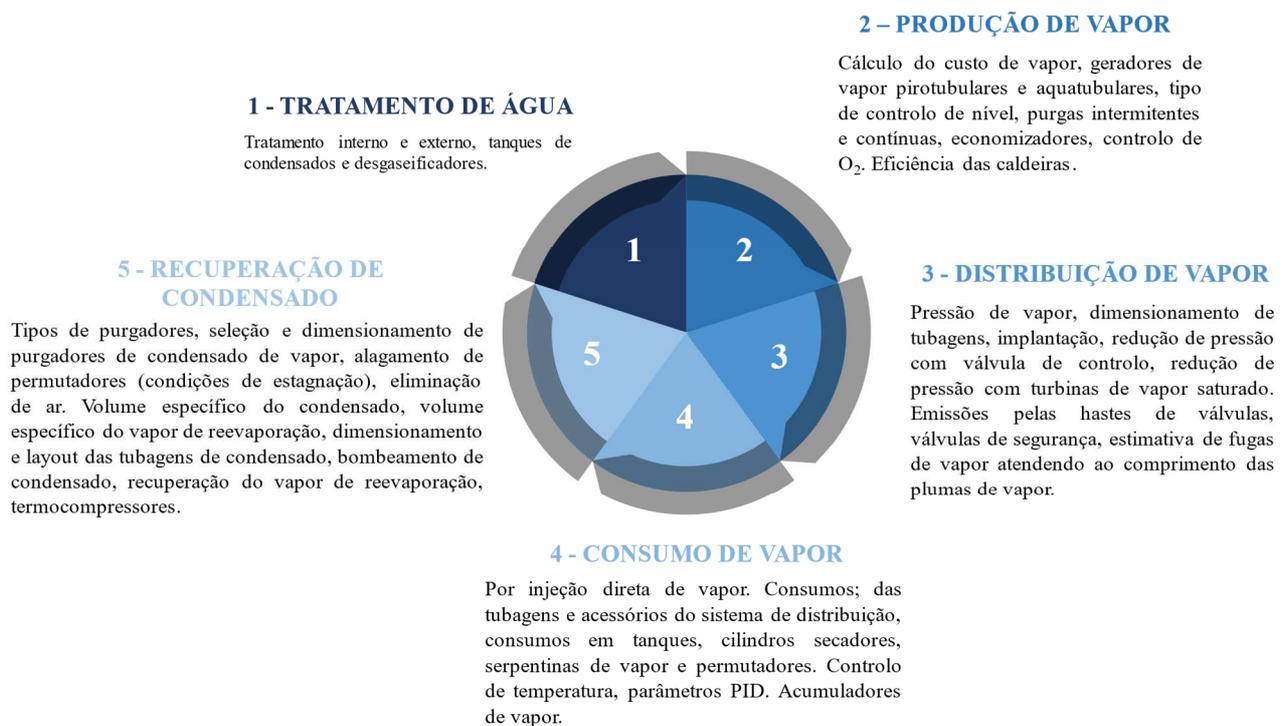


Figura 1 Ciclo de vapor.

Os últimos dois capítulos incidem sobre a análise comparativa e monitorização, e casos práticos das indústrias de têxtil, agroalimentar, laticínios, fabricação de fermentos e leveduras para panificação, farmacêutica e embalagens.



2. Tratamento da Água



a. Introdução

Das várias utilizações de energia, na indústria, nos transportes, nas habitações e edifícios comerciais, uma grande proporção (superior a 30%) é usada na produção de vapor através da combustão de combustíveis fósseis. No entanto, ultimamente tem-se vindo a verificar um incremento significativo da produção de vapor por combustão de biomassa [2].

O tratamento da água para a produção de vapor é um dos mais sofisticados desafios da química da água. A compreensão dos fundamentos do tratamento de água para geradores de vapor é essencial para os responsáveis destes sistemas, de forma a conseguirem que, tanto as caldeiras de vapor como os equipamentos consumidores de vapor, mantenham sempre uma eficiência elevada. Na maioria das situações há necessidade de tratar a água de modo a reduzir os contaminantes para níveis aceitáveis e ao mesmo tempo tentar corrigir recorrendo a químicos específicos efeitos adversos de traços de contaminantes remanescentes [2].

b. Água e suas características

i. Impurezas

A água no seu estado puro (H_2O) é incolor, inodora e não tem sabor, no entanto, a água pura, na esmagadora maioria das aplicações práticas, não existe. Todas as águas naturais contêm vários tipos e quantidades de impurezas. Dos 97% de água presente no nosso planeta, apenas 0,65% se encontra disponível para utilização doméstica e industrial. Esta pequena percentagem seria consumida rapidamente se não existisse o ciclo da água.

A água da chuva pode ser considerada bastante pura. Porém contém impurezas, tais como, dióxido de carbono, nitrogénio e, em zonas industriais, dióxido de enxofre. Estas impurezas podem formar depósitos nas superfícies de transferência de calor, provocando corrosão, redução da transferência de calor e respetivo sobreaquecimento com perda de resistência mecânica.

A Norma Portuguesa NP 4079 de 1993 inclui um resumo de algumas impurezas que se podem encontrar na água de alimentação de caldeiras (Anexo 1) e que podem causar problemas numa central térmica. Estas impurezas podem ser agrupadas da seguinte maneira:

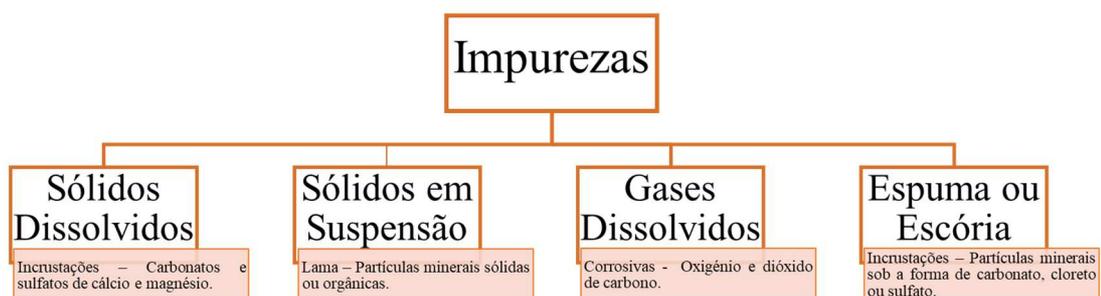


Figura 2 Desagregação das impurezas consoante a forma física da substância na instalação.

Na prática, quaisquer sais que originem incrustações no interior da caldeira, devem ser controlados quimicamente, de modo que produzam sólidos em suspensão ou lama em vez de incrustações [3].

ii. Dureza

Quando se fala de água diz-se que esta é "dura" ou "macia". A água dura contém impurezas, como sais minerais de cálcio e magnésio, suscetíveis à formação incrustações. A água macia contém poucas ou nenhuma destas partículas. A diferença é facilmente detetada pelo seu efeito no sabão,

uma vez que é necessário muito mais sabão para fazer espuma com uma água dura que com uma água macia. Existem duas classificações usuais de dureza [4]:

- **Dureza alcalina (dureza temporária):** Bicarbonatos de cálcio e magnésio são os responsáveis pela dureza alcalina. Os sais dissolvem-se na água, formando uma solução alcalina que aquando da aplicação de calor decompõem-se, libertando dióxido de carbono e ligeiras incrustações ou lama. Geralmente denomina-se de dureza temporária (Figura 3) pois a dureza é eliminada pela fervura [4].

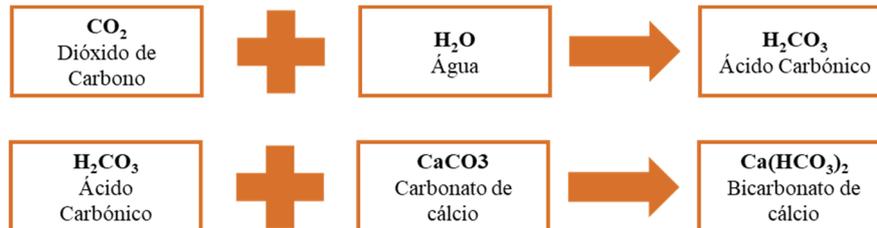


Figura 3 Dureza Temporária.

Na figura seguinte (Figura 4) encontra-se representada a situação dentro da caldeira.

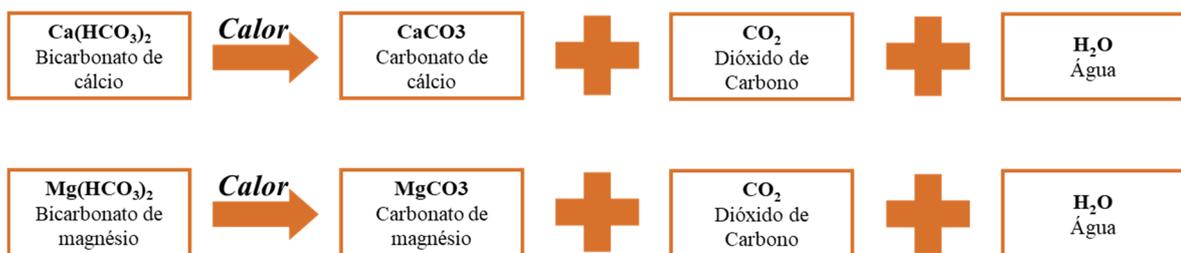


Figura 4 Dureza no interior da caldeira.

- **Dureza não alcalina e carbonatos (dureza permanente):** Deve-se à presença de sais de cálcio e magnésio, sob a forma de sulfatos e cloretos. Com o aumento da temperatura, estes libertam-se da solução devida à sua reduzida solvência, e formam grandes incrustações, difíceis de remover. A presença de sílica na água da caldeira pode levar à formação de grandes incrustações, que reagindo com os sais de magnésio e cálcio formam silicatos que retardam severamente a transferência de calor e provocam sobreaquecimento do metal [4].
- **Dureza total:** A dureza total não é um tipo de dureza, mas sim o somatório das concentrações de iões de cálcio e magnésio presentes, quando estes são expressos como CaCO_3 . Se a água é alcalina, uma parcela desta dureza, igual em magnitude à alcalinidade total também expressa em CaCO_3 , é considerada como dureza alcalina e a restante como dureza não alcalina (Figura 5) [4].

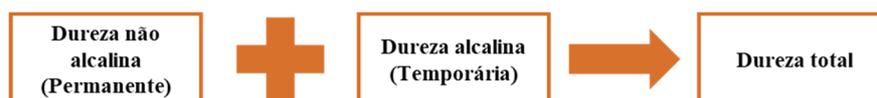


Figura 5 Dureza Total.

A qualidade da água pode variar consideravelmente de região para região, conforme as fontes de água, minerais locais, profundidade, entre outros fatores. Os valores típicos por áreas em Portugal Continental da dureza apresentam-se na Figura A.1 (Anexo 1) [5].

iii. Valores de pH

O valor de pH é outra propriedade a considerar. Não é uma impureza ou constituinte, apenas um valor numérico que representa o conteúdo potencial de hidrogénio da água, que é um indicador da natureza ácida ou alcalina natural da água. A água, H_2O , possui dois tipos de iões: iões de hidrogénio (H^+) e de hidróxido (OH^-). Como é possível confirmar pelo esquema presente na Figura A.2 (Anexo 1), quando predominam os iões de hidrogénio, a solução será ácida, com um valor de pH entre 0 e 6. Caso contrário, a solução será alcalina, com um valor de pH entre os 8 e os 14. Se existir igual quantidade de hidróxido e de iões de hidrogénio, então a solução será neutra, com um valor de pH de 7. Os ácidos e os alcalis aumentam a condutividade da água tornando-a mais elevada do que a de uma amostra neutra. Consequentemente, uma amostra de água com pH 12 será mais condutiva que uma amostra com pH 7 [2].

c. Tratamento de água

Um bom funcionamento de uma caldeira (Figura 6) deverá ser consistente com três objetivos:

- Maximização da eficiência da transferência de calor do combustível para o fluido a aquecer;
- Produção de vapor seco com um mínimo de impurezas (isto é, uma boa separação das fases de vapor e de líquido dentro da caldeira);
- Manutenção da integridade mecânica da caldeira e do sistema de distribuição de vapor, de modo a evitar fenómenos de corrosão, incrustações e fadiga mecânica.

A qualidade da água de alimentação, ou seja, um bom tratamento de água é essencial para uma operação segura e eficiente de um sistema de vapor, visto que, o desempenho e eficiência do gerador, assim como o seu tempo de vida útil dependem da mesma. O objetivo de uma central de caldeiras é produzir vapor que não provoque corrosão ou depósitos de sais (incrustações) em aquecedores, turbinas e em todo o equipamento do processo. Tais fenómenos de corrosão podem dever-se à presença de dióxido de carbono e oxigénio no vapor, ou de sais minerais. Por força de um arrastamento de partículas da água da(s) caldeira(s) os sais minerais podem inclusivamente aparecer nos condensados de purgadores e em equipamento de processo, dando origem a incrustações [4].

A experiência mostra que o arrastamento de água da caldeira é geralmente promovido por circunstâncias como níveis elevados da água no interior da caldeira, alterações súbitas nos pedidos de vapor, fugas de vapor, presença de óleo, entre outras, podendo ocorrer em conjunto ou de forma independente. A influência dos sólidos dissolvidos na água da caldeira é amplamente conhecida, sabendo-se que para qualquer estado estacionário das condições de operação de um gerador de vapor, o arrastamento de partículas da água da caldeira aumenta rapidamente quando a concentração dos sólidos dissolvidos naquela excede determinados valores [4].

As impurezas que se podem encontrar na água de uma caldeira dependem da qualidade da água bruta, do processo de tratamento utilizado e da condução da operação da caldeira [4].

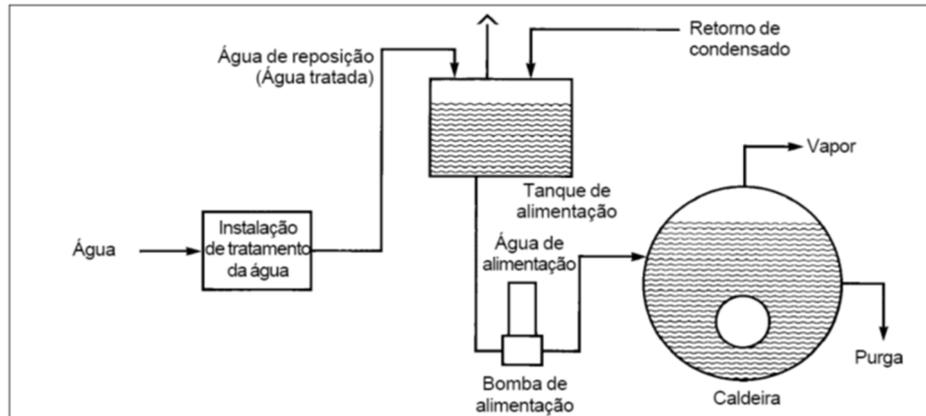


Figura 6 Alimentação de água à caldeira.

A Tabela A.2 (Anexo 1), com base na NP 4079, e a título meramente indicativo, identifica alguns dos valores típicos recomendados para a qualidade da água de caldeiras de tubos de fumo (com pressões de serviço até 25 bar) e de caldeiras de tubos de água. De salientar que os valores recomendados são para a água de alimentação e para a água no interior da caldeira.

Dependendo da pressão e da taxa de vaporização do(s) gerador(es) de calor, a qualidade da água deve ser controlada periodicamente e mantida dentro dos parâmetros exigidos por via de um tratamento eficaz. A escolha do processo de tratamento de uma água de alimentação de uma determinada central térmica depende, não só da natureza da água bruta disponível, mas também do tipo de caldeira onde é utilizada [6].

Para pequenas caldeiras de baixa pressão e com reduzidas taxas de vaporização, com uma operação intermitente, portanto menos sujeitas a corrosões, incrustações e praticamente indiferentes a fenómenos de fermentação, poderá apenas ser necessário uma simples adição de um desincrustante para assegurar uma operação satisfatória com um mínimo de custos. No entanto, na maioria dos geradores de vapor terá de haver um tratamento adequado da água de alimentação, que não passa por uma solução tão simples, havendo técnicas mais ou menos sofisticadas para esse efeito. Para cada caso particular é necessário escolher o melhor método, tendo em consideração fatores tão diversos como o tipo de caldeira, a sua taxa de vaporização, a qualidade da água bruta, o fim a que se destina o vapor e a percentagem de condensados recuperados. O tratamento adequado da água dos geradores de vapor previne igualmente a ocorrência de acidentes neste tipo de equipamentos. Os requisitos exigidos à água de alimentação e à água dentro da caldeira vão aumentando à medida que a pressão de serviço aumenta. Os fabricantes de caldeiras, e até mesmo os códigos de construção utilizados indicam quais as características a que deve obedecer a água, de modo a se evitar problemas e avarias na condução dos geradores [6].

A qualidade da água de uma caldeira de vapor pode ser controlada por várias vias, que serão resumidas de seguida. Os problemas anteriormente mencionados podem ser evitados, quer eliminando por métodos físicos, químicos ou físico-químicos as substâncias nocivas contidas na água bruta. Com recurso ao tratamento prévio ou tratamento externo da água, ou introduzindo nas caldeiras substâncias capazes de a tornar inofensiva, pelo denominado de tratamento interno [6].

d. Tratamento externo da água

Os objetivos deste tipo de tratamento são os seguintes:

- Reduzir ou eliminar a dureza, resultante da concentração total de iões de cálcio (Ca^{2+}) e magnésio (Mg^{2+}) dos sais dissolvidos na água, para evitar a formação de incrustações ou depósitos sobre as superfícies de aquecimento, que são prejudiciais à transmissão de calor dessas superfícies para a água do gerador e que podem conduzir ao sobreaquecimento daquelas e assim originar deformação ou rotura;
- Reduzir ou eliminar a sílica em soluções com os mesmos fins do item anterior;
- Reduzir o teor de salinidade ou eliminá-lo, para obviar a que a sua concentração na superfície de vaporização dê lugar a fermentações que prejudicam a vaporização e que podem ser arrastadas para a rede de distribuição de vapor e para os equipamentos consumidores de vapor;
- Eliminar gases dissolvidos, especialmente CO_2 e O_2 , que provocam corrosões nas superfícies internas.
- Conferir à água de alimentação uma alcalinidade que permita evitar a corrosão interna. Existem vários tratamentos corretivos para estes problemas, desde a utilização de antiespumantes orgânicos para obviar fenómenos de fermentação, condicionadores de lamas, fosfatos alcalinos e tratamento da alcalinidade para se evitar incrustações, até ao recurso a fosfatos alcalinos com correção de alcalinidade e outros produtos químicos absorvedores de oxigénio e inibidores de corrosão para condensados, para contrariar as corrosões. Estes tratamentos encontram-se relacionados com a finalidade e importância das instalações, podendo assim ser mais ou menos eficientes e inclusivamente passar por um processo de desmineralização total [4].

Basicamente os processos ou técnicas de tratamento externo podem agrupar-se em:

- **Precipitação química:** adicionam-se produtos químicos (tais como cal apagada, cal viva, carbonato de sódio, aluminato de sódio, hidróxido de sódio ou fosfato trissódico). Estes produtos levam à precipitação do cálcio e do magnésio como compostos de baixa solubilidade. Os precipitados são pulverulentos, não aderentes e facilmente descarregados nas purgas.
- **Permuta iónica:** é o processo mais utilizado e corrente. Consiste num processo de “amaciamento” da água, por recurso a descalcificadores (Figura 7). A água dura é obrigada a atravessar um leito de resinas catiónicas, efetuando-se uma neutralização da dureza da água (sem formação de precipitado), com a subsequente regeneração periódica destas resinas, através de uma lavagem com água salgada. Tem a vantagem de possibilitar a remoção quase completa da dureza, além da simplicidade da sua operação. No entanto, apresenta o inconveniente de exigir uma água com pouca matéria em suspensão e de não reduzir nem a alcalinidade nem o teor de sólidos dissolvidos. Adicionalmente, não reduz o teor de sílica. Em casos especiais poder-se-á recorrer a uma desmineralização completa da água, por exemplo para a eliminação da sílica, utilizando-se colunas em série de resinas aniónicas e catiónicas. Se a matéria em suspensão na água bruta for muito elevada, ter-se-á de proceder a uma floculação (caso do teor em ferro seja elevado) ou a uma sedimentação e filtragem, antes de se proceder à descalcificação ou desmineralização [4].

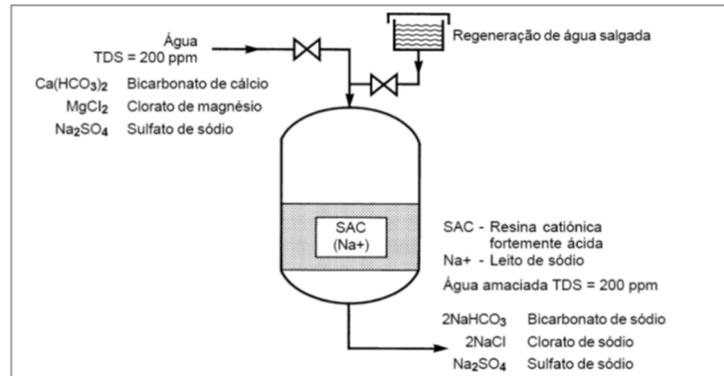


Figura 7 Descalcificador simples.

- Processos mistos:** tratamento em duas fases, por precipitação química e por permuta iónica, conduzindo à eliminação quase completa da dureza, sendo possível atingir valores não superiores a 2 mg/l de CaCO_3 . As formas mais comuns de remover a sílica presente na água são o tratamento por magnésia (hidróxido de magnésio) e a desmineralização por permuta iónica, com resinas aniónicas fortemente básicas. Normalmente só se torna necessário este tratamento quando o teor de sílica está acima de 25 a 30 mg/l, ou quando as caldeiras operam a pressões superiores a 50 bar [4].
- Desmineralização e outras técnicas:** a desmineralização por permuta iónica consiste em remover os cations por meio de uma resina catiónica e os anions por meio de uma resina aniónica. Estas últimas podem considerar-se divididas em dois grandes grupos: fraca/medianamente básicas e fortemente básicas. As primeiras sendo apenas adequadas para remoção de ácidos fortes (do tipo ácido sulfúrico, clorídrico ou nítrico) através da regeneração com carbonato de sódio (soda). Enquanto as segundas removem quer os ácidos fortes quer os ácidos fracos (como o salicílico e o carbónico) recorrendo a soda cáustica. Assim, para remover a sílica numa água, como já se referiu, é obrigatório o uso de resinas aniónicas fortemente básicas. No que se refere ao ácido carbónico, que se decompõe sempre em anidrido carbónico mais água, também é possível removê-lo quimicamente por meio da resina aniónica fortemente básica, mas é mais económico remover o CO_2 mecanicamente por arejamento. Tal como nas resinas catiónicas, também a capacidade das resinas aniónicas depende da quantidade de regenerante usado. Para além disso, depende da quantidade de sulfatos presentes na água, uma vez que, em certa medida, o ácido sulfúrico é retido pelas resinas como se um só dos seus hidrogénios tivesse carácter ácido. Assim, a capacidade das resinas aniónicas é ligeiramente maior para o ácido sulfúrico que para quantidades equivalentes de ácidos clorídrico ou nítrico. São possíveis vários arranjos de colunas catiónicas, aniónicas ou mistas para atingir a desmineralização de uma água. Este processo permite a eliminação de todos os sais contidos na água, contudo o seu custo é cerca de 10 vezes superior a um tratamento de precipitação química (por exemplo, com cal), ou 15 vezes superior ao custo de um processo de permuta iónica [4].
- Osmose inversa:** uma alternativa ao processo de desmineralização embora mais caro (cerca de 25 vezes o custo do processo de permuta iónica) consiste no processo de osmose inversa, com recurso a membranas. Esta técnica baseia-se no princípio de que, quando soluções de diferentes concentrações são separadas por uma membrana semipermeável, a água da solução menos concentrada passa através da membrana para diluir o líquido de maior concentração. Se a solução de maior concentração for pressurizada, o processo é invertido e a água da solução com maior concentração flui para a solução menos concentrada. A qualidade da água que se obtém depende da concentração da solução do

lado da pressão maior e do diferencial de pressão através da membrana. É um processo adequado para águas com teores altos de TSD [2, 4].

- **Desgaseificação/ Remoção de gases (com desgaseificador):** o carácter corrosivo do vapor e dos condensados deve-se à presença de oxigénio e, sobretudo, de dióxido de carbono. A corrosão devida ao O_2 resulta em “picadas” características, localizadas, suscetíveis de provocar perfurações rápidas dos tubos, enquanto a solução de CO_2 provoca um ataque generalizado e o adelgaçamento progressivo dos tubos, levando-os rapidamente à rotura. A desgaseificação, embora possa ser efetuada por via química, é frequentemente também realizada por via térmica com um desarejador ou desgaseificador físico, no qual os gases são expelidos/removidos por pré-aquecimento da água antes de entrar na caldeira. De salientar que a água contém normalmente cerca de 10 mg/l de oxigénio dissolvido, à temperatura ambiente. O funcionamento destes equipamentos pode processar-se de duas maneiras que só aparentemente são distintas: ou se aumenta a temperatura da água até perto do seu ponto de ebulição, à pressão de funcionamento, ou se diminui a pressão até perto da pressão de equilíbrio da água com o seu vapor à temperatura em vigor. O primeiro tipo corresponde às unidades de pressão e o segundo às unidades de vácuo, sendo mais usual unidades de pressão. Como é necessário aquecer a água que alimenta as caldeiras, isto é feito à custa destes equipamentos nos quais é injetado vapor (com a água a ser dividida sob a forma de aerossol ou filme, através do qual o vapor é forçado para arrastar os gases dissolvidos na água (O_2 , N_2 , CO_2). Por este meio consegue-se uma redução de oxigénio até 0,005 ml/l, teor que se aproxima do mínimo quimicamente detetável, além de se conseguir também eliminar o CO_2 e conseqüentemente corrigir o pH. Estes equipamentos são normalmente instalados a cota elevada para criarem “carga” favorável ao funcionamento das bombas de água que abastecem a caldeira, e assim obviar a possibilidade de ocorrência de eventuais condições de cavitação [2,4].
- **Filtração:** para remoção de sólidos em suspensão [2, 4].
- **Aquecimento do tanque de recolha de condensados:** no caso de este tanque não ser um desgaseificador (Figura 8) é muito importante que a água de alimentação seja mantida à maior temperatura possível, de modo a minimizar o conteúdo de oxigénio dissolvido.

A Figura 9 mostra a relação entre a temperatura da água e o conteúdo de oxigénio.

Principalmente no caso de a quantidade de água de reposição ser elevada (pouco retorno de condensado), o aquecimento da água de alimentação, por exemplo com vapor, diminui substancialmente o investimento em redutores químicos de oxigénio.



Figura 8 Tanque de alimentação de água à caldeira com torre de desgaseificação [7].

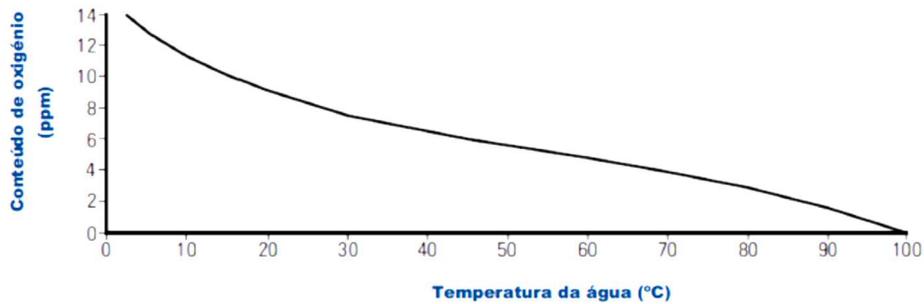


Figura 9 Relação conteúdo oxigénio e temperatura da água.

Considerando o seguinte exemplo em que a produção média de vapor é de 5 000 kg/h, regime de trabalho do gerador de vapor de 8 000 h/ano, custo do sulfito de sódio de 1 €/kg e temperatura da água de alimentação de 50 °C. Assumindo ainda que, o doseamento normal para o sulfito de sódio é de 8 ppm por 1 ppm de oxigénio dissolvido, usualmente adiciona-se 4 ppm para manter uma reserva na caldeira e a catalisação líquida do sulfito de sódio contém apenas 45% do mesmo.

Se a temperatura da água de alimentação fosse mantida a cerca de 95 °C, em vez de 50 °C, a economia no custo de sulfito seria de 3 413,30 €, ou seja, 72,2 %.

e. Tratamento interno da água

Este tipo de tratamento é um suplemento ao tratamento prévio ou externo que pode deixar ainda alguns vestígios das impurezas que se pretendem eliminar. Envolve a adição de diversas substâncias químicas na água de alimentação da caldeira com várias finalidades. Incluem-se aqui aditivos como o sulfito de sódio ou a hidrazina para remoção do oxigénio (constituindo um processo de desgaseificação por via química) ou o hidróxido de sulfato ou fosfato de amónio para a eliminação de CO₂, anti espumas e produtos de controlo do pH, como é o caso do fosfato trissódico ou dos polifosfatos. Também se utilizam soluções simples de tratamento de água como o referido para geradores de baixa pressão e com reduzidas taxas de vaporização, com a sua água de alimentação a revelar alguns valores residuais de dureza (trazidos pela água de compensação ou pelo retorno de condensados). Sendo o objetivo do tratamento a anulação desses resíduos de dureza, por exemplo mediante a adição de um fosfato solúvel, incluem-se igualmente dentro desta categoria de tratamento-

Em suma, nos tratamentos internos adicionam-se substâncias químicas à água de alimentação, de modo a alterar ou condicionar as reações que se verificam no interior do gerador de vapor. Frequentemente são utilizadas misturas de substâncias orgânicas e inorgânicas num variado número de combinações e que podem adquirir-se com diferentes nomes comerciais. Os métodos mais convenientes de tratamento, quer externo quer interno, devem ser aconselhados em cada caso particular pelo fabricante da caldeira [6].

f. Purgas – Total de sólidos dissolvidos

i. Valores limite de TSD recomendados

A Norma NP4079 (Tabela 1) recomenda os seguintes valores para a salinidade total e condutividade para a água da caldeira, consoante a pressão e o tipo de gerador de vapor.

ii. Cálculo das purgas das caldeiras

Para o cálculo das purgas das caldeiras é necessária a seguinte informação:

Valor do TSD máximo recomendado para a água da caldeira em ppm (consultar NP4079);

Valor atual do TSD da água de alimentação em partes por milhão. Um valor médio pode ser obtido consultando os registos do tratamento de água ou obtendo uma amostra de água de alimentação e medindo a sua condutividade. Tal como na medição da água da caldeira, a condutividade ($\mu\text{S}/\text{cm}$) $\times 0,7 = \text{TSD}$ em ppm (a 25°C).

(Nota: a amostra de água de alimentação deve ser colhida da linha de alimentação à caldeira ou do tanque de alimentação e não uma amostra da água de reposição vinda do tratamento.)

A quantidade de vapor que a caldeira gera, geralmente medida em kg/h. Para escolher um sistema de purga, o dado mais importante é geralmente a quantidade máxima de vapor que a caldeira pode gerar em carga máxima.

A taxa de purga necessária pode ser calculada do seguinte modo:

$$\text{Taxa de Purga} = \frac{\text{TDS Aa} \times \dot{m}_{\text{vapor}}}{\text{TDS Ac} - \text{TDS Aa}} \quad (2.1)$$

Em que, TDS Aa e TDS Ac, e \dot{m}_{vapor} correspondem à TDS da água de alimentação e a da água da caldeira necessário em partes por milhão, e à taxa de produção de vapor em kg/h, respetivamente.

Exemplo: Uma caldeira de 10 000 kg/h opera a 10 bar e admite um TSD máximo de 2 500 ppm. O TSD da água de alimentação da caldeira = 250 ppm.

$$\text{Taxa de purga} = \frac{250 \times 10\,000}{(2\,500 - 250)} = 1\,111 \text{ kg/h}$$

Tabela 1 Valores de TSD recomendados [3].

Tipo de Gerador de vapor	Tubos de fumo			Tubos de água										
	< 0.1	0.1 a 2	2 a 4	< 1	1 a 2	2 a 4	4 a 6	6 a 10	10 a 13	13 a 16	16			
Pressão (MPa)	< 4000	< 3500	< 2500	< 3500	< 3000	< 2500	< 1200	< 150	< 25	< 3	< 10	< 3	< 10	< 2
Salinidade Total (mg/L)	< 5000	< 4000	< 3000	< 4000	< 3500	< 3000	< 2500	< 300	< 50	< 5	< 20	< 5	< 10	< 5
Condutividade elétrica ($\mu\text{S}/\text{cm}$)														

3. Produção de Vapor



a. Introdução

O ponto de ebulição de um líquido pode ser definido com o valor da temperatura a que a sua pressão de vapor é igual à pressão total acima da sua superfície livre. Esta temperatura também se designa por temperatura de saturação [8]. No entanto e no caso presente “ponto de ebulição” ou temperatura de saturação é função da pressão e aumenta quando a pressão é incrementada. A produção de vapor num depósito fechado resulta num aumento da pressão provocado pelo enorme aumento do volume seguido de mudança de fase, de líquido para vapor. Ao mesmo tempo as temperaturas da água e do vapor produzido também aumentam. Em caldeiras que operam a pressões abaixo do ponto crítico a pressão é normalmente mantida num valor constante desejado, desde que se garanta um certo nível de água com um espaço acima para o vapor e se regule a produção de vapor de forma balanceada com o caudal de vapor fornecido pela caldeira ao processo [8].

Mesmo na presença de ar ou outros gases incondensáveis, acima da superfície de água está presente vapor. Pode ser uma mistura de vapor e água líquida em suspensão, neste caso a fração de vapor é designada por qualidade ou título do vapor. A Tabela A.3 (Anexo 2) resume as propriedades do vapor até à pressão de 10 bar ou 11 bar absolutos que é a pressão de vapor da grande maioria das instalações de vapor das pequenas e médias empresas consumidoras de vapor [8].

Basicamente a produção de vapor é um processo de conversão da energia de um combustível, em energia térmica contida no vapor [9]. Os geradores ou caldeiras de vapor são os maiores componentes intensivos de energia de um sistema de vapor. Daqui a importância que a gestão de energia dá às caldeiras. São vários os fatores que condicionam o desempenho dos geradores de vapor. Tipicamente, a perda mais significativa na operação de caldeiras, verifica-se na perda de energia associada à saída dos gases de combustão. Esta perda é diretamente influenciada pela temperatura dos gases e pelo volume de excesso de ar fornecido ao processo de combustão. Existem ainda outros fatores na combustão com impacto neste processo de conversão de energia. Também no desempenho do funcionamento geral da caldeira deverão ser considerados fatores adicionais, como a purga de água e perdas por transferência de calor para o exterior.

b. Custo do vapor

Na avaliação do desempenho dos sistemas de vapor torna-se bastante comum e cómodo usar caudais mássicos de vapor, pois os mesmos refletem valores de energia deduzidos das perdas associadas à sua produção. Assim, é interessante quantificar o custo de vapor por kg, ou mais usualmente por tonelada.

Os dados necessários para o cálculo do custo de vapor por tonelada são os seguintes:

- Pressão do vapor – P ;
- Entalpia do vapor à pressão P – h_g (kJ/kg, Tabela A.3 Anexo 2);
- Temperatura da água de alimentação – T_{aa} (°C);
- PCI do combustível (Tabela A.4 Anexo 2) em kJ/kg [11];
- Rendimento da caldeira – η ;
- Custo unitário do combustível (€);
- Calor específico da água – 4,186 kJ/(kg.°C).

Caudais de gás natural consideram-se às condições normais de pressão e temperatura (gás natural a 0°C e 101,3 kPa)

O custo do vapor por tonelada é dado por:

$$\text{Custo vapor} \left(\frac{\text{€}}{\text{t}} \right) = \frac{h_g - \left(T_{aa} \times 4,186 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \cdot ^\circ\text{C} \right)}{\text{PCI} \times \eta} \times 1\,000 \text{ kg} \times \text{custo comb.} \left(\frac{\text{€}}{\text{kg}} \right) \quad (3.1)$$

Considerando o exemplo de uma instalação com uma caldeira a gás natural com um rendimento de 87%, pressão de vapor de 10 bar relativos (= 11 bar absolutos), temperatura da água de alimentação de 80°C, preço do combustível de 0,49 €/m³.

O custo do vapor por tonelada igual a **36,33 € por Tonelada de vapor**.

c. Rendimento da caldeira

A eficiência dos geradores de vapor tem uma importância crucial no consumo de energia [1]. Em termos gerais, a eficiência é expressa como a quantidade de energia desejada de um componente comparativamente à energia requerida por este componente (Figura 10).

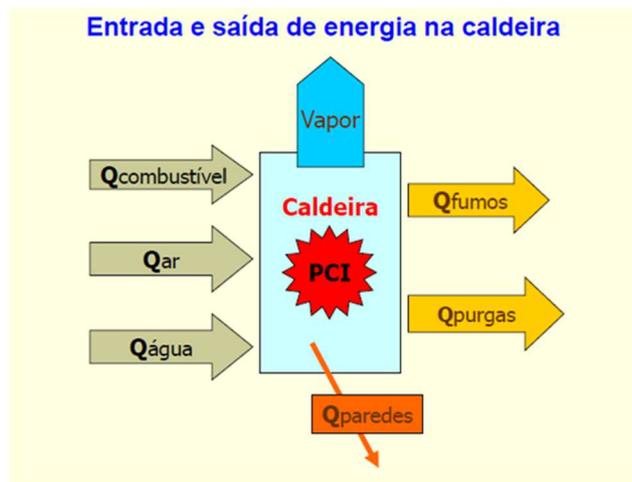


Figura 10 Balanço de energia de uma caldeira [12].

O rendimento da caldeira, $\eta_{caldeira}$, é definido pela seguinte expressão (3.2):

$$\eta_{caldeira} = \frac{\text{energia adicionada ao vapor na caldeira}}{\text{energia fornecida pelo combustível}} \quad (3.2)$$

A equação de trabalho a utilizar deverá incluir nos seus termos, as propriedades do sistema de vapor:

$$\eta_{caldeira} = \frac{\dot{m}_{\text{vapor}} \times (h_{g_{\text{vapor}}} - h_{f_{\text{água de alimentação}}})}{\dot{m}_{\text{combustível}} \times \text{PCI}} \quad (3.3)$$

Em que, \dot{m}_{vapor} , h_g (vapor), h_f (água de alimentação), $\dot{m}_{\text{combustível}}$ e PCI representam o caudal mássico de vapor, a entalpia do vapor, a entalpia da água de alimentação, o caudal mássico de combustível e o Poder Inferior do Combustível, respetivamente.

A eficiência deverá ser frequentemente monitorizada e comparada com valores ideais ou pelo menos expectáveis para o tipo da instalação em estudo (*benchmarking*) [9]. No entanto, grande parte das instalações com geradores de vapor não possuem contadores e outros equipamentos de medida instalados que permitam a determinação da eficiência por este método. Nestes casos, a eficiência poderá ser determinada pela identificação e quantificação das perdas individuais associadas à geração de vapor. A determinação da eficiência por este processo está classificada como “Método Indireto” [6, 12, 13]. A expressão geral usada na determinação pelo “Método Indireto”, $\eta_{indireto}$ tem a seguinte forma:

$$\eta_{indireto} = 100\% - \sum \text{Perdas} \quad (3.4)$$

Neste subcapítulo descrevem e determinam-se as perdas P_i da caldeira apresentadas seguidamente.

- P_{cv} - Perdas associadas ao combustível nas cinzas volantes (só em combustíveis sólidos);
- P_{cf} - Perdas associadas ao combustível nas cinzas de fundo (só em combustíveis sólidos);
- P_{gc} - Perdas associadas ao calor sensível nos gases secos de combustão;
- P_{H_2O} - Perdas associadas à entalpia do vapor de água nos gases de combustão;
- P_{CO} - Perdas associadas a inqueimados nos gases de combustão;
- P_r - Perdas por radiação, convecção e outras perdas não-contabilizáveis nas caldeiras;
- P_p - Perdas associadas às purgas (apenas aplicáveis às caldeiras de vapor);

Estas perdas são expressas em percentagem do total de energia fornecida pelo combustível. Os rendimentos determinados pelas equações 3.2 e 3.3 são teoricamente idênticos. No entanto, poderão existir pequenas diferenças resultantes de pequenos erros de medição, omissão de algumas perdas mínimas ou mesmo alguma instabilidade no funcionamento. Este método e respetivas equações são aplicáveis a todos os tipos de caldeiras e de combustíveis tendo por base o PCI do combustível.

i. P_{cv} , Perdas associadas ao combustível nas cinzas volantes

Estas perdas só se aplicam a combustíveis sólidos.

$$P_{cv} (\%) = \frac{A \times F_{ci} \times C_{cc} \times 33\,820 \times 100}{(1 - C_{cc}) \times PCI} \quad (3.5)$$

Em que, A , F_{ci} , C_{cc} e PCI representam a fração em peso de inertes no combustível (com base na sua composição às condições de queima), fração em peso das cinzas volantes em relação ao total de inertes do combustível, fração em peso do combustível nas cinzas volantes e poder calorífico inferior do combustível nas condições de queima (kJ/kg), respetivamente.

ii. P_{cf} , Perdas associadas ao combustível nas cinzas de fundo

Estas perdas, igualmente associadas aos combustíveis sólidos, apresentam uma equação que é semelhante à referida anteriormente, substituindo-se apenas as cinzas volantes pelas de fundo (F_{cf}).

$$P_{cf} (\%) = \frac{A \times F_{cf} \times C_{cc} \times 33\,820 \times 100}{(1 - C_{cc}) \times PCI} \quad (3.6)$$

Em que, F_{cf} e C_{cc} correspondem à fração em peso das cinzas de fundo em relação ao total de inertes do combustível e fração em peso do combustível nas cinzas de fundo, respetivamente.

iii. P_{gc} , Perdas associadas ao calor sensível nos gases secos de combustão

$$P_{gc} (\%) = \frac{K \times (T_g - T_a) \times [1 - (P_{cv} + P_{cf}) \div 100]}{CO_2} \quad (3.7)$$

Em que, P_{gc} , T_g , T_a , CO_2 , e K representam as perdas associadas ao calor sensível nos gases secos de combustão (%), temperatura dos gases de combustão à saída da caldeira (°C), temperatura do ar de combustão à entrada da caldeira (°C), % em volume de CO_2 presente nos gases de combustão(1) e constante que depende do combustível utilizado (ver Tabela 3), respetivamente.

Quando a análise dos gases de combustão inclui a medição de oxigénio (O_2) em vez de dióxido de carbono (CO_2), é possível calcular o teor de CO_2 da seguinte forma:

$$CO_2 = \frac{1 - O_2}{21} \times CO_{2t} \quad (3.8)$$

Em que, CO_{2t} corresponde à % CO_2 máxima teórica nas condições estequiométricas (excesso de ar igual a zero) pode ser consultada na Tabela 2 que se segue.

Tabela 2 % de CO_{2t} nos gases secos.

Combustível	% de CO_{2t} nos gases secos
Bagaço	20,3
Madeira	19,9
“Thick”, “thin” e “burner” óleos	15,8
Gasóleo	15,5
GPL (Propano)	13,8
Gás Natural	12,1

No caso de combustíveis constituídos essencialmente por carbono e hidrogénio podemos recorrer à seguinte equação:

$$CO_{2t} = \frac{[(C \div 12) \times 100]}{[(4,78 \times C) \div 12 + (1,89 \times H) \div 2]} \quad (3.9)$$

Em que, C e H representam a % em peso de carbono no combustível e % em peso de hidrogénio no combustível, respetivamente.

Tabela 3 Valores da constante K a aplicar na equação (3.7), para vários combustíveis [6, 12].

Combustível	Valor de K
Carvão betuminoso	0,66
Gasóleo	0,51
“Thick”, “thin” e “burner” óleos	0,54
GPL (Propano)	0,45
Gás Natural	0,395

Para qualquer combustível, a constante K, aplicada na equação (3.7), também pode ser calculada pela expressão:

$$K = \frac{255 \times C}{PCI} \quad (3.10)$$

iv. P_{H_2O} , Perdas associadas à entalpia do vapor de água nos gases de combustão

Estas perdas podem ser determinadas recorrendo à seguinte expressão:

$$P_{H_2O} = \frac{(m_{H_2O} + 9H) \times (210 - 4,2 \times T_a + 2,1 \times T_g)}{PCI} \quad (3.11)$$

Em que, P_{H_2O} , m_{H_2O} , H , T_a e T_g correspondem às perdas associadas à entalpia do vapor de água nos gases de combustão (%), % em peso da humidade no combustível nas condições de queima (%), % em peso de hidrogénio no combustível nas condições de queima (%), temperatura do ar de combustão (°C) e temperatura dos gases de combustão à saída da caldeira (°C), respetivamente.

As percentagens em massa da humidade no combustível nas condições de queima (m_{H_2O}) e hidrogénio no combustível nas condições de queima (H) podem ser retiradas da Tabela A.5, Anexo2.

v. P_{CO} , Perdas associadas a inqueimados nos gases de combustão

Para o cálculo deste tipo de perdas a expressão a aplicar é a seguinte:

$$P_{CO} = \frac{K \times CO \times [1 - 0,01 \times (P_{cv} + P_{cf})]}{CO + CO_2} \quad (3.12)$$

Onde, K é a constante que depende do combustível utilizado e pode ser retirada da Tabela 4.

Tabela 4 Valores da constante K para vários combustíveis [6, 12].

Combustível	Valor de K
Carvão betuminoso	63
Gasóleo	53
“Thick”, “thin” e “burner” oleos	54
GPL (Propano)	48
Gás Natural	35,5

vi. P_r , Perdas por radiação, convecção e outras perdas não-contabilizáveis

As perdas apresentadas na Tabela 5, para os vários tipos de caldeiras, são consideradas para funcionamento à capacidade máxima. Nos casos em que as caldeiras apresentam regimes inferiores aos máximos de operação, considera-se uma variação proporcionalmente inversa da razão entre o consumo atual e o consumo na capacidade máxima.

Tabela 5 Perdas por radiação, convecção e outras não contabilizáveis.

Combustível	Perdas à capacidade nominal (% P_r)
Caldeiras de tubos de água e de tubos de fumo com capacidade igual ou acima de 5 MW	1,4
Caldeiras de tubos de água e de tubos de fumo com capacidade entre 2 e 5 MW	1,6
Caldeiras de tubos de água e de tubos de fumo com capacidade abaixo de 2 MW	2,0
Caldeiras de refratário, caldeiras de tubos de fumo com topo seco e caldeiras com soleira de refratário	3,0
Caldeiras de água quente em ferro fundido	4,5

vii. P_p , Perdas associadas às purgas

As perdas associadas às purgas podem ser traduzidas pela seguinte equação:

$$P_p = \frac{(T_p - T_{H_2O}) \times p \times (100 - \sum P_i)}{(T_p - T_{H_2O}) \times p + (100 - p) \times (660 - T_{H_2O})} \quad (3.13)$$

Em que, T_p , T_{H_2O} , p e $\sum P_i$ correspondem à temperatura das purgas, medida após qualquer recuperação de calor existente (°C), temperatura da água de alimentação à caldeira (ou à entrada do economizador) (°C), % das purgas em relação ao total de água de alimentação da caldeira (incluindo qualquer produção de vapor re- evaporado) e somatório de todas as outras perdas referidas nas equações anteriores, respetivamente.

d. Redução do excesso de ar

i. Avaliação

A operação de caldeiras com a quantidade ótima de excesso de ar minimiza as perdas calor pela chaminé e aumenta a eficiência de combustão. A eficiência de combustão é uma avaliação da forma como a energia química de combustível é efetivamente traduzida em calor útil. A informação da temperatura dos gases de combustão e do oxigénio são indicadores fundamentais da eficiência de combustão. Na prática, para uma queima completa é requerida uma quantidade adicional à estequiométrica para se obter queima completa do combustível até ao ponto de a reação não poder continuar, visto que as condições de combustão nunca são as ideais. A percentagem correta de excesso de ar é determinada pela análise das concentrações de oxigénio ou dióxido de carbono. Um insuficiente "excesso de ar" conduz a uma combustão incompleta de combustível (combustível, fumos, fuligem, monóxido de carbono). Por outro lado, em excesso implica consumo de combustível adicional traduzindo-se numa redução do rendimento global da caldeira na produção do vapor [14].

O ponto ótimo de funcionamento depende do tipo de combustível. A Tabela 6 mostra para vários combustíveis, intervalos em que a percentagem de excesso de ar se considera satisfatória.

Tabela 6 Valores típicos de excesso de ar, CO₂, O₂ e CO de vários combustíveis [13].

Combustível	Gás Natural	GPL	Fuelóleo	Lenha
Excesso de ar de combustão	5 a 10 %	5 a 10%	15 a 20%	15 a 50%
Teor de CO ₂	11,4 - 10,9 %	13,1 - 12,6 %	13,7 - 13,2 %	17,5 - 13,3 %
Teor de O ₂	1,1 - 2,1 %	1,1 - 2,1 %	2,9 - 3,6 %	2,9 - 7,2 %
Teor de CO	< 200 - 300 ppm	< 200 - 300 ppm	0%	0%

Como referido anteriormente, o conhecimento da temperatura destes gases constitui um elemento imprescindível para a quantificação do rendimento da combustão (Tabela 7). Na chaminé, a temperatura deverá ser a mais baixa possível, considerando-se normal um valor cerca de 40 ou 50 °C superior ao da temperatura do vapor que está a ser produzido pela caldeira. Neste sentido, as superfícies de permuta de calor entre os gases de combustão e o fluido intermediário devem estar isentas de depósitos, sobretudo calcários e fuligem. No que respeita à câmara de combustão, deve-se procurar regular a combustão no sentido de evitar a formação de fuligem que se deposita, dificultando a transferência de calor. Relativamente à água (em geradores de vapor e de água quente) os depósitos calcários devem ser evitados através de um adequado tratamento da água de compensação introduzida no sistema [6].

Tabela 7 Variação da eficiência com a temperatura dos gases [9].

Excesso %		Eficiência de combustão (Combustível - Gás Natural)				
		Temperatura dos gases menos temperatura do ar de combustão °C				
Ar	Oxigénio	93,3	149	204,4	260	315,5
9,5	2	85,4	83,1	80,8	78,4	76
15	3	85,2	82,8	80,4	77,9	75,4
28,1	5	84,7	82,1	79,5	76,7	74
44,9	7	84,3	81,2	78,2	75,2	72,1
81,6	10	82,8	79,3	75,6	71,9	68,2

Para o cálculo do excesso de ar é possível recorrer às seguintes expressões [12]:

$$\frac{\% \text{ Excesso de ar}}{100} = \frac{2 \times W' - \beta}{0,42 + 0,79 \times \beta' - 2W'} \times 0,905 \quad (3.14)$$

Com:

$$W' = \frac{\% O_2}{100} \quad (3.15)$$

$$\beta' = \frac{\% CO}{100} \quad (3.16)$$

Em que, % O₂ e % CO correspondem à % em volume de O₂ presente nos gases quentes de combustão, base seca (valor medido no analisador), e % em volume de CO presente nos gases de combustão, respetivamente.

No caso de outros combustíveis em que não haja CO nos fumos ($\beta' = 0$), aquela expressão pode ser simplificada e tomar a forma [15]:

$$\frac{\% \text{ Excesso de ar}}{100} = \frac{W'}{(0,21 - W')} \quad (3.17)$$

Em sistemas de queima minimamente bem projetados, um excesso de ar de 10% é considerado aceitável. Uma regra prática conhecida é a de que a eficiência pode ser elevada em 1% por cada 15% de redução no excesso de ar ou uma redução de 4,4°C na temperatura dos gases de combustão.

Considerando, por exemplo, que o gasto anual de uma caldeira em combustível é de cerca 80 000,00 €/ano, esta mesma caldeira apresentou após uma análise de combustão, uma eficiência de 78,2%. Após alguns ajustes na admissão de ar foi possível aumentar esta eficiência para 83,1%.

Embora o aumento da eficiência seja de 4,9%, a redução do valor da fatura corresponde a 5,9 % do valor anual [9]. Com efeito:

$$\sigma = \dot{K} \times \left(1 - \frac{\eta_{old}}{\eta_{new}} \right) \quad (3.18)$$

Em que, σ , \dot{K} , η_{old} e η_{new} correspondem à economia, custo de operação, eficiência anterior e eficiência corrigida, respetivamente. A economia resultante da afinação da caldeira é de 4 717,21 €/ano. Para a determinação do excesso de ar pode igualmente recorrer-se a gráficos (Figuras A.3 e A.4, Anexo 2).

ii. Recomendações

Analisadores de combustão – Para a medição da percentagem de oxigénio nos gases de combustão estão disponíveis no mercado equipamentos de teste por absorção de gás bastante económicos. No entanto, já existem também, analisadores eletrónicos (Figura 11) para medição muito mais facilitada do oxigénio, da temperatura dos gases e da eficiência da combustão.

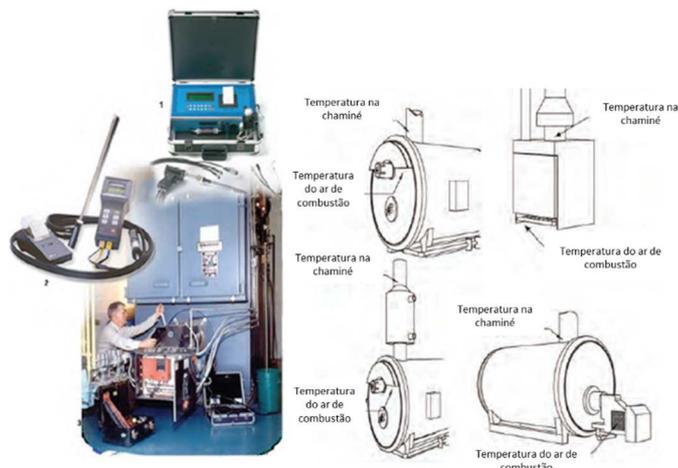


Figura 11 Exemplo de analisador de combustão e localização recomendadas para as sondas.

Controlo automático de admissão de ar em função do teor de O₂ – Quando a composição do combustível é altamente variável, ou quando a produção de vapor é também muito variável deverá ponderar-se a instalação de um controlador de oxigénio em linha (Figura 12). Este sistema dará informação ao controlador do queimador de modo a automaticamente minimizar o excesso de ar de combustão e otimizar a razão ar/combustível [17].

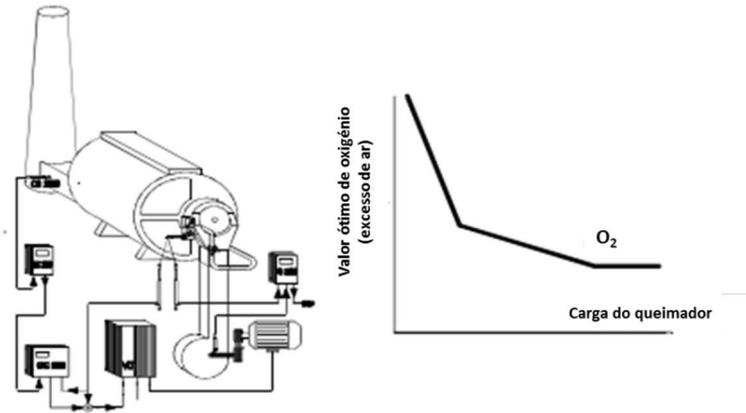


Figura 12 Instalação de sonda de O₂ e controlo de admissão de ar.

e. Recuperação do calor dos gases de combustão/ economizadores

Tipicamente os gases de combustão encontram-se a temperaturas entre os 230 e 350°C (para os geradores considerados no âmbito deste trabalho). Os economizadores de montagem na chaminé, normalmente, recuperam parte do calor contido nos gases para pré-aquecer a água de alimentação à caldeira, principalmente quando as necessidades de água de reposição são grandes. Isto acontece, por exemplo, devido à reduzida recuperação de condensado, eventualmente porque o vapor é usado integralmente e diretamente nos consumidores. Também se pode usar a potencialidade do economizador para suprir necessidades de água quente que coincidam com o funcionamento do gerador de vapor [18].

O potencial de economia baseia-se na temperatura atual da chaminé, o volume de água de alimentação necessário, horas de operação, custo do combustível e localização. Encontram-se disponíveis economizadores (Figura 13) numa larga gama de medidas, desde para pequenas unidades com serpentinas até grandes caldeiras de recuperação de calor da queima de resíduos.

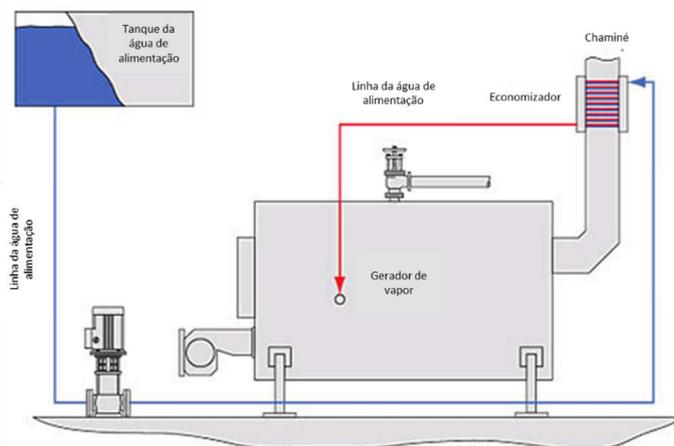


Figura 13 Sistema de alimentação de água com economizador [19].

Na prática, a economia possível pelo pré-aquecimento da água de alimentação representa uma percentagem apreciável da quantidade do vapor produzido, mesmo em pequenos geradores de vapor a recuperação de energia pode representar vários GWh por ano.

Por exemplo, com uma caldeira de 15 MW, a **economia** poderá rondar **5 GWh/ano**, o que representa cerca de 60 000 €/ano e a diminuição de emissões de cerca de 1 000 toneladas de CO₂/ano. Esta recuperação é proporcional à dimensão da instalação, o que significa que quanto maior for a instalação, maior será a possibilidade de recuperação de energia [1].

Os gases de combustão quando são rejeitados pela chaminé encontram-se a temperaturas cerca de 100 – 150°C superiores à temperatura do vapor produzido. Geralmente a eficiência da caldeira pode ser melhorada de 1% por cada 40°C da redução da temperatura dos gases. Com a recuperação destas perdas de calor, o economizador poderá reduzir as necessidades de combustível entre 5 a 10%, sendo economicamente rentável num prazo inferior a dois anos. A Tabela 8 dá alguns exemplos do potencial desta recuperação de calor [1].

Tabela 8 Recuperação de calor pelos gases de combustão [1].

Recuperação de calor aproximada dos gases de combustão				
Temperatura inicial da chaminé °C	Calor recuperável (kW)			
	Potência térmica da caldeira(kW)			
	7322	14640	29290	58550
205	381	462	1552	3105
260	674	1347	2694	5389
315	967	1904	3807	7644

Exemplo: Uma caldeira produz, com a queima de gás natural, uma média de cerca 5 000 kg/h de vapor a 8 bar relativos. O condensado recuperado é posteriormente misturado com a água de reposição obtendo-se água de alimentação à temperatura de 80°C. A temperatura da chaminé é de 260°C e o rendimento da caldeira é de 80%, com um custo do gás natural de 0,49 €/m³ e PCI do Gás Natural 37 902 kJ/m³ (às condições normais de pressão e temperatura, gás natural a 0°C e 101,3 kPa). Pretende-se determinar a recuperação anual de energia expectável com a instalação de um economizador a funcionar 8 400 h/ano.

O calor recuperável a 260°C, ou seja, a **economia** resultante da aplicação de um economizador é de **46,75 kW**, traduzindo-se em **46 624 €/ano**. O custo de um economizador rondará os 30 000 €, pelo que em cerca de 8 meses o investimento estará recuperado.

Limites de temperatura dos gases e recomendações – A temperatura mais baixa a que os gases poderão ser arrefecidos depende do tipo de combustível usado. Para gás natural será 121°C, carvão e fuelóleo com baixo teor de enxofre, 148,9 °C, e para óleos com teores de enxofre mais elevados, dever-se-á considerar 176,6°C.

Para prevenção de condensações e possível corrosão da chaminé, e sempre que é expectável a redução da temperatura para abaixo destes limites, deve instalar-se no circuito da água de alimentação uma válvula de três vias, de modo a divergir o caudal de água do economizador instalado na chaminé, evitando condensações de água com traços corrosivos. Logo que o controlador associado a esta válvula detete aumento de temperatura permitirá a entrada de água no economizador [20].

f. Controlo de nível modulante

Controlo de nível ON/OFF (tudo/nada) – O método mais simples e comum de controlo de nível numa caldeira consiste no arranque da bomba de alimentação para um nível baixo e pará-la até que um nível alto seja atingido (Figura 14).

O tipo de controlador poderá ser de flutuador, que faz atuar interruptores magnéticos numa banda morta ou histerese, que define os diferentes níveis de pára e arranque da bomba, por sensores de condutividade em que as suas alturas definirão os níveis ou por uma sonda capacitiva, onde se pode ajustar os níveis *On/Off*.

Embora este tipo de controlo seja mais comum em geradores de vapor até 5 000 kg/h, mesmo nestes é uma opção a evitar. Com efeito, entrada de caudais relativamente elevados de água de alimentação mais frios do que o interior da das caldeiras conduz à redução da pressão da caldeira, e os estados pára/arranca da bomba implicam constantes variações do desempenho do queimador. Por exemplo, mesmo com a água de alimentação a 80°C, a solicitação de queima será superior em cerca de 40% com a bomba ligada do que na situação da bomba desligada.

Estas variações provocam o desgaste prematuro nos controlos do queimador, caldeira com temperatura cíclica, redução da eficiência; e perfil da saída de vapor em dente de serra. Se as solicitações de vapor forem muito elevadas, pode haver arrastamento de água juntamente com o caudal de vapor, reduzindo o título.

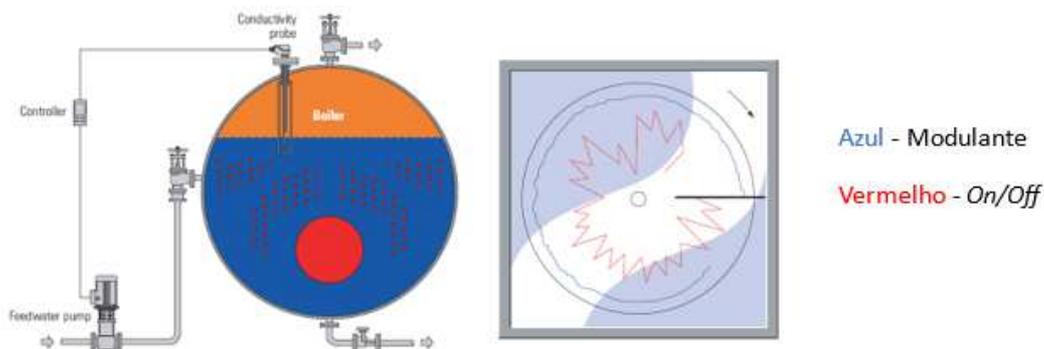


Figura 14 Perfil do nível de água com controlo modulante vs controlo tudo/nada [19].

Controlo de nível Modulante – Neste tipo de controlo (Figura 15) o mais comum é a bomba funcionar em contínuo com uma válvula instalada entre a bomba e a caldeira que controla a admissão de água conforme a produção de vapor, assegurando grande estabilidade do nível no interior da caldeira. As sondas utilizadas são de flutuador e as sondas com sinal de saída contínua, sondas capacitivas e transmissores de pressão diferencial.

Para proteger a bomba de alimentação de sobreaquecimento, principalmente quando a válvula está fechada, deve garantir-se uma recirculação mínima, por válvula ou orifício calibrado de 5 a 7 mm. Ultimamente, a opção dos utilizadores de vapor tem sido bombas com variador de frequência (Figura 15) controlando assim a admissão de água pelo controlo da velocidade da bomba.

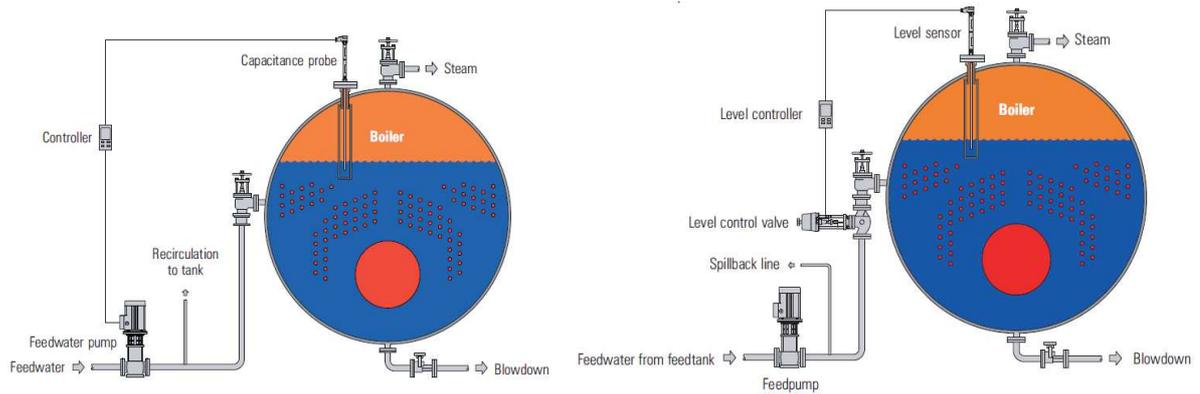


Figura 15 Controlo de nível modulante com variador de velocidade da bomba e válvula [19].

A opção por controlo de nível com variadores de velocidade nas bombas encontra-se relacionada com a opção usada no passado onde a bomba funcionava em permanência e a alimentação modulante era garantida pelo controlo de uma válvula automática de admissão. Com esta solução de variadores de velocidade consegue-se que a bomba só funcione em caso de falta de água, mas perde-se rigor no controlo. Uma solução mais interessante passa por um compromisso das duas opções (Figura 16). Isto é, controlar a bomba por pressão, neste caso 11 bar relativos, e passar o controlo de nível para uma válvula automática a instalar a jusante da bomba, uma vez que a capacidade de controlo linear modulante de uma válvula é muito mais rápida e eficaz que o controlo de velocidade de uma bomba. Deste modo, obteremos controlo de nível modulante e um funcionamento da bomba com variação de velocidade apenas em função da pressão a manter, tendo como resultado uma menor necessidade de grandes variações de velocidade e sem consumo de energia quando não há necessidade de água [19].

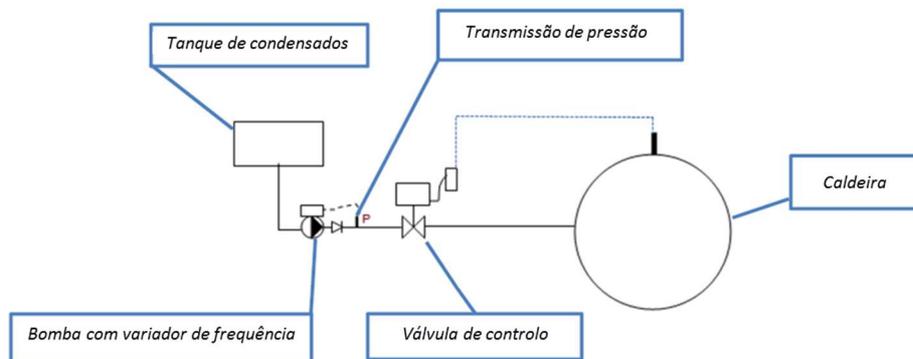


Figura 16 Controlo de nível modulante com válvula e refinamento por variação de velocidade função da pressão [22].

Controlo de nível a dois e três elementos – Quando uma caldeira funciona dentro da sua capacidade normal de produção podem ocorrer as seguintes sequências:

- ✓ A água da caldeira, na sua superfície, contém uma mistura de água e bolhas de vapor de menor densidade que a água;
- ✓ Se a necessidade de vapor aumentar, a pressão na caldeira inicialmente cai e, por conseguinte, o sistema de controlo aumenta a intensidade de queima do queimador e a taxa de evaporação aumentará de modo a responder ao aumento da solicitação e vapor;
- ✓ O aumento desta evaporação vai conduzir a um aumento de bolhas de vapor e redução da densidade.

Havendo uma solicitação brusca de vapor a pressão no interior da caldeira diminui e uma proporção de água da caldeira reevaporará. Esta reevaporização, acompanhada de um aumento da queima de combustível para responder à perda de pressão, conduzirá a um maior aumento de bolhas de vapor e diminuirá ainda mais a densidade. Conforme a pressão cai o volume específico do vapor aumenta, pelo que a saída de vapor a alta velocidade cria uma mistura de bolhas de vapor e água, traduzindo-se numa aparente subida do nível de água. O controlador de nível deteta esta subida aparente do nível de água e inicia o fecho da válvula de admissão de água (ou redução da velocidade da bomba) precisamente no momento de maior necessidade de água. Esta situação traduz-se numa grande solicitação de vapor, em que não se verifica entrada de água para manter o nível normal. Haverá uma altura de colapso das bolhas de vapor e de um momento para o outro atinge-se o nível mínimo de falta de água e o queimador obviamente por segurança pára.

Para evitar estes problemas pode incluir-se no sistema de controlo de nível, para além do nível de água, a informação do caudal de vapor fornecido pela caldeira, fazendo-se então a retificação do caudal de água a entrar na caldeira de modo a acompanhar a evolução do vapor produzido. Este sistema é o sistema de controlo de nível modulante a 2 elementos (Figura 17).

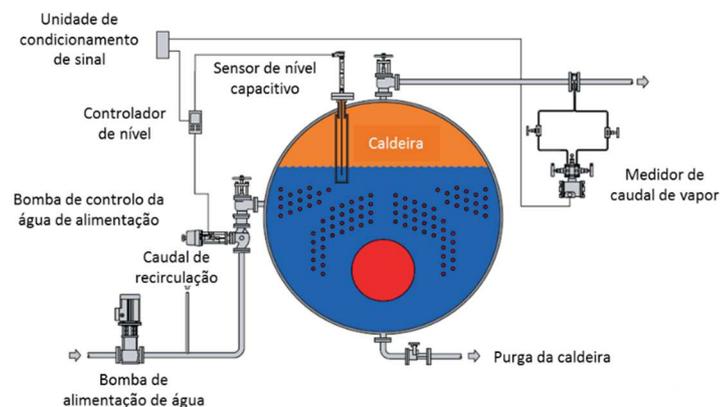


Figura 17 Controlo de nível modulante a dois elementos [19].

Nos casos em que existem várias caldeiras e o sistema de alimentação de água é único para todas, pode ser necessário, a fim de corrigir variações de pressão da água, obter uma informação adicional do contador de água da caldeira e termos "controlo de nível modulante a 3 elementos".

g. Recuperação de calor das purgas da caldeira

A concentração de sólidos (TSD) aumenta gradualmente no interior da caldeira aquando do uso, dando origem a lamas. A sua descarga torna-se necessária para substituir parte da água concentrada na caldeira, por água de alimentação com baixo teor de sólidos.

Estas descargas (purgas) implicam uma perda de energia significativa, pois a água de reposição não entra na caldeira à mesma temperatura da que lá está. Assim, o número e a duração das purgas de fundo devem ser calculados com rigor para evitar descargas desnecessárias.

As consequências da falta de purgas são bastante graves, não só devido às incrustações resultantes no interior das caldeiras, mas também à fraca qualidade do vapor resultante da espumação e fermentação que conduzem a arrastamentos de sólidos e humidade para o sistema de vapor.

Assim sendo, é essencial a existência de um sistema automático de purga (Figura 18) que permita manter a água da caldeira com uma qualidade constante e reduzir a energia despendida por purgas excessivas. Por exemplo, é vulgar encontrar-se água de caldeiras com condutividade na ordem dos

2 000 $\mu\text{S}/\text{cm}$, valor manifestamente reduzido indicando grandes desperdícios de energia para esgoto. Com efeito a Norma NP4079 indica o valor até 4 000 $\mu\text{S}/\text{cm}$ em caldeiras de timbre 0,1 a 2 MPa [3].

Outra vantagem da purga automática é a possibilidade de aproveitar parte do calor contido na água das descargas. Com efeito, esta pode ainda produzir vapor de reevaporação a baixa pressão, o qual será levado para aquecer, por exemplo, a água do desgaseificador, podendo substituir total ou pelo menos parcialmente o aquecimento com injeção direta de vapor da caldeira. A água residual pode ainda ser utilizada num permutador de calor água/água, sendo então descarregada para a fossa, a baixa temperatura.

O ponto seguinte pretende quantificar a economia resultante da implantação deste sistema.

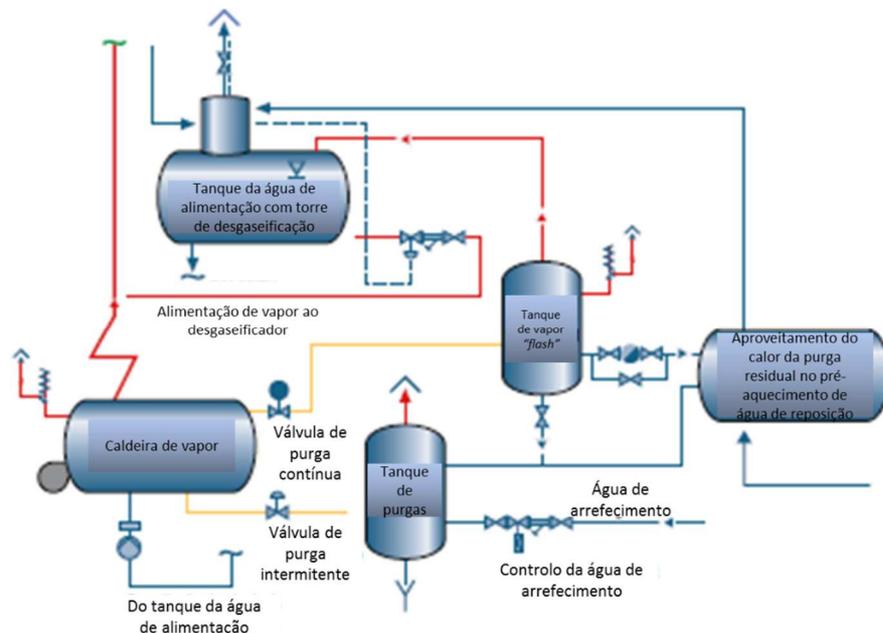


Figura 18 Esquema da recuperação de calor das purgas da caldeira [23].

A **economia resultante do controlo contínuo de TDS** será em termos de:

- ✓ água tratada cerca de **165,15 m³/ano**, ou seja, **247,7 €/ano** (A)
- ✓ combustível cerca de **3 917,72 m³** de gás natural, ou seja, **1 919,68 €/ano** (B)

A **economia pela recuperação do vapor de reevaporação** é cerca de **485,45 €/ano** (C)

A **economia adicional pela recuperação de calor do caudal de purga residual** efetuada por um permutador de calor, em que o caudal residual de purga perderá cerca de 65°C na temperatura no pré-aquecimento da água de reposição, será cerca de **608,1 m³** gás natural/ano, equivalente a **297,96 €/ano** (D)

A **economia total** é dada pelo somatório das parcelas (A) + (B) + (C) + (D) obtendo-se o valor total de **2 844,14 €/ano**. O que representa uma economia de **2,32%** do consumo atual de gás.

Neste capítulo pretendeu-se abordar os pontos mais críticos de uma “casa de caldeiras de vapor” que devem ser geridos ou no mínimo controlados. É comum, o dono da instalação saber quanto gasta em combustível, mas não saber qual o custo unitário do vapor que produz. Esta importante informação requer vários dados, nomeadamente sobre o rendimento da caldeira, que inclui informações quer da queima, da purga da caldeira, do retorno de condensados e sua temperatura.



O tratamento habitual destes dados conduz também a uma maior consciencialização dos parâmetros onde se poderá economizar energia, como por exemplo, controlo do excesso de ar, aplicação de economizadores para a recuperação do calor dos gases de combustão e recuperação do calor das purgas da caldeira.

4. Distribuição de Vapor



a. Introdução

O sistema de distribuição transporta vapor entre a caldeira e os vários consumidores finais. Aparentemente, os sistemas de distribuição parecem ter um papel passivo. No entanto, condicionam os escoamentos de vapor, bem como a sua pressão e temperatura. Consequentemente, o bom desempenho de um sistema de vapor requer um projeto cuidado e rigoroso, com posterior manutenção efetiva. A tubagem deverá ser bem dimensionada, estar bem suportada, possuir isolamento adequado e a sua implantação bem configurada com a melhor flexibilidade possível (ou compensada com juntas de dilatação). As válvulas redutoras de pressão e/ou turbinas de contrapressão deverão estar bem dimensionadas, de modo a fornecer vapor às pressões requeridas. Adicionalmente, o sistema de vapor deverá ser desenhado de modo a garantir o escoamento de condensado para os potes de purga e conseqüente drenagem pelos conjuntos de purga automáticos [24].

b. Pressão de vapor

A pressão de distribuição de vapor é influenciada por vários fatores, mas limitada fundamentalmente pela pressão de operação máxima admissível na caldeira e pelas pressões mínimas necessárias na instalação. À medida que o vapor flui pelas tubagens de distribuição verificam-se perdas de carga provocadas pela resistência de fricção das tubagens e pelas condensações no interior das tubagens, devidas à transferência de calor para o ambiente que as rodeia. Assim, no dimensionamento inicial da pressão de vapor, deve ter-se em conta uma margem de compensação para as perdas de carga.

Obviamente, 1 kg de vapor a alta pressão ocupa um menor volume do que se estiver a uma pressão mais baixa. Neste sentido, se o vapor é produzido na caldeira a alta pressão e também distribuído nas principais linhas a alta pressão, o diâmetro destas tubagens será inferior ao que seriam num sistema de baixa pressão. Na Figura 19 verifica-se um aumento acentuado do volume específico com a diminuição da pressão.

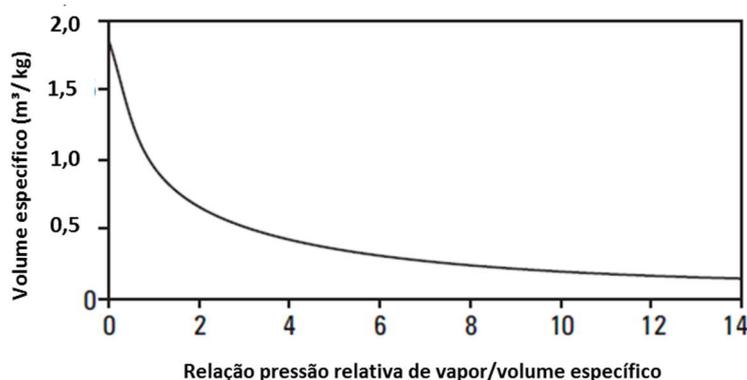


Figura 19 Relação pressão relativa de vapor/volume específico [8].

A produção e distribuição de vapor a alta pressão apresenta duas vantagens muito importantes:

- Aumento da capacidade de armazenamento térmico da caldeira, ajudando a responder mais eficazmente a flutuações de consumos de vapor, minimizando o risco da produção de vapor húmido e com impurezas;
- Necessidade de tubagens de vapor de menor diâmetro, resultando numa redução de custos de materiais, tais como tubos, válvulas, flanges, suportes, isolamento térmico e mão-de-obra.

Após a distribuição de vapor a alta pressão há necessidade de a reduzir em cada zona ou ponto de consumo, adequando à pressão máxima requerida pela aplicação. Atendendo que, o vapor a menor pressão possui uma entalpia de vapor menor do que a alta pressão, na prática, após a redução, em vez de obtermos vapor a menor pressão ligeiramente sobreaquecido, obtém-se vapor saturado seco. Isto acontece porque o vapor normalmente possui alguma humidade que é evaporada novamente pela entalpia adicional relativamente ao vapor de baixa.

É fornecida a mesma quantidade de energia aos consumidores, quer a pressão da caldeira seja de 0,4 MPa, 1 MPa ou 10 MPa. Operando com a caldeira a maior pressão, as perdas por radiação, pelos gases de combustão, vapor flash nas purgas, entre outras, serão maiores. No entanto, estas perdas são minimizadas por adequado isolamento térmico e sistema de retorno de condensados bem projetado. Estas perdas podem-se considerar marginais quando comparadas com os benefícios de um sistema de distribuição de vapor a alta pressão [19].

Quando a capacidade do gerador de vapor está bem dimensionada para os consumidores da instalação, a eventual redução da pressão de produção da caldeira, pode resultar nos seguintes problemas:

- Aumento de arrastamentos de água da caldeira;
- Em caldeiras de tubos de água, potencial risco de sobreaquecimento dos tubos;
- Aumento significativo da velocidade do vapor nas tubagens de distribuição;
- Aumento das perdas de carga;
- Falhas no funcionamento de válvulas reductoras;
- Necessidade de recalibração de contadores de vapor e possível substituição de algumas válvulas se controlo;
- Problemas de cavitação das bombas de alimentação de água devido à diminuição do NPSH;
- Problemas no funcionamento de purgadores, nomeadamente na sua capacidade de descarga;
- Redução da potência de turbinas.

Nas instalações industriais que possam estar sobredimensionadas poderá ser praticável a redução da pressão de operação da caldeira e obter-se economia de vapor pelos seguintes benefícios:

- Redução das perdas de combustão da caldeira e redução de combustível;
- Menores perdas de radiação da caldeira;
- Redução das perdas pelas purgas da caldeira;
- Efeito de economia pela entalpia relativamente ao uso de vapor a alta pressão;
- Menores perdas por radiação em tubagens e acessórios;
- Menores fugas de vapor em baixa pressão diminuem o consumo de vapor (por exemplo, tubagens, purgadores, válvulas, etc.);
- Redução do vapor flash nos tanques de condensado [25].

c. Dimensionamento e implantação das tubagens

i. Dimensionamento

Existem sempre duas preocupações no projeto de um sistema de escoamento de um qualquer fluido: determinação do diâmetro das tubagens e a perda de pressão ou perda de carga para os caudais pretendidos.

Neste caso, o fluido em questão é o vapor e para este dimensionamento podemos recorrer à bem conhecida Equação de *Darcy-Weisbach*.

$$H_f = \frac{4 \times f \times L \times u^2}{2 \times g \times D} \quad (4.1)$$

Em que, H_f , f , L , u , g e D representam a perda de carga devido fricção (m), o fator de fricção (adimensional), o comprimento da tubagem (m), a velocidade do escoamento (m/s), a aceleração da gravidade (9,81 m/s²) e o diâmetro da tubagem (m), respetivamente.

O termo f , fator de fricção, relaciona a rugosidade absoluta do tubo, com dados do fluido, massa específica, velocidade e viscosidade e diâmetro da tubagem. Isto é, relaciona a rugosidade absoluta do tubo com o número de *Reynolds* do fluido.

Para a determinação deste fator f pode-se recorrer ao Gráfico de *Moody*, ou para escoamentos turbulentos, que é o caso, optar pelo desenvolvimento da fórmula de *Colebrook-White* [26].

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 3,48 - 1,74 \times \ln \left(\frac{2 \times k_s}{D} + \frac{9,3}{Re \times \sqrt{f}} \right) \quad (4.2)$$

Uma equação muito utilizada e que relaciona diâmetros das tubagens e perda de pressão (resultado de um trabalho empírico de *Wierz*, e desenvolvida por *Brabbée* no século XIX) tem o seguinte aspeto:

$$\frac{(P_1)^{1,9375} - (P_2)^{1,9375}}{L} = \frac{\dot{m}^{1,853}}{0,11 \times D^{4,987}} \quad (4.3)$$

Em que, P_1 , P_2 , L e \dot{m} correspondem à pressão a montante (bar absolutos), à pressão a jusante (bar absolutos), ao Comprimento da tubagem (m) e ao caudal mássico (kg/h), respetivamente.

Para tubagens em que o seu comprimento não excede os 200 metros pode optar-se pela seguinte equação, em que é necessário consultar a tabela de vapor para se obter o valor do volume específico correspondente à pressão do vapor [27].

$$\Delta P = \frac{L \times v_g \times \dot{m}^2}{0,08 \times d^5} \quad (4.4)$$

Em que, ΔP , v_g , L , \dot{m} e d correspondem à perda de carga (bar), ao volume específico do vapor correspondente à sua pressão (m³/kg), ao comprimento da tubagem (m), ao caudal mássico (kg/h) e ao diâmetro do tubo (mm), respetivamente.

Em alternativa, também se pode calcular o diâmetro da tubagem função da velocidade [19]. Sendo a informação necessária para o dimensionamento das tubagens a velocidade do escoamento (u), volume específico do vapor correspondente à sua pressão (v_g), caudal mássico (\dot{m}_s) e caudal volúmico (\dot{V}). Com estes dados a área A da secção da tubagem pode ser determinada pela seguinte expressão:

$$A = \frac{\dot{V}}{u} \Leftrightarrow \frac{\pi \times D^2}{4} = \frac{\dot{V}}{u} \Rightarrow D = \sqrt{\frac{4 \times \dot{V}}{\pi \times u}} \quad (4.5)$$

Para uma estimativa inicial da velocidade, pode-se recorrer à Tabela A.6 (Anexo 3).

ii. Implantação

Coletor geral – É boa prática gerar e distribuir vapor a alta pressão utilizando-se tubagens de reduzido diâmetro e baixo custo de instalação. O vapor sai da caldeira dirigindo-se para um coletor de onde é distribuído para os diversos sectores, podendo ser seccionado logo na origem, sempre que determinada secção esteja parada. Este coletor pode ser dimensionado considerando o escoamento da capacidade de produção das caldeiras à velocidade de 10 m/s.

Sendo o coletor normalmente o ponto mais baixo da instalação, deve possuir uma bolsa para drenagem com um sistema de purga para o tanque de condensado, e um purgador adicional de descarga a baixa temperatura, que efetua a drenagem do condensado quando pára a instalação (Figura 20).

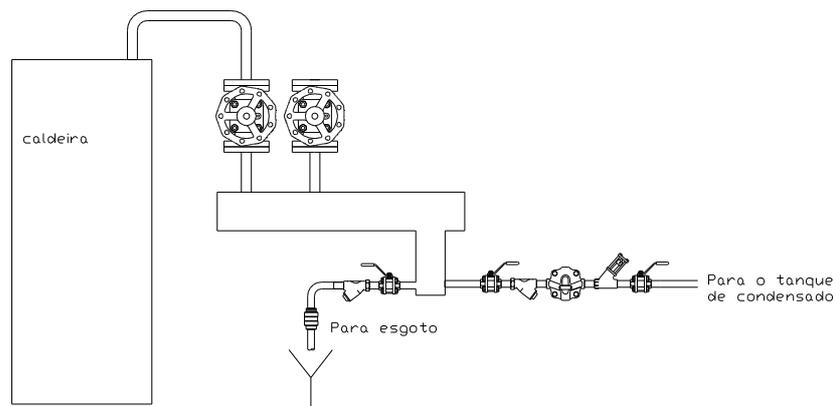


Figura 20 Pormenor de coletor com conjunto de purga [29].

Nota: Caso a caldeira seja de vaporização instantânea, é recomendável que a purga do coletor não seja enviada para o tanque de condensado, uma vez que o teor de sólidos pode ser muito elevado. Este condensado pode eventualmente ser recuperado, desde que exista um sistema de controlo da salinidade na alimentação da caldeira.

Linha geral de distribuição – A linha geral de distribuição (Figura 21) deve subir na vertical, tomando uma cota suficientemente alta para que toda a instalação se desenvolva em queda a partir desse ponto que terá cota mais elevada. O traçado das linhas deve ser o mais linear possível (embora com uma inclinação de 0,5% para escoamento dos condensados), evitando-se obstáculos acentuados e subidas ou descidas frequentes, desde que a geometria do edifício permita. São aconselhadas velocidades de circulação de 15 a 25 m/s.

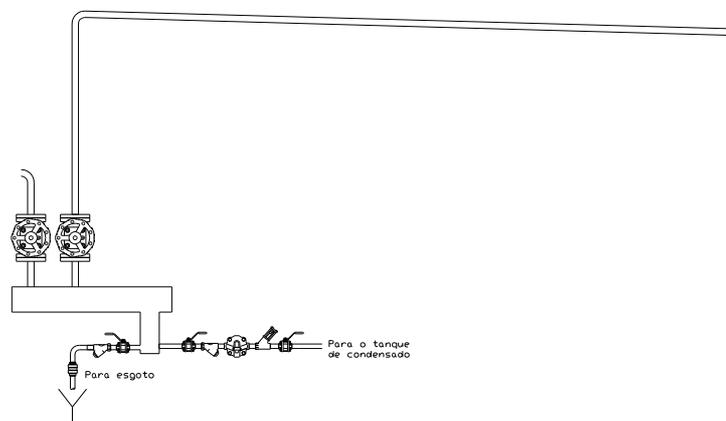


Figura 21 Pormenor da linha de distribuição principal [29].

No caso de subidas (Figura 22), deve ser aumentado o diâmetro das tubagens de modo a minimizar o efeito de o condensado formado nas linhas escoar no sentido inverso ao do vapor. Assim, a velocidade a considerar deverá ser à volta dos 15 m/s.

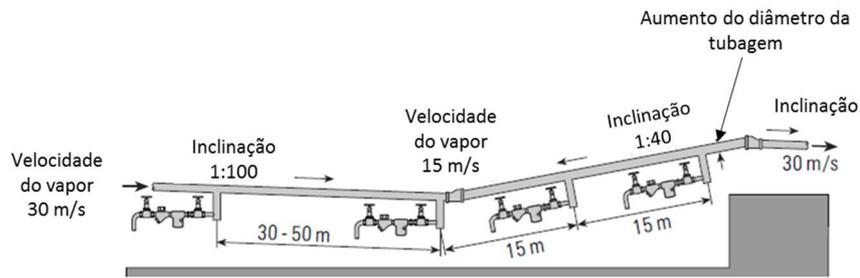


Figura 22 Pormenor de linhas de distribuição ascendentes [19].

No final de cada linha principal deverá existir um conjunto de purga que irá descarregar na parte superior da linha geral de condensado (Figura 23). Esta linha de condensado, deve ser construída também em declive até ao tanque de condensado.

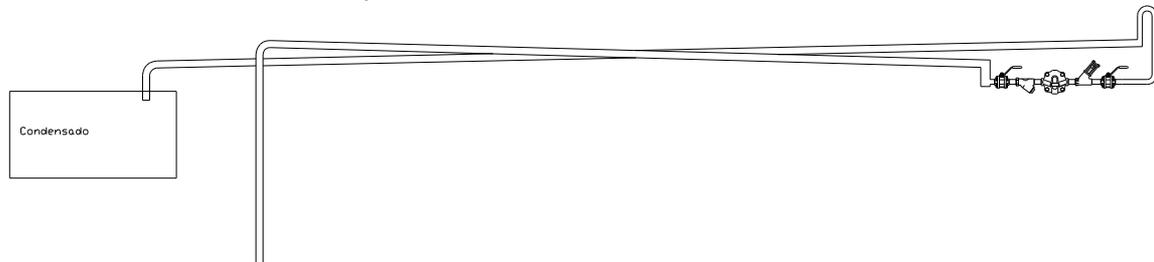


Figura 23 Pormenor da linha de retorno de condensados [29].

Derivações para secções ou equipamentos – Os ramais secundários (Figura 24) devem ser executados segundo um critério idêntico, partindo da parte superior do ramal principal.

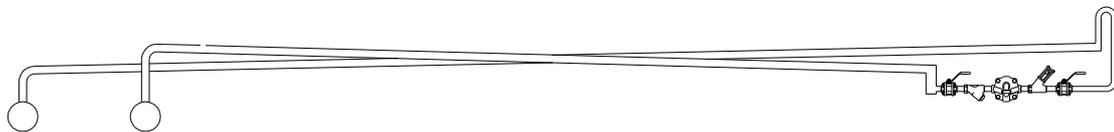


Figura 24 Pormenor de ramais secundários [29].

As derivações de vapor, efetuadas pela parte superior das tubagens (Figura 25), conduzem vapor mais seco, permitindo melhor transferência de calor. Se estas ligações estão feitas lateralmente, ou pior ainda, por baixo, é então arrastado condensado para o consumidor, resultando um vapor mais húmido.

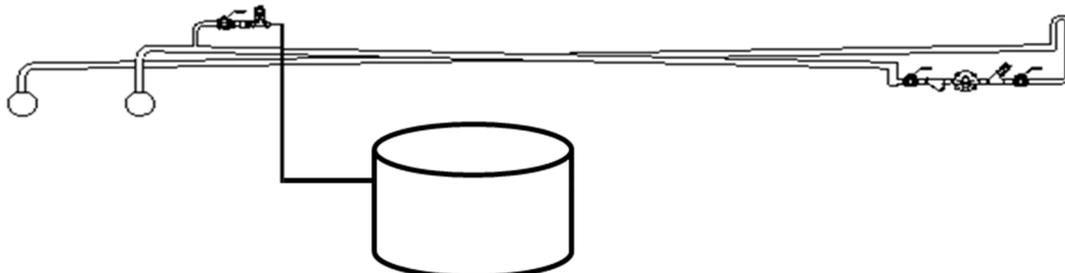


Figura 25 Pormenor de derivação com sistema de controlo acima da linha [29].

As válvulas de seccionamento, comando, etc., devem ser colocadas no ponto mais alto. De outro modo há necessidade de instalar um conjunto de purga de linha a montante da válvula de seccionamento ou válvula de controlo, conforme Figura 26.

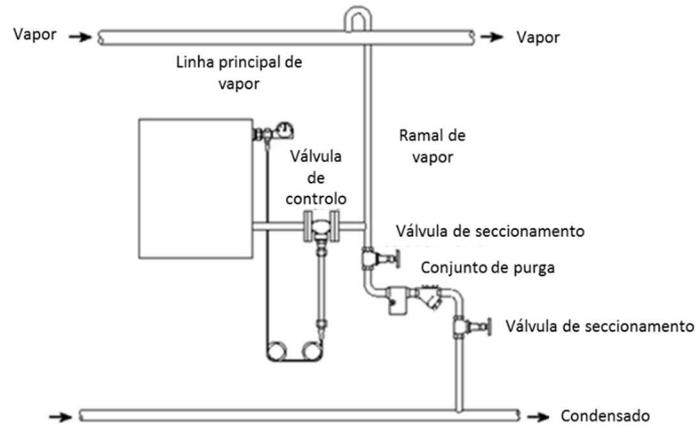


Figura 26 Pormenor de derivação com sistema de controlo abaixo da linha, mas com purga [19].

Purgas de linha – As tubagens de vapor, ao manterem-se quentes, formam condensado que terá de ser removido. Em traçados horizontais até 4" considera-se suficiente a instalação de conjuntos de purga de linha em intervalos de 50 metros. Em tubagens de diâmetro superior deve reduzir-se estes intervalos para 30 metros. No caso de inclinações, optar também por 30 metros. Para além destas situações, deve-se evitar acumulação de condensado em (Figura 27):

- Todas as subidas, montar um conjunto de purga de linha;
- Filtros tipo Y – instalar elemento filtrante na horizontal;
- Reduções de diâmetro – optar por reduções excêntricas.

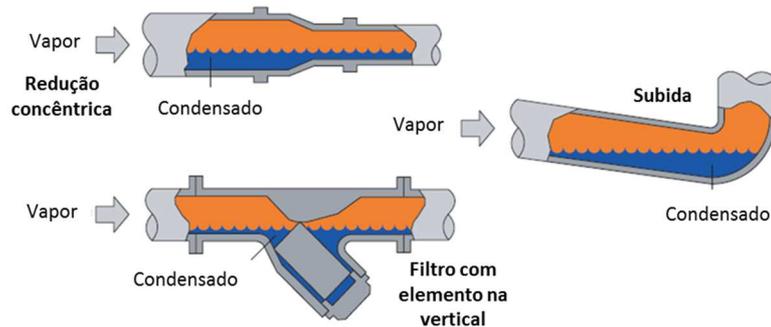


Figura 27 Potenciais fontes de choques hidráulicos [19].

Para a eficiente drenagem de condensado, os conjuntos de purga deverão estar instalados em coletores de acumulação (potes de purga) conforme esquema da Figura 28.

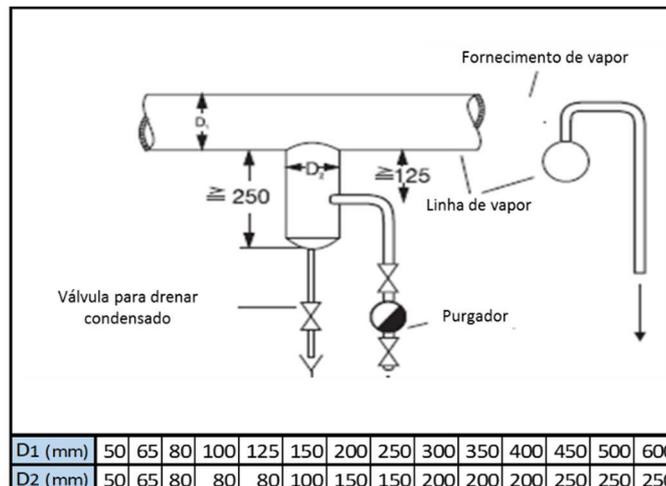


Figura 28 Dimensões para potes de purga [30].

Eliminação de ar – Sempre que uma instalação de vapor pára as tubagens enchem-se de ar, que é considerado um fluido com excelentes propriedades isolantes. Se não for removido, quando a instalação entrar de novo em funcionamento, esse ar vai ser empurrado pelo vapor até aos equipamentos onde fica retido, dificultando a troca térmica, podendo também bloquear a descarga dos purgadores consoante o seu princípio de funcionamento. A película de ar é um dos maiores responsáveis na resistência à transferência térmica conforme se pode verificar nas Tabela A.7 e Tabela A.8 do Anexo 3. Com a introdução de eliminadores de ar automáticos esta resistência é praticamente suprimida (Figura 29).

O ar e outros gases incondensáveis no vapor reduzem a temperatura e a capacidade de aquecimento de permutadores, e podem conduzir a descontinuidades na temperatura. Para a percentagem de 10% de ar, a capacidade de aquecimento cai em cerca de 50%.

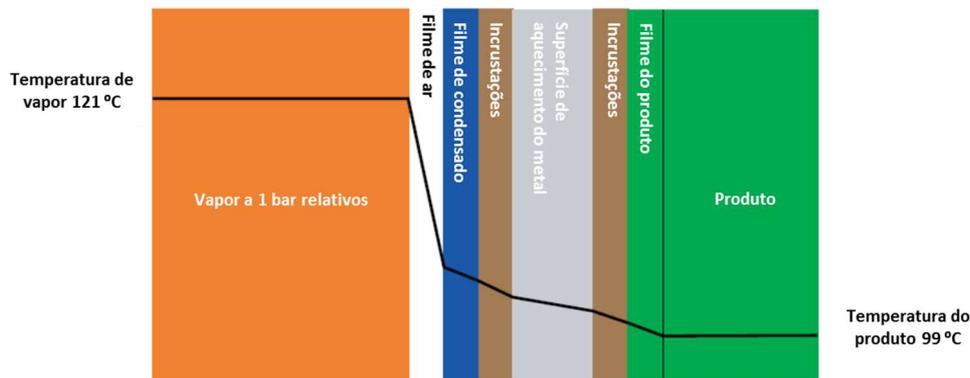


Figura 29 Perfil de temperatura do vapor até ao produto [19].

Nos finais de linha desta instalação, recomenda-se a montagem de eliminadores de ar de acordo com o seguinte esquema (Figura 30).

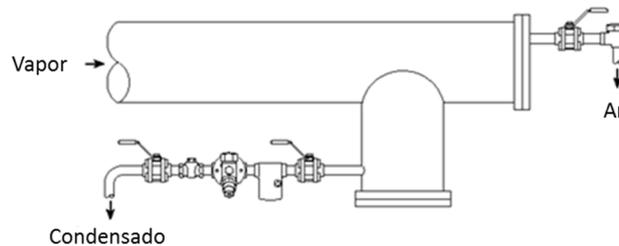


Figura 30 Esquema típico de um conjunto de purga fim de linha com eliminação de ar [19].

Suportes das tubagens – A distância entre suportes tem interferência no descaimento que é admissível, conforme o tipo de aplicação. No caso de sistemas de vapor, pretende-se que não haja qualquer descaimento, de modo a prevenir acumulações pontuais de condensado. Como foi referido anteriormente, tubagens com lombas de acumulação de condensado potenciam o desenvolvimento de choques hidráulicos (martelos de água), que como sabemos pode ter efeitos destruidores. A Tabela 9 indica os intervalos máximos entre suportes, em função dos diâmetros das tubagens.

Tabela 9 Distâncias entre suportes [28].

Distâncias máximas entre suportes (m) para tubos de aço (de acordo com a norma AD 2000- Bulletin HP 100R)														
Diâmetro nominal	DN25		DN40		DN50		DN80		DN100		DN150		DN200	
Espessura do tubo (mm)	2,0	4,0	2,0	4,0	2,0	4,5	2,3	5,6	2,6	6,3	2,6	7,1	2,9	7,1
Distâncias máximas entre suportes (m)														
Tubo vazio sem isolamento	2,9	2,9	3,5	3,5	4,5	4,4	5,5	5,4	6,3	6,2	7,6	7,5	8,7	8,7
Tubo cheio de água sem isolamento	2,7	2,8	3,1	3,3	3,9	4,1	4,6	5	5,1	5,6	5,8	6,6	6,5	7,4
Tubo cheio de água com isolamento	1,8	2,0	2,8	3,2	2,9	3,3	2,9	3,3	4,4	5,0	5,2	6,1	5,9	6,9

Dilatação das tubagens – Devido ao aquecimento, as tubagens de vapor e condensados sofrem aumentos no comprimento bastante apreciáveis. De modo a evitar acidentes e danos na instalação, estas dilatações têm de ser compensadas em intervalos definidos entre ancoragens. Os acréscimos no comprimento das tubagens provocados por dilatação podem ser calculados recorrendo à seguinte expressão [28]:

$$\Delta l = l_0 \times \alpha \times \Delta t \quad (4.6)$$

Em que, Δl , l_0 , α e Δt correspondem ao acréscimo do comprimento do tubo (mm), ao comprimento inicial do tubo (m), ao coeficiente de expansão ($\text{mm/m} \cdot ^\circ\text{C} \times 10^{-3}$) (Tabela A.9 Anexo 3) e à diferença de temperaturas entre o tubo e o ambiente ($^\circ\text{C}$), respetivamente.

No passado esta compensação era garantida por liras fabricadas com tubos do mesmo diâmetro. Atualmente é maioritariamente efetuada por compensadores de dilatação com fole de aço inoxidável. Quer se instalem liras ou compensadores de fole, deve ter-se cuidado em definir bem os troços de tubagem a compensar. As tubagens devem fixar-se com ancoragens, de modo que se garanta o movimento para o interior do intervalo entre ancoragens. Deverão ser observados alguns cuidados no tipo, configuração e distâncias dos suportes. O compensador deve ser instalado junto de um ancoramento e a uma distância do mesmo no intervalo dos seguintes valores – As primeiras duas guias devem ser executadas de forma a não permitir qualquer movimento, à exceção do axial:

- a primeira guia, deve ser colocada a uma distância do compensador de cerca de quatro vezes o diâmetro da tubagem, até um valor máximo de 300 mm.
- a segunda guia deve ser colocada a uma distância do compensador de cerca de 14 vezes o diâmetro da tubagem.
- as guias ou patins seguintes podem ser executadas de acordo com as condições recomendadas pelos fornecedores de tubagem (Figura 31) [32].

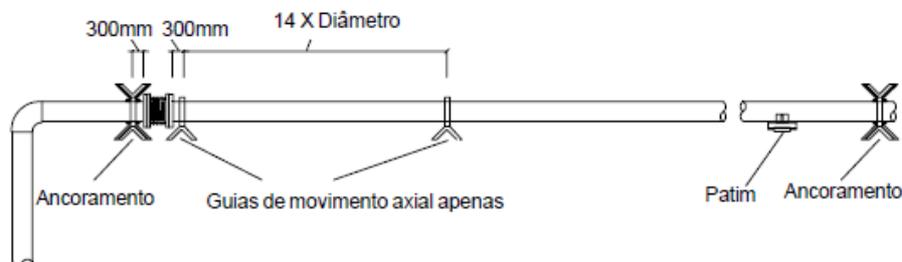


Figura 31 Pormenor de guias e ancoragens em junta de dilatação [32].

Caso haja necessidade de instalar dois compensadores no mesmo troço reto de tubagem, é mais prático instalá-los junto do ancoramento central, facilitando a montagem de andaimes, e distribuindo melhor os esforços nos ancoramentos (Figura 32).

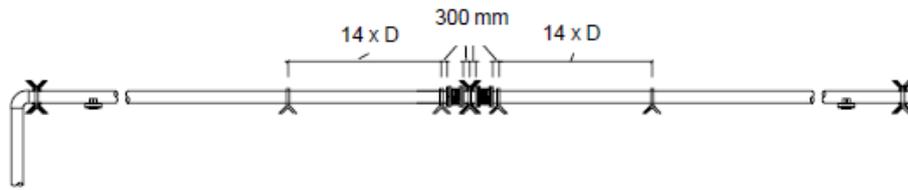


Figura 32 Pormenor de guias e ancoragens em duas juntas de dilatação [32].

Isolamento térmico – Depois da linha de distribuição estar aquecida, continuará a ocorrer condensação à medida que se perde calor por radiação. A condensação depende da temperatura do vapor, da temperatura ambiente e da eficiência do isolamento. Se a tubagem a isolar se localiza no exterior deve-se ter em conta a velocidade do ar e a humidade do isolamento. A eficiência da maioria dos materiais de isolamento depende de pequenas células de ar, que são mantidas numa matriz, de material inerte, tal como lã mineral, fibra de vidro, lã mineral revestida a alumínio e silicato de cálcio. É importante que o material de isolamento não seja esmagado ou fique alagado, sendo também essencial que este tenha proteção mecânica adequada e que a mesma seja impermeável, especialmente se estiver no exterior. A perda de calor de um tubo de vapor para a água ou para isolamento encharcado em água pode ser 50 vezes maior que o mesmo tubo para ar. Deve ter-se especial atenção em proteger linhas de vapor que passam por locais inundados ou em condutas sujeitas a alagamento. Para além disso, é necessário considerar a necessidade de isolar todas as ligações flangeadas da linha de distribuição e também as válvulas e outros acessórios. Ainda é relativamente comum fechar o isolamento de cada lado da ligação flangeada para dar acesso aos parafusos em caso de manutenção. Isto significa que cerca de 0,3 m de tubo é deliberadamente deixado a descoberto, juntamente com a superfície da própria flange. Então, um total de cerca de 0,6 m de tubo em cada ligação fica sem isolamento. Atualmente estão disponíveis no mercado casacos de isolamento (insulation jackets). Estes são geralmente fornecidos com fechos, facilitando assim o acesso para manutenção. Existem para os mais variados acessórios; flanges, válvulas, filtros, etc. e em todos os diâmetros (Figura 33).



Figura 33 Comportamento do isolamento à temperatura [33].

O cálculo das perdas de calor na tubagem pode ser muito complexo e demorado. Deve considerar-se a transferência de calor por condução, convecção e radiação. As expressões de cálculo requerem uma série de parâmetros, muitas vezes de difícil obtenção, como a espessura das paredes da tubagem, coeficientes de transferência de calor e várias constantes associadas. Uma solução prática, com resultados bastante aceitáveis, passa por empregar a equação (4.7) [34] juntamente com a Tabela 10. Esta tabela apoia-se em condições ambientais entre 10 e 21°C e considera perdas de calor de tubos horizontais de diferentes medidas sem isolamento térmico e com vapor a várias pressões.

$$\dot{m} = \frac{Q \times l \times 3,6 \times f}{h_{fg}} \quad (4.7)$$

Em que, \dot{m} , Q , l , f e h_{fg} correspondem ao caudal mássico (kg/h), à emissão de calor (W/m) (Tabela 10), ao comprimento da tubagem (m), ao fator de isolamento (= 1 para tubo sem isolamento; 0,15

para tubo isolado) e à entalpia de evaporação (kJ/kg) correspondente à pressão de vapor, respetivamente.

Tabela 10 Perda de calor em tubagens sem isolamento [34].

Diferença de temperatura entre o vapor e o ar °C	Diâmetro do tubo									
	15 mm	20 mm	25 mm	32 mm	40 mm	50 mm	65 mm	80 mm	100 mm	150 mm
56	54	65	79	103	108	132	155	188	233	324
67	68	82	100	122	136	168	198	236	296	410
78	83	100	122	149	166	203	241	298	360	500
89	99	120	146	179	205	246	289	346	434	601
100	116	140	169	208	234	285	337	400	501	696
111	134	164	198	241	271	334	392	469	598	816
125	159	191	233	285	285	394	464	555	698	969
139	184	224	272	333	333	458	540	622	815	1133
153	210	255	312	382	382	528	623	747	939	1305
167	241	292	357	437	437	602	713	838	1093	1492
180	274	329	408	494	494	676	808	959	1190	1660
194	309	372	461	566	566	758	909	1080	1303	1852

d. Redução da Pressão

Anteriormente, foi referido que a escolha da pressão de produção na caldeira e a pressão de distribuição tem em conta a pressão necessária no local de utilização, a perda de carga ao longo da tubagem devida à resistência (fricção) ao escoamento e as perdas de calor da tubagem.

O vapor a alta pressão ocupa menos volume que o vapor a mais baixa pressão. Portanto, se o vapor é produzido na caldeira a uma pressão muito mais elevada do que a que é necessária à aplicação e distribuído a esta alta pressão, a tubagem de distribuição será de menor diâmetro.

A produção e distribuição de vapor a alta pressão tem as seguintes vantagens:

- É necessária tubagem de menor diâmetro;
- Menores superfícies representam menor perda de calor (energia);
- Custos mais baixos no sistema de alimentação por exemplo, em material como a tubagem, flanges, suportes e montagem;
- Menores custos em isolamento;
- Vapor mais seco no local de utilização devido ao efeito de secagem quando se reduz a pressão;
- A capacidade de armazenamento de calor da caldeira é maior, ajudando a enfrentar mais eficientemente as variações de carga, reduzindo o risco de arrastamento de água nos picos de consumo.

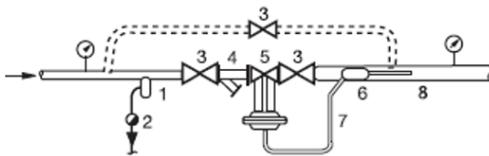
Com uma distribuição a alta pressão é necessário reduzir a pressão do vapor em cada zona ou local de utilização para corresponder à pressão necessária pela aplicação. De realçar que produzir vapor a pressões exageradamente altas significa custos de operação mais altos. É sempre conveniente comparar os custos relativos do aumento da pressão até ao máximo necessário (possivelmente a pressão máxima do equipamento) com as importantes vantagens potenciais explanadas anteriormente.

Por exemplo, se apenas necessita de vapor a 4 bar, o projetista deve comparar as várias vantagens de distribuir o vapor a esta pressão e a uma mais elevada. Uma avaliação efetiva da vida útil do equipamento elucidará sobre o investimento de capital e o retorno do investimento com as vantagens técnicas, relativamente à dimensão e natureza do sistema, as várias utilizações e outros fatores diversos. Se se verificar que, neste caso é perfeitamente viável distribuir o vapor a 4 bar, deve ser esta a pressão para a qual a caldeira deve ser fabricada. Infelizmente e em geral, as caldeiras não são fabricadas à medida. Neste caso, será necessário procurar uma caldeira que esteja na banda de

pressão imediatamente acima. Embora seja tentador operar a caldeira a uma pressão inferior, deve ter-se em conta que ela não foi concebida para essas condições e quando precisar de toda a potência vai necessariamente ter vapor de má qualidade. Acontece frequentemente que motivos técnicos indicam que é vantajoso distribuir o vapor a uma pressão mais elevada que a necessária. Neste caso terá de se reduzir a pressão no local de utilização, de acordo com as necessidades dos equipamentos.

i. Redução de pressão com válvula redutora de pressão

Considerando o caso de a pressão da caldeira ser superior à requerida para o processo de aquecimento, é geralmente mais económico reduzir a pressão com uma válvula redutora de pressão. Para a grande maioria das situações uma válvula auto-atuada, sem necessidade de qualquer energia auxiliar, com uma sede simples balanceada oferece a precisão de controlo desejada. Na Figura 34 está representada este tipo de válvula. Nesta válvula, a pressão reduzida atua sobre o diafragma através do tubo piloto ligado ao pote de água (para proteger o material do diafragma). A força da mola atua na direção oposta. Pelo manípulo que a rodeia pode ser feito o ajuste da pressão pretendida.



1 - Ponto de coleta de condensado ou separador de humidade;

2 - Conjunto de purga;

3 - Válvulas de seccionamento: A existência da válvula a jusante, prende-se com a necessidade de a regulação inicial da válvula ser feita sem consumo de vapor. Deste modo, em funcionamento normal a resposta da válvula que nunca é instantaneamente coincidente com as variações de consumo. Tem sempre um tempo de reação - não vai provocar aumentos repentinos de pressão indesejados, por exemplo, quando o consumo rapidamente vai a zero. A válvula de *bypass* não se recomenda, pois são sobejamente conhecidos os problemas que estas válvulas criam após prolongados períodos sem utilização. Habitualmente, deixam de vedar.

4 - Filtro tipo Y - perfurações no máximo de 150 µm.

5 - Válvula redutora de pressão.

6,7,8 - Sistema de pote de água e linha de transmissão da pressão reduzida.

Não estão numerados, mas são necessários manómetros de indicação das pressões a montante e jusante. Também no caso de o equipamento não possuir válvula de segurança, ou de a estação redutora alimentar uma secção de máquinas, deverá estar instalada a jusante da redutora, uma válvula de segurança.

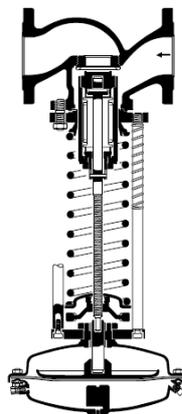


Figura 34 Válvula redutora [28].

Para obtenção do máximo rigor neste controlo de pressão é aconselhável instalar a válvula redutora com alguns auxiliares (Figura 35).

Figura 35 Estação redutora de pressão [28].

Para finalizar este ponto, vamos tentar evidenciar uma das vantagens referidas atrás, sobre a redução da pressão e que tem a ver com o aumento da entalpia de evaporação do vapor a menor pressão.

Considere-se, então, o seguinte exemplo em que o consumo atual de vapor a 12 bar é de 1 070 kg/h, com um funcionamento anual de 8 600 horas, temperatura máxima necessária nos processos de 70 °C e custo do vapor de 30,00 €/tonelada.

Atendendo à temperatura máxima necessária e optando-se por reduzir a pressão por exemplo para 5 bar (162,08 °C) (confirma-se que as tubagens instaladas se adequam ao aumento do volume específico de vapor).

A **economia** em termos de vapor é de cerca de **59 kg/h** o que equivale a **15 222 €/ano**.

ii. Redução de pressão com micro turbina a vapor saturado

A maior parte dos sistemas de vapor incluem estações redutoras de pressão com a tradicional válvula redutora. Uma alternativa a este tipo de redução de pressão é a tecnologia das micro turbinas (Figura 36). A passagem de vapor, através de uma micro turbina, permite ao operador o uso da energia libertada resultante da perda de pressão, para produção de eletricidade. Uma micro turbina a vapor produzindo 100 kW de potência elétrica pode gerar uma economia superior a 120 000 €/ano. A energia produzida por esta opção reduz a necessidade do recurso à potência da rede, reduzindo-se assim a fatura da energia e emissões de CO₂.

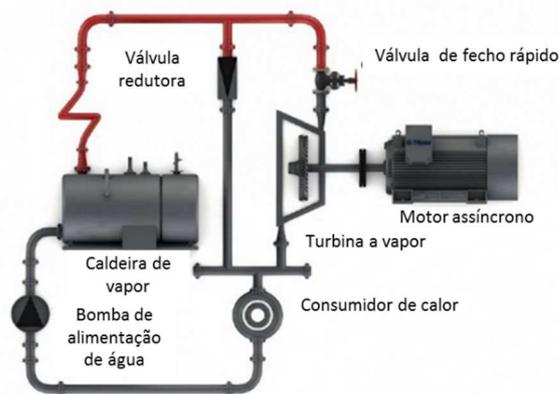


Figura 36 Micro turbina instalada em paralelo com uma estação de redução de pressão [35].

Embora a razão da redução de pressão tipicamente requerida seja de 4:1, outras relações, têm normalmente retorno ainda atrativo. No entanto, os maiores benefícios verificam-se para escoamentos contantes e de maior redução na pressão. São exemplo de potenciais utilizadores desta tecnologia os hospitais, indústrias de alimentação e bebidas, processos químicos, farmacêuticas, e qualquer indústria com um consumo mínimo constante de vapor (*steam baseload*) após uma estação de redução de pressão. A eletricidade produzida pode ser consumida localmente, por exemplo, em bombas ou outro equipamento ou ainda ser exportada para a rede. Geralmente estes sistemas são dimensionados para consumos base, como por exemplo durante o verão. Deste modo, as estações de redução de pressão serão necessárias para responder a solicitações de vapor em pico ou sazonais [36]. Nas Figuras A.5 e A.6 (Anexo 3) são apresentados exemplos de fabricantes de micro turbinas a vapor e ainda considerações referentes às mesmas.

Considerando o exemplo em que a pressão inicial é de 9 barg, pressão reduzida pretendida de 3 bar relativos, caudal base de 3 800 kg/h ou 1,056 kg/s, temperaturas correspondentes a vapor saturado, funcionamento de 8 600 horas/ano e o custo da energia elétrica de 0,1427 €/ kWh [38].

Recorrendo às curvas de cálculo da potência de micro turbinas (Figura A.7, Anexo 3) tem-se uma **economia de 25 918 €/ano**. Sendo o preço estimado para uma micro turbina de 50 kW, de cerca 100 000 €, traduz-se em um **período de retorno do investimento de 4 anos**.

e. Emissões de vapor para a atmosfera

A utilização de vapor é relativamente cara, pelo que perdas do sistema na forma de fugas de vapor podem resultar em perdas económicas significativas. Normalmente, as auditorias energéticas recolhem informação que comprovam o potencial de recuperação pela eliminação das fugas de vapor por orifícios. Fundamentalmente, consideram-se dois tipos de fugas de vapor, em purgadores de condensado de vapor e em acessórios de tubagens.

As fugas pelos purgadores irão ser abordadas no Capítulo 5 deste trabalho. Posteriormente, irão ser estudadas as fugas em acessórios de tubagens, nomeadamente, em orifícios nas tubagens, em ligações roscadas e flangeadas. Incluir-se-ão igualmente neste tipo as emissões de vapor pelas hastes das válvulas e o caso particular de emissões em válvulas de segurança.

i. Fugas de vapor em tubagens e acessórios

Falhas em tubagens de vapor podem ser resultantes de dimensionamento errado, problemas de corrosão ou problemas de operação, como "martelos de água" (*Golpe de Ariete*). Normalmente, as emissões de vapor para a atmosfera são visíveis. Possíveis atrasos na sua resolução relacionam-se com falta de planeamento em manutenção ou falta de sensibilização, para o custo real que representa o escoamento total provocado por fugas de vapor e do valor económico que estas fugas representam. Para a quantificação dos caudais de vapor envolvidos em fugas, opta-se tanto na Europa como nos E.U.A, por dois métodos:

- Método de avaliação pela altura/comprimento das plumas de vapor (Figura 37).
- Método por avaliação do diâmetro do orifício e pressão de vapor.

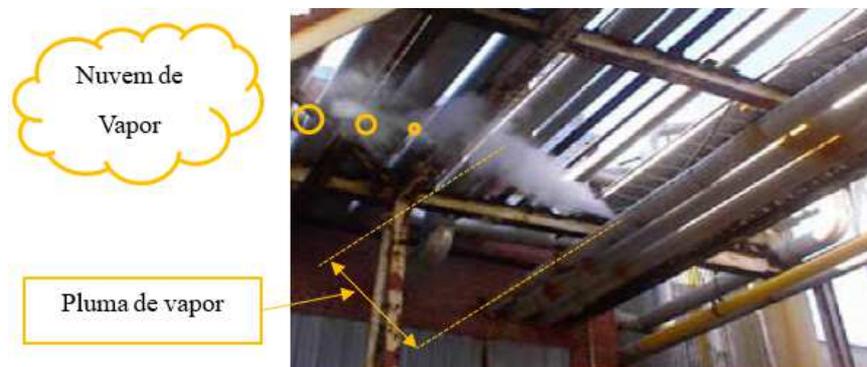


Figura 37 Exemplo de pluma de vapor a partir de um furo no tubo [39].

A Tabela 11 resume alguns valores para estes dois métodos sendo vantajosa para a estimativa de fugas de vapor na distribuição.

Tabela 11 Perdas de vapor em furos e plumas [13].

Método da dimensão do furo			
Pressão de vapor (bar)	Diâmetro do furo (mm)	Perda de vapor (kg/h)	Perda €/ano *
8	1,5	6,8	1462
8	3	27,2	5848
8	6	108,9	23413,5
8	12,5	458,1	98491,5
8	25	1769	380335
28	1,5	24,9	5353,5
28	3	99,8	21457
28	6	399,2	85828
28	12,5	1596,7	343290,5
28	25	6386,7	1373140,5

* Considerou-se ano de 8600 horas e o custo de vapor 25,00 € por tonelada

Método do comprimento da pluma			
Comprimento da pluma (cm)	Temperatura ambiente	Temperatura ambiente	Temperatura ambiente
	7,2 °C	21,1 °C	32,2 °C
A 8 bar			
Perda de vapor (kg/h)			
91,4 cm	4,5	13,6	22,7
182,9 cm	13,6	77,1	127
274,3 cm	31,8	190,5	317,5
365,8 cm	49,9	294,8	498,9
A 28 bar			
Perda de vapor (kg/h)			
91,4 cm	9,1	15,9	22,7
182,9 cm	22,7	77,1	131,5
274,3 cm	58,9	226,8	362,9
365,8 cm	99,8	394,6	635

Para utilizadores de vapor, os gráficos das Figuras 38 e 39 são mais adequados para comprimentos de pluma mais reduzidos e a menores pressões.



Figura 38 Plumas e perdas de vapor [13].

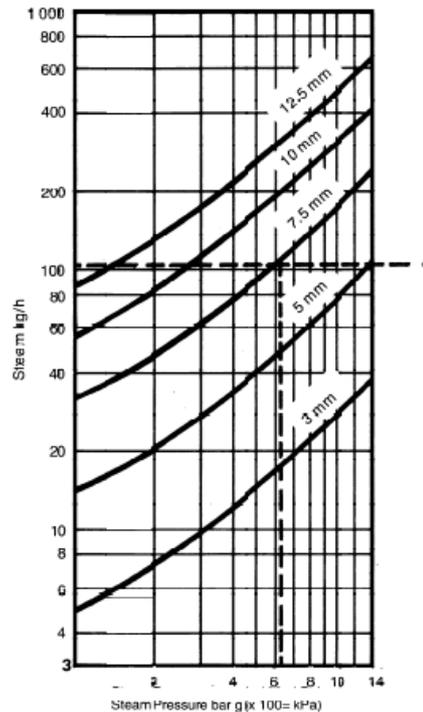


Figura 39 Perdas de vapor por orifícios de diferentes diâmetros a diferentes pressões [1].

Seguidamente, apresentam-se as expressões que permitem o cálculo numérico dos caudais de vapor envolvidos nas fugas, através de dois métodos distintos.

Método 1 – Dimensão do furo

A equação (4.8) apresenta a equação de Napier simplificada e desenvolvida, de modo a adequar-se às unidades do sistema internacional.

$$\dot{m}_{vapor} = P_{vapor} \times d^2 \times 0,4123 \times C_d \quad (4.8)$$

Em que, \dot{m}_{vapor} , P_{vapor} , d^2 e C_d correspondem ao caudal mássico de vapor (kg/h), à pressão absoluta do vapor (bar absolutos), ao diâmetro do orifício (mm) e ao coeficiente de descarga (depende da geometria do orifício, neste caso normalmente considera-se o valor de 0,65 como aceitável), respetivamente.

Método 2 – Comprimento da pluma

Retirada do guia "DETR Energy Consumption Guide Nº 67 – Steam Distribution Costs", a expressão que se segue é assumida pelos habituais intervenientes nos sistemas de vapor como uma estimativa bastante satisfatória [40]:

$$\dot{m}_{vapor} = 2,8 \times 6^L \quad (4.9)$$

Em que, \dot{m}_{vapor} e L correspondem ao caudal mássico da perda de vapor (kg/h) e ao comprimento visível da pluma (m), respetivamente.

ii. Emissões de vapor pelas hastes das válvulas

Não são invulgares fugas de vapor junto às hastes de válvulas (Figura 40). Nomeadamente, quando o empanque em grafite se encontra bastante gasto há aumento da folga, por conseguinte perda de vapor. Salienta-se que não é só quando se notam plumas ou nuvens de vapor que se verificam emissões de vapor. As fugas de vapor visíveis são vapor húmido, uma vez que o vapor saturado ou sobreaquecido é invisível.

Uma válvula para ser operada, mesmo quando o vedante é novo, tem de apresentar uma folga entre a haste e o empanque, de outro modo a válvula fica presa, não permitindo a sua manobra. Esta folga, por mínima que seja vai permitir a passagem de emissões de vapor para o ambiente.

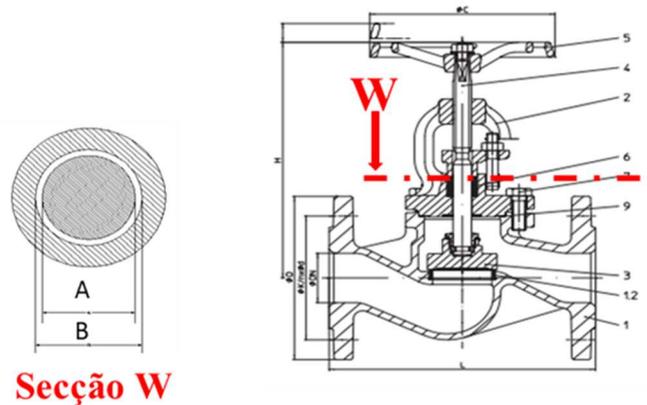


Figura 40 Secção de haste e empanque de válvula de globo [41].

Estima-se que esta folga seja de pelo menos de cerca de 0,025 mm. A área potencial de perda de vapor é dada pela seguinte expressão, que pode ser simplificada para se obter o diâmetro do orifício ($D_{orificio}$) correspondente à área da folga:

$$A_{folga} = \frac{\pi}{4} \times (d_B^2 - d_A^2) \Leftrightarrow D_{orificio} = \sqrt{\frac{A_{folga} \times 4}{\pi}} \quad (4.10)$$

Em que, A_{folga} , d_B , d_A e $D_{orificio}$ correspondem à área da folga (mm²), ao diâmetro da haste mais duas vezes a folga (mm), ao diâmetro da haste (mm) e ao diâmetro do orifício (mm), respetivamente.

Considerando o exemplo de uma válvula de DN150 com haste de diâmetro 20 mm. A folga é de 0,025 mm. Tem-se uma área de folga de 1,571 mm², equivalente a um diâmetro do orifício de 1,42 mm. Recorrendo aos métodos anteriormente apresentados a **perda de vapor** poderá ascender a cerca de **1 400 €/ano**. A Figura 41 apresenta a potencial perda para vários diâmetros de válvula.

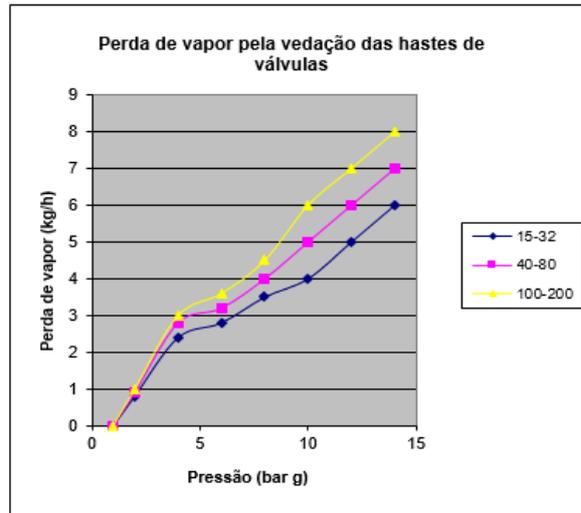


Figura 41 Perdas de vapor pelas folgas das hastes e válvulas [29].

Nas válvulas de seccionamento manuais tem havido uma crescente procura por válvulas em que a vedação da haste realiza-se por um fole de aço inoxidável que isola a haste do contacto com vapor (Figura 42). Embora com um custo de cerca três vezes superior, verifica-se que em poucos meses de operação se recupera o investimento.



Figura 42 Válvula de globo com vedação por fole [41].

iii. Emissões de vapor por válvulas de segurança

Aparentemente, parece ser desajustado incluir este tipo de dispositivos como potenciais emissores de fugas de vapor. A particularidade tem a ver com o motivo de serem recorrentes situações em que estas válvulas se encontram mal vedadas e o desconhecimento generalizado das condições que contribuem para que estas ocorram. As principais condições identificadas são:

- Pressão de trabalho desadequada relativamente à pressão de calibração;
- Falta de tubo de dreno no corpo da válvula.

As válvulas de segurança que se encontram nas instalações resumem-se a dois tipos: de peso e de mola. O primeiro tipo, em desuso, praticamente já não aparece como opção em novas instalações. A grande maioria recai nas válvulas de mola, com algumas variantes e particularidades ao nível de pressões de operação. Numa válvula de segurança carregada diretamente por mola (Figura 43), a força de fecho ou força da mola é aplicada por uma mola helicoidal comprimida por um parafuso de

ajuste. A força da mola é transferida ao disco (obturador) através da haste. O disco mantém a vedação contra o bocal enquanto a força da mola for maior que a força criada pela pressão do vapor na entrada da válvula.

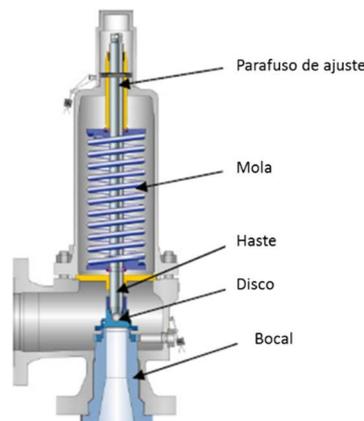


Figura 43 Válvula de segurança de mola [42].

A sequência de operações de uma válvula de segurança é a seguinte:

Válvula fechada (Figura 44) – Considerando a pressão de trabalho P e a pressão de calibração (*set pressure*) P_{set} , a válvula estará fechada enquanto $P < P_{set}$, ou seja, enquanto F_P (força resultante da pressão de trabalho, $F_P = P \times \text{Área da sede}$) for menor que F_S (força exercida pela mola).

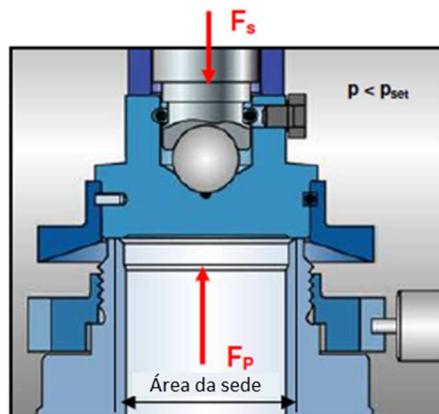


Figura 44 Válvula de segurança fechada [42].

Válvula na pressão de calibração (Figura 45) – Quando a força resultante da pressão de trabalho F_P se aproxima da pressão de calibração F_S , há um balanço de forças que impede a vedação total da válvula.

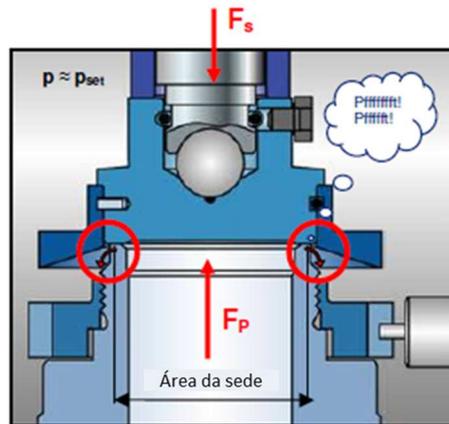


Figura 45 Válvula de segurança no limite de vedação [42].

Nesta altura a força da mola não é suficiente para vedar completamente a válvula e é audível a ocorrência de alguma perda de vapor.

Válvula aberta (Figura 46) – Por alguma razão ou avaria, a pressão de trabalho aumentou e ultrapassou a pressão de calibração, então $F_p > F_s$ e a válvula abre. Esta abertura é acelerada devido ao alargamento da área de atuação da F_p . A pressão em que a válvula de segurança está completamente aberta é chamada de sobrepressão. Nas normas americanas ASME é de cerca 7% acima da pressão de calibração e na Europa, normas DIN, é de 5 a 10%, dependendo do valor do alargamento de área do disco.

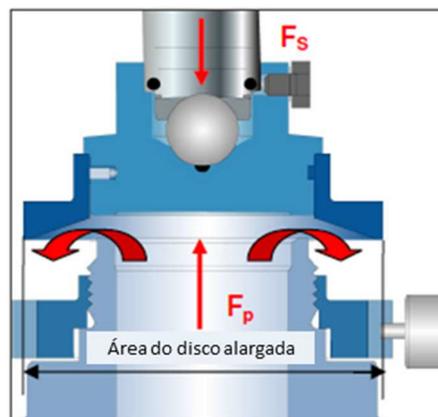


Figura 46 Válvula de segurança aberta [42].

Fecho da válvula – Resolvendo-se o motivo que provocou o aumento da pressão de trabalho, o disco aproxima-se da sede. No entanto, esta pressão terá de diminuir para valores inferiores à pressão de trabalho, uma vez que o vapor está a ser descarregado contra uma área que é superior à área inferior do disco quando a válvula está fechada. Ou seja, o alargamento de área responsável por acelerar a abertura da válvula tem agora o efeito contrário, obrigando a uma maior diminuição da pressão de trabalho para que se dê o fecho. Esta pressão de fecho ou reassentamento é conhecida por pressão de alívio e tem um valor de cerca 3% nas normas ASME e 10% nas DIN.

Na Europa utilizam-se válvulas chamadas de abertura total com pressões de abertura total de 5 % acima da de calibração e para fecho, 10 % abaixo da pressão de calibração. Por exemplo, um gerador de vapor com timbre 1 MPa, terá de ter a válvula de segurança calibrada para 1 MPa. Estará completamente aberta se a pressão subir até aos 1,05 MPa e irá fechar quando a pressão reduzir para 0,9 MPa. A norma DIN 3320 recomenda que a pressão de trabalho não seja superior a 85% da

pressão de calibração para evitar que ligeiras variações de pressão impliquem a ativação da válvula de segurança. O gerador de vapor deverá produzir vapor até à pressão máxima de 0,85 MPa. A Figura 47 mostra a seqüência de pressões no funcionamento de uma válvula de segurança.

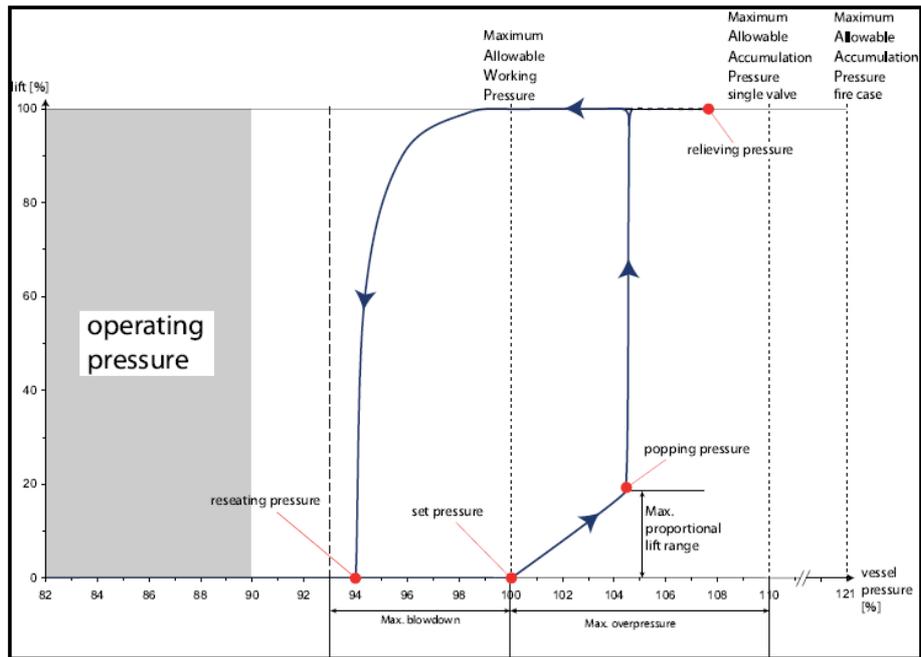


Figura 47 Sequência de funcionamento de uma válvula de segurança [42].

Geralmente, em caldeiras de vapor, a pressão de trabalho máxima respeita os valores anteriormente mencionados, não sendo habitual a abertura das válvulas de segurança por erro de ajuste nos pressostatos. Já em estações redutoras de pressão verificam-se alguns problemas no valor de regulação da pressão a aplicar na válvula redutora.

A norma DIN 3320 parte 1 recomenda as pressões de trabalho no mínimo abaixo 15% da pressão de calibração (Figura 48).

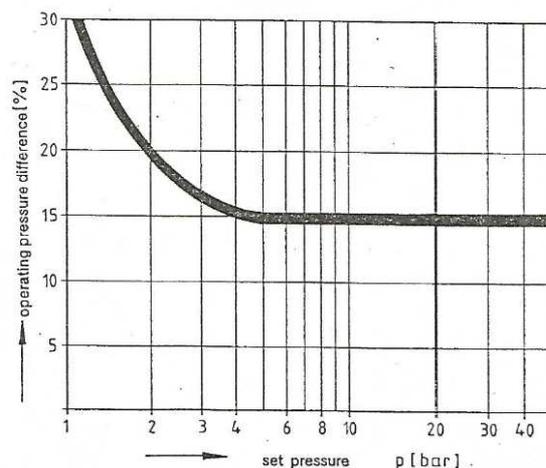


Figura 48 Diferença recomendável da pressão de operação relativamente à pressão de calibração [43].

Para valores de pressão de calibração inferiores a 4 bar, são recomendadas diferenças superiores a 15%. Por exemplo, se o vapor está a alimentar uma máquina com timbre de 2 bar, a pressão de operação terá de ser inferior em 20%, logo 1,6 bar. Adicionalmente, o tempo de resposta da redutora de pressão, que o fabricante terá de informar, deve ser considerado e incorre normalmente

de uma diferença de 20% em relação à pressão reduzida em válvulas de ação direta, ou o valor fixo de 0,2 bar em válvulas pilotadas. A vulgar falta de observação desta norma e detalhes da válvula implica um número muito elevado de situações de emissões de vapor por válvulas de segurança. A tabela que se segue traduz em valores o gráfico da figura anterior (Figura 48).

Tabela 12 Valores recomendados de pressão de calibração conforme pressão de operação [43].

Pressão de operação (bar)	0,13	0,2	0,5	1	1,5	2	3	4	5	6	7	8	9	10	12	14	16	18	20	22	24	26	28	30	32	34
Pressão de calibração (bar)	0,2	0,3	0,75	1,4	1,9	2,6	3,6	4,7	5,9	7,1	8,2	9,4	10,6	11,8	14	16,5	19	21	23,5	26	28	30,5	33	35,5	37,5	40

Finalmente e para encerrar este ponto, interessa realçar um esquecimento muito comum na instalação de válvulas de segurança. Com o objetivo de evitar acidentes durante a descarga de válvulas de segurança, é habitual dirigir-se esta descarga por tubagens verticais para o exterior. Condensações provocadas nestas tubagens ou mesmo águas pluviais podem acumular-se por cima do disco da válvula de segurança, com qualquer efeito corrosivo no castelo. Quando a válvula de segurança abre, esta água mais impurezas podem acumular-se na face da sede, impedindo a vedação total da válvula. Para além disto, a força da mola pode conduzir a deformações na retificação da mesma sede, passando a válvula a ficar sem vedação até uma próxima reparação. Conforme a figura seguinte (Figura 49) sugere é crítico que sejam instalados tubos de drenagem nos pontos mais baixos das tubagens de descarga. Inclusivamente, o bujão existente no castelo da válvula de segurança deverá ser retirado e aplicado também um dreno.

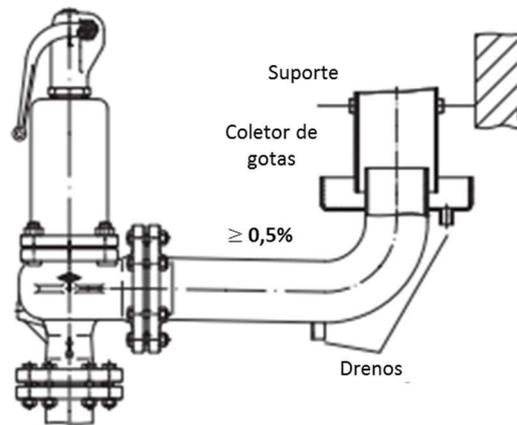


Figura 49 Pormenor de localização recomendada para drenos [41].

Pretendeu neste ponto indicar-se modos expeditos no dimensionamento das tubagens de transporte de vapor, adequados às pressões e escoamentos em causa. Evidenciaram-se, também, as vantagens energéticas da redução de vapor junto dos consumidores. Simultaneamente fez-se uma abordagem das micro turbinas como alternativa às válvulas reductoras. Esta opção praticamente não existe em Portugal. Talvez devido ao investimento ser apreciável e de o retorno variar entre 2 a 5 anos, mas haverá certamente alguns casos onde se justificará esta solução, ou pelo menos deverá ser equacionada. Finalmente, alerta-se para as perdas significativas e muitas vezes ignoradas, em válvulas de segurança, hastes de válvulas de seccionamento e de controlo.

5. Consumo de Vapor



O conhecimento do consumo de vapor é uma informação fundamental para o projeto e dimensionamento das instalações de vapor, bem como para a avaliação energética. São várias as situações que requerem informação relativamente a consumos de vapor: dimensionamento de tubagens de vapor, seleção de válvulas de controlo, purgadores, dimensionamento de um gerador de vapor, confirmar a eficiência na produção de vapor, avaliar a eficácia da manutenção do sistema de vapor, verificar evolução de incrustações, entre outras.

a. Determinação de consumos de vapor

i. Taxas de condensação (caudais de vapor)

Normalmente as cargas de aquecimento enquadram-se em uma de duas categorias. O aumento da temperatura, ou seja, aquecimento de um material, de uma temperatura baixa para uma temperatura superior. Ou manutenção da temperatura, ou seja, compensação das perdas de calor para manter uma temperatura previamente fixa.

No primeiro caso, a quantidade de calor necessária para se verificar aumento de temperatura, é dada pela seguinte expressão:

$$Q = m \times C_p \times \Delta T \quad (5.1)$$

Em que, Q , m , C_p e ΔT representam a quantidade de calor (kJ), massa do material (kg), calor específico a pressão constante (kJ/kg.°C) e o aumento de temperatura (°C), respetivamente.

Para o dimensionamento de equipamentos deve saber-se o caudal mássico de vapor necessário para satisfazer a quantidade de calor em estudo. Para o cálculo deste caudal recorre-se à seguinte equação:

$$\dot{m}_{vapor} = \frac{Q}{h_{fg} \times h} = \frac{m \times C_p \times \Delta T}{h_{fg} \times h} \quad (5.2)$$

Em que, \dot{m}_{vapor} , h_{fg} e h correspondem ao caudal mássico de vapor (kg/h), entalpia específica de evaporação à pressão atual de vapor (kJ/kg) e tempo pretendido para aquecimento (horas), respetivamente.

No segundo caso, trata-se de calcular a potência térmica de calor necessário para contrabalançar as perdas de calor, utilizando-se a expressão:

$$\dot{q}_r = U \times A \times \Delta T \quad (5.3)$$

Em que, \dot{q}_r , U , ΔT e A representam a potência térmica de calor (kJ/h), o coeficiente do escoamento de transferência de calor (W/m².°C) (consultar Tabela A. 10 Anexo 4), a diferença de temperatura, através da superfície envolvida (°C) e a área da superfície envolvida (m²), respetivamente.

Para determinar o caudal de vapor basta dividir pela entalpia de evaporação:

$$\dot{m}_{vapor} = \frac{U \times A \times \Delta T}{h_{fg}} \quad (5.4)$$

ii. Consumo de vapor em tanques/reactores

O aquecimento de líquidos em tanques é um requisito muito importante em processos industriais, como por exemplo nas indústrias de laticínios, tratamento de metais e têxteis. Pode haver necessidade de se obter água quente como uma utilidade, ou aquecer um fluido do próprio processo. São exemplos destas aplicações os tanques de alimentação de água para caldeiras, os tanques de lavagem, os evaporadores, os ebulidores, as calandras ou os "Reboilers". Estes tanques são do tipo totalmente fechados. Os tanques de armazenagem de combustível são exemplo de tanques com o topo aberto.

O cálculo da necessidade total de calor pode consistir no somatório dos seguintes componentes:

1. Energia necessária para elevar a temperatura do fluido de frio até à desejada;
2. Energia necessária para elevar a temperatura do material do tanque;
3. Perda de calor pelas superfícies do tanque;
4. Perda de calor do líquido pela superfície exposta à atmosfera;
5. Calor absorvido por materiais frios mergulhados no líquido aquecido.

Em que, as posições 1, 2 e 5 podem ser determinadas pela equação (5.2), apresentada anteriormente. Enquanto as posições 3 e 4 podem ser determinadas pela equação (5.3). No entanto, estas perdas de calor envolvem cálculos de alguma complexidade, pelo que existem ferramentas como tabelas e gráficos que permitem obter resultados muito aproximados e satisfatórios. De seguida inclui-se exemplos de gráficos e tabelas mais utilizadas.

Perdas de calor pelas superfícies metálicas do tanque para o ar ambiente – A Figura 50 fornece alguns coeficientes globais de transferência de calor de chapas de aço para o ar ambiente parado. Se tiver isolamento térmico, de 25 ou 50 mm de espessura, multiplicar estes valores de U por 0,2 e 0,1, respetivamente.

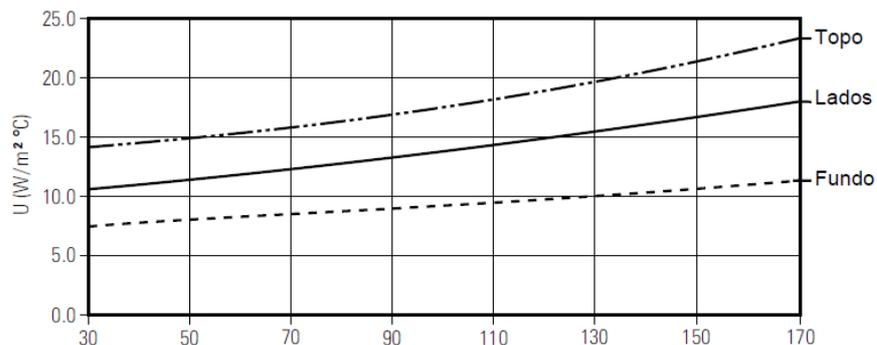


Figura 50 Coeficientes globais de transferência de calor, de chapas de aço para o ar ambiente, para vários ΔT (°C) nas abcissas [45].

Perdas de calor pelas superfícies metálicas do tanque para o ar ambiente com movimentação – Para estes casos podem usar-se os valores da Figura 50 afetados dos fatores da Tabela 13. No entanto e no caso de tanques com isolamento térmico, considerar apenas 10%.

Tabela 13 Efeito na transferência com ar em movimento [45].

Velocidade (m/s)	0	1	2	4	6	8	10	12	14	16
Velocidade (km/h)	0	3,6	7,2	14,4	21,6	28,8	36	43,2	50,4	57,6
Factor a multiplicar	1	1,4	1,7	2,4	3	3,6	4,1	4,5	4,9	5,2

Coeficientes de transferência global de calor em tanques de óleos combustíveis – A Tabela 14 apresenta valores bastante aceitáveis e testados na indústria.

Tabela 14 Coeficientes de transferência de calor global em tanques de óleos combustíveis [45].

Posição do tanque	ΔT entre o óleo e o ar	Coeficientes globais de transferência de calor $W/m^2 \text{ } ^\circ C$	
		Tanque sem isolamento	Tanque com isolamento
Abrigado	Até $10 \text{ } ^\circ C$	6,8	1,7
	Até $27 \text{ } ^\circ C$	7,4	1,8
	Até $38 \text{ } ^\circ C$	8,0	2,0
Exposto	Até $10 \text{ } ^\circ C$	8,0	2,0
	Até $27 \text{ } ^\circ C$	8,5	2,1
	Até $38 \text{ } ^\circ C$	9,1	2,2
Enterrado	Qualquer temperatura	6,8	-

Perdas de calor pelas superfícies de água – Para a determinação das perdas de calor pela superfície da água pode recorrer-se à Figura 51.

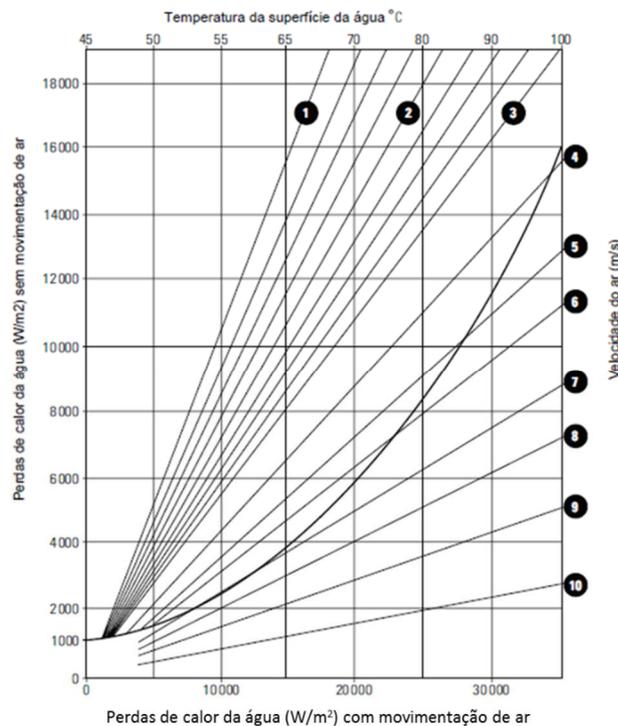


Figura 51 Perdas de calor pelas superfícies da água [45].

iii. Consumo de vapor de tubagens, acessórios e válvulas

No arranque o aquecimento inicial requer um caudal de vapor apreciável. Após o arranque e caso não exista isolamento adequado os consumos continuam a ser significativos. Assim sendo, no dimensionamento de sistemas de vapor ou avaliação de consumos de vapor a componente de consumo de vapor das tubagens, acessórios e válvulas, que constituem o sistema de distribuição, deve ser considerada.

Aquecimento inicial – O caudal de vapor necessário para aquecer as tubagens até à temperatura de operação é obtido a partir da seguinte equação:

$$\dot{m}_{vapor} = \frac{60 \times m \times (T_V - T_{amb}) \times C_p}{h_{fg} \times t} \quad (5.5)$$

Em que, \dot{m}_{vapor} , m , T_v , T_{amb} , C , h_{fg} e t representam o caudal mássico de vapor (kg/h), a massa tubagem e acessórios (kg) (ver Tabela A.11, Anexo 4), a temperatura do vapor (°C), a temperatura ambiente (°C), a capacidade específica de calor do material (kJ/kg.°C) (consultar Tabela A.12, Anexo 4), a entalpia de evaporação à pressão de vapor em uso (kJ/kg) e o tempo desejado para o aquecimento (em minutos), respetivamente.

Consumos em funcionamento contínuo – À medida que as tubagens cedem calor para o ar ambiente, o vapor vai condensando a um ritmo que depende da temperatura do vapor, da temperatura do ar ambiente e da eficiência do isolamento térmico. A Tabela 15 permite estimar as perdas e conseqüentemente o consumo de vapor.

Tabela 15 Calor emitido por tubagens sem isolamento térmico [46].

Calor emitido por tubagens não isoladas que estão expostas ao ar a cerca de 20 °C (W/m)										
Diferença de temperatura entre vapor e o ar (°C)	Tamanho nominal (DN)									
	15	20	25	32	40	50	65	80	100	150
50	56	68	82	100	113	136	168	191	241	332
60	69	85	102	125	140	170	208	238	298	412
70	84	102	124	152	170	206	252	289	360	500
80	100	122	148	180	202	245	299	343	428	594
100	135	164	199	243	272	330	403	464	577	804
120	173	210	256	313	351	426	522	600	746	1042
140	216	262	319	391	439	533	653	751	936	1308
160	263	319	389	476	535	651	799	918	1145	1603
180	313	381	464	569	640	780	958	1100	1374	1925
200	368	448	546	670	754	919	1131	1297	1623	2276
220	427	520	634	778	877	1069	1318	1510	1892	2655

Se o ar envolvente estiver em movimento, estimada a sua velocidade, devem multiplicar-se os valores obtidos na tabela anterior pelos fatores da Tabela 16 [46].

Tabela 16 Fatores a aplicar nas perdas estimadas com a Tabela 15.

Aumento aproximado da emissão devido à movimentação do ar	
Velocidade do ar (m/s)	Fator de emissão
0	1
0,5	1
1	1,3
1,5	1,5
2	1,7
2,5	1,8
3	2
4	2,3
6	2,9
8	3,5
10	4

Finalmente e no caso de as tubagens possuírem isolamento térmico, as perdas de calor serão significativamente reduzidas considerando, neste caso, os fatores da Tabela 17.

Tabela 17 Fatores de redução nas perdas de calor em tubagens isoladas.

Fator <i>f</i> de redução das perdas de calor em tubagens com isolamento					Fator <i>f</i> de redução das perdas de calor em tubagens com isolamento				
Medida da tubagem (mm)	Pressão de vapor relativa (bar)				Medida da tubagem (mm)	Pressão de vapor relativa (bar)			
	1	5	15	20		1	5	15	20
Isolamento com 50 mm de espessura					Isolamento com 75 mm de espessura				
15	0.16	0.14	0.13	0.12	15	0.14	0.13	0.12	0.11
20	0.15	0.13	0.12	0.11	20	0.13	0.11	0.11	0.1
25	0.14	0.12	0.11	0.1	25	0.13	0.11	0.1	0.09
32	0.13	0.11	0.1	0.1	32	0.11	0.1	0.09	0.08
40	0.12	0.11	0.1	0.09	40	0.1	0.09	0.09	0.08
50	0.12	0.1	0.09	0.08	50	0.1	0.09	0.08	0.07
65	0.11	0.1	0.09	0.08	65	0.1	0.08	0.08	0.07
80	0.1	0.1	0.08	0.07	80	0.09	0.08	0.07	0.07
100	0.1	0.09	0.08	0.07	100	0.08	0.08	0.07	0.06
150	0.1	0.09	0.07	0.07	150	0.08	0.07	0.07	0.06

As perdas de calor em tubagens isoladas podem então ser calculadas por [46]:

$$\dot{m}_{vapor} = \frac{3,6 \times Q \times L \times f}{h_{fg}} \quad (5.6)$$

Em que, \dot{m}_{vapor} , Q , L , f e h_{fg} correspondem ao caudal mássico de vapor (kg/h), transferência de calor (W/m) (Tabela 15), comprimento efetivo da tubagem incluindo comprimento equivalente pata flanges e acessórios (m), fator de redução devido ao isolamento (Tabela 17) e entalpia de evaporação à pressão de vapor em uso (kJ/kg), respetivamente.

Exemplo: Considerando uma tubagem DN100 com vapor a 14 barg e isolamento de 75 mm. A tubagem tem um comprimento de 100 m e possui instalados 9 pares de flanges e uma válvula de seccionamento. A temperatura ambiente é de 20°C.

Recorrendo às tabelas e equação acima apresentadas o **caudal de vapor necessário para compensar as perdas de calor neste conjunto é de 18,3 kg/h.**

Perdas de calor em válvulas – A maioria das instalações de vapor apresenta isolamento térmico adequado para as tubagens. No entanto, o mesmo não se verifica para válvulas de seccionamento, filtros, válvulas de controlo e outros componentes. Existem no mercado “casacos de isolamento” (Figura 52) para válvulas, em que a aplicação ou desmontagem é bastante fácil e evita danificar o material de isolamento aquando da manutenção.

A Tabela 18 resume a economia resultante, com a aplicação de isolamento térmico em válvulas. Estes valores foram calculados com *software* que cumpre os requisitos da ASTM C 1680 [1].

Tabela 18 Economia resultante da aplicação de casacos de isolamento [47].

Economia de energia (Watt) estimada com a instalação de coberturas de isolamento removíveis (Insulation Jackets)						
Temperatura de operação (°C)	Medida da válvula (DN)					
	80	100	150	200	250	300
95	230	315	450	640	840	955
150	495	670	970	1405	1815	2110
205	840	985	1700	2430	3165	3660
260	1305	1800	2635	3805	4950	5770
315	1945	2640	3895	5625	7380	8580

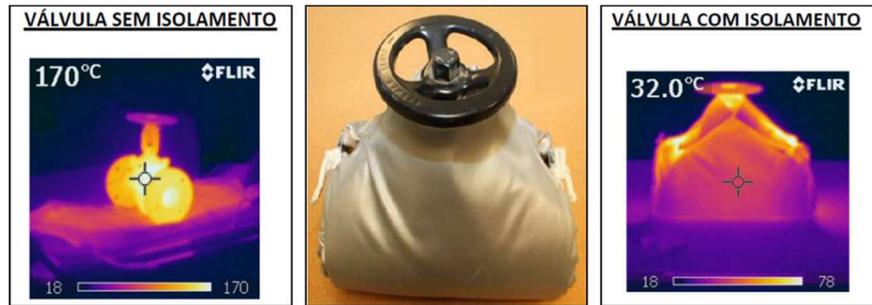


Figura 52 Desempenho de uma camisa de isolamento [33].

iv. Consumo de vapor em baterias de aquecimento

Normalmente, os fabricantes de radiadores de ar fornecem informação da potência das baterias de aquecimento (Figura 53) em kW. O cálculo da taxa de condensação ou consumo de vapor é dado pela seguinte expressão.

$$\dot{m}_{vapor} = \frac{\dot{Q} \times 3600 (s/h)}{h_{fg}} \quad (5.7)$$

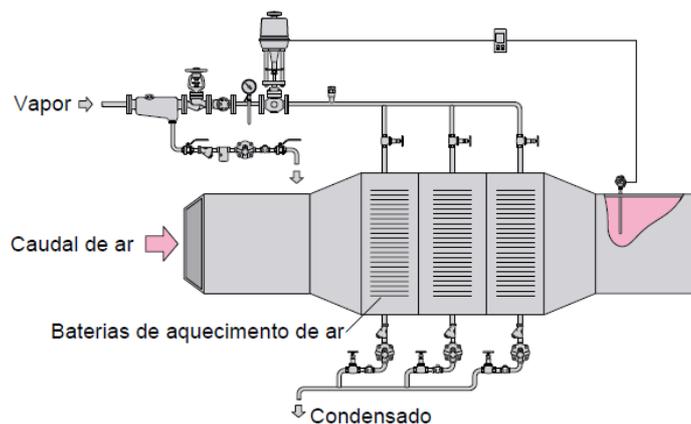


Figura 53 Exemplo de conduta de ar com uma bateria de aquecimento [19].

Se a informação não for disponibilizada pelo fabricante ou este é desconhecido, pode obter-se o consumo de vapor desde que se conheçam o caudal volumétrico do ar a aquecer, aumento de temperatura pretendido e a pressão do vapor, de acordo com a equação (5.8).

$$\dot{m}_{vapor} = \frac{3600 \times \dot{V} \times \Delta T \times C_{par}}{h_{fg}} \quad (5.8)$$

Em que, \dot{m}_{vapor} , \dot{V} , ΔT , C_{par} e h_{fg} correspondem ao caudal mássico de vapor (kg/h), caudal volumétrico de ar (às condições normais) a aquecer (m^3/s), aumento de temperatura pretendido para o ar ($^{\circ}C$), calor específico do ar (às condições normais) a pressão constante ($1,3 \text{ kJ}/m^3 \cdot ^{\circ}C$) e entalpia de evaporação à pressão de vapor em uso (kJ/kg), respetivamente.

v. Consumo de vapor em cilindros secadores

Principalmente nas indústrias têxtil e do papel podem encontrar-se vários exemplos de cilindros secadores (Figura 54) nas mais variadas configurações de conjuntos. Nas fábricas de celulose e papel normalmente, existem nas máquinas de cartão canelado contadores de vapor associados aos

seus cilindros. São máquinas complexas que atingem velocidades desde 50 até aos 2 000 m/min em que praticamente a máquina que inclui estes cilindros constitui a fábrica [48].

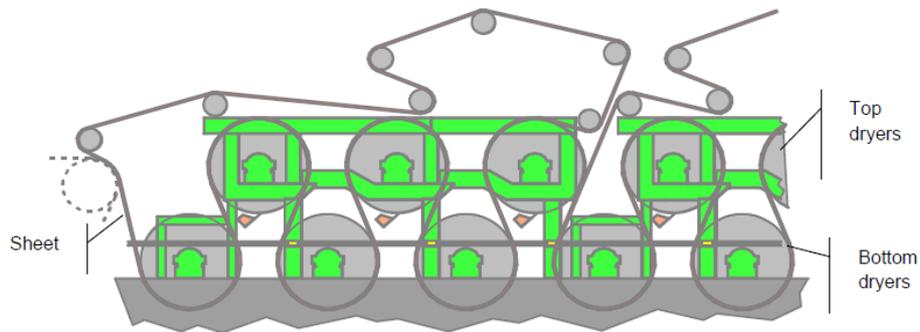


Figura 54 Exemplo de máquina de papel com cilindros secadores [48].

Por outro lado, na indústria têxtil, mais concretamente nas secções de acabamentos, podem existir várias máquinas que incluem, desde um até cerca de vinte cilindros. Apresentam velocidades desde 15 até cerca 60 metros por minuto. A operação mais comum destes cilindros aquecidos a vapor consiste na remoção da humidade por evaporação. O consumo de vapor poderá ser estimado recorrendo-se à expressão:

$$\dot{m}_{vapor} = \frac{1,5 \times [(M_{mh} - M_{ms}) \times 2550 \times 1,26 \times M_{ms} \times (T_2 - T_1)]}{h_{fg}} \quad (5.9)$$

Em que, \dot{m}_{vapor} , m_{mh} , m_{ms} , T_2 , T_1 e h_{fg} representam o caudal mássico de vapor (kg/h), massa do material húmido que entra (kg/h), massa do material seco que sai (kg/h), temperatura do material que sai (°C), temperatura do material que entra (°C) e entalpia de evaporação à pressão de vapor de trabalho (kJ/kg), respetivamente.

Nos arranques, a tendência dos cilindros secadores é terem grandes taxas de condensação, dado o grande volume de vapor e a grande massa metálica a aquecer. Deste modo, é normal considerar o consumo de vapor nos arranques cerca de três vezes superior ao caudal verificado quando as tubagens já estão aquecidas (por exemplo para efeitos de dimensionamento de purgadores). Adicionalmente, esperar-se que a existência de bastante ar prolongue o aquecimento inicial e estratificação de temperaturas. Assim, deve ponderar-se a instalação de eliminadores de ar automáticos.

b. Permutadores de calor

Quando se considera num permutador de calor (Figura 55) o consumo atual de vapor, deve ter-se em consideração que o aumento de temperatura requerido no secundário requer, por sua vez, que seja fornecida a quantidade de vapor suficiente ao lado primário.

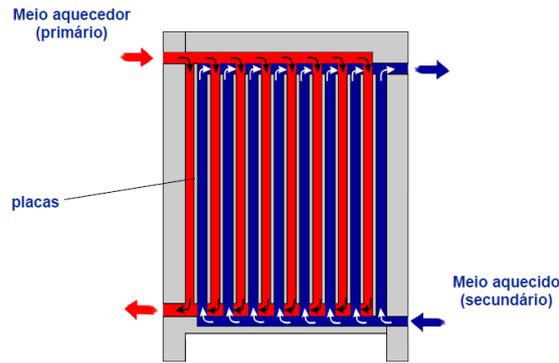


Figura 55 Exemplo de permutador de calor de placas [44].

Na Figura 56 estão representadas aplicações típicas de permutadores de calor de placas.

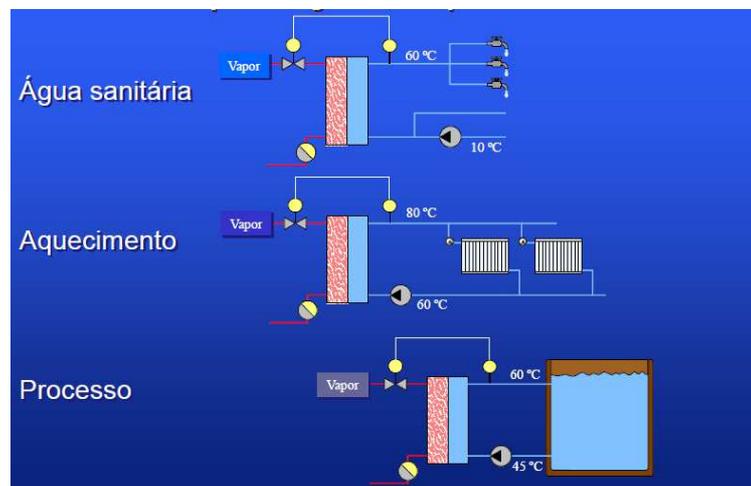


Figura 56 Algumas aplicações de permutadores de calor de placas [44].

Consumo de vapor – Com base nas equações (5.2) e (5.3) e considerando o escoamento no lado secundário do permutador, expresso em m³/h, o caudal de vapor necessário fornecer ao primário é dado pela seguinte expressão:

$$\dot{m}_{vapor} = \frac{\dot{V} \times \rho \times C \times \Delta T}{h_{fg}} \quad (5.10)$$

Em que, \dot{m}_{vapor} , \dot{V} , ρ , C , ΔT , e h_{fg} correspondem ao caudal mássico de vapor (kg/h), escoamento do fluido no secundário (m³/h), massa específica do fluido no secundário (ver Tabela A.12, anexo 4), calor específico do fluido no secundário (kJ/kg) (ver Tabela A.12, anexo 4), aumento de temperatura desejado para o fluido no secundário (°C) e entalpia de evaporação à pressão de vapor de trabalho (kJ/kg), respetivamente.

Métodos de controlo em permutadores – Embora o controlo de temperatura na maioria das aplicações de permutadores de calor se encontre instalado na entrada do fluido primário (vapor), existem variantes em algumas aplicações.

- Controlo na entrada de vapor (Figura 57) - Método mais usado na grande maioria das aplicações. Ideal quando a pressão de vapor é superior à contrapressão dos condensados.

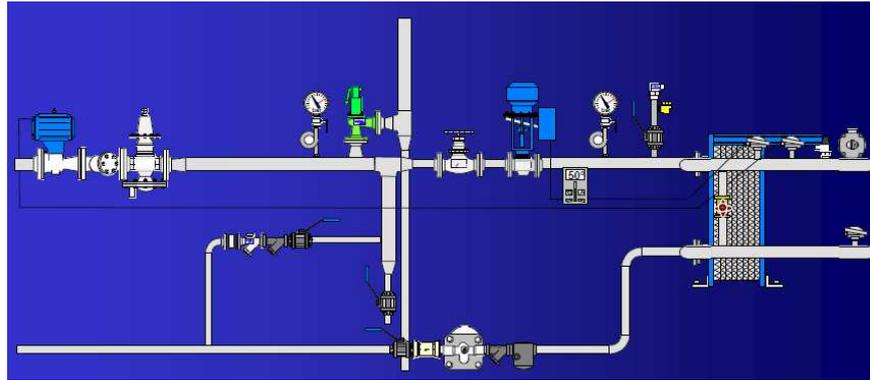


Figura 57 Controlo de temperatura na entrada de vapor [44].

- Controlo na entrada de vapor e descarga de condensado com purgador e bomba - Deve optar-se por esta solução (Figura 58) quando a contrapressão dos condensados, pelo menos em parte do ciclo de aquecimento, é superior à pressão de vapor. Esta situação será posteriormente abordada com maior detalhe.

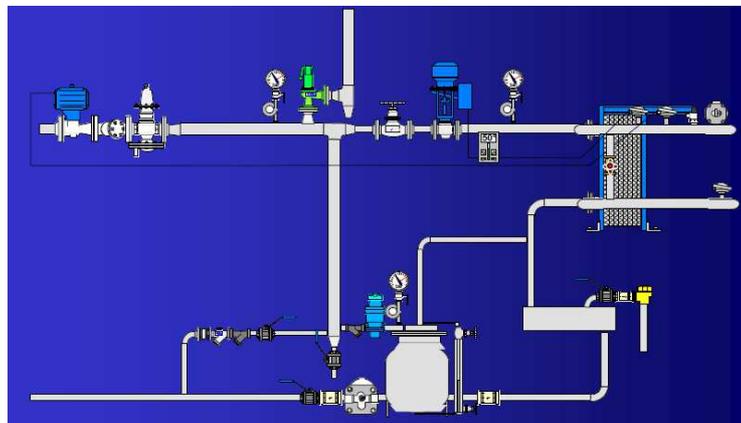


Figura 58 Controlo de temperatura na entrada e bomba na descarga de condensado [44].

- Controlo no condensado (Figura 59) – Deve ser utilizada quando a carga no secundário é sempre elevada e estável. Como por exemplo, nas caldeiras “worth” da indústria cervejeira. Em condições normais, a pressão de vapor antes de entrar no permutador é superior à contrapressão exercida na saída do primário.

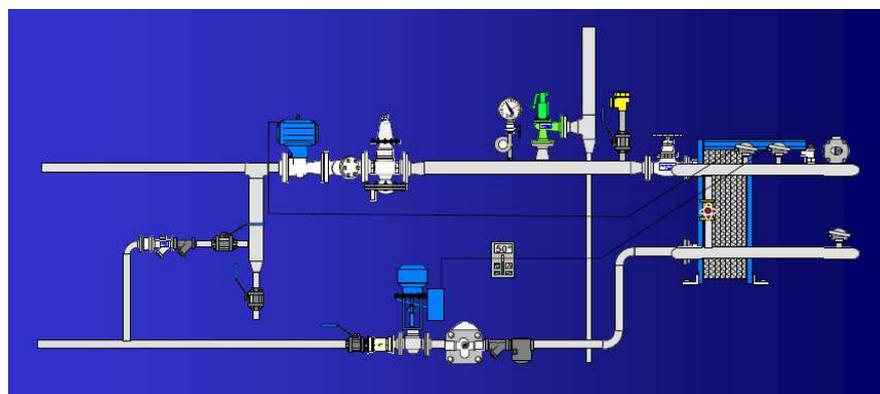


Figura 59 Controlo de temperatura nos condensados [44].

c. Controlo de temperatura

i. Consumo de vapor e controlo de temperatura

Um problema bastante frequente em consumidores de vapor está relacionado com um controlo de temperatura deficiente. Geralmente, conduz ao aumento dos consumos de vapor. Considerando como exemplo a temperatura inicial do produto a ser aquecido de 30°C e a temperatura final pretendida para o produto de 50°C. Se por deficiente controlo, a temperatura é mantida a 55°C em 20% do tempo, tem-se um aumento do consumo de cerca de 5%.

A Figura 60 representa um sistema de controlo de temperatura modulante, bastante comum na indústria.

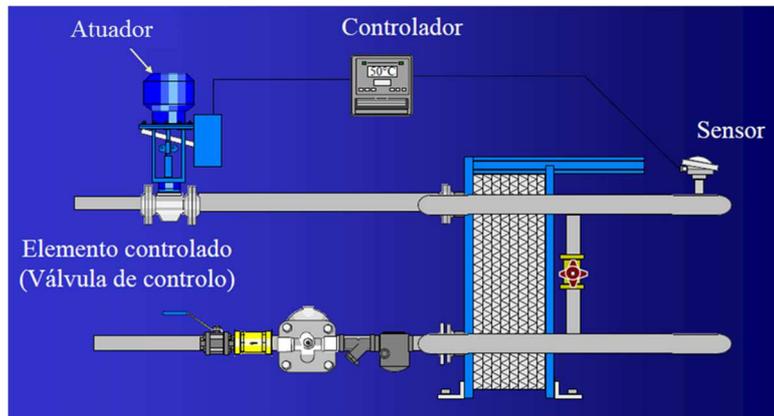


Figura 60 Sistema de controlo de temperatura [44].

O anel de controlo (Figura 61) é constituído pelo permutador (processo), sensor (geralmente uma sonda PT100), controlador de temperatura eletrónico e atuador e válvula pneumática.

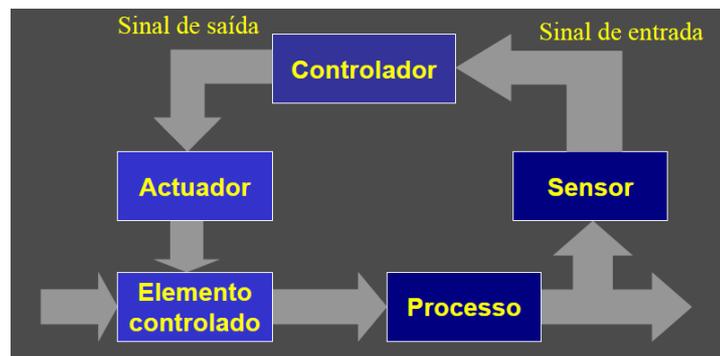


Figura 61 Anel de controlo [44].

ii. Controlo Modulante

Neste tipo de controlo, a válvula tem a capacidade de se movimentar em contínuo, variando o grau de abertura ou fecho. Situação diferente do controlo liga/desliga, em que a válvula se encontra totalmente aberta ou totalmente fechada.

Existem três ações de controlo básicas associadas ao controlo modulante a proporcional (em % da gama de medida), integral (em tempo, s) e derivativa (em tempo, s) [50].

Os controladores na sua configuração e programação possuem a facilidade de permitir ajustar automaticamente os parâmetros destas três ações, auto afinação. Em processos menos rigorosos esta facilidade poderá ser suficiente. No entanto, é sempre conveniente pelo menos confirmar se estes parâmetros poderão ser melhorados. De seguida, apresentam-se alguns gráficos que ajudam a perceber as funções destas ações.

iii. Seleção dos parâmetros PID

Ação proporcional (P) – Esta ação (Figura 62) refere-se a um elemento de controlo (controlador) em que o sinal de saída é proporcional ao sinal de entrada. A banda proporcional entende-se como o desvio associado a toda a faixa da ação de controlo. É expressa em unidades físicas, como por exemplo °C, bar ou percentagem da gama total do controlador. Se a gama do controlador for de 80°C para que se verifique uma saída completa (*full controller output*) é necessária uma variação de 20 °C. Assim sendo, a banda proporcional é de $20/80 = 25\%$. Outro modo de expressão é o ganho (*gain*), que é recíproco da banda proporcional, neste caso tem o valor de 4. A simbologia utilizada para a banda proporcional é, X_p (%).

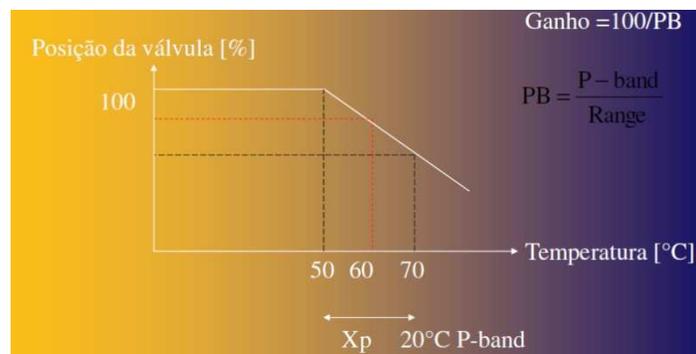


Figura 62 Ação proporcional.

Ação integral (Figura 63) – Quando o meio controlado se encontra no valor desejado, a ação integral introduz correções, de modo a manter este estado, atuando a uma velocidade que é proporcional ao desvio do valor desejado.

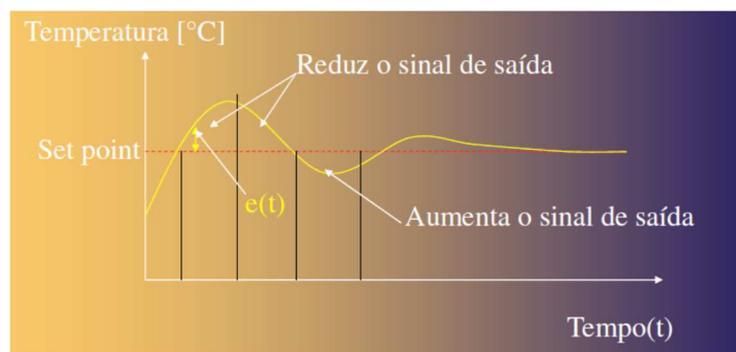


Figura 63 Ação integral.

A curva é dada por:

$$S = \frac{1}{t_i} \times \int_{t_0}^t e(t) dt \quad (5.11)$$

Em que, t_i , e e t representam o tempo integral (s), desvio e tempo (s), respetivamente.

Ação Derivativa (Figura 64) – Elemento de correção em que a velocidade de operação é proporcional à frequência das variações da variável controlada. Esta ação utiliza-se para eliminar picos (*overshoot*) por exemplo, quando ocorrem variações bruscas de carga. O controlo derivativo é igualmente capaz de corrigir rapidamente o sinal em resposta a quebras bruscas na variável medida.

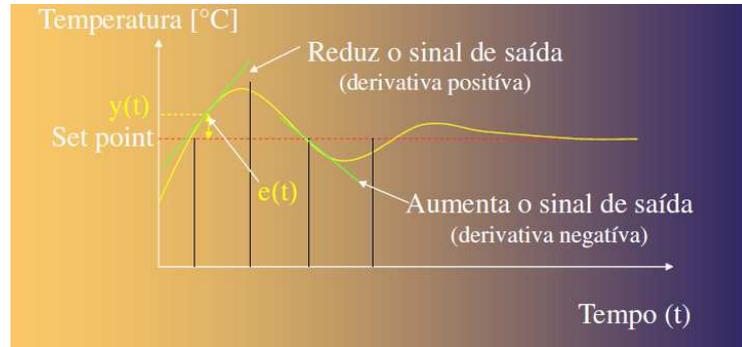


Figura 64 Ação derivativa.

A curva é dada por:

$$S = t_D \times \frac{de(t)}{dt} = t_D \times \frac{d(-y(t))}{dt} \quad (5.12)$$

Em que, t_D , e e t representam tempo derivativo (s), desvio e tempo (s), respetivamente.

Seleção dos parâmetros PID – Na prática esta seleção está simplificada com recurso a um dos métodos de "Ziegler- Nichols". Estão disponíveis dois métodos de *Ziegler-Nichols*, método dos patamares e o método da frequência da resposta, sendo este último o mais popular e, por conseguinte, o que será abordado.

O procedimento a observar na seleção dos parâmetros PID (Figura 65) pelo método da frequência da resposta é o seguinte:

- No controlador, remover a ação integral e para isso aumentar o tempo integral t_i até ao máximo do controlador;
- Remover do controlador a ação derivativa, fixando o valor do tempo derivativo t_D para zero;
- Aguardar até que o processo estabilize;
- Reduzir banda proporcional χ_p (%) (aumento do ganho K), até que se verifique um ponto de instabilidade.
- Medir o tempo de um período, T_n e registar o valor da banda proporcional que neste momento está ajustado no controlador.

Usando este valor como ponto de partida, calcular os parâmetros PID a partir da Tabela 19.

Tabela 19 Cálculo *Ziegler- Nichols* [50].

Controlador	Ganho	Tempo integral	Tempo derivativo
Controlador P	$K/2$	-	-
Controlador PI	$K/2,2$	$T_n/1,2$	-
Controlador PID	$K/1,7$	$T_n/2$	$T_n/8$

Os efeitos destas correções encontram-se resumidos na Tabela 20.

Tabela 20 Efeitos dos parâmetros PID.

Parâmetro a corrigir	Estabilidade	Resposta
Aumentar o ganho (K_p) – Reduzir PB	Reduz	Rápida
Aumentar o tempo integral (t_i)	Aumenta	Lenta
Aumentar o tempo derivativo (t_D)	Aumenta	Rápida

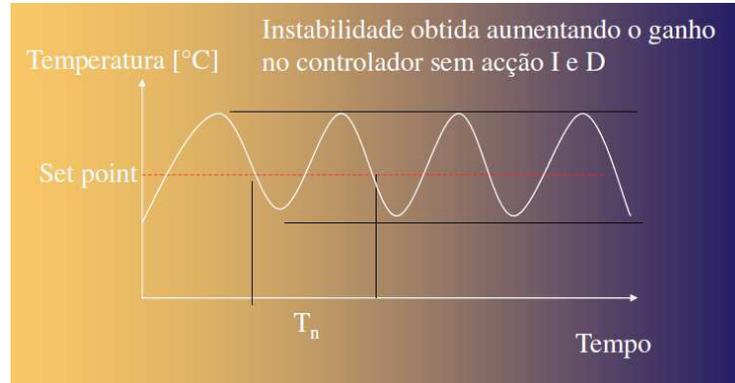


Figura 65 Seleção dos parâmetros PID.

d. Acumuladores de vapor

Em instalações onde os picos de caudal são muito acentuados, como no caso típico da expansão de poliestireno (esferovite) ou autoclaves (Figura 66), ocorrem diversos fenômenos de maior ou menor gravidade causados por diversos fatores, nomeadamente, quando existe simultaneidade na injeção de vapor em diversas máquinas.

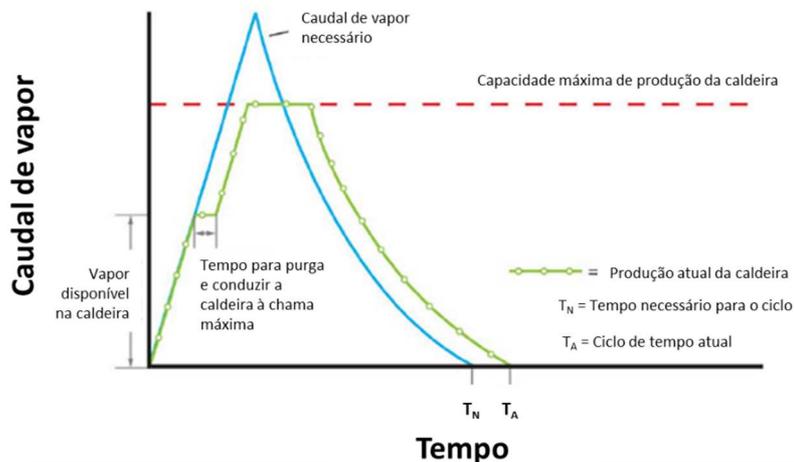


Figura 66 Ciclo de vapor num autoclave, sem ajuda de um acumulador de vapor [51].

Arrastamento de água do interior da caldeira – Este arrastamento é provocado pela queda brusca de pressão no interior da caldeira, dando origem à evaporação espontânea da água a alta temperatura. Esta produção excessiva de vapor a uma pressão mais baixa, aliada a um súbito aumento do volume específico do vapor produz uma turbulência enorme no interior da caldeira, um aumento súbito do nível de água e o arrastamento de água com o fluxo de vapor. Este arrastamento tem consequências no sistema de vapor e no processo.

As consequências no sistema de vapor são o desenvolvimento de choque hidráulico, vapor de má qualidade, subida súbita do nível na caldeira seguida de queda brusca do nível, por vezes com paragem do queimador por alarme de mínima, redução de eficiência energética da caldeira e instalação e esforços mecânicos no corpo e componentes da caldeira.

As consequências no processo são o impacto das gotas de água arrastada que junto com o vapor provocam erosão nas tubagens e acessórios de tubagem, dificuldades e perda de capacidade das válvulas de controlo, devido ao aumento substancial da densidade/viscosidade da mistura, defeitos nos produtos com os quais o vapor entra em contacto, por impacto das gotas e produtos por elas arrastados, como o óxido de ferro e quedas de produção e produtos defeituosos por paragem a meio do processo.

Acumulador de vapor – A solução pode passar pelo investimento em geradores de vapor de maior capacidade ou instalação de válvulas de controlo de pressão a montante em linhas menos prioritárias, assim a válvula deteta abaixamento de pressão e secciona o vapor.

Uma solução que se mostra bastante eficaz, nomeadamente em consumidores de vapor com picos pontuais, é o acumulador de vapor (Figura 67). Por exemplo, se uma máquina pontualmente e durante 20 s necessitar de 20 kg de vapor, isso corresponde a um forte caudal pontual de 3 600 kg/h. Esta é uma situação típica em que se deve equacionar o recurso a um acumulador de vapor.

Um acumulador de vapor é um depósito pressurizado, com isolamento térmico, com alguma dimensão que se encontra parcialmente preenchido com água quente (líquido saturado). Quando a produção de vapor excede a solicitação, o excesso de vapor a alta pressão é injetado com dispositivos adequados (injetores de vapor) no acumulador.

O vapor é condensado cedendo a sua entalpia de evaporação para aumentar a pressão, temperatura e a entalpia total da água. Quando a solicitação de vapor excede a capacidade de produção a pressão no acumulador cai e o caudal de vapor necessário é reevaporado da água quente, transportando o calor previamente armazenado (Figura 68).

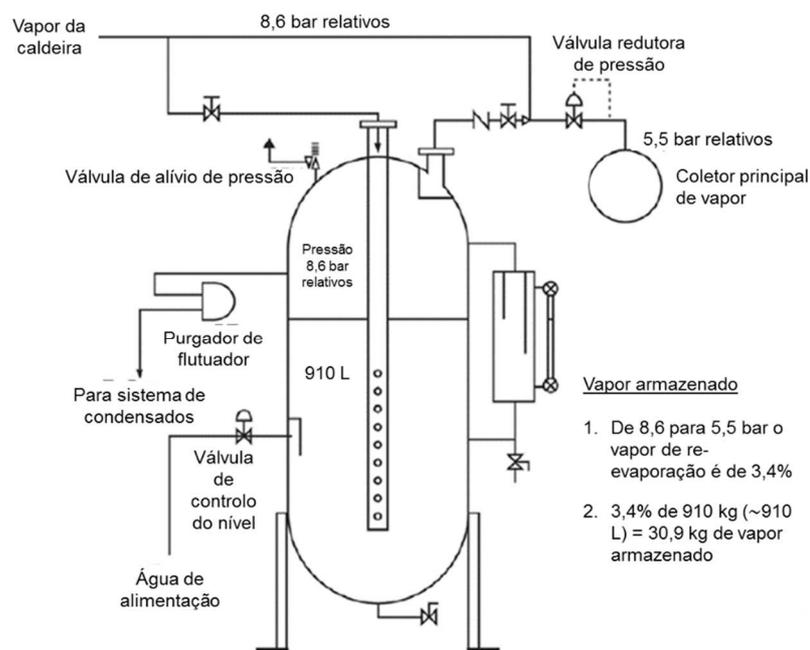


Figura 67 Acumulador de vapor "Fulton".

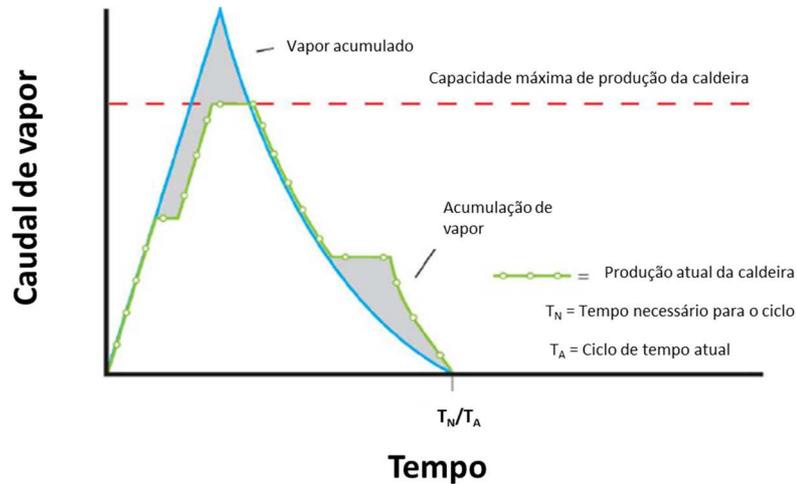


Figura 68 Ciclo de vapor num autoclave apoiado com acumulador de vapor [51].

Um sistema muito simples de duas válvulas de controlo e uma de retenção regulam a injeção e descarga de vapor (Figura 69). O excesso de vapor é injetado silenciosamente e suavemente, quando há necessidade de vapor este encontra-se disponível à velocidade de operação de uma válvula de controlo.

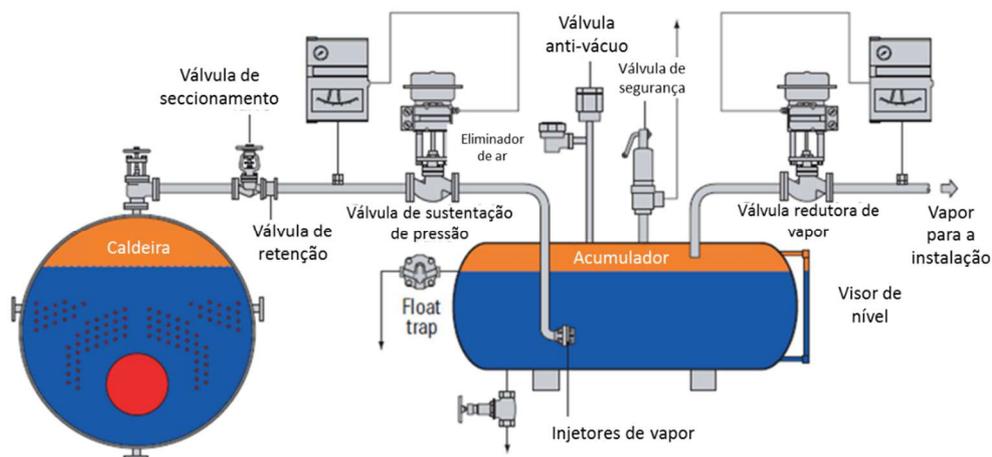


Figura 69 Esquema de uma instalação de caldeira e acumulador de vapor.

No fim do Anexo 4 apresenta-se um exemplo de dimensionamento de um acumulador de vapor. A aplicação de um acumulador de vapor não é propriamente barata. No entanto, é consideravelmente mais barata que a aquisição de uma nova caldeira e os custos de operação inerentes.

Na prática, as aplicações para acumuladores de vapor resumem-se a prensas de expansão de poliestireno (esferovite), certamente que a maior divulgação dos acumuladores de vapor conduzirá à sua opção em detrimento de investimentos onerosos em geradores de vapor novos.

6. Drenagem e recuperação de condensado. Aproveitamento de vapor de reevaporação



a. Introdução

Quando é aplicado calor a um processo utilizando vapor, por exemplo por meio de um permutador de calor, o vapor ao ceder a entalpia de evaporação vai condensando, passando ao estado líquido (água quente). Assim, deverá existir um dispositivo que descarregue do processo a água quente, sem perda de vapor, caso contrário perde-se energia que não foi consumida. Este dispositivo é o purgador de condensado de vapor e o tipo de funcionamento e dimensionamento têm um papel crucial na conservação de energia. A necessidade de recolha e recuperação de condensado para a casa da caldeira tem as seguintes mais-valias:

- Reutilização da energia contida no condensado (Tabela 21);
- Economia do custo da água de reposição que diminui;
- Economia do custo de tratamento de água para a caldeira (condensado é água tratada);
- Economia no custo da purga de água da caldeira, que é menor.

Normalmente, após a descarga do purgador, como a pressão passa a ser inferior, o excesso da entalpia de evaporação provoca reevaporação parcial do condensado. Este vapor, mais conhecido por vapor de "flash", poderá ser um bom complemento em utilizadores de baixa pressão. Ou então, associado a um *venturi* específico (termo-compressor) e a um escoamento de vapor de alta pressão, é possível obter, na descarga deste *venturi*, vapor a uma pressão intermédia.

Tabela 21 Conteúdo de energia no condensado e vapor de reevaporação [1].

Pressão absoluta (bar)	% da energia total presente à pressão atmosférica, no condensado e vapor de reevaporação		
	% no condensado	% no condensado + vapor reevaporado da pressão da caldeira	Proporção relativa de energia que poderá ser recuperada em vapor de reevaporação
1	13,6	13,6	0
2	13,4	16,7	19,9
3	13,3	18,7	28,9
5	13,2	21,5	38,6
8	13,1	24,3	46,2
10	13	25,8	49,4
15	13	28,7	54,7
20	12,9	30,9	58,2
25	12,9	32,8	60,6
40	12,9	37,4	65,4

Nota: considerou-se que a água de alimentação está a 15 °C com uma entalpia de 63 kJ/kg

b. Purgadores de condensado de vapor

Os purgadores de condensado de vapor são instalados para se garantir o aquecimento rápido do produto e equipamentos, mantendo o espaço de vapor livre de condensado, ar e gases incondensáveis. Por conseguinte, o purgador é um dispositivo que descarrega condensado de uma linha de vapor ou de uma parte de um equipamento, sem descarregar vapor. Quando se inicia o arranque de um sistema de vapor, as linhas e equipamentos estão cheios de ar que deverá ser eliminado o mais rápido possível. No funcionamento normal, pequenas quantidades de ar e gases incondensáveis, provenientes da água de alimentação da caldeira, também deverão ser descarregadas. Assim, o purgador deverá incluir no seu funcionamento esta facilidade. Alguns purgadores possuem filtros incorporados, válvulas de retenção que evitam o retorno de condensado, principalmente em paragens ou quando o permutador ou serpentina possuem controlo de

temperatura relativamente baixas. Existem vários modelos de diferentes tipos de funcionamento e marcas, mas com a informação necessária disponível em catálogos [52].

i. Tipos de purgadores

O tipo de purgador é definido pelo seu princípio de funcionamento:

- Diferença de velocidades de escoamento entre condensado e vapor – tipo termodinâmico;
- Diferença de densidade entre condensado e vapor – tipo mecânico (de flutuador ou de balde invertido);
- Compara a diferença de temperaturas entre vapor e condensado – tipo termostático (bimetálico ou de pressão balanceada).

Independentemente do tipo da deteção de fases, a descarga verifica-se sempre e só, quando o diferencial de pressão entre o purgador (montante e jusante) for positivo (Figura 70).

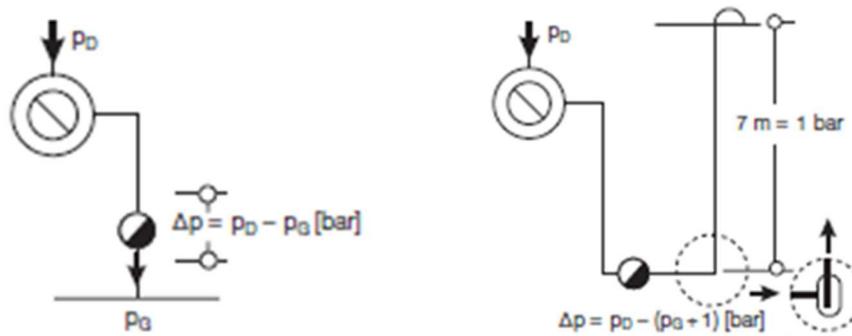


Figura 70 Diferencial de pressão para permitir descarga de condensado [30].

De seguida apresenta-se uma visão global sobre o funcionamento, vantagens e desvantagens dos principais tipos de purgadores.

Purgadores mecânicos de balde invertido - Funcionamento

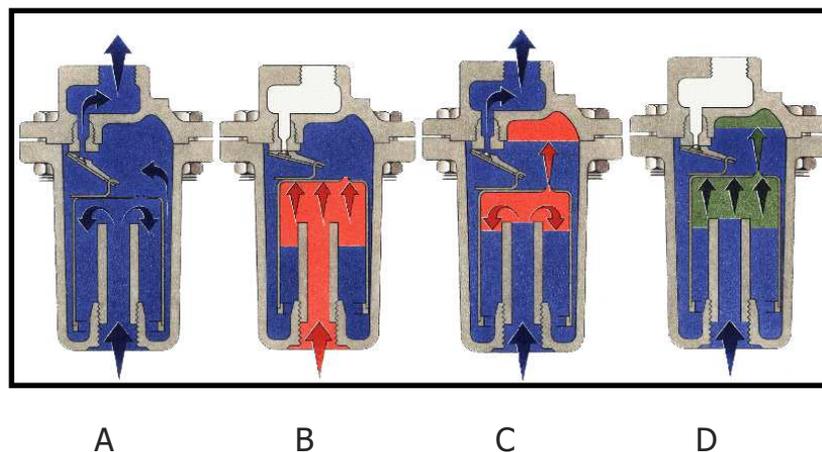


Figura 71 Funcionamento do purgador de balde invertido [19].

- O balde desce, deslocando a válvula da sua sede. O condensado flui na parte inferior do balde, enchendo o corpo e encaminhando-se para a saída;
- Com a chegada de vapor, o balde flutua, fazendo subir a válvula até fechar contra a sede;

- C. O purgador permanece fechado até que o vapor presente no balde condense ou saia pelo orifício de saída de ar para a parte superior do corpo do purgador;
- D. O ar que chega ao purgador durante o arranque fará o balde flutuar e fechar a válvula. O orifício da saída de ar do balde permite a eliminação do ar para a parte superior do purgador para eventual descarga através da sede da válvula. O orifício é pequeno e a pressão diferencial reduzida, por isso o purgador é lento a eliminar o ar. A instalação de um eliminador de ar automático em paralelo com o purgador reduzirá o tempo para arranque.

Vantagens:

- ✓ Pode ser fabricado para operar a altas pressões;
- ✓ Tal como o de flutuador, suporta bem martelos de água;
- ✓ Adicionando uma válvula de retenção na entrada, pode ser utilizado em linhas de vapor sobreaquecido.

Desvantagens:

- ✓ Mau eliminador de ar, retardando arranques das máquinas;
- ✓ Deve haver sempre água suficiente no corpo do purgador para atuar como vedante. Se perder este selo de água o purgador fica com fuga de vapor;
- ✓ Não é a escolha mais correta para sistemas com válvulas de controlo automáticas.

Purgadores mecânicos de flutuador - Funcionamento

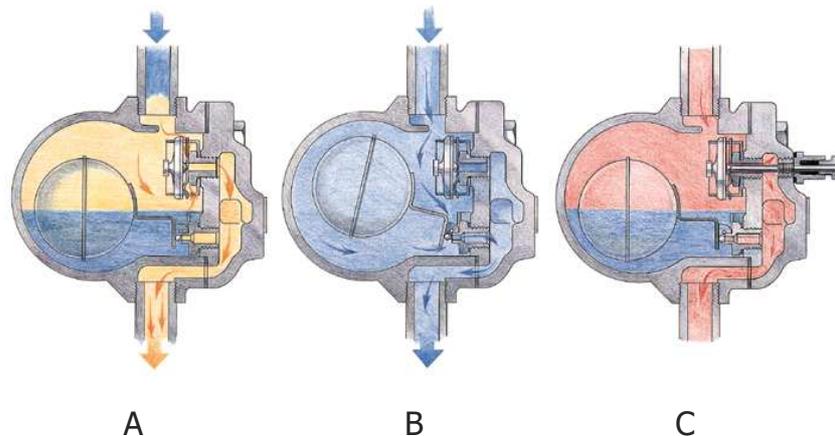


Figura 72 Funcionamento do purgador de flutuador [19].

- A. Nos arranques, o elemento termostático permite a saída de ar;
- B. O condensado atinge o purgador. O flutuador sobe e consequentemente o mecanismo abre a válvula principal e o condensado quente fecha o elemento termostático;
- C. Quando há chegada de vapor, o flutuador cai e a válvula principal fecha.

Vantagens:

- ✓ Descarrega facilmente o condensado à medida que este se forma, independentemente das diferenças de pressão;
- ✓ Proporciona a descarga contínua do condensado à temperatura do vapor. Isto torna-o a primeira escolha para aplicações em que é necessário ter a máxima taxa de transferência de calor em toda a superfície de aquecimento disponível;

- ✓ Está apto a operar igualmente bem, com carga mínima ou máxima de condensado e não é afetado pelas grandes e súbitas variações de pressão ou caudal;
- ✓ Ótimo eliminador de ar;
- ✓ Resistente a “martelos de água”.

Desvantagens:

- ✓ Se estiver exposto, e embora menos suscetível que o purgador de balde invertido, pode ser danificado por congelamento, devendo neste caso, o corpo ser bem isolado;
- ✓ Custo superior aos purgadores de balde invertido e termodinâmico.

Purgadores termodinâmicos - Funcionamento

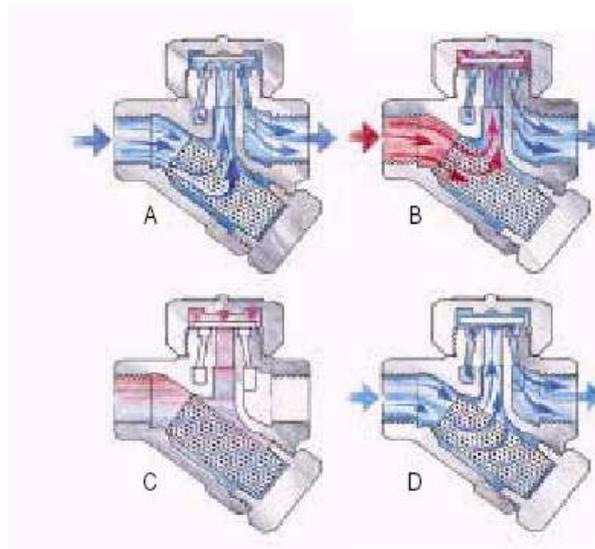


Figura 73 Funcionamento do purgador termodinâmico [19].

- A. Nos arranques, a pressão faz subir o disco e o condensado frio juntamente com o ar que é imediatamente descarregado do anel interno, sob o disco e sai pelas 3 saídas periféricas;
- B. A passagem do condensado quente pelo orifício de entrada até à câmara, por baixo do disco, provoca uma baixa de pressão e liberta vapor de reevaporação. A velocidade relativamente alta deste vapor cria uma área de baixa pressão sob o disco e puxa-o contra a sede;
- C. Ao mesmo tempo, o vapor de reevaporação na câmara sobre o disco, força-o até assentar nos anéis interno e externo. Nesta altura, a pressão por cima do disco, embora inferior à parte de baixo, a força resultante, é superior, devido à área de incidência ser maior, resultando no fecho do purgador;
- D. A pressão na câmara superior baixa pela condensação do vapor reevaporação e o disco sobe, repetindo-se assim o ciclo.

Vantagens:

- ✓ Os purgadores termodinâmicos podem funcionar dentro da sua gama de operação sem qualquer ajuste ou mudança na medida da válvula;
- ✓ São compactos, simples, leves e de grande capacidade relativamente ao seu tamanho;
- ✓ Podem ser utilizados em altas pressões e vapor sobreaquecido e são resistentes a “martelos de água” ou vibrações. A sua construção inteiramente em aço inoxidável oferece um alto grau de resistência a condensado corrosivo;
- ✓ Fácil manutenção sem retirar o purgador da linha, uma vez que o disco é a única peça móvel.

Desvantagens:

- ✓ Os purgadores termodinâmicos não funcionam muito bem com pressões diferenciais inferiores a 0,25 bar, pois a velocidade do fluxo a passar por baixo do disco é muito reduzida para haver queda de pressão;
- ✓ O purgador termodinâmico não deve estar sobredimensionado, pois isso pode aumentar o número de ciclos e desgaste prematuro dos discos.

Termostático Bimetálico – Funcionamento

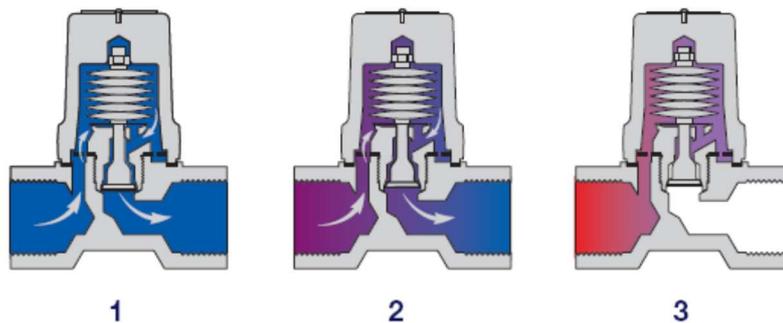


Figura 74 Funcionamento do purgador bimetálico [19].

- A. No arranque, o elemento bimetálico está relaxado e a válvula está aberta. O condensado, mais ar são imediatamente descarregados.
- B. À medida que o condensado quente passa pelo purgador bimetálico, é transferido calor ao elemento bimetálico forçando o obturador a aproximar-se da sede.
- C. Assim que o condensado quente que é descarregado aproxima-se da temperatura do vapor saturado, o elemento bimetálico fecha a válvula. Quando não há caudal através do purgador, o condensado que envolve o elemento arrefece, o elemento relaxa e a pressão a montante provoca a abertura da válvula. O condensado é descarregado e o ciclo repete-se.

Vantagens:

- ✓ São pequenos, leves e de grande capacidade para o seu tamanho. A válvula está completamente aberta durante o arranque, permitindo descarregar livremente o ar e outros gases incondensáveis e drenando o máximo de condensado quando a carga é grande;
- ✓ Este tipo de purgador dificilmente congelará, mesmo localizado no exterior (a menos que haja uma subida na linha do condensado após o purgador, que deixe a água voltar para trás e alague o purgador quando o sistema está parado);
- ✓ O elemento bimetálico pode trabalhar sob uma vasta gama de pressões de vapor sem necessidade de qualquer ajuste;
- ✓ É de simples manutenção. A tampa possui apenas 2 parafusos para facilitar a manutenção. O elemento e a sede da válvula removem-se facilmente e as substituições fazem-se em poucos minutos, sem retirar o purgador da linha.

Desvantagens:

- ✓ Tal como os outros purgadores termostáticos, o purgador bimetálico só abre quando a temperatura do condensado é mais baixa que a do vapor. Isto é claramente uma desvantagem se o purgador foi escolhido incorretamente para uma aplicação que não

permita o alagamento do espaço do vapor, por exemplo, drenagem de linhas, traçagem critica, serpentinas;

- ✓ Se o purgador bimetálico tem de descarregar em condições de significativa contrapressão, o condensado tem de arrefecer abaixo da temperatura geralmente necessária antes de a válvula abrir. Uma contrapressão de 50% pode provocar uma descida de até 50% na temperatura de descarga. Pode ser necessário aumentar o comprimento do ramal de arrefecimento para resolver este problema, ou ponderar outro tipo de purgador.

Termostático de pressão balanceada – Funcionamento

O coração dos purgadores termostáticos de pressão balanceada é uma cápsula de aço inoxidável com água desionizada e álcool.

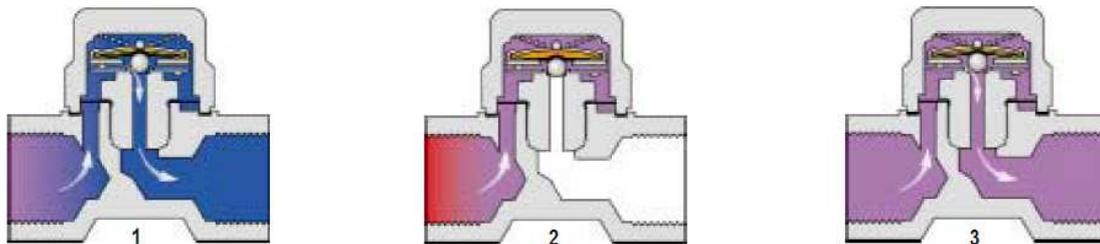


Figura 75 Funcionamento do purgador de pressão balanceada [19].

- No arranque, ar frio e condensado entram no purgador. Como a cápsula está fria a válvula está aberta. O condensado, mais ar são imediatamente descarregados.
- À medida que o condensado quente passa pela cápsula, é transferido calor ao fluido no seu interior entrando em ebulição e a pressão resultante vai forçando o obturador a aproximar-se da sede alguns graus abaixo da curva de vapor saturado, não havendo assim possibilidade de perda de vapor.
- Com a chegada de condensado a cápsula vai arrefecendo e o vapor interior vai condensando perdendo pressão e dá-se a reabertura da válvula. O condensado é descarregado e ciclo repete-se.

Vantagens:

- ✓ São pequenos, leves e de grande capacidade para o seu tamanho. A válvula está completamente aberta durante o arranque, permitindo descarregar livremente o ar e outros gases incondensáveis e drenando o máximo de condensado quando a carga é grande;
- ✓ A temperatura de descarga é previamente definida pela cápsula (numa certa banda abaixo da temperatura do vapor saturado);
- ✓ É de simples manutenção. A tampa possui apenas 2 parafusos para facilitar a manutenção. O elemento e a sede da válvula removem-se facilmente e as substituições fazem-se em poucos minutos, sem retirar o purgador da linha.

ii. Dimensionamento, perdas de vapor e monitorização do funcionamento

A seleção correta de soluções de purga ajuda a evitar estes problemas, tais como tais como a transferência de calor deficiente, danos no sistema e equipamentos de processo e fraca qualidade do produto ou mesmo a sua rejeição, recuperando convenientemente o condensado. Cada aplicação de vapor tem os seus próprios requisitos. A seleção adequada do purgador tem um verdadeiro impacto no processo, melhorando a eficiência, com redução de custos de energia contribuindo para um ambiente de trabalho seguro. Por exemplo, numa determinada instalação de vapor, onde se

pretende transferência de calor máxima, é crítico que o condensado seja imediatamente removido e de forma contínua. A presença de condensado reduzirá a eficiência do equipamento não permitindo que se obtenham os resultados pretendidos. No entanto, em outra instalação pretende-se retardar a descarga de condensado para extrair alguma entalpia da água e que a descarga se efectue abaixo da temperatura do vapor saturado para evitar a produção de vapor de reevaporação. São duas aplicações antagónicas em que na seleção do purgador não se poderão ignorar estes objectivos.

Após a seleção do tipo de purgador, em que a

Tabela A.14 (Anexo 5) poderá dar uma ajuda, teremos de possuir a seguinte informação:

- Diferencial de pressão (diferença entre a pressão a montante e a contrapressão do sistema de condensados);
- Pressões máximas de vapor e condensado;
- Pressões de operação do vapor e condensado;
- Temperaturas e caudais;
- Existência de controlo de temperatura.

Com a informação do diferencial de pressão e do caudal de vapor, afetamos este último por um fator de segurança de dois ou mesmo três em aplicações críticas e consultam-se os diagramas dos fabricantes (conforme exemplo da Figura A.8, Anexo 5). O fator de segurança tem a ver com as variações de caudais, principalmente nos arranques onde são sempre mais elevados.

Purgadores com fuga de vapor

- Abordagem das Melhores Técnicas Disponíveis (MTD) para eficiência energética

Um purgador que não esteja a vedar, purgador em fuga, pode representar uma perda de uma quantidade significativa de vapor, resultando numa perda muito elevada de energia. Um programa de manutenção adequado, geralmente reduz com eficácia estas perdas. Num sistema de vapor, onde nos três ou cinco últimos anos, os purgadores não foram inspecionados, até 30% deles estarão com fuga de vapor. Pelo contrário, em sistemas com manutenção programada esta percentagem é reduzida até cerca de 5% [1].

Como já foi referido, existem vários tipos de purgadores, cada um com características próprias. Os meios de verificação do seu estado de funcionamento baseiam-se em verificações; acústicas, visuais, condutividade elétrica e temperatura [1].

A Tabela 22 apresenta perdas de vapor aproximadas em orifícios de vários diâmetros.

Tabela 22 Caudais de vapor em purgadores com fuga [1].

Diâmetro aproximado do orifício do purgador (mm)	Perda de vapor aproximada (kg/h)			
	Pressão de vapor aproximada (barg)			
	1	7	10	20
1	0,38	1,5	2,1	-
2	1,5	6,08	6	16,4
3	6,2	24	34,4	65,8
4	13,9	54	77	148
6	24,8	96	137	263
8	55,8	215	309	591

O estado do funcionamento de um purgador encaixa-se dentro de uma das categorias da Tabela 23.

O Documento de Referência da Comissão Europeia Melhores Técnicas Disponíveis (MTD) para eficiência energética indica que a quantidade de perda de vapor, por um purgador pode ser estimada pela seguinte equação:

$$L_{t,y} = \frac{1}{150} \times FT_{t,y} \times FS_{t,y} \times CV_{t,y} \times h_{t,y} \times \sqrt{P_{in,t}^2 - P_{out,t}^2} \quad (6.1)$$

Em que, $L_{t,y}$, $FT_{t,y}$, $FS_{t,y}$, $CV_{t,y}$, $h_{t,y}$, $P_{in,t}^2$ e $P_{out,t}^2$ representam o caudal de vapor que o purgador t perde no período y (toneladas), o fator de operação do purgador t durante o período y (ver Tabela 24), o fator de carga do purgador t durante o período y (ver Tabela 25), o coeficiente de caudal do purgador t durante o período y ($CV_{t,y} = 3,43 \times R^2$ em que R é o raio da abertura em cm), o número de horas de operação do purgador t durante o período y , a pressão a montante do purgador t (bar) e a pressão a jusante do purgador t (bar), respetivamente.

Tabela 23 Possíveis estados de funcionamento de um purgador [1].

Nomenclatura	Descrição	Definição
OK	Correto	Com funcionamento correto
FGT	Fuga total	Purgador está com perda máxima de vapor. Deverá ser substituído.
FG	Com fuga	Purgador com má vedação e com fuga de vapor. Necessita de reparação ou substituição
CR	Ciclo rápido	Ciclo em purgadores termodinâmicos muito rápido. Necessita de reparação ou substituição
BQ	Bloqueado	Purgador está fechado. Nenhum condensado é descarregado. Deverá ser substituído
AL	Alagado	Purgador não consegue descarregar a totalidade do condensado. Substituir por purgador de dimensão adequada
FS	Fora de serviço	Linha está fora de serviço
NT	Não testado	Por dificuldades de acesso não foi testado

O fator de operação $FT_{t,y}$ encontra-se na Tabela 24.

Tabela 24 Fatores de operação para as perdas de vapor de um purgador [1].

Tipo de operação		$FT_{t,y}$
FGT	Fuga total	1,0
FG	Com fuga	0,25
CR	Ciclo rápido	0,2

O fator de carga tem em consideração a interação entre vapor e condensado. Quanto mais condensado escoar pelo purgador, menos espaço haverá para a passagem de vapor. O escoamento de condensado depende das aplicações, conforme se pode verificar na Tabela 25.

Tabela 25 Fatores de carga para as perdas de vapor [1].

Aplicação	Fator de carga
Aplicações de processo típicas	0,9
Aplicações de traçagens	1,4
Escoamento de vapor (sem condensado)	2,1

- Abordagem de um Fabricante de purgadores

A Spirax-Sarco, um dos fabricantes mundiais mais conceituados, opta por uma expressão deduzida das Normas BS1042, ISO5167 e ASME MFC-3M, a qual é usada no cálculo do escoamento de placas de orifício calibrado:

$$\dot{m}_{vapor} = 0,00751 \times E \times d^2 \times \sqrt{\Delta P / v_g} \quad (6.2)$$

Em que, \dot{m}_{vapor} , ΔP , d , D e v_g representam o caudal de vapor (kg/h), o diferencial de pressão entre o orifício (mm de coluna de água), o diâmetro do orifício (mm), o diâmetro interno da tubagem (mm) e o volume específico do vapor à pressão da linha (m³/ kg), respetivamente.

$$E = 1/\sqrt{(1 - \beta^4)}, \quad \text{com } \beta = d/D \quad (6.3)$$

- Abordagem de uma empresa internacional de Engenharia e Auditoria

A “*Steamloc*”, empresa dentro desta categoria, usa a bem conhecida equação de “John Napier”.

$$\dot{m}_{vapor} = 0,247175 \times \Delta P \times d^2 \quad (6.4)$$

Em que, \dot{m}_{vapor} , ΔP e d correspondem ao caudal de vapor (kg/h), ao diferencial de pressão entre o orifício (bar) e ao diâmetro do orifício (mm), respetivamente.

Para um exemplo de purgador em fuga, orifício de 3 mm, pressão a montante 8 bar, pressão a jusante 0,5 bar, aplicado numa tubagem de DN 15 e tendo cuidado com as dimensões, a estimativa de fuga é para cada abordagem de:

MTD – 9,24 kg/h
Spirax – 12,63 kg/h
“Napier” – 16,68 kg/h

Embora sendo resultados aparentemente um pouco diferentes, a primeira estimativa está corrigida com fatores de operação e de carga. Nas outras abordagens é normal fazer-se uma redução de 50 a 60% devido às seguintes razões:

- Nem todos os purgadores falham totalmente abertos;
- O efeito da geometria da sede, sujidade e bloqueios parciais;
- A descarga inclui as duas fases, mistura de condensado a reevaporar e vapor;
- Alguns purgadores estão instalados a jusante de válvulas de controlo e poderão regular fechados;
- Se o condensado é recuperado para a central térmica, uma percentagem de vapor em fuga elevará a temperatura e condensará.

Pode assumir-se o valor de perda de 8 a 9 kg/h como bastante aceitável. Uma instalação de pequena dimensão possui cerca de 40 purgadores, se 10% estiverem em fuga, operarem 4 000 h por ano e o custo da tonelada de vapor for de cerca 30 €, a perda total ascende a cerca de 3 840 €/ano, isto se tratar de purgadores 1/2”. Se se tratar de maiores diâmetros, esta perda pode com facilidade ultrapassar várias dezenas de milhares de euros. Mais grave é a situação de grandes companhias com centenas ou mesmo milhares de purgadores.

Experiências dos Estados Unidos ou Reino Unido aconselham a inspeção ideal de duas a quatro vezes por ano. Alguns países estão em acelerada implementação de sistemas de inspeção permanentes,

alguns usando a facilidade de comunicação “Wifi” (Figuras 76 e 77). Estes sistemas na maior parte das situações custam o dobro ou triplo do purgador que está a inspecionar.



Figura 76 Purgador com monitor/transmissor wifi [53].

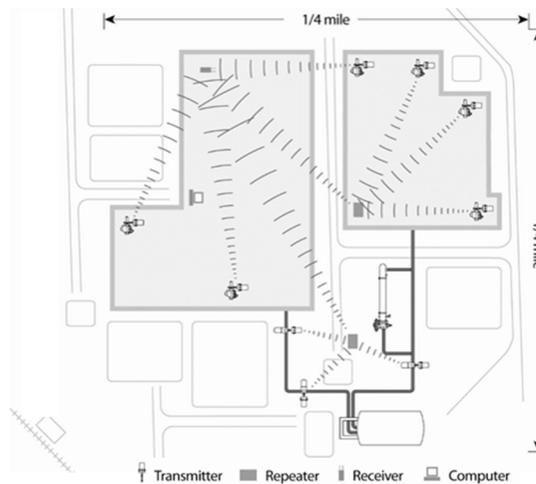


Figura 77 Sistema de monitorização de purgadores [53].

Purgadores em fuga e emissões de CO₂

O cálculo das emissões de CO₂ baseia-se na emissão adicional criada pela queima do combustível necessário para a produção do vapor perdido para a atmosfera. O CO₂ adicional emitido/tonelada de vapor produzido será determinado pelo tipo de combustível usado e eficiência de combustão da caldeira (Tabela 26).

Tabela 26 Constantes de relação CO₂/tipo de combustível, para rendimento de combustão de 83% [54].

Constantes de relação CO ₂ / Tipo de combustível	
Gás	154
Óleo pesado	227
Óleo médio	218
Óleo leve	218
Gasóleo	213
Carvão	261

A equação para cálculo do CO₂, à a seguinte:

$$CO_2 = \frac{(\dot{m}_{vapor}) \times h}{1000} \times \frac{C}{1000} \quad (6.5)$$



Em que, CO_2 , \dot{m}_{vapor} , h e C correspondem à emissão adicional de CO_2 (1 000 kg/h), ao caudal de perdas de vapor (kg/h), às horas de funcionamento anuais e à constante dependente do combustível usado @ eficiência de combustão de 82%.

Para a conversão das emissões de CO_2 em CO , usar a seguinte equação [54]:

$$CO = \frac{CO_2}{3,67} \quad (6.6)$$

c. Alagamento de permutadores (stall point)

Num sistema com controlo de temperatura, como uma bateria de aquecimento de ar ou um permutador de calor, é frequente a paragem do escoamento de condensado e a consequente acumulação no interior do equipamento. Resultando em um controlo de temperatura ineficaz, com ocorrência de "martelos de água" e danificação dos radiadores ou serpentina.

Causas da interrupção de escoamento de condensado

É aceite que a pressão de vapor num permutador de calor é mais do que suficiente para forçar o condensado a sair. No entanto, existem duas condições no processo que podem impedir que o condensado seja drenado: a contrapressão no purgador muito elevada ou pressão de vapor no permutador muito baixa. Quando alguma destas ocorre, não há pressão diferencial suficiente para mover o condensado do permutador para a linha de retorno através do purgador. O condensado não é drenado e o permutador começa a ficar alagado com água.

Para se manter um bom processo de controlo de temperatura e ao mesmo tempo se prevenirem falhas mecânicas e corrosão do permutador, é essencial manter uma pressão diferencial suficiente para mover o condensado do permutador mal este se forme.

A pressão diferencial insuficiente pode ter origem no projeto, operação do permutador ou na linha de condensados.

1. Durante o ciclo de controlo, a temperatura do produto sobe. Este aumento de temperatura é detetado e a válvula de vapor fecha.
2. A pressão de vapor cai e inicia-se alagamento do permutador devido à contrapressão da linha de condensados ser superior ($P_1 < P_2$) à pressão de vapor a jusante da válvula de controlo. Esta situação é demonstrada no seguinte diagrama (Figura 78). Enquanto a pressão de vapor for insuficiente para elevar o condensado, o sistema está estagnado e ocorre alagamento. Quando o permutador está inundado, a temperatura do produto cai e o caudal de vapor da válvula de controlo aumenta.

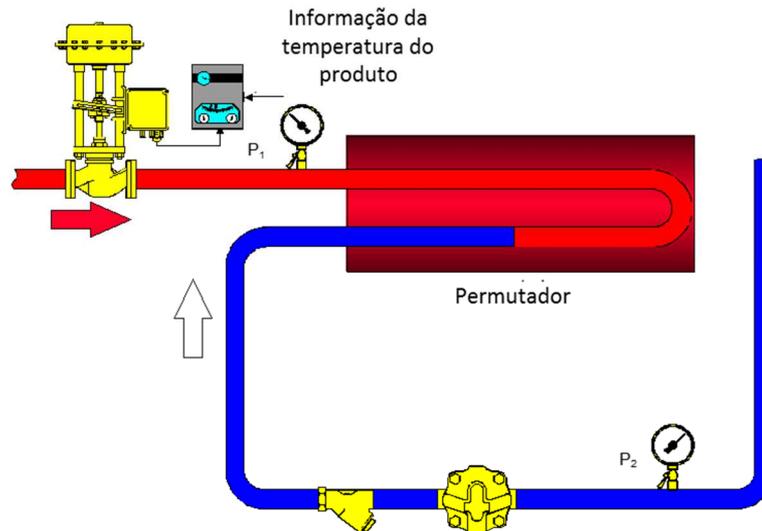


Figura 78 Acumulação de condensado num permutador [44].

3. A pressão de vapor aumenta ($P_1 > P_2$) e o condensado é descarregado, mas deixa o aquecedor cheio de vapor a alta pressão maior que a necessária de modo a manter a temperatura do produto, conforme Figura 79. O ciclo repete-se.

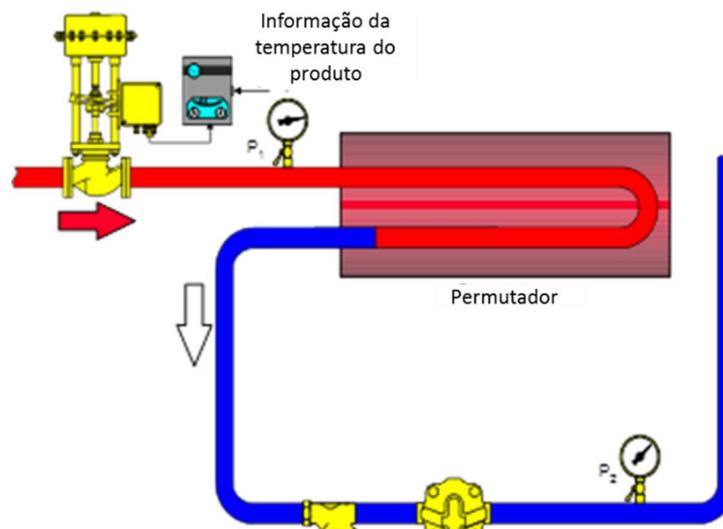


Figura 79 Retoma da descarga de condensado.

Este ponto de estagnação também pode ocorrer quando a linha de retorno de condensado está elevada (Figura 80).

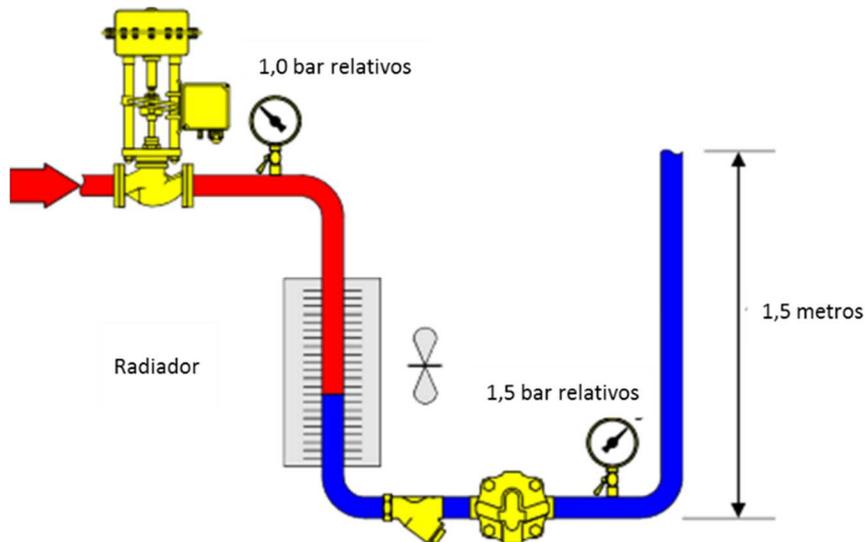


Figura 80 Estagnação devido à altura da linha de condensado.

A coluna de água da linha de condensados cria contrapressão suficiente para impedir que o condensado seja descarregado da bateria de aquecimento de ar.

Estes problemas de estagnação podem ser resolvidos com o uso de bombas ou mais recentemente com bombas/purgador (Figura 81).

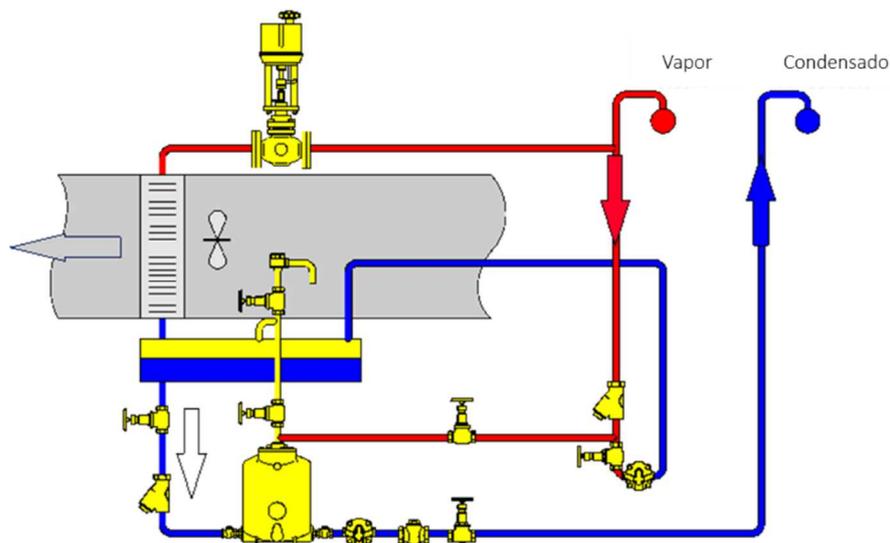


Figura 81 Eliminação do ponto de estagnação em bateria de aquecimento de ar com recurso a bomba associada a um purgador.

Determinação das condições de alagamento

Num permutador a quantidade de calor que é transferida (Q) é proporcional à diferença de temperatura (ΔT), uma vez que o produto do coeficiente de transferência global de calor (U) pela área de transferência se mantém relativamente constante ($Q = U \times A \times \Delta T$).

A temperatura do fluido a ser aquecido é controlada para um valor constante se for usada uma válvula de controlo no vapor. Assim, a quantidade de calor transferida só pode ser alterada com a variação da temperatura do vapor. No arranque a capacidade de calor e o ΔT são máximos (temperatura do vapor é a máxima e a do secundário é a mínima). Quando a temperatura de controlo

é atingida, ΔT deverá ser zero. Nesta altura a temperatura do vapor é igual à do produto que está a ser aquecido.

Construção do gráfico de alagamento (Figura 82)

A linha superior representa a variação de temperatura (e pressão) do vapor. Conhecendo o valor da contrapressão no purgador, por uma linha horizontal pode-se cruzar com a linha de vapor sendo este ponto aquele em que a pressão de vapor tem o mesmo valor que a contrapressão e o diferencial de pressão é nulo e inicia-se alagamento do permutador.

Pelo gráfico pode confirmar-se que mesmo numa situação em que a descarga do purgador é à pressão atmosférica, o produto que se pretende elevar a temperatura de 20 para 70 °C, quando atinge 40 °C o permutador começa a ficar alagado com condensado, pois a pressão de vapor igualou a contrapressão, neste caso a pressão atmosférica.

Na figura que se segue (Figura 83) representa-se o gradiente de temperatura num permutador de calor para aquecimento de água. A superfície de aquecimento é aquecida com vapor sobreaquecido, vapor saturado e condensado.

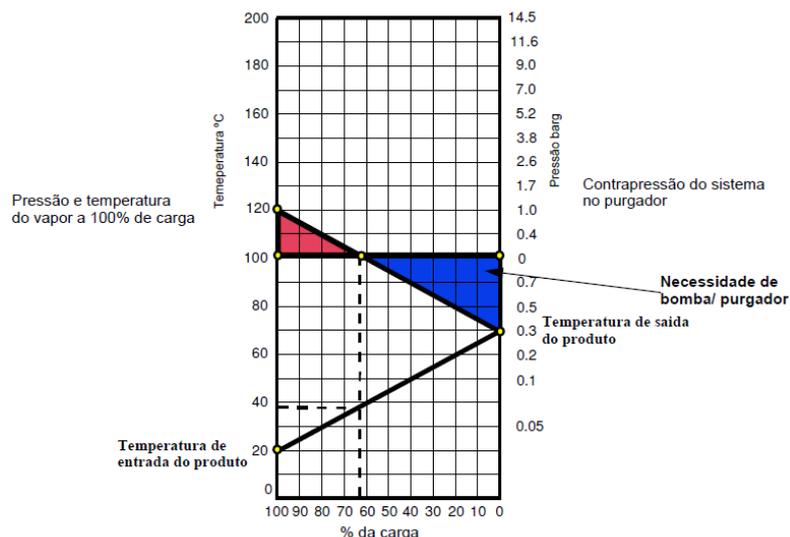


Figura 82 Gráfico de estagnação.

Pode verificar-se a variação dos coeficientes de transferência térmica (U) para:

Vapor sobreaquecido – 92 W/m².K

Vapor saturado – 1160 W/m².K

Condensado – 400 W/m².K

A taxa de transferência de calor com vapor saturado é de cerca 12 vezes superior ao vapor sobreaquecido e cerca de 4 vezes em relação ao condensado.

Evitar a paragem do escoamento de condensado e consequente alagamento reduz drasticamente os tempos de aquecimento com facilidade para cerca de 50%.

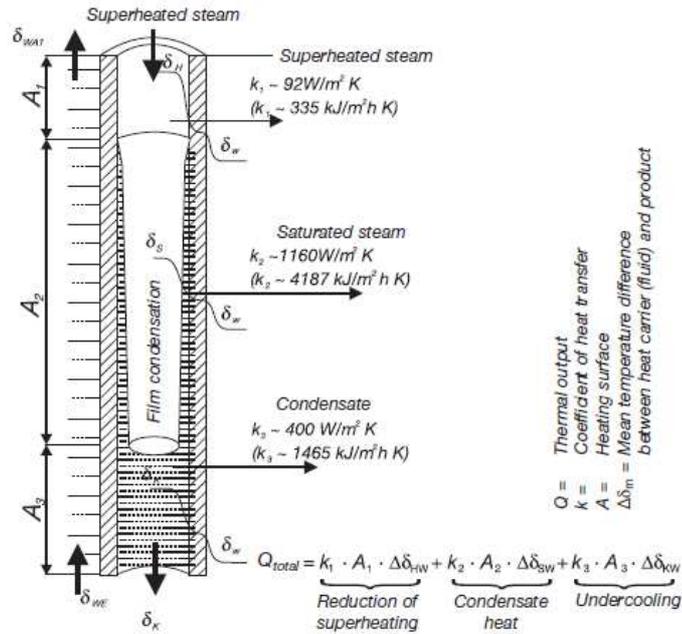


Figura 83 Gradiente de temperatura num permutador [28].

d. Dimensionamento de tubagens de condensado

No projeto e dimensionamento de tubagens de condensado de vapor, mais especificamente na escolha do diâmetro das linhas de condensado, deve ser incluído o efeito do volume ocupado pela parte do condensado que é reevaporado a jusante dos purgadores. Mesmo em diferenciais de pressão muito reduzidos, o volume do vapor de reevaporação é bastante superior ao do condensado líquido à temperatura de saturação. Por exemplo, na reevaporação de 1,2 bar absoluto para 1 bar absoluto, o volume aumenta cerca de 17 vezes.

Nestes casos, é suficiente dimensionar a linha de condensados considerando unicamente a parcela do vapor reevaporado. A velocidade a considerar para este vapor de reevaporação não deverá ser muito elevada, casos contrários poderão ocorrer "martelos de água", escoamento ruidoso e erosão. É aceitável o valor empírico de 15 m/s para a extremidade da linha antes de entrar no tanque de recolha e acumulação de condensados. Na Tabela A.15 e Figura A.9 do Anexo 5 de dimensionamento de tubagens está refletido este efeito e explicitado o processo necessário para obtenção do diâmetro.

e. Bombeamento de condensado

Em grandes instalações com elevados caudais de condensado, a contrapressão é bastante elevada, pelo que se dirige o condensado para tanques de recolha equipados com bombas elétricas que bombeiam para a central térmica (Figura 84).

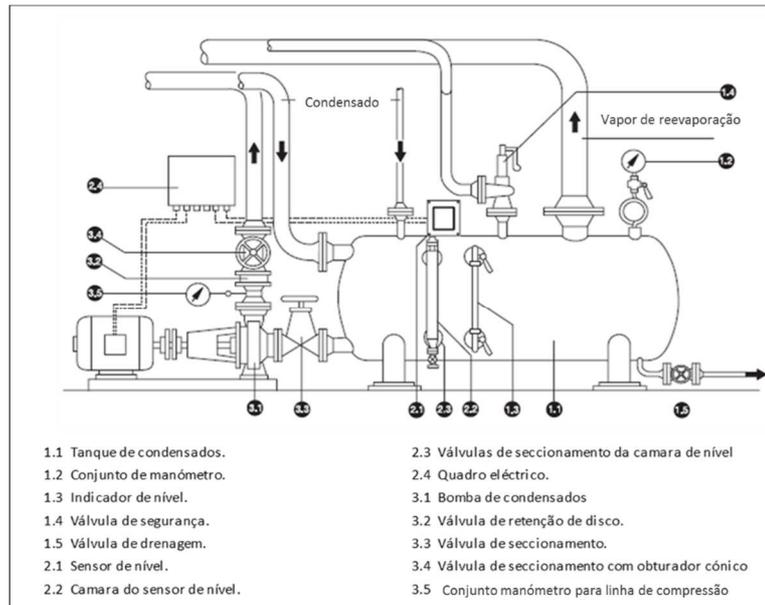


Figura 84 Exemplo de tanque de condensados equipado com bombas eléctricas [28].

De modo a garantir a expansão do vapor *flash* (vapor de reevaporação) e particularmente evitar que as bombas estejam sucessivamente a arrancar e a parar, o diferencial de nível para comando das bombas obriga a que os tanques tenham alguma dimensão, ocupando espaços relativamente grandes e conseqüentemente apresentando perdas de calor significativas. Uma opção é a de usar controlo de nível modulante associado a bombas com variador de frequência. Esta solução permite reduzir substancialmente as dimensões dos tanques, mesmo para volumes de condensado a bombear elevados. Por exemplo, consegue-se com um tanque de cerca 500 litros bombear caudais até cerca de 20 m³/h. O *NPSH* das bombas terá de ser adequado às dimensões e temperatura do condensado.

Soluções bastante populares nos Estados Unidos e Reino Unido baseiam-se em conjuntos de bombagem que incluem bombas mecânicas, que recorrem ao vapor como fluido motriz, como se apresenta na Figura 85. Estas soluções ocupam pouco espaço, pelo que não há necessidade de quaisquer ligações eléctricas e não têm problemas de cavitação.

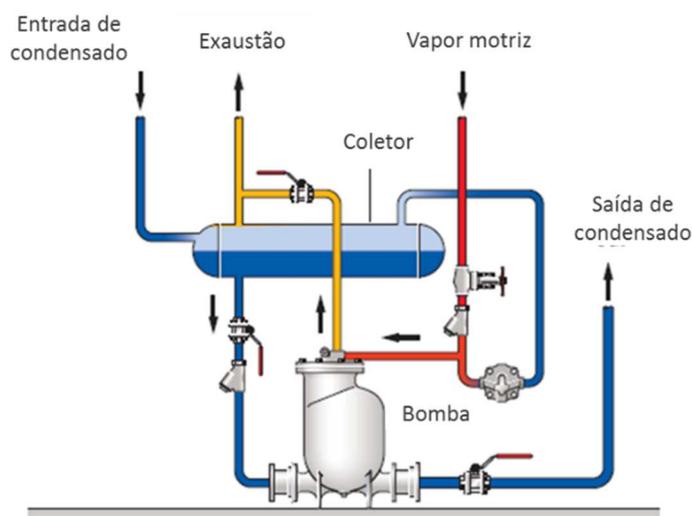


Figura 85 Exemplo de grupo de bombagem com bomba a vapor [19].

Sistemas de condensado pressurizado

Em instalações de vapor sem grandes variações de consumidores de vapor a diferentes pressões, pressões de vapor não muito reduzidas, sem válvulas modulantes, pode ser possível recuperar o condensado num sistema pressurizado e bombeá-lo diretamente para o gerador de vapor. Esta facilidade, desde que o tipo de instalação permita, resulta numa **recuperação de energia muito elevada de mais de 15%**, uma vez que não há perdas de vapor de reevaporação para atmosfera, e, por conseguinte, a água de reposição é reduzida drasticamente. Alguns exemplos de instalações em que esta opção é possível são as traçagens de vapor, purgas de linha, radiadores de aquecimento de ar, aquecedores de processo, “Reboilers” e máquinas de cartão canelado [55].

Nas figuras que se seguem, representa-se uma instalação com recolha de condensado para um tanque com respiro atmosférico (Figura 86), com perdas de 18% para a atmosfera, seguida da mesma instalação adaptada para condensado pressurizado (Figura 87).

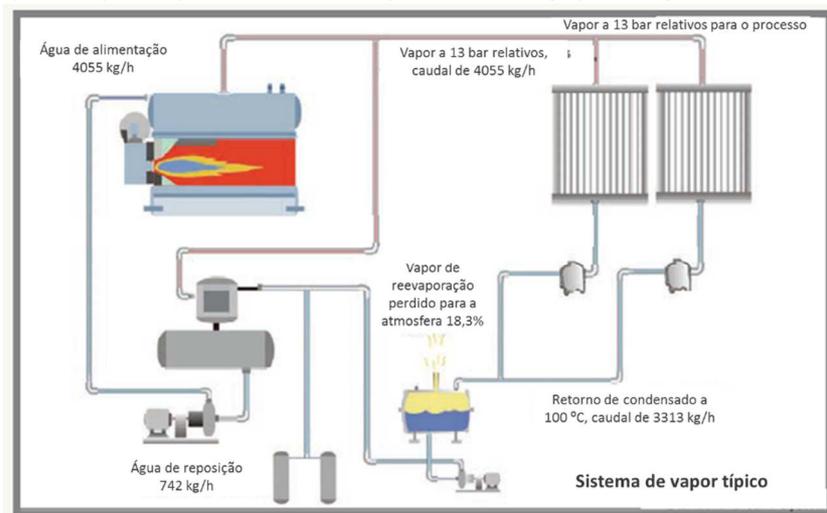


Figura 86 Instalação com tanque de condensados atmosférico [55].

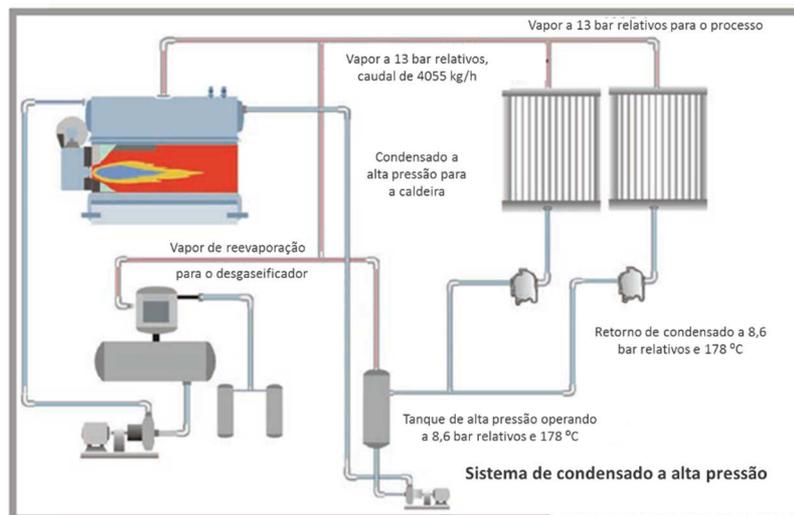


Figura 87 Instalação com sistema de condensados pressurizados [55].

f. Recuperação de vapor reevaporado

Após a descarga de condensado de um purgador, a quantidade de condensado que reevapora é bastante significativa. Esta poderá ser calculada pela equação (6.7), anteriormente descrita como:

$$\begin{aligned} \text{Proporção de vapor de reevaporação} &= \\ &= \frac{(h_f \text{ à } P_1) - (h_f \text{ à } P_2)}{h_{fg} \text{ à } P_2} \frac{\text{kg}_{\text{vapor}}}{\text{kg}_{\text{condensado}}} \end{aligned} \quad (6.7)$$

Considere-se a aplicação de uma bateria de aquecimento de uma estufa industrial semelhante da Figura 87, que consome cerca de 1 500 kg/h de vapor a 10 bar relativos e os purgadores descarregam para um sistema de condensados a 0,5 bar relativos. A percentagem de recuperação de vapor de reevaporação é então de **14%**, ou seja, **210 kg/h**. Este vapor poderá ser usado por exemplo num radiador complementar e fazer um pré-aquecimento do ar, conforme o esquema seguinte (Figura 88). Se a operação desta bateria for de 6 000 horas anuais e o custo do vapor for de cerca 30 € a tonelada, a economia resultante atinge o valor de **37 800,00 €/ano**.

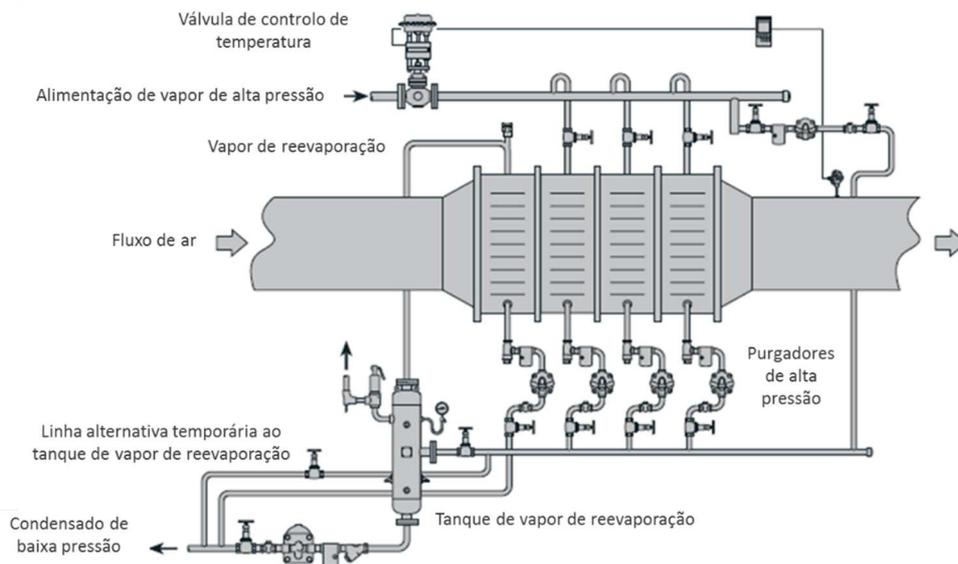


Figura 88 Utilização de vapor reevaporado numa bateria de aquecimento de ar [19].

g. Termocompressores

No ponto anterior abordou-se a recuperação de vapor de reevaporação a uma pressão relativamente baixa. Deste modo, não se aumenta a contrapressão dos purgadores que descarregam o condensado para este aproveitamento. Por vezes é aplicada, na linha de vapor de reevaporação, uma compensação de um conjunto redutor de pressão com o objetivo principal de estabilizar a pressão e não tanto para a elevar.

Os termocompressores são usados para elevar a pressão baixa do vapor de reevaporação ou de exaustão, normalmente desperdiçado, em pressões e temperaturas mais altas e utilizáveis. Quando há disponibilidade de vapor motriz de alta pressão, os termocompressores são uma solução economicamente viável na compressão até à razão de 6:1 (pressão absoluta do vapor motriz/vapor aspirado) [56].

Existem termocompressores rígidos, em que a configuração do bico foi projetada para condições de serviço estáveis sem grandes variações. São de fabrico mais económico, mas não tão versáteis na sua utilização. A Figura 89 representa outro tipo: um termocompressor regulável, em que o bico está associado uma haste solidária com um atuador pneumático. Este tipo, embora bastante mais oneroso, permite regular os caudais de vapor motriz e vapor de aspiração em função de parâmetros de controlo, tais como temperatura, pressão, caudal, humidade, entre outros.

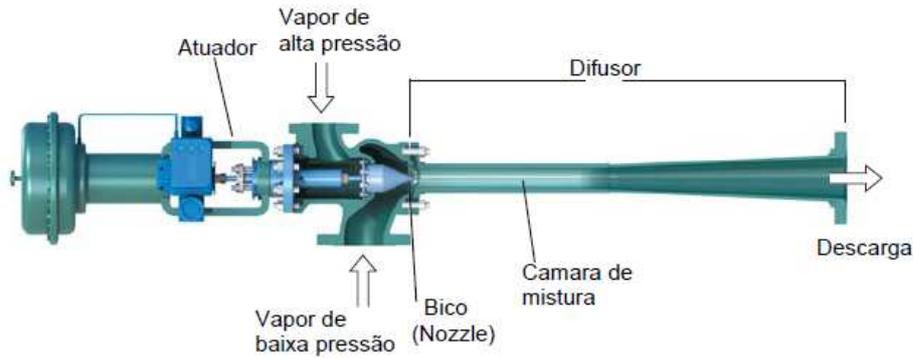


Figura 89 Termocompressor regulável [57].

O vapor motriz de alta pressão fornecido ao termocompressor expande-se no bico convergente-divergente, para converter energia de pressão em energia cinética. O vapor de baixa pressão fornecido ao termocompressor é arrastado para este jato de baixa pressão e alta velocidade, onde ocorre a mistura. O difusor reconverte a energia cinética da mistura em pressão. A pressão de descarga é intermédia entre a pressão motriz e a pressão de aspiração. A pressão de descarga é determinada pela razão de compressão. A capacidade do termocompressor depende da disponibilidade de caudal de vapor motriz, pressão de aspiração e motriz e pressão de descarga pretendida.

Nas Figuras 90 e 91 pode observar-se o perfil de variação da pressão e o perfil da variação de velocidade.

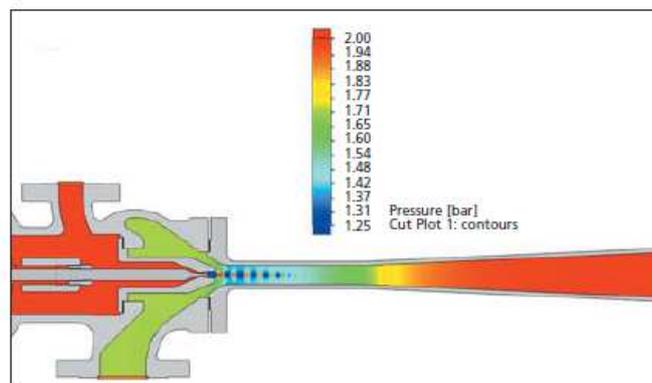


Figura 90 Termocompressor, perfil de pressões [57].

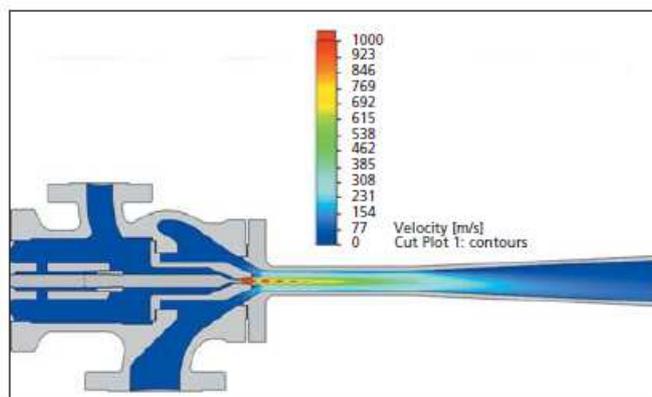


Figura 91 Termocompressor, perfil de velocidades [57].



Conforme o jato de vapor motriz acelera o caudal de aspiração é criada uma região de baixa pressão na câmara de mistura. Com o escoamento na câmara de mistura a pressão vai aumentando. No difusor a velocidade diminui e a pressão aumenta.

No bico, o vapor motriz é acelerado criando-se um jato de alta velocidade. Este jato transfere o momento para o vapor aspirado acelerando-o na mistura dos dois escoamentos.

Dimensionamento - Abordagem simples

A aplicabilidade destes termocompressores não é linear, cada caso deve ser devidamente estudado. Deve obedecer a cálculos no fabrico muito rigorosos e normalmente muito próximos das condições reais de trabalho. Assim sendo, é de extrema importância ter certeza dos dados que se fornecem ao fabricante durante o processo de aquisição.

O tipo de dados necessários obter são a pressão atmosférica absoluta (P , 101,325 kPa abs, ao nível do mar), pressão absoluta do vapor motriz (P_m), pressão absoluta do vapor de aspiração (P_s), pressão absoluta do vapor de descarga (P_d), caudal do vapor motriz (\dot{m}_m), caudal de vapor de aspiração (\dot{m}_s), caudal de vapor na descarga (\dot{m}_d , equação (6.8)), razão e expansão (E , equação (6.9)), razão de compressão (C , equação (6.10)) e razão de arrastamento (R , equação 6.(11)).

$$\dot{m}_d = \dot{m}_m + \dot{m}_s \quad (6.8)$$

$$E = \frac{P_m}{P_s} \quad (6.9)$$

$$C = \frac{P_d}{P_s} \quad (6.10)$$

$$R = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_m} \quad (6.11)$$

No Anexo 5 apresentam-se os cálculos necessários para o dimensionamento do termocompressor.

h. Bombas de calor de absorção

No ciclo frigorífico convencional, o refrigerante evapora (absorve calor) a baixa pressão. Posteriormente, é comprimido por compressores mecânicos para uma pressão mais elevada, na qual condensa (e liberta o calor anteriormente absorvido).

Uma bomba de calor transforma energia de um nível de temperatura inferior para um nível superior. As bombas de calor podem transferir calor de fontes de processos industriais, de fontes de calor naturais ou artificiais, de zonas vizinhas como o ar, solo e água para uso em aplicações domésticas, comerciais ou industriais. No entanto, o uso mais comum é em sistemas de arrefecimento, refrigeradores, entre outros. O calor é então transferido, no sentido inverso, da aplicação que está a ser arrefecida para a vizinhança. Por vezes, o excesso de calor do arrefecimento é simultaneamente aplicado em alguma aplicação com necessidades de calor. Podem encontrar-se bombas de calor em sistemas de cogeração e trigeração, sendo estes precisamente exemplos, que providenciam arrefecimento e aquecimento simultaneamente e com variações de solicitação sazonal.

De modo a transportar-se calor de uma fonte de calor para uma zona onde este é requerido, é adicionada energia para realizar este deslocamento energético. Pode ser um motor elétrico, motor de combustão, turbina ou uma fonte de calor no caso de bombas de calor de absorção.

Bombas de calor por compressão – No evaporador, o fluido de trabalho evapora a baixa temperatura e pressão, por exemplo com calor de algum aproveitamento. De seguida, o compressor eleva a pressão e temperatura. No condensador o fluido de trabalho é liquefeito, libertando calor útil para o processo. Seguidamente, é obrigado a expandir para uma pressão baixa e absorve calor da fonte de calor externa (Figura 92). Assim, a energia de uma fonte de calor de baixa temperatura, que normalmente seria rejeitada, pode ser transformada para um nível mais elevado de temperatura com novas potencialidades de utilização.

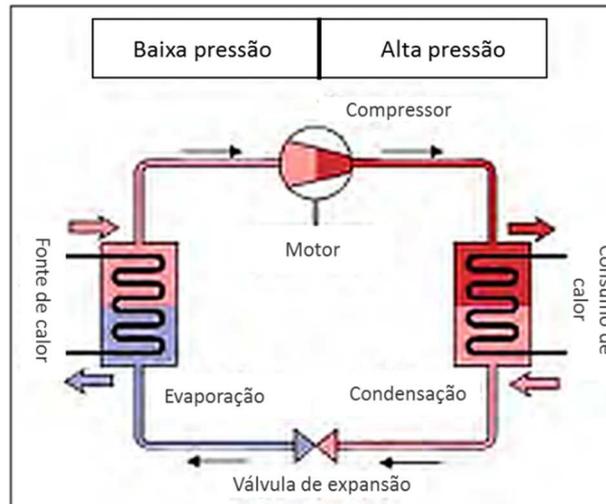


Figura 92 Bomba de calor por compressão [1].

Numa bomba de calor por compressão a eficiência é indicada por *COP* (*coefficient of performance*), razão entre o calor que sai e a energia que entra, como por exemplo a energia elétrica de acionamento do motor do compressor. O *COP* da bomba de calor por compressão pode ser expresso como:

$$COP_r = \frac{Q_c}{Q_h - Q_c} \quad (6.12)$$

$$COP_{hp} = \frac{Q_h}{Q_h - Q_c} \quad (6.13)$$

Em que, COP_r e COP_{hp} , Q_h e Q_c são os coeficientes de desempenho dos sistemas de refrigeração e das bombas de calor, as permutas de calor com os sistemas frio e quente, respetivamente.

As bombas de calor por compressão podem atingir desempenhos com *COP* até 6, significando por exemplo, que o calor de 6 kWh pode ser produzido com 1 kWh de energia elétrica fornecida ao motor do compressor.

Bombas de calor por absorção – As bombas de calor por absorção comerciais operam com água, num laço fechado, através de um gerador, condensador, evaporador e absorvedor. Em vez da compressão, a circulação é mantida pela absorção de água numa solução salina, normalmente brometo de lítio ou amónia.

Na bomba de absorção, o fluido gasoso de trabalho (agente de arrefecimento) que chega do evaporador é absorvido por um solvente e liberta-se calor no processo. Esta solução enriquecida é conduzida para o ejetor com aumento da pressão por uma bomba. De seguida, o fluido de trabalho é extraído da mistura das duas substâncias, com recurso ao fornecimento de calor de uma fonte externa (queimador de gás natural, ou vapor de baixa pressão que normalmente seria rejeitado). A

substância de trabalho gasosa sai do ejetor a alta pressão e entra no condensador, onde é liquefeito e liberta calor útil para o processo (Figura 93).

As bombas de calor por absorção ainda não são muito usadas em aplicações industriais. Tal como as bombas de calor com compressor, foram desenvolvidas originalmente, para arrefecimento. A eficiência deste tipo de bombas de calor é de cerca 1,5.

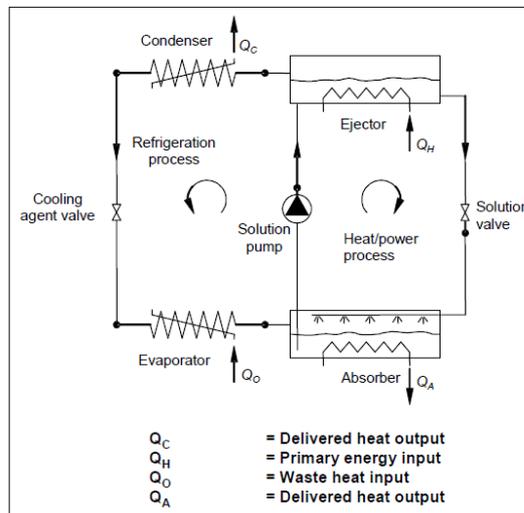


Figura 93 Bomba de calor de absorção [1].

Exemplos de recuperação de calor com estas bombas

Recuperação de vapor até 1 bar relativos [58]. As Figuras 94 a 98 representam alguns exemplos de aplicação em várias indústrias. A figura que se segue (Figura 94) representa o esquema de uma bomba de calor de absorção integrada numa cogeração (CHP - *Combined Heat and Power*).

O sistema de cogeração que inclua também bombas de calor de absorção é conhecido por trigeração. Isto deve-se ao facto de se adicionar à produção de eletricidade e calor a produção de frio. A economia típica é de 25% da energia primária usada. Assim, e dependendo da aplicação, a unidade de absorção pode ser usada no fornecimento de água quente ou água gelada.

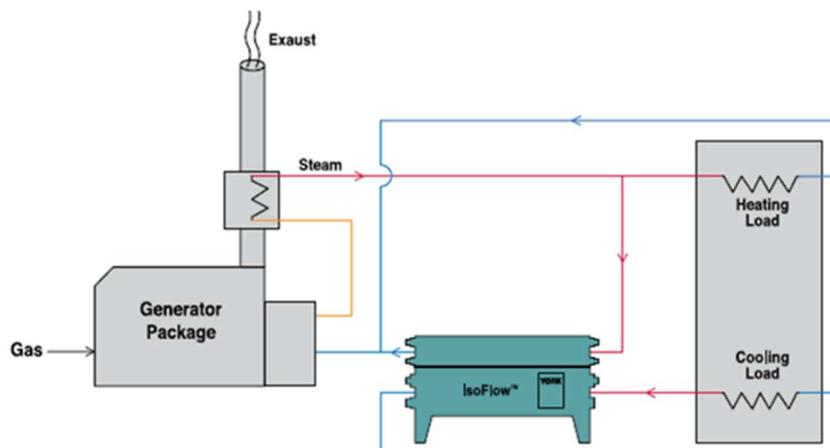


Figura 94 Sistemas de cogeração.

A figura seguinte (Figura 95) exemplifica como se pode integrar uma bomba de calor de absorção numa instalação de tratamento de biogás. O biogás deriva da tecnologia do digestor anaeróbio e poderá ter um teor de metano de 55 a 80%. Contém entre 20 a 31 MJ/m³ enquanto o gás natural possui 39 MJ/m³. Pode ser utilizado como combustível para uma turbina a gás, para a produção de eletricidade. Para além disso, pode ser combustível de um gerador de vapor que será utilizado numa bomba de calor de absorção para produção de frio.

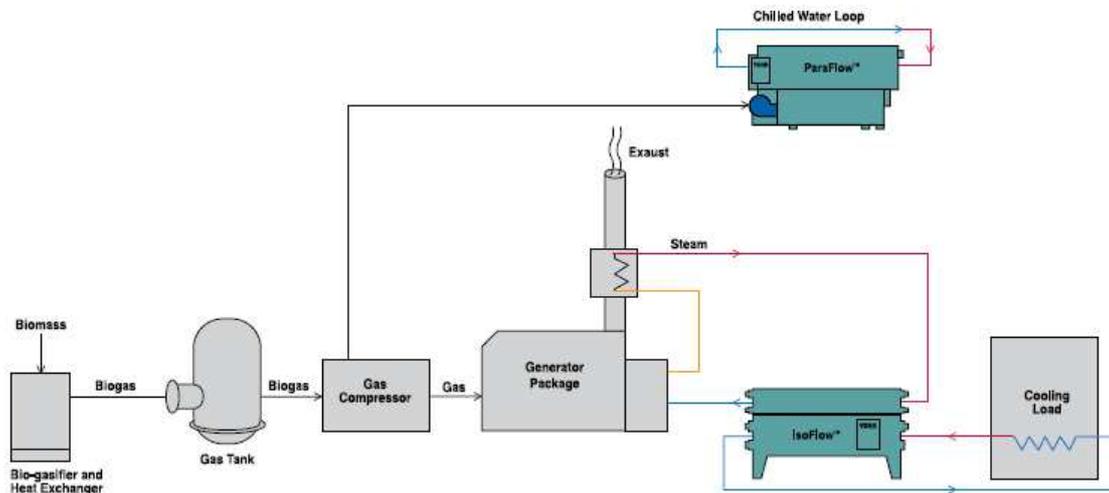


Figura 95 Recuperação de biogás.

Na indústria cervejeira (Figura 96), mais concretamente, nas salas de fabrico o vapor de baixa pressão libertado pelos cozedores ou caldeiras de mosto pode ser recuperado por uma bomba de calor de absorção, para a produção de água gelada.

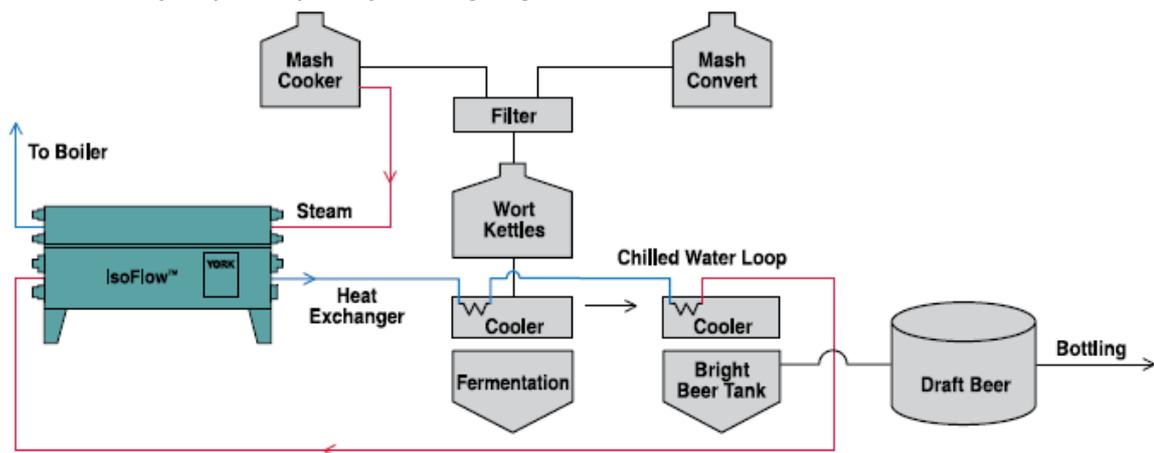


Figura 96 Indústria Cervejeira.

Esta produção poderá ser integrada no processo de fabrico da cerveja, logo após o estágio de ebulição, quando o líquido (mosto, conhecido por "wort") resultante terá de ser rapidamente arrefecido abaixo de 32°C de modo a prevenir crescimento de bactérias. Estas bombas ainda podem ser usadas na indústria cervejeira no arrefecimento de fermentadores e tanques de cerveja.

No esforço de tornar as fábricas de celulose (Figura 97) mais sustentáveis ambientalmente, estas tem vindo a adaptar nas operações de branqueamento das pastas de celulose processos livres de cloro (processo "ECF" – *Elemental Chlorine-Free*).

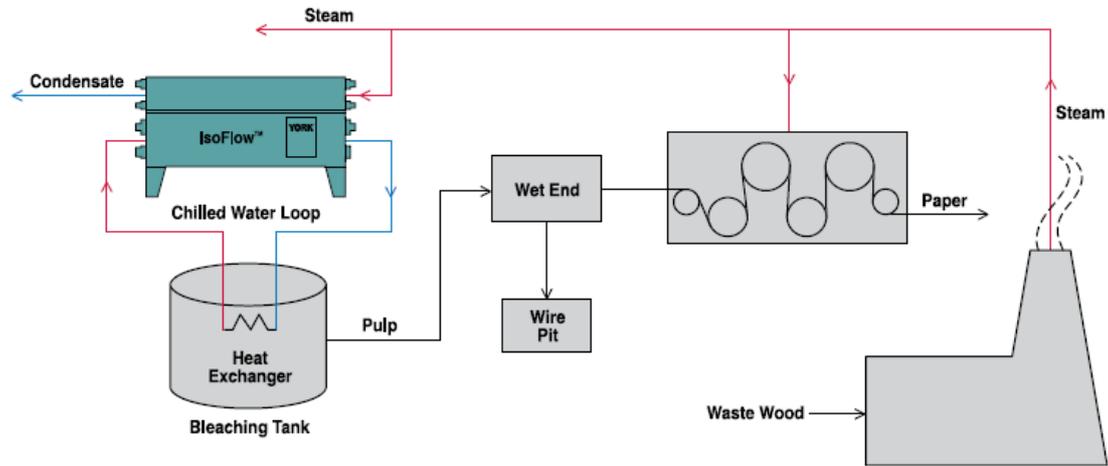


Figura 97 Indústria de Papel.

Neste processo, o dióxido de cloro é diluído numa solução aquosa a uma temperatura de 4,5°C mantida com o fornecimento de água gelada. Havendo disponibilidade de vapor produzido, por exemplo, a partir de resíduos de madeira é possível fazer a sua recuperação numa bomba de calor de absorção.

Um incinerador de média dimensão (Figura 98) pode libertar mais de 100 MW de potência térmica. Uma possível recuperação desta energia, que pode atingir até **98%**, é possível através da instalação de permutadores na saída dos gases.

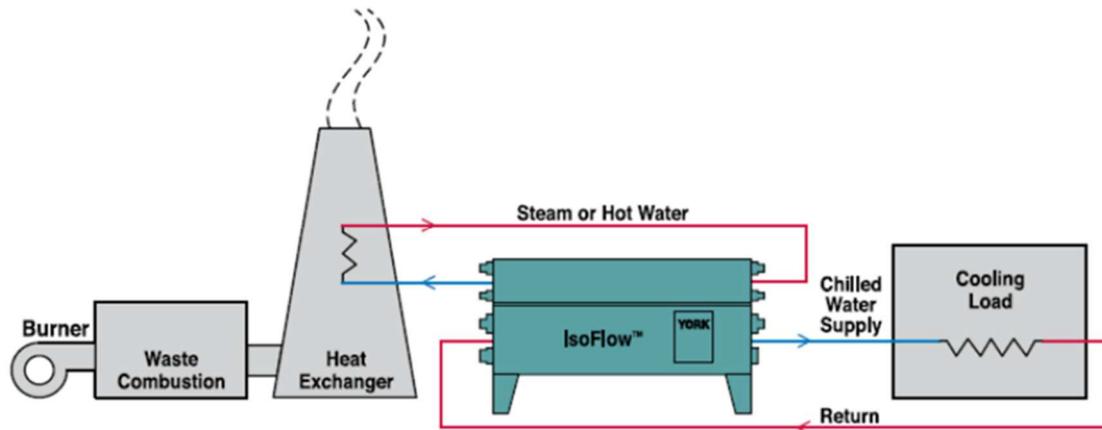


Figura 98 Incineradores.

Uma parte substancial desta energia poderá, com recurso a uma bomba de calor de absorção, ser utilizada na produção de água gelada, reduzindo assim variações na rede elétrica, causadas por sistemas mecânicos de arrefecimento.

7. Análise comparativa e monitorização



a. Referências da eficiência para sistemas de vapor

Os indicadores relacionados com sistemas de vapor são relativamente escassos. Principalmente nos Estados Unidos, tem-se vindo a realizar alguns estudos sobre este tema não tanto sobre intensidade energética associada a sistema de vapor, mas sobretudo sobre consumos globais e potencial de economia e macro análises setoriais (Figura 99). De seguida apresenta-se alguns exemplos trabalhados pela IEA (*International Energy Agency*) e pelo US - DOE (*United States - Department of Energy*).

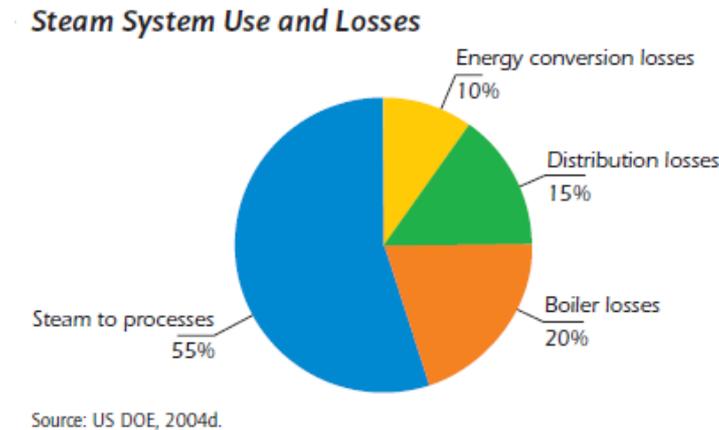


Figura 99 Estimativa global média da eficiência nos E.U.A. [61].

O Departamento de energia dos E.U. em 2008 levou a cabo mais de 250 levantamentos energéticos de sistema de vapor de alguma envergadura e obteve os resultados apresentados na Tabela 27, por tipo de indústria. O potencial de poupança atinge valores muito impressionantes.

Tabela 27 Potencial de poupança para uma amostra alargada de indústrias nos E.U.A. [61].

Steam System Savings Identified by Industry*

Industry (No. of Assessments)	Average Energy Savings (Million Btu/year)	Average \$ Savings (Annual)
Aerospace (1)	66,610	\$594,000
Agriculture (3)	150,937	\$1,221,457
Automotive (20)	136,699	\$1,090,246
Chemical (53)	492,885	\$3,378,441
Electronics (3)	68,888	\$253,803
Ethanol (4)	106,514	\$907,939
Food Processing (49)	56,685	\$712,396
Forest Products (57)	294,955	\$3,765,957
General Manufacturing (24)	74,033	\$589,625
Mining (1)	59,391	\$562,515
Petroleum (9)	531,119	\$4,959,038
Plastics (7)	241,361	\$1,484,233
Rubber (4)	100,066	\$1,475,729
Steel (6)	660,194	\$6,551,367
Textiles (6)	74,414	\$1,072,248

*As of September 2008.

A Agência Internacional de Energia, em 2006, detalhou e quantificou o tipo de medidas típicas de poupança de energia nos sistemas de vapor (Tabela 28).

Tabela 28 Poupanças e investimento necessário em sistemas de vapor [62].

	Typical Savings	Typical Investment	Use in OECD Countries	Use in Non-OECD Countries
	%	USD/GJ Steam/yr	%	%
Steam traps	5	1	50	25
Insulation pipelines	5	1	75	25
Feed-water economisers	5	10	75	50
Reduced excess air	2	5	100	50
Heat transfer	-	-	75	50
Return condensate	10	10	75	50
Improved blow down	2 - 5	20	25	10
Vapour recompression	0 - 20	30	10	0
Flash condensate	0 - 10	10	50	25
Vent condenser	1 - 5	40	25	10
Minimise short cycling	0 - 5	20	75	50
Insulate valves & fittings	1 - 3	5	50	25

Source: IEA, 2006.

Esta Agência Internacional também publicou de vários Países (Tabela 29), dados de consumos de energia associados a vapor e potencial de poupança.

Tabela 29 Consumos de vapor e potencial de poupança por país [62].

Country	Manufacturing Fossil Electricity Use EJ/yr	Steam System Energy Use EJ/yr ¹	Steam Systems Savings Potential EJ/yr ²
Argentina	0.50	0.18	0.02
Australia	0.96	0.34	0.03
Brazil	2.85	1.14	0.11
Canada	2.35	0.94	0.09
China	17.94	7.18	0.72
Chinese Taipei	0.93	0.37	0.04
France	1.55	0.62	0.06
Germany	2.22	0.84	0.09
India	4.00	1.60	0.16
Iran	1.08	0.43	0.04
Italy	1.64	0.66	0.07
Japan	4.29	1.72	0.17
Korea	1.59	0.56	0.06
Mexico	1.14	0.46	0.05
Netherlands	0.56	0.20	0.02
Norway	0.28	0.10	0.01
Poland	0.70	0.25	0.02
Russia	5.32	2.13	0.21
Spain	1.24	0.43	0.04
South Africa	0.99	0.40	0.04
Sweden	0.53	0.19	0.02
Thailand	0.90	0.32	0.03
Turkey	0.84	0.34	0.03
Ukraine	1.40	0.49	0.05
United Kingdom	1.37	0.48	0.05
United States	12.57	5.03	0.50
OECD	36.80	13.98	1.40
Non-OECD	49.38	18.76	1.88
World	86.18	32.75	3.27

De realçar que o potencial de poupança Mundial de 3,27 Exa Joule/ano ($3,27 \times 10^{18}$ J) é quase equivalente ao consumo de vapor na Europa Ocidental. No anexo 6 apresenta-se uma tabela de consumos típicos de equipamento de diversas indústrias será útil numa fase inicial de análise comparativa de eficiência energética (*benchmarking*) e um guia de implementação, passo a passo, de Gestão de Energia.

b. Monitorização

Monitorizar e atingir objetivos em energia, é antes de mais, uma técnica de gestão que recorre a dados e informações sobre a energia como base para eliminar desperdício, reduzir e controlar o uso atual de energia e melhorar os procedimentos atuais de operação. Está assente no conhecido princípio “*you can’t manage what you don’t measure*”. Essencialmente combina os princípios da utilização de energia e estatísticas.

Enquanto a monitorização está essencialmente focada no atual padrão de consumo de energia, objetivar metas é a identificação de níveis de consumos de energia desejáveis.

Elementos essenciais dos sistemas de monitorização e objetivos (*Monitoring & Targeting – M&T*):

- Registo - medição e registo de consumos de energia;



- Análise - correlacionar consumos de energia com outros parâmetros de saída, como por exemplo a quantidade produzida;
- Comparar - comparar consumos de energia com consumos típicos apropriados (benchmarking);
- Definir metas - definir metas para reduzir ou controlar o consumo de energia;
- Monitorizar - numa base regular, comparar os consumos de energia com as metas estabelecidas;
- Reportar - reportar os resultados incluindo quaisquer variações às metas previamente estabelecidas;
- Controlar - implementar medidas de gestão para corrigir qualquer variação que possa ocorrer [65].

Análise de dados e informações – Periodicamente, todas as faturas e contas de eletricidade e outros combustíveis deverão ser recolhidas e incluídas em tabelas temporais (por exemplo, mensais) para análise.

Relacionar consumos de energia e produção – O objetivo crítico da M&T é entender o que é que movimenta os consumos de energia - É a produção, horas de operação ou o clima? Sabendo-se isto, pode-se então iniciar um processo de análise de dados e verificar a qualidade da nossa gestão de energia. Normalmente, a relação entre o consumo de energia e a produção é ou deveria ser linear, isto é, os consumos de energia crescem proporcionalmente com a produção. Na Tabela A.20 do anexo 6 apresenta-se um guia de potencial de poupança.

8. Casos práticos – Resultados e conclusões





a. Introdução

A par de todo o trabalho de consulta e análise das mais variadas fontes de informação sobre o tema deste relatório, foi possível efetuar avaliações dos sistemas de vapor. As empresas que foram alvo desta avaliação são indústrias do ramo têxtil, agroalimentar, laticínios, fabricação de fermentos e leveduras para panificação, farmacêutica e embalagens.

Estes levantamentos foram conduzidos segundo o seguinte critério:

- Número de Caldeiras;
- Número de laços de vapor;
- Pressões do sistema;
- Esquema do "layout" das tubagens de vapor;
- Comprimento aproximado dos vários troços de tubagem;
- Número de purgadores, válvulas redutoras de pressão, válvulas de controlo pneumáticas e/ou motorizadas, válvulas de seccionamento, válvulas de retenção, filtros tipo "Y", válvulas de segurança e contadores;
- Codificação destes componentes;
- Verificação "visual" do estado destes componentes;
- Identificação do fabricante e modelo dos componentes referidos (quando acessível);
- Estado geral das tubagens e isolamento;
- Fugas de vapor;
- Fugas de condensado;
- Exaustão de vapor: localização e impacto visual.

Nos próximos pontos apresentam-se resumos de cada empresa avaliada, com a seguinte informação:

- Identificação do ramo industrial.
- Caracterização do sistema de vapor.
- Componentes do sistema de vapor.
- Resumo das situações avaliadas.
- Resumo do potencial de economia de energia.

b. Indústria do ramo têxtil

Foram catalogados 97 purgadores, 120 válvulas de seccionamento (não estão incluídas as válvulas associadas aos conjuntos de purga), 40 filtros tipo "Y" (não estão incluídos os filtros associados aos conjuntos de purga), 12 válvulas de segurança, 108 válvulas de controlo pneumáticas, 2 válvulas redutoras de pressão auto-atuadas, 13 válvulas de retenção (não estão incluídas as válvulas associadas aos conjuntos de purga) e 9 contadores.

A Central Térmica inclui 2 geradores de vapor por combustão de gás natural, uma caldeira a biomassa, um desgaseificador, um coletor geral de distribuição de vapor, um depósito de água quente e um permutador de placas também de aquecimento de água. Existem três secções do setor produtivo consumidoras de vapor que doravante serão denominadas de Secção 1, 2 e 3.

As caldeiras de produção de vapor apresentam as seguintes características:

Tabela 30 Características das caldeiras de produção de vapor da indústria têxtil.

	Caldeira 1	Caldeira 2	Caldeira 3
Tipo	Tubos de fumo	Tubos de fumo	Tubos de fumo
Combustível	Gás natural	Gás natural	Biomassa
Fabricante	Ambitermo	Proter	Ambitermo
Timbre	11,5 Bar	10 Bar	-
Pressão de trabalho	Stand By	9 Bar	9 Bar
Potência	3 500 KW	-	-
Produção nominal	5 000 Kg/h	6 510 Kg/h	8 000 Kg/h
Economizador	Sim	Não	Sim

i. Recuperação de calor das purgas da caldeira

Nas caldeiras a gás natural o controlo ainda é efetuado pelas purgas de fundo, temporizadas ou mesmo manualmente. A caldeira a biomassa está equipada com controlo e válvulas automáticas de purga contínua. No entanto, a descarga destas válvulas não passa por qualquer tipo de recuperação de calor.

Estima-se que o caudal da purga continua rondará cerca de 2 a 3% do vapor produzido. Assim, para um caudal médio de vapor produzido de 4 t/h a purga será de cerca 120 kg/h. Dirigindo as purgas para um tanque de flash e conduzindo este vapor de reevaporação, por exemplo para o desgaseificador, contribuirá para uma redução do vapor direto da caldeira consumido neste equipamento. Esta **recuperação** será da ordem dos **18,3 kg/h**. Considerando um ano de 8 000 horas, a recuperação será de cerca **146 t/ano** de vapor.

Com base nos dados do primeiro trimestre de 2022, para um consumo de vapor de 8 037,6 t o custo foi de 710 027,00 €, ou seja 88,34 €/t. Com a introdução da caldeira a biomassa este custo será significativamente inferior. Assumindo então um custo para a tonelada de vapor de 50,00 €, a **recuperação de calor das purgas da caldeira** será de cerca **7 300,00 €/ano**. O investimento de um tanque de flash já com instalação, não deverá ultrapassar este valor.

ii. Permutador de aquecimento de água

A instalação apresenta um permutador de placas de aquecimento de água para a fábrica. Tem sucedido com frequência paragem do escoamento de condensado e consequente acumulação no interior do equipamento. Resultando em um controlo de temperatura ineficaz com ocorrência de “martelos de água” e danificação dos radiadores ou serpentinas.

Para este caso foi simulado o consumo de vapor de 3 bar, altura manométrica após purgador de 6 m (ou 8 m considerando pressão do desgaseificador se for a aplicação escolhida), temperatura de entrada de 15°C e de controlo de 70°C. Ligeiramente acima dos 40°C o permutador começa a ficar alagado com condensado, uma vez que a pressão de vapor iguala a contrapressão.

Com o intuito de eliminar este problema foi sugerida a instalação de uma bomba ou bomba/purgador no permutador de placas.

Considera-se que prevenindo o alagamento a eficiência da troca térmica aumenta substancialmente, contribuindo igualmente para um aumento de produtividade e uma **redução do consumo de vapor** de cerca de **3%**.

iii. Caracterização do sistema de vapor – Secção 1

Nesta secção, os principais consumidores consistem em nove máquinas de tingir tecido "JETS", em que os banhos de tingimento são aquecidos por permutadores tubulares verticais. Seis máquinas possuem acoplado tanque de acumulação e aquecimento de água com serpentina de vapor. Todas as máquinas possuem normalmente dois tanques de adição de produto (balseiros) também com serpentinas de vapor.

Pressão de vapor – A linha de vapor parte do coletor geral, à pressão de cerca 9 bar, de seguida passa por uma estação de redução de pressão de vapor para 7 Bar. Pelas características destas máquinas, a temperatura de controlo máxima é de 135°C.

O consumo de vapor das máquinas de tingir é indireto. Por cada kg de vapor a 7 bar a energia utilizada é de 2 047,21 kJ/ kg. Se o consumo médio de vapor desta secção for de 1 000 kg/h tem-se 2 047 210 kJ.

Para temperaturas de controlo máximas de 135°C pensa-se que se pode optar pela pressão de vapor ainda de 5 Bar (158, 9°C). Assim para o total de 2 047 210 kJ com vapor a 5 Bar serão necessários **menos 18,11 kg/h**. Considerando um ano de 8 000 horas e o custo de vapor 50,00 €/t, a **economia em vapor** traduzir-se-á em cerca de **7 244,00 €**.

De salientar que a estação de redução de pressão já existe, a proposta de melhoria assenta na alteração da regulação sendo o investimento nulo. Também o condensado sairá sempre a menor temperatura, implicando menores perdas por expansão do condensado.

Recuperação de vapor de reevaporação – Na mesma sala do coletor de distribuição de vapor está instalado um sistema de recolha de condensados de toda a fábrica, no qual a expansão de vapor visível é bastante significativa.

Considerando a média de consumo de vapor de 3 000 kg/h, em que o condensado resultante com média de pressão a 2 bar. O potencial na expansão do condensado em vapor de reevaporação atmosférico é de **190 kg/h** correspondendo a uma **economia de 76 000,00 €/ano**.

Uma aplicação que parece fazer todo o sentido, dada a proximidade, é a de condensar aquele vapor no pré-aquecimento da água para a tinturaria. Por exemplo, instalar um permutador sobre o tanque de condensados.

iv. Caracterização do sistema de vapor – Secção 2

Nesta secção, os principais consumidores consistem em dez máquinas de tingir fio verticais, em que os banhos de tingimento são aquecidos por serpentinas em Autoclaves. Cada máquina tem associados um ou dois Balseiros e tanque de separação com serpentinas de vapor. Adjacente a esta secção, em outros setores, há consumo de vapor num Tanque de água quente e Tanque do Sal. Deste armazém, a linha de vapor em 1", segue para o sistema de Humidificação de Fio Cru.

Pressão de vapor – A temperatura máxima de controlo das Máquina de Tingir Fio é de 135°C. Para esta secção, a pressão de vapor é a da Central Térmica (deduzindo perdas de carga) de cerca 8,5 bar. Considerando um consumo médio de vapor de 1 000 kg/h a energia total consumida é de 2 022 900 kJ. Com a redução da pressão para 5 Bar, o caudal de vapor será de cerca 969,99 kg/h, ou seja, menos **30 kg/h** ou **240 t/ano**, o que representa uma **economia de 12 000,00 €**.

A montagem de um conjunto redutor de pressão obrigará a algum arranjo da tubagem. Com efeito, todas as máquinas partem de um coletor central e será necessário compensar o aumento do volume específico do vapor com a redução de 8,5 para 5 Bar.

v. Isolamento térmico

As tubagens de vapor e condensados, na generalidade estão bem isoladas, o mesmo não se pode afirmar relativamente a outros componentes da instalação. Assim estima-se a perda por:

- Válvulas de seccionamento 13 860 W
- Válvulas de controlo 7 752 W
- Filtros 2 388 W

Considerando o total de 24 000 W e um ano de funcionamento da instalação de 8 000 horas, a perda ascende a 192 000 kW. Com a aplicação dos casacos de isolamento é possível obter uma **poupança anual de 192 000 kWh**, que corresponde a uma poupança de **11 675,68 €/ano**. O investimento será na ordem dos 11 410,80 €, o que implica uma **recuperação do investimento em 11,73 meses**.

vi. Purgadores

Foi efetuado teste ao funcionamento dos purgadores de condensado de vapor, num total de 97 purgadores. Da inspeção resultaram os seguintes valores:

<i>Ok</i>	<i>Bom funcionamento</i>	<i>50</i>
<i>VS</i>	<i>Vapor Seccionado</i>	<i>35</i>
<i>BQ1</i>	<i>Ligeiramente bloqueado</i>	<i>4</i>
<i>FG1</i>	<i>Fuga ligeira</i>	<i>4</i>
<i>FG2</i>	<i>Fuga severa</i>	<i>1</i>
<i>BQ2</i>	<i>Totalmente bloqueado</i>	<i>1</i>
<i>NT</i>	<i>Não testado</i>	<i>1</i>
<i>CR</i>	<i>Ciclo rápido</i>	<i>1</i>

Figura 100 Resultado da inspeção de purgadores de condensado de vapor da indústria têxtil.

A perda de vapor em purgadores ascende a cerca de 197,5 toneladas/ano. A perda de energia associada estimada considerando um custo médio de 50 €/tonelada é de **9 877,69 €/ano**.

Supervisão do estado de funcionamento de purgadores – Dos 97 purgadores, 16 estão em purgas de linha e coletores. São purgadores críticos em termos de perda de energia, pois normalmente estão instalados em locais em que a acessibilidade não será fácil. Estando em fuga estarão a perder vapor 24 horas/dia. Existem várias soluções, mas idealmente deveria existir um meio contínuo para deteção e sinalização de purgador avariado. Não são sistemas propriamente económicos, mas normalmente o payback é inferior a 1 ano. Salienta-se que dos 16 purgadores de linha, 6 estão em fuga.

vii. Resumo do potencial de economia de energia

Tabela 31 Resumo do potencial de economia de energia da indústria têxtil.

SETOR	RECOMENDAÇÃO	PRIORIDADE (1 A 4)	Recuperação t/ano vapor	Recuperação €/ano vapor	CUSTO ESTIMADO	RETORNO	OBSERVAÇÕES
Central térmica	Recuperação do calor das purgas das Caldeiras	1	146		8 000 €	1 ano e 2 meses	
Central térmica	Instalar no Permutador de placas, Bomba/Purgador	2			4 000 €	a)	a) A prática tem demonstrado que o sistema fica pago em cerca de 1 ano (cerca de 3% de economia)
Secção 1	Alteração da pressão de vapor	1	144	7 244 €	250 €	0,5	Estação redutora já existe.
Secção 1	Recuperação do calor do vapor flash do tanque de condensados	1	1520	76 000 €	20 000 €	4 meses	Necessário estudar viabilidade de implantação física no local
Secção 2	Montar estação redutora de pressão	1	240	12 000 €	4 000 €	7 meses	Necessário confirmar consumos
Fábrica	Casacos de isolamento	2	233	11 675 €	11 410 €	12 meses	
Geral	Reparação de purgadores e instalação de sistemas de monitorização do funcionamento automático de 16 purgas de linha	1	198	9 877 €	9 000 €	12 meses	A reparação dos purgadores em fuga não ultrapassa os 1000€
			2481	116 796 €	56 660 €		

c. Indústria do ramo agroalimentar

Foram catalogados 16 purgadores, 66 válvulas de seccionamento (não estão incluídas as válvulas associadas aos conjuntos de purga), 10 filtros tipo "Y" (não estão incluídos os filtros associados aos conjuntos de purga), 7 válvulas de segurança, 16 válvulas de controlo pneumáticas, 5 válvulas redutoras de pressão auto-atuadas, 10 válvulas de retenção (não estão incluídas as válvulas associadas aos conjuntos de purga) e 2 contadores.

A Central encontra-se equipada com dois geradores de Vapor Flamotubulares, um com capacidade de produção de 5 000 kg/h timbre 10 bar, e outro de 10 000 kg/h timbre 13 bar. (No esquema, A e B, respetivamente), depósito de recolha de condensados (C), economizador aplicado na caldeira de 10 000 kg/h (D) e coletor geral de distribuição de vapor. O Esquema abaixo representa a interligação e distribuição para os principais consumidores de vapor.

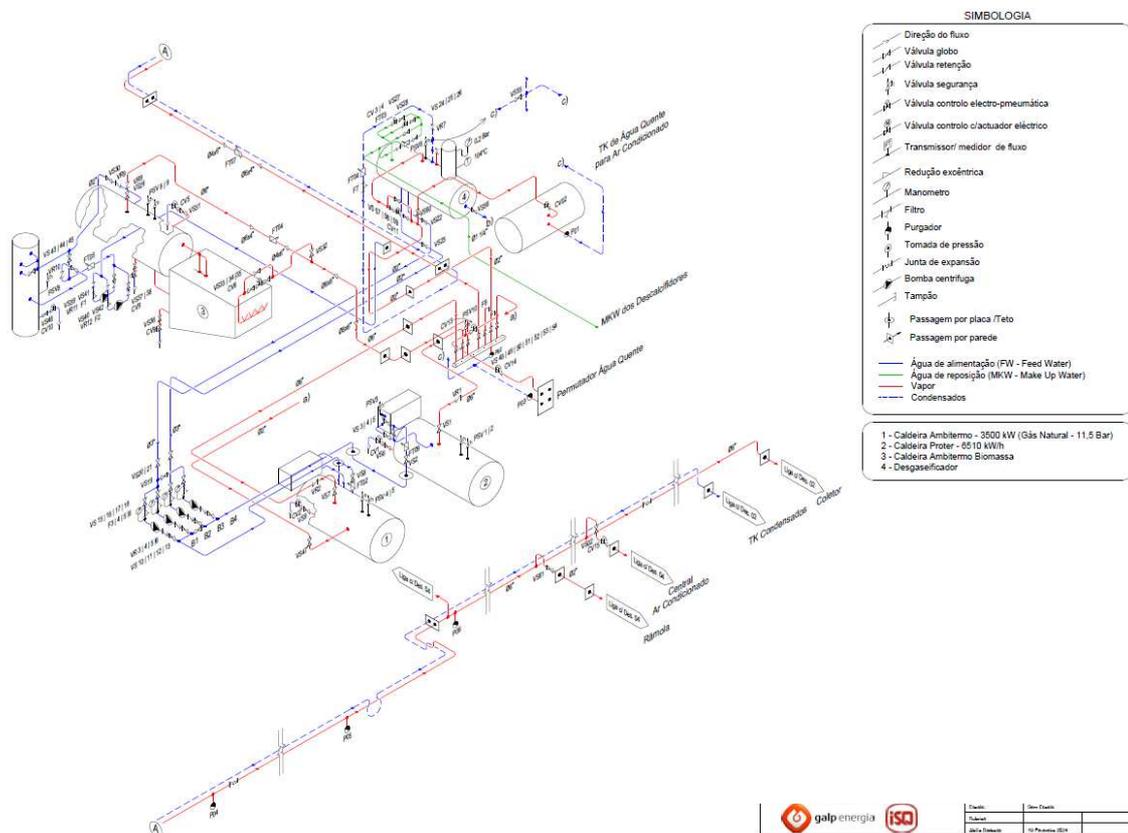


Figura 101 Esquemática dos consumidores de vapor da indústria agroalimentar.

Existem duas secções consumidoras de vapor denominadas doravante de secção 1 e 2.

As caldeiras de produção de vapor a gás natural apresentam as seguintes características:

Tabela 32 Características das caldeiras de produção de vapor da indústria agroalimentar.

	Caldeira A	Caldeira B
Tipo	Tubos de fumo	Tubos de fumo
Fabricante / Modelo	Proter / Condor	Morisa
Superfície de aquecimento	125 m ²	200 m ²
Timbre	10 Bar	13 Bar
Produção nominal	5 000 Kg/h	10 000 Kg/h
Economizador	Não	Morisa

Por informações recebidas do cliente, foram consumidos no ano de 2022, na produção de vapor, 894 816 m³ de gás natural com uma taxa recuperação de condensado estimada de cerca 13%.

i. Contagem e controlos

Em qualquer sistema de geração de vapor, é relativamente fácil ocorrerem desajustes nos parâmetros envolvidos por diversas razões. Ainda que o pessoal encarregado desse sector possua bastante experiência, é de todo conveniente a instalação de equipamentos de medida e controlo de boa qualidade que permitam uma atuação imediata, sempre que se verifique algum desajuste no sistema.

Esses equipamentos devem ser: contador de vapor, contador de água de alimentação (*feed water*) à caldeira, contador de água de reposição (*make-up water*) do tanque de condensados, contador de combustível, pirómetro para chaminé, analisador de fumos e termómetro na aspiração da bomba de alimentação de água à caldeira.

Atendendo às diversas informações facultadas por estes equipamentos, torna-se bastante mais fácil racionalizar o consumo de energia no nosso sistema de geração de vapor.

Da lista acima sugere-se que no mínimo sejam instalados os contadores de água, uma vez que os de gás já possuem. Adicionalmente, sugere-se um analisador de combustão portátil que ajudará a maximizar o desempenho da combustão.

ii. Análise de combustão

Só foi possível efetuar análise à Caldeira de 125 m² e obtiveram-se os seguintes resultados:

- Temperatura dos gases – 272,3 °C
- Temperatura do ar de combustão – 19,6 °C
- Oxigénio – 6 %
- Dióxido de carbono – 9,9 %
- Excesso de ar – 1,40
- Eficiência – 87,1 %

O valor de excesso de ar encontra-se elevado. A redução para um valor de aproximadamente 10% terá como vantagem um **aumento de eficiência** de pelo menos **2%**.

Reforça-se a recomendação da aquisição e instalação de um analisador de combustão portátil.

iii. Recuperação de calor das purgas das caldeiras

O valor da condutividade da água de alimentação não se encontrava incluído nas folhas de análise de água. No entanto, assumindo uma recuperação de condensado de cerca de 13% e a média de condutividade da água de reposição de 1 016 $\mu\text{S}/\text{cm}$ (508 mg/l) poderemos estimar para a água de alimentação das caldeiras, um valor de TDS de cerca 442 mg/l (884 $\mu\text{S}/\text{cm}$). Para estes valores a taxa purga será então de 21,4%

A taxa de purga atual é de cerca 12,23% (para condutividade média da água da caldeira de 8 112 $\mu\text{S}/\text{cm}$). A taxa de purga verificada é inferior ao valor aconselhado. Níveis exagerados de sólidos dissolvidos para além de conduzirem a incrustações, que interferem na troca térmica, a fermentação e espumas à superfície do nível de água conduzem a arrastamentos para os espaços de vapor da instalação. Estes efeitos traduzem-se em aumentos significativos de consumo de combustível e degradação de todo o sistema de vapor.

A Central Térmica apresenta pressão de vapor de 8 bar e temperatura da água de alimentação de 98°C. Estima-se analiticamente que a produção anual de vapor seja de 12 180 932 kg/ano. Para um custo do gás natural de por exemplo 0,80 €/m³, o custo anual será de 715 852,80 € e para a tonelada de vapor 58,76 €.

Estimativa da economia de energia pelo aproveitamento do vapor de reevaporação – Assumindo a purga atual de 12,23 %, em termos anuais são cerca de 1 489 727 kg de água quente à temperatura do vapor saturado a 8 bar, ou considerando um ano de 4 000 horas, 372 kg/h.

São então 53,78 kg/h de vapor de reevaporação que poderão ser usados para o pré-aquecimento de água para a secção 2, por exemplo. Esta **recuperação em termos anuais** poderá atingir o valor de **12 640,45 €**.

iv. Sistema de vapor – Secção 1

Nesta secção, os principais consumidores consistem em três Digestores com cilindros horizontais com camisa de vapor e um eixo central rotativo também aquecido com vapor.

As condições do vapor exigidas são de pressão mínima de 3 Bar, temperatura de controlo não inferior a 133°C e qualidade de vapor saturado (título de 100%).

Os pontos mais meritórios de atenção são os seguintes:

Purgadores da camisa e do eixo – Estão sobredimensionados e um pouco justos nas camisas. Como são de flutuador o sobredimensionamento não implica problemas a não ser quando avariam abertos e nesta altura a perda de vapor é superior. Recomendamos estudo das capacidades dos purgadores em função da capacidade dos digestores.

Eliminação de ar – Dada a grande superfície destes cilindros a eliminação de ar é fundamental. No levantamento efetuado não foi detetada a existência destes dispositivos. Deverão estar instalados em pelo menos dois pontos mais afastados no topo dos cilindros.

Qualidade do vapor – Deve-se prevenir e garantir que o vapor para estes digestores seja o mais possível saturado, isto é, com título de 100%. Por exemplo, já referimos que o facto de se manterem as caldeiras com um nível alto de sólidos dissolvidos conduz a arrastamentos, que vão afetar a qualidade do vapor. Para garantir melhor qualidade do vapor e proteção das válvulas de controlo existentes (de redução de pressão e de temperatura), recomendamos a instalação de separadores de humidade. Estes poderão ser construídos em tubagem e chicanes de aço, ou adquiridos já existentes na gama de várias marcas de equipamento de vapor.

Válvula de segurança do “Digestor S” com perda de vapor – Emissão visível de cerca 0,2 m com **perda estimada superior a 900 €/ano**.

Da implantação destas recomendações advém uma **economia mínima de 2 a 3%**. Atendendo aos consumos estimados esta será de cerca **1 860 €**. (Considera-se o consumo de vapor da secção 1 de 13% do total).

v. Sistema de vapor – Secção 2

Neste sector, todo o vapor é consumido de forma direta. O aquecimento direto, opção de utilização mais comum, consiste na injeção de vapor na água por meio de difusores instalados na parte inferior do tanque, garantindo o seu aquecimento. O sistema de agitação encarrega-se de distribuir esta massa térmica que se forma ao redor dos difusores, homogeneizando a temperatura dentro do tanque.

Embora a pressão de vapor esteja reduzida para cerca de 3 bar, nota-se que parte do vapor não foi totalmente condensado na água do escaaldão. A melhoria que se possa encarar será ao nível da pressão de vapor que poderá ser um pouco mais reduzida, ou então intervir no tipo de injetor que seja mais eficaz na condensação do vapor, garantindo que parte do vapor pura e simplesmente não atrevesse a água para o exterior. Com efeito bastante visível nesta secção, uma atmosfera de vapor no ambiente.

O aquecimento indireto consiste em fazer passar dentro do tanque uma serpentina que é aquecida pela circulação de vapor ou fluido térmico, e que assim aquece a água que a rodeia por convecção. A opção deste tipo de aquecimento, embora seja uma opção que implique custos adicionais na montagem de serpentinas, tem a vantagem da recuperação de condensado, que se trata de água quase pura e tratada, com a conseqüente e acentuada diminuição das necessidades de água de reposição no tanque de condensados.

No caso particular desta instalação e atendendo a que a água de reposição, devido ao alto teor de sólidos dissolvidos, requer uma elevada taxa de purga da caldeira pode justificar a alteração do tipo de aquecimento.

Assumindo que, a recuperação de condensado passa por exemplo de 13% para 80%, o valor da condutividade da água de alimentação passará da média de 1 016 $\mu\text{S}/\text{cm}$ (508 mg/l) para cerca de 203,2 $\mu\text{S}/\text{cm}$ (101,6 mg/l). O efeito prático para o valor da taxa purga será então de 4,2%.

Comparativamente com a taxa de purga atual de cerca 12,23% (para condutividade média da água da caldeira de 8 112 $\mu\text{S}/\text{cm}$ e que já se viu não é o valor mais aceitável), teremos uma redução de 8%. Considerando a produção anual de vapor a 8 bar de 12 180 932 kg/ano, são então 974 474 kg de água com um conteúdo de calor de 723 605 829 kJ. Resultando então em uma **economia de 306 251 kg de vapor, ou seja 17 995 €/ano**.

vi. Isolamento térmico

Enquanto as tubagens de vapor e condensados, na generalidade estão bem isoladas, o mesmo não se pode afirmar relativamente a outros componentes da instalação. Assim estima-se a perda por:

- | | | | |
|-----------------------------|----------|------------------------|---------|
| • Válvulas de seccionamento | 11 140 W | • Redutores de pressão | 1 124 W |
| • Válvulas de controlo | 2 724 W | • Filtros | 984 W |
| • Válvulas de retenção | 1 864 W | | |

Considerando o total de 17 836 W e um ano de funcionamento da instalação de 4 420 horas, a perda ascende a 78 835,12 kW.

Com a aplicação dos casacos de isolamento pode obter-se uma **poupança anual de 78 835,12 kWh**, que corresponde a uma poupança de **7 670,44 €/ano**. O investimento será na ordem dos 7 116,00 €, o que implica uma **recuperação do investimento em 11,13 meses**.

vii. Purgadores

Foi efetuado teste ao funcionamento dos purgadores de condensado de vapor, num total de 16 purgadores. Do resultado da inspeção resultaram os seguintes valores:

VS	Vapor seccionado	8
Ok	Bom funcionamento	4
FG1	Fuga ligeira	3
DS	Desactivado	1
BQ1	Ligeiramente bloqueado	0
BQ2	Totalmente bloqueado	0
FG2	Fuga severa	0
NO	Não Observado	0
CR	Ciclo rápido	0
NT	Não testado	0

Figura 102 Resultado da inspeção de purgadores de condensado de vapor da indústria agroalimentar.

A perda de vapor em purgadores ascende a cerca de 44,1 toneladas/ano. A **perda de energia** associada estimada considerando um custo médio de 58 €/tonelada é de **2 591,94 €/ ano**.

viii. Resumo do potencial de economia de energia

Tabela 33 Resumo do potencial de economia de energia da indústria agroalimentar.

SETOR	RECOMENDAÇÃO	PRIORIDADE (1 A 4)	Recuperação t/ano vapor	Recuperação €/ano vapor	CUSTO ESTIMADO	RETORNO
Central térmica	Aquisição de analisador de combustão portátil	1	121,8	7 156 €	4 000 €	7 meses
Central térmica	Recuperação do calor das purgas das caldeiras	1	215	12 640 €	10 000 €	10 meses
Secção 1	Resolução da fuga da válvula de segurança do Digestor 5, montagem de eliminadores de ar e separadores de humidade	2	47	2 760 €	5 000 €	< 1 ano e 10 meses
Secção 2	Montagem de serpentinas nos escaldões	1	306	17 995 €	20 000 €	< 1 ano e 2 meses
Fábrica	Casacos de isolamento	2	130	7 670 €	7 116 €	< 1 ano
Geral	Reparação de purgadores	1	58	2 592 €	1 500 €	< 1 ano e 8 meses
			877,8	50 813 €	47 616 €	

d. Indústria do ramo dos lacticínios

Foram catalogados 204 purgadores, 199 válvulas de seccionamento (não estão incluídas as válvulas associadas aos conjuntos de purga), 39 filtros tipo "Y" (não estão incluídos os filtros associados aos conjuntos de purga), 24 válvulas de segurança, 157 válvulas de controlo pneumáticas, 64 válvulas redutoras de pressão auto-atuadas, 16 válvulas de retenção (não estão incluídas as válvulas associadas aos conjuntos de purga) e 13 contadores.

A Central Térmica inclui 2 geradores de vapor por combustão de gás natural, uma caldeira de recuperação de calor dos gases de combustão dos motores da cogeração, um desgaseificador, um tanque de recolha de condensados, um tanque de purgas das caldeiras e dois coletores de entrada de vapor das caldeiras e saída de vapor para as várias secções da fábrica.

Existem seis secções consumidoras de vapor denominadas doravante de secção 1, 2, 3, 4, 5 e 6.

As caldeiras de produção de vapor a gás natural apresentam as seguintes características:

Tabela 34 Características das caldeiras de produção de vapor da indústria dos lacticínios.

	Caldeira 1	Caldeira 2
Tipo	Tubos de fumo	Tubos de fumo
Fabricante / Modelo	Morisa / MSM 125	LGI / LG200-14
Superfície de aquecimento	125 m ²	200 m ²
Timbre	10 Bar	14 Bar
Capacidade	10,54 m ³	16,81 m ³
Produção nominal	6 000 Kg/h	8 000 Kg/h
Queimador	Tekener-TK10 450GM - 1856/5220 kW (Chama modulada)	Sicron-SR520A- 1000/6400 kW (Chama modulada)
Economizador	Norbidel (350 kW) - avariado	Morisa MDE100-112 M

Por informações recebidas pelo cliente foram produzidas, no ano de 2022, 64 296 toneladas de vapor com uma taxa recuperação de condensado de cerca 65%, ou seja, a água de reposição com origem em Osmose Inversa (de custos significativos) ultrapassa 22 500 m³.

i. Recuperação de calor das purgas das caldeiras

Ambos os geradores de vapor estão equipados com sistemas automáticos de purga contínua. Esta purga é dirigida para um tanque geral de purgas das caldeiras. Pela emissão de vapor visível pelo tubo de exaustão (cerca de 1,5 m) corresponderá a cerca de 40 kg/h de vapor, ou seja, 344 t/ano. Com efeito a reevaporação de purgas contínuas de 40 kg/h corresponde à descarga de água da caldeira de 9 bar para pressão atmosférica de sensivelmente 250 kg/h. Uma purga à volta de 3%.

Este vapor de reevaporação terá um peso anual de cerca 344 toneladas. Considerando o custo atual de gás natural de 0,38 €/m³, temperatura da água de alimentação de 104°C, rendimento da caldeira de 90%, o custo da tonelada de vapor será de 25,00 € a tonelada.

A **recuperação será de 8 600,00 €**. O investimento de um tanque de flash já com instalação não deverá ultrapassar este valor.

ii. Separadores de humidade nas linhas de vapor de cada secção

Das quatro saídas dos coletores: secções 3, 4, 5 e 6, encontram-se instalados separadores de humidade. Só a saída para as Secções 1 e 2 é que não têm este equipamento montado.

Os separadores são propostos para abrandar a velocidade do vapor e por meio de soluções projetadas (ciclones ou chicanes) conduzem à separação de água adicional e que está misturada no vapor. Esta água terá de ser, rapidamente e de modo eficiente, drenada por meio de purgadores. A eficiência destes separadores de humidade, segundo o fabricante dos que se encontram instalados, é de cerca 95% na remoção desta humidade, garantindo um Título do Vapor muito perto de 100%.

Detetou-se que os conjuntos de purga destes separadores estão seccionados e verificou-se que esta opção se deve ao facto de se encontrarem em fuga. Nas secções indicadas o vapor essencialmente é consumido de forma indireta, isto é, com recuperação de condensado. Da entalpia total do vapor a deve considerar-se a entalpia de evaporação que no caso de vapor a 9 Bar é de 2015,1 kJ/kg de vapor, para um título de 100%. Se os separadores de humidade oferecem uma eficiência perto deste valor, então uma redução de apenas 1 % representará uma redução de 20,15 kJ por cada kg de vapor. Em um equipamento para satisfazer a sua potência (que se mantém inalterada) haverá necessidade de um caudal de vapor adicional para satisfazer as necessidades de calor. No caso das

secções indicadas, o consumo anual de vapor sendo cerca 53 726 toneladas de vapor significa que **1% na redução do título** de vapor representa 537 t/ano. A 25€ a tonelada de vapor, estamos a falar em **13 450 €**. A reparação dos 3 purgadores em causa, mesmo considerando mão de obra, não ultrapassa 1 000 €.

iii. Perdas pelos gases da chaminé e temperatura do ar de combustão

Para além da redução do excesso de ar para minimizar a % de O₂, é importante reduzir a diferença de temperatura entre os gases e o ar de combustão. No caso das caldeiras existentes já é feita uma redução acentuada da temperatura dos gases, através da recuperação nos economizadores, que é cerca de 10°C acima da água de alimentação.

O Economizador da Caldeira Morisa terá de ser reparado, adicionalmente sugere-se que equacionem a possibilidade do aproveitamento de calor através de um permutador de condensação que poderá diminuir a temperatura dos gases substancialmente abaixo do ponto de orvalho, desde que o permutador seja construído em aço inoxidável. O interesse no caso concreto seria a aplicação de pré-aquecimento do ar de combustão. Pelo gráfico abaixo, pode-se confirmar que é possível aumentar a eficiência de combustão de por exemplo 94 para 98%.

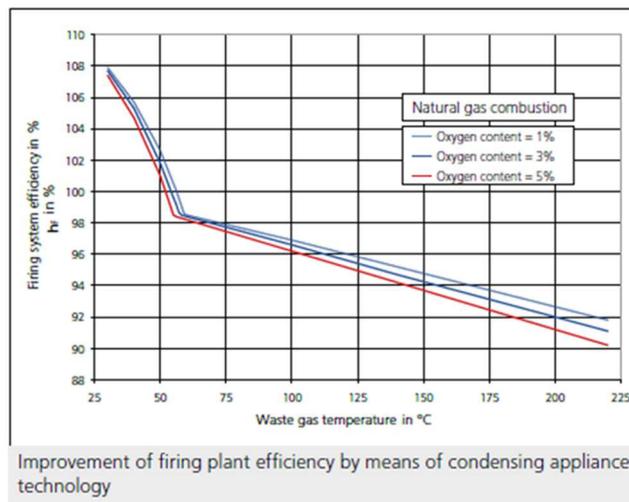


Figura 103 Gráfico de aumento de eficiência com a aplicação de um permutador de condensação.

iv. Purgas de linha do Piperack exterior para as secções 1 e 2

A tubagem é bastante extensa e inclui cerca de 9 conjuntos de purga de linha com recuperação de condensado e outros tantos para garantir a purga em paragem. São conjuntos de purga que estão instalados a grande altura, 5 a 7 metros e não possuem qualquer meio de acesso. Devido à inclinação do solo o uso de plataformas elevatórias torna-se difícil. Embora não fosse possível o acesso aos conjuntos prevê-se que a grande maioria estarão bloqueados. A confirmar-se, a consequência da redução do título de vapor considerando a mesma abordagem da Central Térmica para um consumo anual de 10 570 toneladas de vapor, uma redução do título de vapor em 1% quer dizer que estarão a ser usadas a mais cerca de 105 t, ou seja cerca de **2 700 €/ano**.

v. Sistema de vapor – Secção 2

Recuperação de vapor de reevaporação – Ainda antes da entrada de vapor para a secção 2 há um ramal que vai alimentar um permutador de calor para aquecimento de água. Perto deste permutador está implantado o tanque de recolha de condensados da secção 2 e da 1.

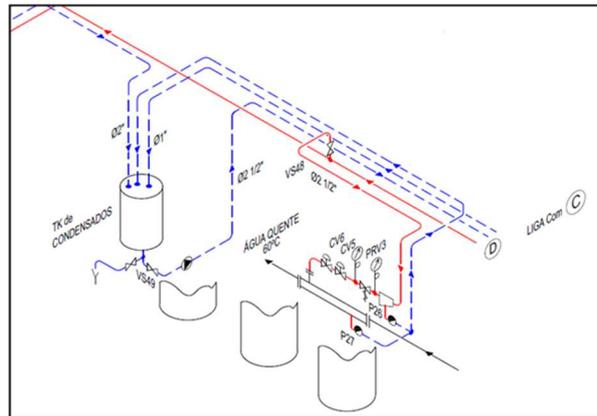


Figura 104 Esquemática da entrada de vapor na secção 2.

A expansão de vapor visível no tanque de condensados ainda é significativa. Uma aplicação que parece fazer todo o sentido dada a proximidade é a condensar aquele vapor no pré-aquecimento da água de reposição ao sistema. A solução não requer praticamente controlo, atendendo o caudal de água em causa.

O consumo de vapor para as secções 1 e 2, em 2022, foi de 10 570 036 kg correspondendo em média a 1 229 kg/h. A estimativa de retorno de condensado é de cerca 65%, grande parte do proveniente do consumo de vapor a 3 bar.

A recuperação estimada será de 65,9 kg/h, ou **566 740 kg/ano**. Considerando o custo de vapor de 25€/t obteremos uma **recuperação equivalente a 14 168,50 €**.

Pontos observados na secção 2 que requerem ação de melhoria – O manómetro na chegada ao coletor do Piso 0 apresenta-se com perda de vapor. São cerca de 3 a 4 kg/h de vapor (25 t/ano), mas num ano de 8 600 horas **representa cerca de 650 €**.

vi. Isolamento térmico

Enquanto as tubagens de vapor e condensados, na generalidade estão bem isoladas, o mesmo não se pode afirmar relativamente a outros componentes da instalação. Assim estima-se a perda por:

• Válvulas de seccionamento	34 476 W
• Válvulas de controlo	28 388 W
• Redutores de pressão	14 800 W
• Filtros	7 356 W

Considerando o total de 85 020 W e um ano de funcionamento da instalação de 8 000 horas, a perda ascende a 680 160 kWh.

Com a aplicação dos casacos de isolamento é possível obter uma poupança anual de **680 160 kWh**, que corresponde a uma poupança de **31 434,42 €/ano**. O investimento será na ordem dos **38 712,90 €**, o que implica uma **recuperação do investimento em 14,78 meses**.

vii. Purgadores

Foi efetuado teste ao funcionamento dos purgadores de condensado de vapor, num total de 204 purgadores. Do resultado da inspeção resultaram os seguintes valores:

Ok	Bom funcionamento	100
VS	Vapor Seccionado	42
NT	Não testado	20
FG1	Fuga ligeira	19
BQ1	Ligeiramente bloqueado	9
NO	Não observado	6
BQ2	Totalmente bloqueado	2
FS	Fora de serviço	2
F2	Fuga média	2
CR	Ciclo rápido	2

Figura 105 Resultado da inspeção de purgadores de condensado de vapor da indústria dos lacticínios.

A perda de vapor em purgadores ascende a cerca de 1 066 toneladas/ano. A perda de energia associada estimada considerando um custo médio de 25 €/tonelada é de **26 650,06 €/ano**.

viii. Sistema de condensados

Dos vários sectores apenas o condensado proveniente das secções 1 e 2 chega à Central Térmica, bombeado. Dos outros sectores as linhas de condensado recolhem maioritariamente diretamente dos purgadores. Diz-se maioritariamente pois em alguns permutadores após o purgador existe bomba dedicada. Evidencia-se uma situação que se deverá evitar, que é a mistura na mesma linha de condensado bombeado com condensado direto de purgadores. Visto que, se mistura condensado bombeado, no qual já houve expansão e libertação atmosférica do vapor de reevaporação, com condensado que será expandido na própria linha de condensado. Do que foi referido, algumas conclusões a retirar:

- De purgas de linha e coletores, como o diferencial de pressão é sempre positivo pode-se recolher diretamente para o desgaseificador.
- Em todas as aplicações com controlo de temperatura deve-se confirmar se no set-point, a pressão diferencial no purgador é positiva. Caso contrário, o condensado após o purgador deverá ser bombeado.
- Quando o condensado não é bombeado evitar ao máximo a contrapressão nos purgadores. Razão da existência na Central Térmica do tanque intermédio de condensados.

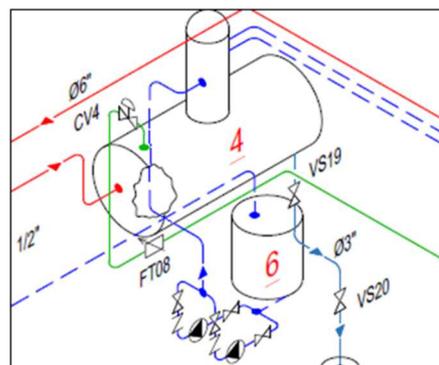


Figura 106 Esquematização do sistema de condensados.

Neste tanque, é bem visível a expansão e descarga para atmosfera de vapor de reevaporação. Recomenda-se a montagem na tubagem de exaustão deste tanque, de um permutador para condensar o vapor de flash com o pré-aquecimento da água de reposição. Para se estimar a possível economia desta solução considere-se 65% do vapor consumido nas secções 3, 4, 5 e 6. Do total de 64 296 t deduz-se 10 570 t das secções 1 e 2, considerando 65% a parte de recuperação de condensado. Do valor obtido de 34 922 t e atendendo que parte do condensado destes sectores foi bombeado, considere-se o valor de 50 % para o cálculo de estimativa de recuperação de calor.

A recuperação estimada será de 179,9 kg/h, ou **1 439 200 kg/ano**. Considerando o custo de vapor de 25 €/t tem-se uma **recuperação equivalente a 35 980,00 €**.

ix. Resumo do potencial de economia de energia

Tabela 35 Resumo do potencial de economia de energia da indústria de laticínios.

SETOR	RECOMENDAÇÃO	PRIORIDADE (1 A 4)	Recuperação t/ano vapor	Recuperação €/ano vapor	CUSTO ESTIMADO	RETORNO	OBSERVAÇÕES
Central Térmica	Recuperação do calor do vapor flash das purgas contínuas	1	344	8 600 €	10 000 €	1 ano e 2 meses	
Central Térmica	Reparação dos purgadores dos separadores de humidade	1	537	13 450 €	1 000 €	1 mês	
Central Térmica	Instalação de economizadores de condensação	2					Solução que requer mais estudo e outras entidades nomeadamente fabricante da caldeira e queimador. Esta solução pode permitir aumento da eficiência de combustão até 4%
Secções 1 e 2 - Piperack	Reparar purgadores bloqueados	1	105	2 700 €	1 600 €	8 meses	
Secções 1 e 2	Recuperação do calor do vapor flash do tanque de condensados da Fábrica Nova no pre-aquecimento de água	1	567	14 169 €	5 000 €	5 meses	
Secção 2	Manómetro do coletor de chegada de vapor	1	25	650 €	30 €	0,5 meses	
Geral	Dotar válvulas e filtros com casacos de isolamento térmico	2	1250	31 434 €	38 712 €	1 ano e 3 meses	
Geral	Reparação de Purgadores	1	1066	26 650 €	6 000 €	3 meses	
Central Térmica	Recuperação do calor do vapor flash do tanque de condensados	1	1440	35 980 €	10 000 €	4 meses	
			5334	133 633 €	72 342 €		

e. Indústria do ramo de fabricação de fermentos e leveduras para panificação

Foram catalogados 65 purgadores, 120 válvulas de seccionamento (não estão incluídas as válvulas associadas aos conjuntos de purga), 18 filtros tipo "Y" (não estão incluídos os filtros associados aos conjuntos de purga), 6 válvulas de segurança, 56 válvulas de controlo pneumáticas, 21 válvulas redutoras de pressão auto-atuadas, 12 válvulas de retenção (não estão incluídas as válvulas associadas aos conjuntos de purga) e 7 contadores.

A Central Térmica inclui dois geradores de vapor por combustão de gás natural, um desgaseificador de 10 m³ da marca Termopor, dois coletores gerais de distribuição de vapor e sistema de tratamento de água com descalcificadores. As secções consumidoras de vapor são a unidade 1, 2 e 3.

As caldeiras de produção de vapor apresentam as seguintes características:

Tabela 36 Características das caldeiras de produção de vapor da indústria de fabricação de fermentos e leveduras para panificação.

	Caldeira 4	Caldeira 5
Tipo	Tubos de fumo	Tubos de fumo
Combustível	Gás Natural	Gás Natural
Fabricante / Modelo	Bosch / UL-S 6000	Bosch / UL-S 6000
Tímbr	10 Bar	10 Bar
Pressão de trabalho	9 Bar	9 Bar
Potência	3 892 kW	5 210 kW
Produção nominal	6 000 Kg/h	8 000 Kg/h
Queimador	Marca Ray, Modelo EG500, 5,81 a 5814 kW	Marca Ray, Modelo EG500, 5,81 a 5814 kW
Economizador	ECO 1 de 180 kW	ECO 1 de 209 kW

Tendo em conta os consumos de vapor que foram disponibilizados pelo cliente, para a estimativa do custo de vapor, considera-se a pressão de 0,9 MPa (2 778,1 kJ/kg), temperatura da água de alimentação de 104°C (435,34 kJ/kg), rendimento global das caldeiras de 90% e um custo de gás

natural na ordem dos 0,65 €/m³ (PCI do gás natural 37 840 kJ/ Nm³), o custo da **tonelada de vapor será de cerca 44,7 €**.

i. Recuperação de calor das purgas das caldeiras

Ambas as Caldeiras estão equipadas com controlo e válvulas automáticas de purga contínua. No entanto, a descarga destas válvulas não passa por qualquer tipo de recuperação de calor.

A partir dos dados de uma das últimas análises de água disponibilizadas pode estimar-se a taxa de purga de 4,29 %. Assumindo a produção de vapor média de 3 500 kg/h, são descarregados para esgoto 150,15 kg/h, com calor suficiente para um caudal de vapor de Flash à pressão do degaseificador de 21,56 kg/h.

Considerando um ano de 8 600 horas, a recuperação será de cerca 185 t/ano de vapor. Assumindo um custo para a tonelada de vapor de 44,7 €, **a recuperação de calor das purgas da caldeira será de cerca 8 269,50 €/ano**. O investimento de um tanque de flash já com instalação, não deverá ultrapassar este valor.

ii. Válvulas de segurança

As quatro válvulas de segurança das duas caldeiras não estavam a vedar, sendo a emissão visível, por válvula, de cerca 0,2 m equivalente a um total de cerca 384 kg de vapor por dia (17,19 €/dia ou 6 150 €/ano). Estas válvulas chamadas de abertura total caracterizam-se por pressões de abertura total de 5% acima da de calibração (*overpressure* 5%) e para fecho, 10% abaixo da pressão de calibração (*blowdown pressure* 10%). Por exemplo, um gerador de vapor com timbre 1 MPa, terá de ter a válvula de segurança calibrada para 1 MPa. Estará completamente aberta se a pressão subir até aos 1,05 MPa e irá fechar quando a pressão reduzir para 0,9 MPa. A norma DIN 3320 recomenda que a pressão de trabalho não seja superior a 85% da pressão de calibração para evitar que ligeiras variações de pressão impliquem a ativação da válvula de segurança. Observou-se que a pressão da caldeira ronda 0,93 MPa (9,3 Bar). Recomenda-se a revisão da pressão máxima de operação das caldeiras, retificação das sedes e obturadores das válvulas e recalibração com emissão de novos certificados.

Outras anomalias – Verificou-se que a Válvula VS44 (entre coletores) apresentava perda de vapor para exterior, com uma emissão visível de cerca 0,1 m. Estima-se que esta **perda represente** cerca de 23,5 ton/ano de vapor que se traduz num custo de **1 048 €/ano**. Propõe-se a substituição desta válvula de globo DN80 por uma nova o que implicará um investimento de cerca de 500 €, que terá retorno num prazo inferior a 6 meses.

iii. Sistema de vapor – Unidade 2

Esta unidade inclui 2 sistemas semelhantes subsecção 1 e 2. Os principais consumidores consistem em radiadores de aquecimento indireto de ar. Resultando na recolha e bombagem de todo o condensado. Na subsecção 2, antes da bombagem, está instalado um sistema de expansão de vapor de reevaporação que é consumido num radiador complementar, onde é feito um pré-aquecimento do ar.

Subsecção 1 – Recuperação do vapor de reevaporação

A replicação da opção da subsecção 2 será de todo o interesse para a subsecção 1. De acordo com os dados disponíveis de consumo do primeiro semestre de 2023 para as subsecções verifica-se que apresentam uma média de 1 113 kg/h de vapor a cerca de 7 bar. O potencial na expansão do



condensado em vapor de reevaporação atmosférico é de 149 kg/h de vapor (1 281 t/ano), ou seja, seguindo metodologia de estimativas anteriores, cerca de 57 278,58 €/ano. (Ano de 8 600 horas e custo de 44,7 €/t de vapor).

iv. Sistema de vapor – Unidade 3

Aproveitamento do condensado desta unidade – Embora o condensado desta unidade se resume ao que é resultante de purgas de linha pensamos que é de equacionar a sua recuperação.

As **perdas contínuas** são de 36,67 kg/h, num ano de 8 600 horas serão cerca de 317 t de vapor ou seja **14 169,9 €**. A instalação de uma tubagem de por exemplo 1-1/2” em aço inoxidável AISI 304 com isolamento térmico de 30 mm de espessura ficará em valores que rondarão 14 000 €. Este investimento poderá ser otimizado se for recuperado o condensado do permutador de placas junto ao tanque B103 (purgadores nº 33 e 34) e ainda e por se situar por baixo do piperack da unidade recuperar também o condensado do permutador do CIP (purgadores nº 63 e 64).

Outras anomalias – Verificou-se que a redutora de pressão apresentava fuga de vapor para exterior, com uma emissão visível de cerca 0,1 m. Estima-se que esta **perda** represente cerca de 23,5 ton/ano de vapor que se traduz num custo de **1 048 €/ano**. Propõe-se a recuperação desta redutora de pressão o que implicará um investimento de cerca de 1 000 €, que terá retorno num prazo inferior a 1 ano.

v. Isolamento térmico

Enquanto as tubagens de vapor e condensados, na generalidade estão bem isoladas, o mesmo não se pode afirmar relativamente a outros componentes da instalação. Assim estima-se a perda por:

- Válvulas de seccionamento 10 400 W
- Válvulas de controlo 2 452 W
- Válvulas de retenção 1 076 W
- Redutores de pressão 4 024 W
- Filtros 1 160 W

Considerando o total de 19 112 W e um ano de funcionamento da instalação de 8 000 horas, a perda ascende a 164 363 kW.

Com a aplicação dos casacos de isolamento é possível obter uma **poupança anual** de **164 363 kWh**, que corresponde a uma poupança de **12 993,58 €/ano**. O investimento será na ordem dos 7911,30 €, o que implica uma **recuperação do investimento em 7,31 meses**.

vi. Purgadores

Foi efetuado teste ao funcionamento dos purgadores de condensado de vapor, num total de 65 purgadores. Do resultado da inspeção resultaram os seguintes valores:

Ok	Bom funcionamento	36
VS	Vapor seccionado	19
NT	Não testado	5
FG1	Fuga ligeira	4
CR	Ciclo rápido	1

Figura 107 Resultado da inspeção de purgadores de condensado de vapor da indústria de fabricação de fermentos e leveduras para panificação.

A perda de vapor em purgadores ascende a cerca de 118,3 toneladas/ano. A perda de energia associada estimada considerando um custo médio de 44,70 €/ tonelada é de **5 290,24 €/ano**.

vii. Resumo do potencial de economia de energia

Tabela 37 Resumo do potencial de economia de energia da indústria de fabricação de fermentos e leveduras para panificação.

SETOR	RECOMENDAÇÃO	PRIORIDADE (1 A 4)	Recuperação t/ano vapor	Recuperação €/ano vapor	CUSTO ESTIMADO	RETORNO	OBSERVAÇÕES
Central Térmica	Recuperação do calor das purgas das caldeiras	1	185	8 270 €	8 000 €	< 1 ano	
Central Térmica	Reparação e calibração das 4 válvulas de segurança das Caldeiras	1	137,8	6 150 €	1 666 €	< 4 meses	
Central Térmica	Substituição de válvula de globo DN80	1	23,5	1 048 €	500 €	< 6 meses	
Unidade 2	Recuperação do calor do vapor flash	1	1281,4	57 279 €	15 000 €	< 4 meses	Valor assumido para radiador - 6000 €
Unidade 3	Recuperação de condensados	1	317,2	14 170 €	14 000 €	< 1 ano	
Unidade 3	Recuperação da redutora de pressão PRV5	1	23,5	1 048 €	1 000 €	< 1 ano	
Geral	Casacos de isolamento	1	176	7 911 €	12 993 €	< 8 meses	
Geral	Reparação de purgadores	1	118,3	5 290 €	1 000 €	< 3 meses	
			2262,7	101 166 €	54 159 €	< 7 meses	

f. Indústria do ramo farmacêutico

Foram catalogados 47 purgadores, 80 válvulas de sectionamento (não estão incluídas as válvulas associadas aos conjuntos de purga), 15 filtros tipo "Y" (não estão incluídos os filtros associados aos conjuntos de purga), 17 válvulas de segurança, 17 válvulas de controlo pneumáticas, 11 válvulas redutoras de pressão auto-atuadas e 4 válvulas de retenção (não estão incluídas as válvulas associadas aos conjuntos de purga).

A Central encontra-se equipada com três geradores de vapor de tubos de água, vaporização rápida" capacidade de produção de 1 500 kg/h cada, timbre 15 bar, operação 10 bar (No esquema; A, B e C), depósito de recolha de condensados (D), tanque de alimentação de água às caldeiras (E), economizador de 100 000 Kcal (F) aplicado na caldeira da frente(A), depósitos AQS (G), coletor geral de distribuição de vapor e permutador de placas para aquecimento central.

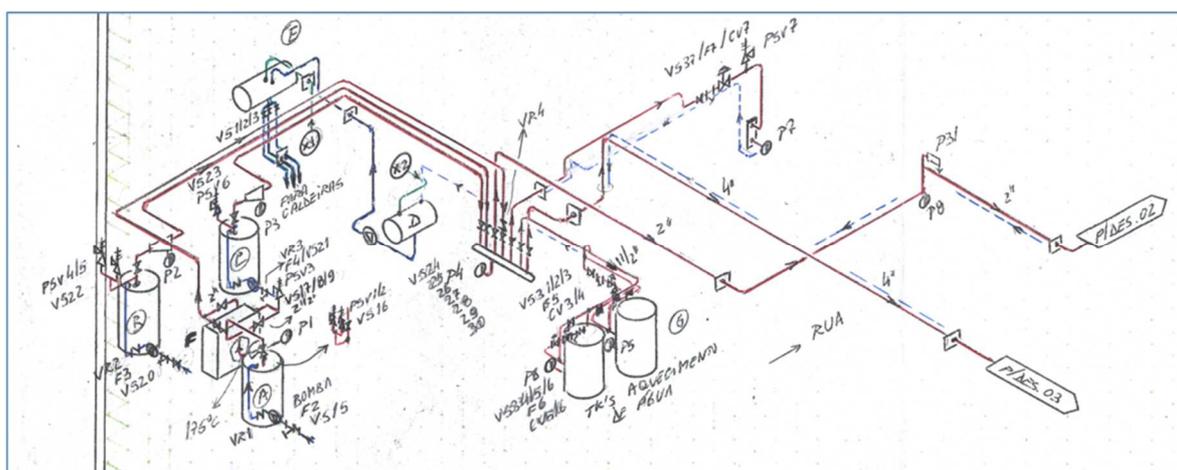


Figura 108 Esquematização da interligação e distribuição dos principais consumidores da indústria farmacêutica.

As secções consumidoras de vapor são denominadas de secção 1 e 2.

i. Melhorar qualidade do vapor dos geradores de vaporização rápida

Os geradores de vapor de vaporização instantânea têm características extremamente interessantes, porém apresentam a desvantagem de que, por melhor que seja o tratamento da água de alimentação, existirão sempre sólidos dissolvidos. Estes sólidos são transportados pela água em excesso introduzida na caldeira (necessária para o bom funcionamento da mesma). Esta água não devia entrar no circuito de condensados devendo apenas ser recuperado o calor nela contido, que

representa cerca de 3% de todo o calor produzido no queimador. Por vezes, contrariamente à situação ideal a água entra no circuito de vapor levando a perdas de rendimento, deterioração de produtos e aumento significativo dos custos de manutenção.

Com o intuito de minorar estes efeitos sugerem-se:

A – Um sistema de tratamento de água por osmose inversa conjugado com um sistema de controlo de TDS podendo **reduzir o consumo de combustível em mais de 5%**. A figura que segue exemplifica a descarga de água em função das leituras de condutividade na saída da água de alimentação.

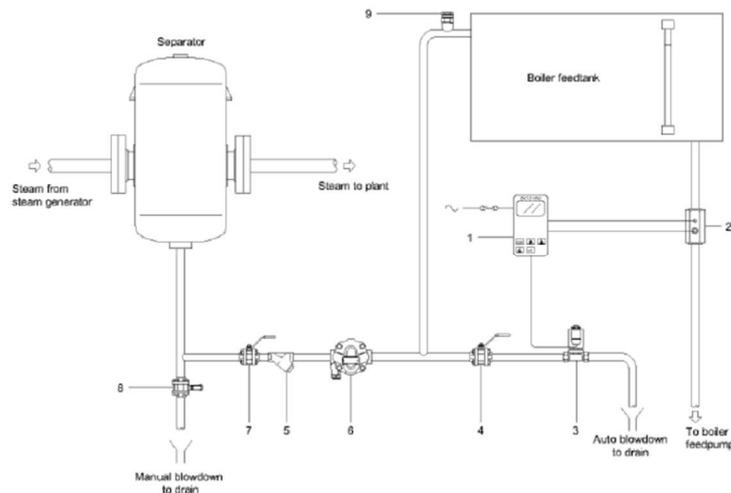
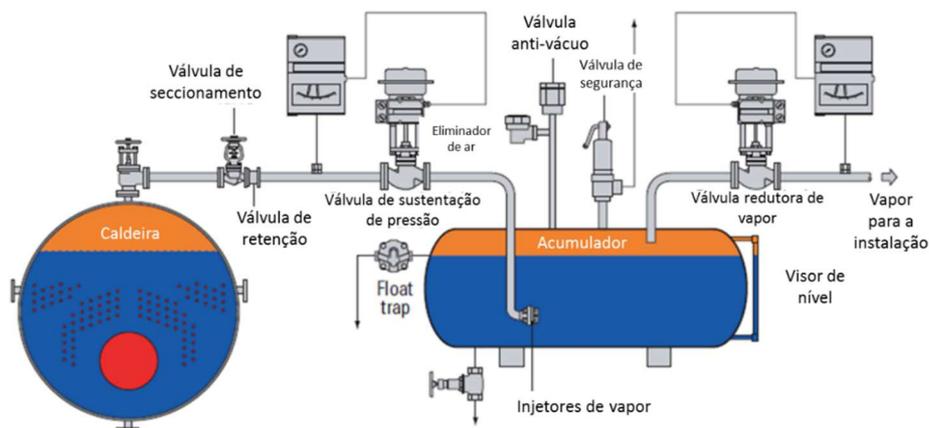


Figura 109 Descarga de água em função da condutividade da água de alimentação à saída.

Nesta central, as Caldeiras B e C possuem na saída de vapor separadores de humidade, em que o condensado do purgador (purgadores P2 e P3) é descarregado para atmosfera. Instalando um sensor de condutividade, na saída de água de alimentação ligado a um controlador, permitirá que o condensado dos purgadores seja recuperado. Se houver excesso de sólidos dissolvidos as electroválvulas a instalar a jusante do purgadores e só nestes períodos é que descarregarão condensado para esgoto.



B – Idealmente a introdução de um sistema de “**acumulador de vapor**” (água saturada a alta pressão) e uma boa afinação do queimador/bomba para as novas condições, pode **reduzir o consumo de combustível em mais de 5%**, eliminando por completo a possibilidade de arrastamentos de água para a rede de distribuição. Com esta solução já é possível fazer a medição de condutividade e efetuar purgas controladas no próprio acumulador.

Relativamente ao economizador da Caldeira A, em princípio o objetivo será o de reevaporar a água misturada com o vapor. É perfeitamente visível pela abertura do by-pass ao purgador instalado na saída que a quantidade de água ainda é significativa. Há necessidade de um **economizador por caldeira**. O acumulador de vapor pode ser comum e resolve os problemas no controlo de salinidade e melhora o título do vapor. O preço de um economizador é semelhante a um acumulador de vapor.

ii. Reposição de água nos tanques de condensado

Existem dois tanques de condensado, cada um possui reposição de nível, próprio e independente. Esta situação poderá conduzir a alguma incompatibilidade de necessidades e por exemplo haver no sistema global, excesso de água com a consequente descarga por nível alto. Com efeito, do tanque de recolha de condensados (D) há uma descarga quase constante e por vezes bastante acentuada.

Esta descarga que seja no mínimo de 10 kg/h, num ano de 4 000 horas representa cerca de 8 toneladas de vapor e cerca de 8 m³ de água tratada. Para a minimização deste problema sugere-se a alteração do controlo de nível de comando da bomba para o tanque superior. O objetivo será o de fazer chegar condensado ao mesmo ritmo da produção de vapor. Como o controlo é *On/Off* o diferencial terá de ser mais apertado. Idealmente, um sistema de sonda capacitiva e bomba com variador de frequência será o sistema que mais se aproximará do pretendido. A reposição de água deverá ser feita apenas num tanque, neste caso no superior.

iii. Distribuição de vapor – Secção 1

Nesta secção, os principais consumidores consistem em permutadores de calor dos sistemas “*External CIP System*”, Gerador de Vapor Limpo e Destilador Múltiplo Efeito.

Recuperação de vapor de reevaporação – Do coletor de recolha de condensados sai uma tubagem de escape do vapor de flash para atmosfera. Sugere-se o aproveitamento deste vapor de reevaporação através do pré-aquecimento de água de alimentação ao Gerador de Vapor Limpo.

Estimando por exemplo, uma média de consumo de vapor de 500 kg/h e o condensado resultante de uma pressão de vapor média de 3 bar, a expansão do condensado em vapor de reevaporação atmosférico apresenta um potencial de 41,2 kg/h de vapor, ou seja, cerca de **9 064,00 €/ano**.

iv. Distribuição de vapor – Secção 2

Recuperação de vapor de reevaporação – Nesta secção encontram-se instalados um sistema de recolha e bombagem de condensado e um permutador de aquecimento de água purificada. Sugere-se igualmente o aproveitamento deste vapor de reevaporação através do pré-aquecimento da água deste sistema, com recurso para este efeito a condensação do vapor de reevaporação da bomba de condensados.

v. Isolamento térmico

Enquanto as tubagens de vapor e condensados, na generalidade estão bem isoladas, o mesmo não se pode afirmar relativamente a outros componentes da instalação.

Assim estimamos a perda por:

- | | | | |
|-----------------------------|---------|------------------------|---------|
| • Válvulas de seccionamento | 6 436 W | • Válvulas de retenção | 796 W |
| • Válvulas de controlo | 1 768 W | • Redutores de pressão | 2 320 W |
| | | • Filtros | 572 W |

Considerando então o total de 11 892 W e um ano de funcionamento da instalação de 4 420 horas, a perda ascende a 52 562,64 kW.

Com a aplicação dos casacos de isolamento é possível obter uma poupança anual de **52 562,64 kWh**, que corresponde a uma poupança de **5 114,20 €/ano**. O investimento será na ordem dos 5 265,80 €, o que implica uma **recuperação do investimento em 12,36 meses**.

vi. Purgadores

Foi efetuado teste ao funcionamento dos purgadores de condensado de vapor, num total de 47 purgadores. Do resultado da inspeção resultaram os seguintes valores:

Ok	Bom funcionamento	22
NT	Não testado	14
VS	Vapor seccionado	5
FG1	Fuga ligeira	2
BQ1	Ligeiramente bloqueado	2
BQ2	Totalmente bloqueado	2
FG2	Fuga severa	0
NO	Não Observado	0
CR	Ciclo rápido	0
FS	Fora de serviço	0

Figura 110 Resultado da inspeção de purgadores de condensado de vapor da indústria farmacêutica.

A perda de vapor em purgadores ascende a cerca de 55,2 toneladas/ano. A perda de energia associada considerando um custo médio de 50 €/tonelada é de **2 757,56 €/ano**.

Supervisão do estado de funcionamento de purgadores – Dos 47 purgadores, 29 estão em purgas de linha, coletores e separadores. São purgadores críticos em termos de perda de energia, pois normalmente estão instalados em locais em que a acessibilidade não será a mais fácil e estando em fuga, estarão a perder vapor todo período em que as caldeiras estão a produzir vapor.

Particularmente, na secção 2 em que o acesso será sempre mais difícil estão instalados 16 conjuntos de purga do total de 29 referido anteriormente. Existem várias soluções, mas interessa possuir um meio idealmente em contínuo para deteção e sinalização de purgador avariado. Não são sistemas propriamente económicos, mas normalmente o *payback* é inferior a 1 ano. Salientando-se que dos 16 purgadores de linha, 6 estão em fuga.

vii. Resumo do potencial de economia de energia

Tabela 38 Resumo do potencial de economia de energia da indústria farmacêutica.

SETOR	RECOMENDAÇÃO	PRIORIDADE (1 A 4)	Recuperação t/ano vapor	Recuperação €/ano vapor	CUSTO ESTIMADO	RETORNO	OBSERVAÇÕES
Central Térmica	Instalação de acumulador de vapor	1	331,5	16 575 €	30 000 €	1 ano e 10 meses	Necessário confirmar produção anual e custo t/vapor
Central Térmica	Equipar tanque de condensados no interior com controlo modulante e variador de frequência	1	40	2 000 €	3 000 €	1 ano e 6 meses	
Secção 1	Recuperação do calor do vapor flash do tanque de condensados	1	182	9 100 €	6 000 €	8 meses	Necessário confirmar consumos
Secção 2	Recuperação do calor do vapor flash do tanque de condensados	1	182	9 100 €	6 000 €	8 meses	Necessário cinfirmar consumos
Fábrica	Casacos de isolamento	2	86	4 155 €	5 265 €	1 ano e 4 meses	
Geral	Reparação de purgadores e instalação de sistemas de monitorização do funcionamento automático de 16 purgas de linha	2	> 100	> 5000	8 000 €	< 1 ano e 8 meses	A reparação dos purgadores em fuga não ultrapassa os 1000€
			821,5	40 930 €	58 265 €		

g. Indústria do ramo de embalagens e revestimentos

Foram catalogados 49 purgadores, 155 válvulas de seccionamento (não estão incluídas as válvulas associadas aos conjuntos de purga), 21 filtros tipo “Y” (não estão incluídos os filtros associados aos conjuntos de purga), 12 válvulas de segurança, 34 válvulas de controlo pneumáticas, 6 Válvulas redutoras de pressão auto-atuadas, 21 válvulas de retenção (não estão incluídas as válvulas associadas aos conjuntos de purga) e 13 contadores.

A Central Térmica inclui 2 geradores de vapor por combustão de gás natural, duas caldeiras de recuperação de calor dos gases de combustão dos motores da cogeração, um desgaseificador, um coletor de distribuição de vapor na central de vapor, dois coletores de vapor no sector da cogeração para entrada e saída de vapor para as várias unidades da fábrica. As Unidades consumidoras de vapor são denominadas de secções 1, 2 e 3. Salienta-se que a secção 1 apresenta 3 subsecções.

As caldeiras de produção de vapor a gás natural e as caldeiras de recuperação da cogeração (que complementam a capacidade de produção de vapor das primeiras) apresentam as características descritas na Tabela 39.

Alimentação de água às caldeiras 1 e 2 - Presentemente, a partir do desgaseificador a água de alimentação é bombeada para as caldeiras e a entrada nestas é garantida por outras bombas dedicadas a cada caldeira. O controlo de nível é modulante e controlado por válvula de 3 vias que faz o desvio da água sempre que aquele é atingido. Este desvio tem a direção do desgaseificador e antes de entrar neste depósito esta água cede calor num permutador de placas no pré-aquecimento da água de reposição. Apresentam-se seguidamente duas sugestões de melhoria:

A elevação da cota do desgaseificador para uma altura de cerca 4 metros permitirá suprimir as duas bombas de envio da água de alimentação para as Caldeiras. Com esta solução, as bombas de cada Caldeira deixam de estar sujeitas com facilidade a problemas de cavitação. Para além disso, suprimem-se duas bombas com os custos energéticos e manutenção associados.

No controlo de nível de cada Caldeira, deve optar-se por integrar variadores de frequência nos conjuntos de bombagem. Neste tipo de controlo deixa de haver necessidade de desvio da água de alimentação. Poupa-se em custos de bombagem, perdas por radiação em tubagens adicionais desnecessárias, e de manutenção, como por exemplo o permutador de placas que atualmente está desmontado para manutenção.

Tabela 39 Características das caldeiras de produção de vapor da indústria de embalagens e revestimentos.

	Caldeira 1	Caldeira 2	Caldeira de Recuperação 1	Caldeira de Recuperação 2
Tipo	Tubos de fumo	Tubos de fumo	Aquatubular	Aquatubular
Fabricante/modelo	Luiz Gonçalves & Irmão Lda / LG250	Luiz Gonçalves & Irmão Lda / LG150	Ambitermo / RSB- V475	Ambitermo
Superfície de aquecimento	250 m ²	150 m ²	510 m ²	130 m ²
Timbre	11,5 Bar	10 Bar	20 bar	12 bar
Pressão de trabalho	8,5 bar	Estava parada	8,5 Bar	Estava parada
Capacidade	17,36 m ²	12,56 m ²	-	-
Produção nominal	10 000 Kg/h	6 000 Kg/h	2 300 Kg/h	1 030 Kg/h
Queimador	Weishaupt (chama modulada)	Weishaupt (chama modulada)	-	-
Economizador	Sim	Não	Sim	Sim

i. Purgas das caldeiras

A purga de fundo das caldeiras é feita manualmente, duas vezes por turno durante cerca de 15 a 20 segundos. A válvula para este efeito é de esfera de DN40 em que o KV é de 81 (assumimos ser passagem reduzida). O escoamento de água em cada descarga é de 217 024 kg/h, ou seja, em 15 segundos 904 kg duas vezes por turno. Tem-se uma média de 226 kg/h. Cada caldeira possui uma válvula de purga contínua manual que aparentemente descarrega pouco, dado o nível de purga de fundo ser acentuado.

Recomenda-se a aplicação de um atuador elétrico em cada válvula de purga contínua e instalação de sensores e controladores de condutividade, permitindo um rigoroso controlo nas descargas.

Estas ações vão permitir a recuperação de calor das purgas contínuas. Basta dirigir as purgas para um tanque de flash e conduzir este vapor por exemplo para o desgaseificador, contribuindo para uma redução do vapor direto da caldeira consumido neste equipamento. Esta recuperação será da ordem dos 32,4 kg/h. Considerando um ano de 8 000 horas, a **recuperação** será de cerca **259 t/ano de vapor**.

Para um custo de gás natural na ordem dos 0,50 €/m³, temperatura da água de alimentação de 104°C, rendimento da caldeira de 91,5%, o custo da tonelada de vapor será de 32,00 €/t. Transpondo para este caso em estudo a recuperação será de **8 288,00 €**. O investimento de um tanque de flash já com instalação não deverá ultrapassar este valor.

ii. Análise de combustão

Só foi possível efetuar análise à Caldeira LGI 250 e para a chama mínima obtiveram-se os seguintes resultados:

- Temperatura dos gases os gases – 166,5°C
- Temperatura do ar de combustão – 32,9°C
- Oxigénio – 3,8%
- Dióxido de carbono – 9,8%
- Excesso de ar – 1,22
- Eficiência – 91,5%

O valor de excesso de ar encontra-se um pouco elevado. A redução para cerca de 15% terá como vantagem um aumento de eficiência.

Pelos dados da Auditoria Energética de 2020 (ano de referência de 2019) o consumo de gás nas Caldeiras foi de 1 169 552 m³, incluindo MRI. Não considerando o vapor consumido no MRI, que atualmente não se verifica, este consumo será de cerca 1 000 000 m³/ano. Considerando o custo do gás natural de 0,5 €/m³, então **0,3% no aumento da eficiência de combustão** resultará numa **economia** de cerca **1 665 €/ano**.

iii. Sistema de vapor – Secção 1 subsecção 1

Recuperação de vapor de reevaporação – Neste pavilhão e junto ao permutador de água quente encontra-se implementado um sistema de recolha de condensados em que a expansão de vapor visível é bastante significativa.

Sugere-se, dada a proximidade, condensar aquele vapor no pré-aquecimento da água do sistema de água quente. Por exemplo, instalar um permutador em série com o permutador principal. Na falta de dados e na observação garantidamente visível da emissão de cerca de 1,5 metros, estima-se a recuperação de 41,15 kg/h ou 329 t/ano. Considerando o custo de vapor de 32 €/tonelada a **recuperação** seria equivalente a **10 535 €/ano**.

iv. Isolamento térmico

As tubagens de vapor e condensados, na generalidade estão bem isoladas, o mesmo não se pode afirmar relativamente a outros componentes da instalação. Assim estima-se a perda por:

- Válvulas de seccionamento 22 264 W
- Válvulas de controlo 5 292 W
- Válvulas de retenção 4 708 W
- Redutores de pressão 2 244 W
- Filtros 2 912 W

Considerando então o total de 37 420 W e um ano de funcionamento da instalação de 8 000 horas, a perda ascende a 299 360 kW.

Com a aplicação dos casacos de isolamento é possível obter uma **poupança anual** de **299 360 kWh**, que corresponde a uma poupança de **182 04,32 €/ano**. O investimento será na ordem dos 14 991,40 €, o que implica uma **recuperação do investimento em 9,88 meses**.

v. Purgadores

Foi efetuado teste ao funcionamento dos purgadores de condensado de vapor, num total de 49 purgadores. Do resultado da inspeção resultaram os seguintes valores:

Ok	Bom funcionamento	30
VS	Vapor Seccionado	8
NT	Não testado	4
FG1	Fuga ligeira	4
BQ2	Totalmente bloqueado	3

Figura 111 Resultado da inspeção de purgadores de condensado de vapor da indústria de embalagens e revestimentos.

A perda de vapor em purgadores ascende a cerca de 185 toneladas/ano. A perda de energia associada estimada considerando um custo médio de 32 €/tonelada é de **5 911,42 €/ano**.

vi. Resumo do potencial de economia de energia

Tabela 40 Resumo do potencial de economia de energia da indústria de embalagens e revestimentos.

SETOR	RECOMENDAÇÃO	PRIORIDADE (1 A 4)	Recuperação t/ano vapor	Recuperação €/ano vapor	CUSTO ESTIMADO	RETORNO	OBSERVAÇÕES
Central Térmica	Elevar desgaseificador e replicar variadores de frequência nos motores das bombas de alimentação das caldeiras	1					Necessidade de algumas medições para confirmar <i>payback</i>
Central Térmica	Recuperação do calor das purgas das caldeiras	1	259	8 288 €	10 000 €	1 ano e 3 meses	
Central Térmica	Redução de excesso de ar	2		1 655 €			Contactar empresa que presta serviços de manutenção às caldeiras
Secção 1 Subsecção 1	Recuperação do calor do vapor flash do tanque de condensados	1	105	10 535 €	5 000 €	6 meses	
Geral	Dotar válvulas e filtros com casacos de isolamento térmico	2	568	18 204 €	14 991 €	10 meses	
Geral	Reparação de purgadores	1	185	5 911 €	1 500 €	3 meses	
			1117	44 593 €	31 491 €		

9. Anexos



a. Anexo 1

Tabela A.1 Impurezas mais comuns presentes na água [3].

	SUBSTÂNCIA CAUSADORA DE PROBLEMAS NA CENTRAL TÉRMICA	FORMA FÍSICA DA SUBSTÂNCIA NA INSTALAÇÃO	FONTE DA SUBSTÂNCIA RELACIONADA COM IMPUREZA NA ÁGUA DE ALIMENTAÇÃO	PROBLEMAS PRINCIPAIS EM:					
				SISTEMA DE ALIMENTAÇÃO	ECONOMIZADOR	CALDEIRA	SOBREAQUECEDOR	TURBINA	SISTEMA DE CONDENSADOS
1	Carbonato de cálcio	Lama, lodo, incrustações.	Dureza do cálcio	X	X	X			
2	Sulfato de cálcio	Incrustações	Dureza do cálcio			X			
3	Silicato de cálcio	Incrustações	Dureza do cálcio e sílica			X			
4	Complexo de fosfatos de cálcio	Lama, lodo, incrustações.	Dureza do cálcio	X	X	X			
5	Hidróxido de magnésio	Lama, lodo	Dureza do magnésio			X			
6	Silicato de magnésio	Lama, lodo	Dureza do magnésio e sílica	X	X	X			
7	Cloretos ácidos	Solução	Cloretos			X			
8	Óxidos de ferro	Lama, lodo, incrustações.	Produtos de corrosão no sistema. Ferro solúvel ou insolúvel na água de alimentação			X			
9	Silicato de ferro e sódio	Incrustações	Ferro e sílica			X			
10	Óxido ou hidróxido de alumínio	Lama, lodo, ou incrustações.	Alumínio na água bruta, na água tratada e nos condensados.			X			
11	Silicato de sódio e alumínio	Incrustações	Alumínio e sílica			X			
12	Sílica	Incrustações	Sílica			X		X	
13	Óleo	Lama/lodo oleoso e com espuma	Contaminação			X	X	X	
14	Cobre e óxidos de cobre	Metal e óxidos	Corrosão nos condensados ou no sistema de alimentação			X			
15	Oxigênio	Produto de corrosão	Oxigênio dissolvido ou arrastado pela água de alimentação	X	X	X	X		X
16	Dióxido de carbono	Produto de corrosão	CO ₂ livre e decomposição de carbonatos e bicarbonatos	X	X				X
17	Amoníaco	Produto de corrosão e cobre	Água de reposição e retorno de condensados	X					X
18	Matéria orgânica natural	Depósito ou solução	Ácidos húmicos e fúlvicos e produtos derivados na água de reposição			X			
19	Surfactantes	Solução	Detergentes sintéticos na água bruta, na água de alimentação ou nos condensados			X	X	X	
20	Hidróxido de sódio (soda caustica)	Solução	Hidróxido de sódio, carbonato de sódio e bicarbonato de sódio.			X	X	X	
21	Sólidos dissolvidos	Solução	Acumulação de todas as substâncias solúveis			X	X	X	
22	Sólidos em suspensão	Sólidos em suspensão, lama depositada	Substâncias insolúveis já presentes ou substâncias insolúveis formadas por ação química	X	X	X	X	X	

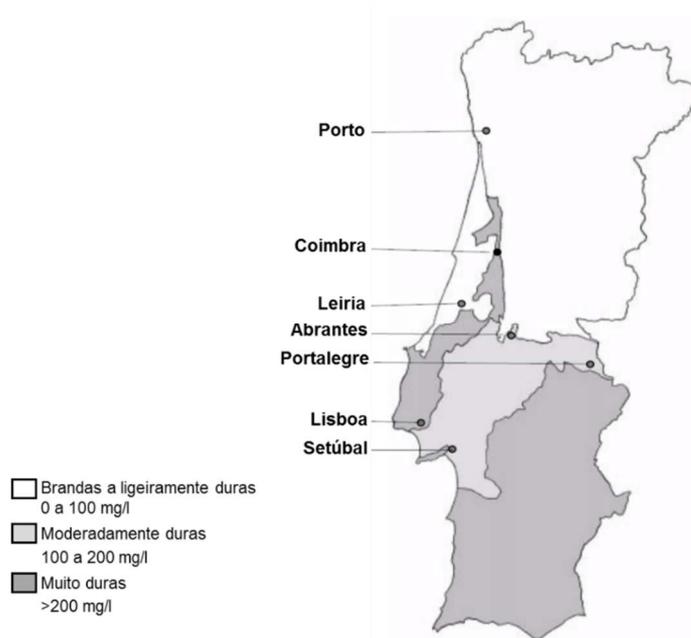


Figura A.1 Dureza da água em Portugal continental [5].

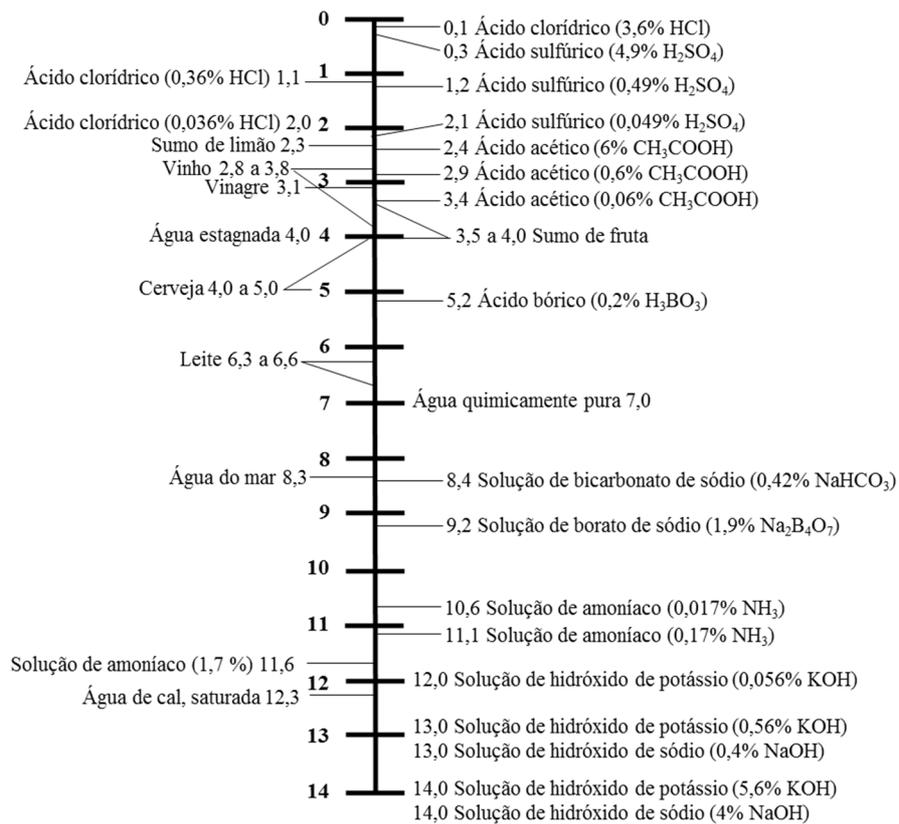


Figura A. 2 Gráfico de pH.

Tabela A. 2 Valores recomendados para os vários parâmetros da água da caldeira.

CARACTERISTICAS RECOMENDADAS PARA A ÁGUA DA CALDEIRA DE TUBOS DE FUMO COMPRESSÕES ATÉ 25 bar			
Água de alimentação			
Dureza total (mg/l CaCO ₃)	2 a 40	Obs: Caldeiras com maior capacidade de produção necessitarão de água com dureza próxima do limite inferior deste intervalo.	
Oxigénio		Obs: Sem Limitefixo mas recomendável a sua remoção (por desgasificação) até ao máximo possível antes da adição de produtos químicos como sulfito de sódio ou hidrazina.	
Sólidos totais, alcalinidade, sílica		Obs: Valores que devem ser consistentes com as especificações da água da caldeira e a % de purgas recomendadas pelo fabricante.	
pH	7,5 - 9,5		
Água da Caldeira			
Dureza total (mg/l CaCO ₃)	Não detetável		
Fosfato de sódio (mg/l Na ₃ PO ₄)	50-100		
Alcalinidade cáustica (mg/l CaCO ₃ min.)	350-200		
Alcalinidade total (mg/l CaCO ₃ máx.)	1200-700		
Sílica (mg/l SiO ₂ máx.)	< 0,4 x alcalinidade cáustica		
Sulfito de sódio (mg/l Na ₂ SO ₃) ou hidrazina (mg/l N ₂ H ₄)	30-70 0,1-1		
Sólidos em suspensão (mg/l máx.)	50-300		
Sólidos dissolvidos (mg/l máx.)	3500-2000		
CARACTERISTICAS RECOMENDADAS PARA A ÁGUA DAS CALDEIRAS DE TUBOS DE ÁGUA			
Pressão de serviço da caldeira (bar)	20	60	120
Água de alimentação à entrada do economizador			
Dureza total (mg/l CaCO ₃ máx.)	10	0,5	ND
pH	8,5 - 9,5	8,5 - 9,5	8,5 - 9,5
Oxigénio (mg/l máx.)	0,05	0,01	0,005
Ferro + Cobre + Níquel (mg/l máx.)	-	0,02	0,01
Sólidos totais, alcalinidade e sílica (mg/l máx.)	Consistente com % de purgas		
Óleo (mg/l máx.)	nd (3)	nd (3)	nd (3)
Água da Caldeira			
Fosfato de sódio (mg/l Na ₃ PO ₄)	50 - 100	20 - 50	3 a 10
Alcalinidade cáustica (mg/l CaCO ₃ min.)	300	60	5
Alcalinidade total (mg/l CaCO ₃ máx.)	700	300	40
Sílica (mg/l SiO ₂ máx.)	< 0,4 x alcalinidade cáustica	20	2
Sulfito de sódio (mg/l Na ₂ SO ₃) ou hidrazina (1) (mg/l N ₂ H ₄)	30-50 0,1 - 1	15-30 0,05 - 0,3	Nenhum
Sólidos em suspensão (2) (mg/l máx.)	200	minimizar	minimizar
Sólidos dissolvidos (mg/l máx.)	3000	1200	100
Cloretos (mg/l Cl máx.)	-	-	5

Notas : (1) A hidrazina decompõem-se em caldeiras a 120 bar, não se pode medir o teor residual, pelo que deve ser fixado com base no teor de O₂ da água de alimentação.

(2) Em caldeiras que funcionam acima dos 40 bar, o teor de sólidos em suspensão deve ser minimizado para valores inferiores a 200 mg/l.

(3) Não detetável abaixo do limite de deteção do método.

b. Anexo 2

Tabela A.3 Tabela de vapor saturado [10].

Pressão P (bar absolutos)	Temperatura T ($^{\circ}\text{C}$)	Volume específico do vapor V_g (m^3/kg)	Entalpia do líquido h_f (kJ/kg)	Entalpia de evaporação h_{fg} (kJ/kg)	Entalpia do vapor h_g (kJ/kg)
0,10	45,84	14,6757	191,83	2392,9	2584,8
0,15	54,00	10,0231	225,97	2373,2	2599,2
0,20	60,08	7,6511	251,45	2358,4	2609,9
0,25	64,49	6,2035	271,99	2346,3	2618,3
0,30	69,12	5,2301	289,30	2336,1	2625,4
0,40	75,88	3,9936	317,65	2319,2	2636,9
0,50	81,35	3,2404	340,56	2305,4	2646,0
0,60	85,95	2,7315	359,93	2293,6	2653,6
0,70	89,97	2,3646	367,77	2283,3	2660,1
0,80	93,52	2,0868	391,72	2274,0	2665,8
0,90	96,72	1,8692	405,21	2265,6	2670,9
1,00	99,64	1,6938	417,51	2257,9	2675,4
1,50	111,38	1,1590	467,13	2226,2	2693,4
2,00	120,23	0,8857	504,70	2201,6	2706,3
2,50	127,43	0,7184	535,34	2181,0	2716,4
3,00	133,54	0,6057	561,43	2163,2	2724,7
3,50	138,87	0,5241	584,27	2147,4	2731,6
4,00	143,62	0,4623	604,67	2133,0	2737,6
4,50	147,92	0,4137	623,16	2119,7	2742,9
5,00	151,84	0,3747	640,12	2107,4	2747,5
5,50	155,46	0,3367	655,78	2095,9	2751,7
6,00	158,84	0,3155	670,42	2085,0	2755,5
7,00	164,96	0,2727	697,06	2064,9	2762,0
8,00	170,42	0,2403	720,94	2046,5	2767,5
9,00	175,35	0,2148	742,64	2029,5	2772,1
10,00	179,88	0,1943	762,61	2013,6	2776,1
11,00	184,05	0,1774	791,13	1958,5	2779,7

Tabela A.4 Poderes Caloríficos Inferiores, fatores de conversão para energia primária equivalente e fatores de emissão para combustíveis [11].

COMBUSTÍVEL	PCI (MJ/ kg)	PCI (tep/t)	FE (kgCO ₂ e/GJ)	FE (kgCO ₂ e/tep)
Antracite	26,7	0,638	98,2	4114,4
Betume / Alcatrão	40,2	0,96	80,6	3374,6
Biogasolina e Biodiesel	27	0,645	0	0
Briquetes de lignite	20	0,478	101,1	4232,9
Briquetes de turfa	16-16,8	0,382-0,401	105,9	4433,8
Carvão betuminoso	25,8	0,616	94,5	3856,5
Carvão sub-betuminoso	18,9	0,451	96	4019,3
Carvão vegetal	29,5	0,705	0	0
Combustível para motor (gasolina)	44-45	1,051-1,075	69,2	2897,3
Coque de Carvão	28,2	0,674	94,5	3956,5
Coque de forno / lignite ou gás	28,2-28,5	0,674-0,681	107	4479,9
Coque de Petróleo	31-32,5	0,740-0,776	97,5	4082,1
Etano	46,4	1,108	61,6	2579,1
Fuelóleo pesado	40-40,4	0,955-0,965	77,3	3236,4
Fuelóleo	41,2	0,984	77,3	3236,4
Gás de Alto Forno	2,5	0,06	259,4	10860,6
Gás de coqueria e de fábricas de Gás	38,7	0,924	44,7	1871,5
Gás de forno de acearia a oxigénio	7,1	0,17	171,8	7129,9
Gás de petróleo liquefeito	46-47,3	1,099-1,130	63	2637,7
Gás de Refinaria	49,5	1,182	51,3	2147,8
Gás natural (superior a 93 % de metano)	47,2-48	1,127-1,146	56,1	2348,8
Gás natural liquefeito	44,2-45,2	1,056-1,080	64,1	2683,7
Gás natural (1)	45,1	1,077	64,1	2683,7
Gases de aterro/ lamas de depuração e outros biogases	50,4	1,204	0	0
Gasóleo / Diesel	42,3-43,3	1,010-1,034	74	3098,2
Hulha	17,2-30,7	0,411-0,733	97,5	4082,1
Lignite castanha	5,6-10,5	0,134-0,251	101,1	4232,9
Lignite negra	10,0-21	0,239-0,502	101,1	4232,9
Lubrificantes, ceras parafínicas e outros produtos Petrolífero	40,2	0,96	73,3	3068,9
Madeira / resíduos de Madeira	13,8-15,6	0,330-0,373	0	0
Matérias -primas para refinaria	43	1,027	73,3	3068,9
Metano	50	1,194	54,9	2298,6
Monóxido de Carbono	10,1	0,241	155,2	6497,9
Nafta química / Condensados de gasolina	44,5	1,063	73,3	3068,9
Óleo de xisto	38,1	0,91	73,3	3068,9
Óleos usados	40,2	0,96	73,3	3068,9
Orimulsão.	27,5	0,657	76,9	3219,6
Outra biomassa primária sólida	11,6	0,277	0	0
Outros biocombustíveis Líquidos	27,4	0,654	0	0
Peletes / briquetes de madeira	16,8	0,401	0	0
Petróleo Bruto	42,3	1,01	73,3	3068,9
Querosene	43,8	1,046	71,8	3006,1
Resíduos Industriais	7,4-10,7	0,177-0,256	142,9	5982,9
Turfa	7,8-13,8	0,186-0,330	105,9	4433,8
Xisto betuminoso	8-9	0,191-0,215	106,6	4463,1

(1)- Massa específica do gás natural é de 0,8404 kg/m³

Tabela A.5 Percentagem em massa de humidade e hidrogénio.

Combustível	% em massa de Hidrogénio	% em massa de humidade
Coque	2,0	2,0
Antracite	3,0	1,0
Carvão betuminoso	4,0	7,0
Gasóleo	13,0	-
“Thick”, “thin” e “burner” óleos	11,5	-
GPL (Propano)	18,2	-
Gás Natural	21,6	-
Turfa	6,4	20,0
Madeira	6,8	15,0

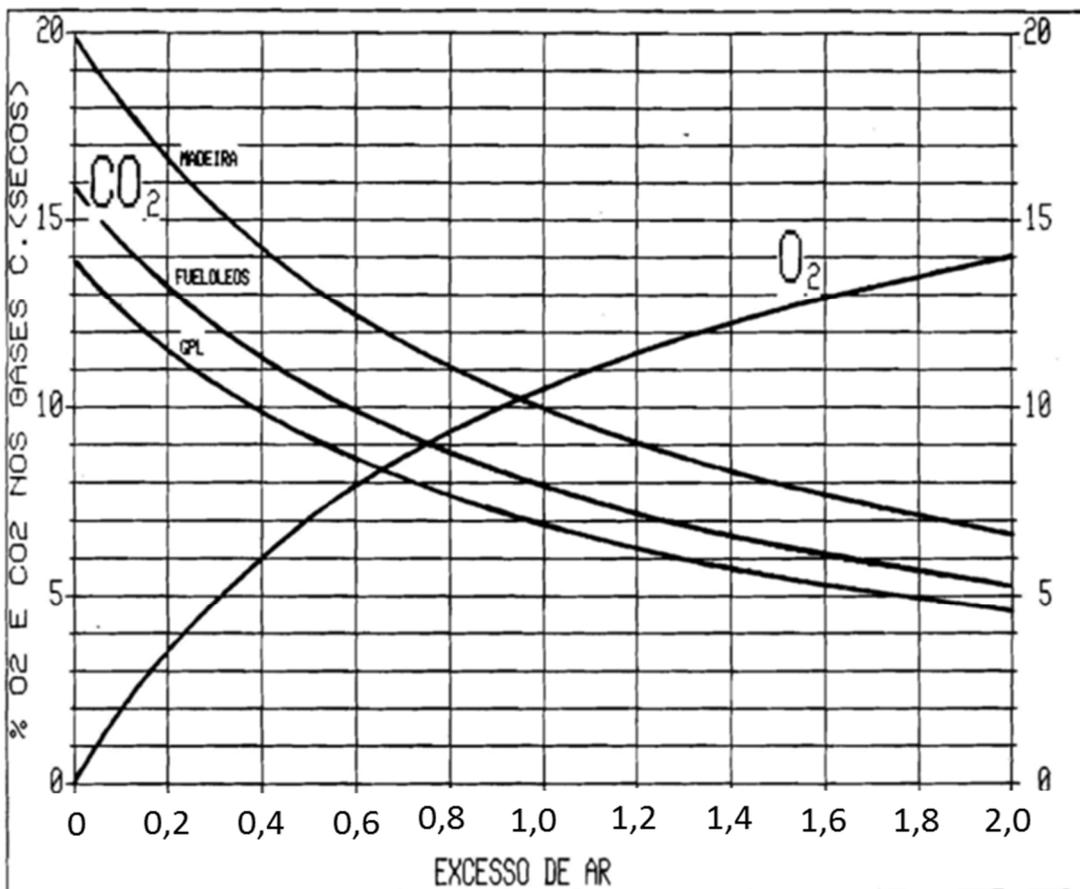


Figura A.3 Gráfico da combustão para alguns dos combustíveis mais correntes [16].

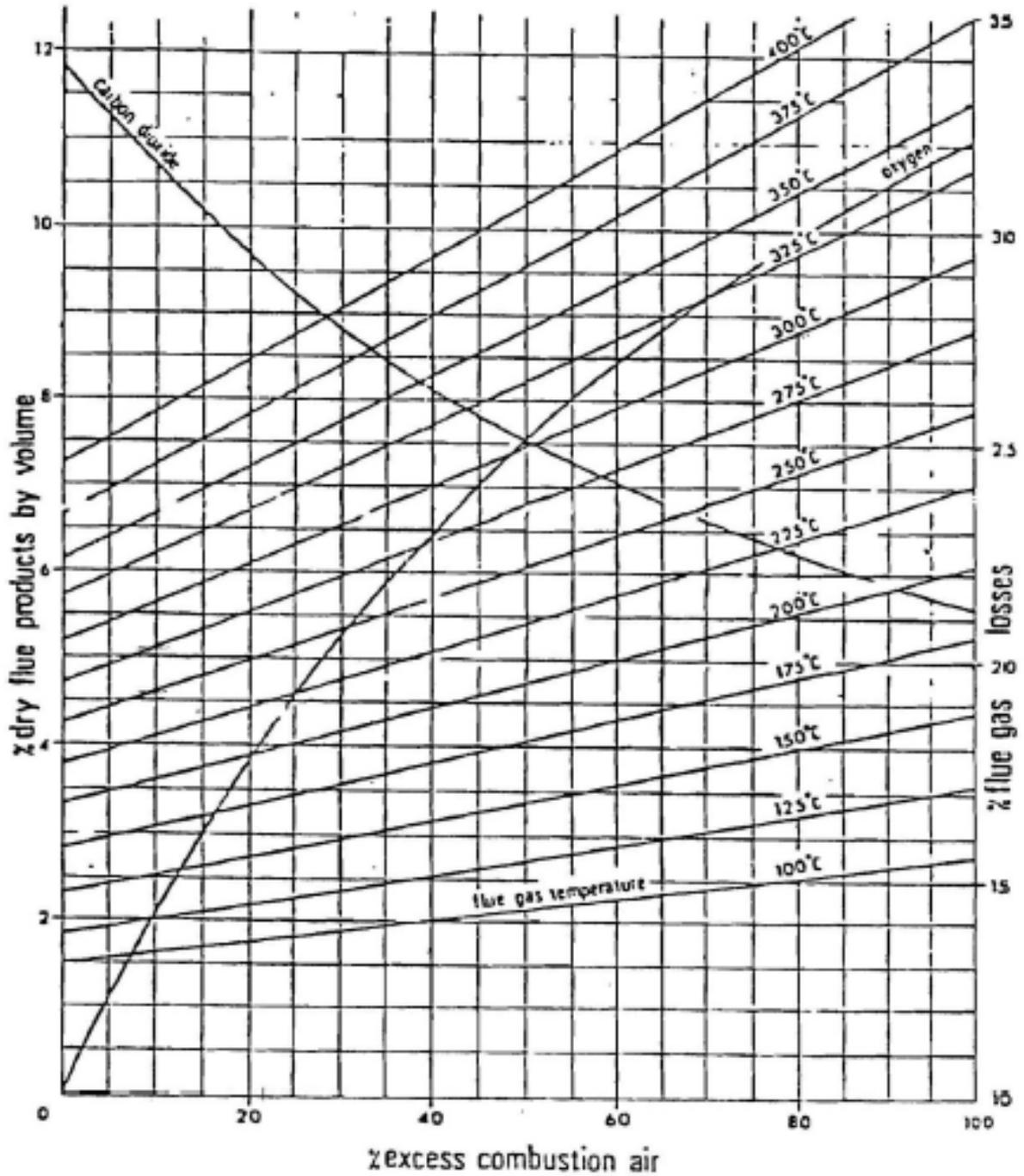


Figura A.4 Gráfico da combustão para o gás natural e que também permite a estimativa da percentagem de perdas de calor nos fumos (com base no PCS e numa temperatura ambiente de 20°C) [12].

c. Anexo 3

Tabela A.6 Tabela de velocidades recomendadas para diversos fluidos [28].

FLUIDO	VELOCIDADE RECOMENDADA
Vapor de exaustão e vapor de re-evaporação	15 - 25 m/s
Vapor saturado até 1 bar	≤ 10 m/s
Vapor saturado 1 a 2 bar	10 - 15 m/s
Vapor saturado 2 a 5 bar absolutos	15 - 25 m/s
Vapor saturado 5 a 10 bar absolutos	25 - 35 m/s
Vapor saturado 10 a 40 bar absolutos	35 - 40 m/s
Vapor saturado a 40 bar absolutos	≤ 60 m/s
Linhas de baixa capacidade de vapor sobreaquecido	aproximadamente 35 m/s
Linhas de capacidade média de vapor sobreaquecido	40 - 50 m/s
Linhas de alta capacidade de vapor sobreaquecido	50 - 65 m/s
Linhas de aspiração de água de alimentação	0,5 - 1 m/s
Linhas de compressão de água de alimentação	1,5 - 3,5 m/s
Linhas de aspiração de água de arrefecimento	0,7 - 1,5 m/s
Linhas de compressão de água de arrefecimento	1,0 - 5,5 m/s
Linhas de enchimento de bebidas e águas	1,0 a 2,0 m/s
Linhas de ar comprimido	15 m/s

Tabela A.7 Condutividade térmica de vários materiais [9].

Material	Condutividade térmica W/m °C
Ar	0,025
Condensado	0,4
Incrustações	0,1 a 1
Água	0,6
Aço	50
Cobre	400

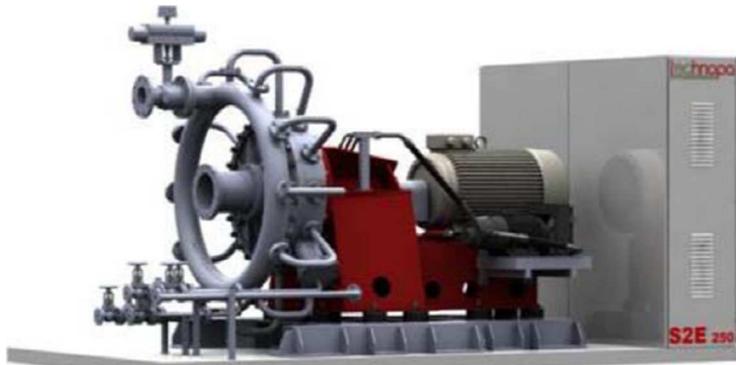
Tabela A.8 Consequência da mistura de ar com vapor [31].

T_s	P	Percentagem de ar no vapor em volume					
		1%	3%	6%	9%	12%	15%
Temperatura do vapor saturado (°C)	Pressão relativa de vapor puro (bar relativos)	Pressão relativa necessária para vapor contaminado com ar (bar relativos)					
120,23	1	1,02	1,06	1,13	1,2	1,27	1,35
133,54	2	2,03	2,09	2,19	2,32	2,41	2,53
143,62	3	3,04	3,12	3,25	3,4	3,52	3,71
158,64	5	5,06	5,18	5,38	5,6	5,82	6,06
184,05	10	10,11	10,34	10,7	11,09	11,5	11,94
201,36	15	15,16	15,48	16,02	16,58	17,2	17,82
214,84	20	20,21	20,65	21,34	22,07	22,87	23,7

Tabela A.9 Coeficientes de expansão de vários metais [28].

Material	Coeficientes de expansão α (mm/m °C x 10 ⁻³)							
	Gammas de temperatura (°C)							
	< 0	0-100	0-200	0-300	0-400	0-500	0-600	0-700
Aço carbono 0,1% - 0,2% C	12,8	13,9	14,9	15,8	16,6	17,3	17,9	-
Aço liga 1% Cr 0,5% Mo	13,7	14,5	15,2	15,8	16,4	17,0	17,6	-
Aço inoxidável 18% Cr 8% Ni	9,4	20,0	20,9	21,2	21,8	22,3	22,7	23,0

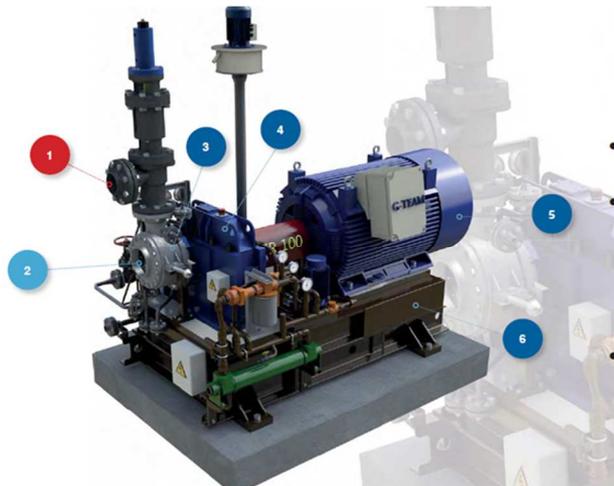
Nas figuras seguintes pode constatar-se que o âmbito de aplicação destes equipamentos é bastante alargado. Com efeito, estas micro turbinas podem ser usadas em pressões a montante a partir de 4 bar absolutos, pressões reduzidas a partir de 1,1 bar absolutos e caudais mínimos a partir de 1 100 kg/h. O fabricante "Technopa" apresenta um gráfico (Figura A.7), que ajuda na estimativa da energia elétrica que é possível produzir, conforme as condições de pressão a montante, jusante e caudal de vapor.



Technical parameters

Characteristics	Specification
Electric Power 50 - 500 kW	50 - 600 kW
Incoming steam temperature	min 130 °C max 350 °C
Incoming steam pressure	min 4,0 bar Abs. max 35,0 bar Abs.
Outcoming steam temperature	min 105 °C max 315 °C
Outcoming steam pressure	min 1,1 bar Abs. max 6,0 bar Abs.
Steam flow	min 1,1-3 t/hour max 20t/hour

Figura A.5 Micro turbinas "Technopa" Áustria.

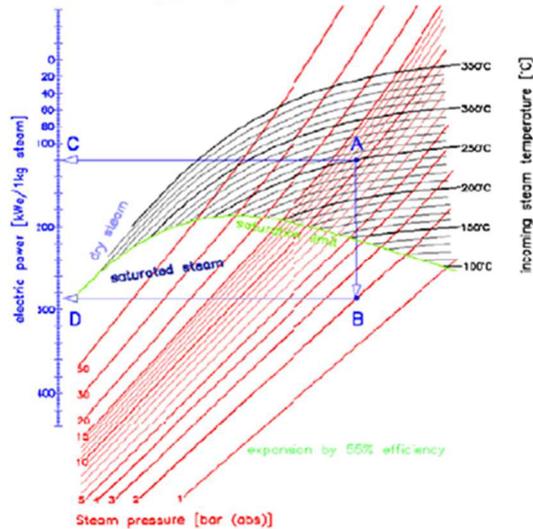


TR100

1/ Steam inlet	
2/ Steam outlet	
3/ Turbine casing	
4/ Gearbox	
5/ Asynchronous generator	
6/ Base frame	
Power output	up to 150 kW
Generator speed	3 000 rpm
Inlet steam pressure	up to 4.0 MPa (a)
Exhaust steam pressure	up to 0.6 MPa (a)
Inlet steam temperature	up to 420 °C
Partial admission of impeller	

Figura A.6 Microturbina de 150 kW da "G-Team", República Checa.

Enthalpy-entropy diagram for water and steam



1. point „A“ = intersection of the curved lines :
- incoming steam pressure +1 bar
- incoming steam temperature
2. point „B“ = intersection of the vertical line from point A with the curved line of outgoing steam pressure +1 bar
3. point „C“ = intersection of the horizontal line from the point A and the Y-axis = Power P1 / kW /
4. point „D“ = intersection of the horizontal line from the point B and the Y-axis = Power P2 / kW /
5. TURBINE Power = (P2 - P1) x Steam flow volume (kg/second) kW

Figura A.7 Curvas de cálculo da potência de micro turbinas [37].

d. Anexo 4

Tabela A. 10 Alguns coeficientes de transferência de calor [44].

Coeficiente global de transferência de calor de vapor para vários líquidos	
Líquido	Valor de U ($W/m^2 \cdot ^\circ C$)
Água	5000-10000
Orgânicos	4000-6000
Óleo leve	1000-1600
Óleo pesado	600-1000

Tabela A.11 Massa típica de tubagens, flanges e válvulas de seccionamento [45].

Massa típica de tubos de aço, flanges com parafusos e válvulas de seccionamento (kg)					
Medida do tubo	Tubo de espessura nominal Schedule 40 (kg/m)	Massa por par de flanges com parafusos			Válvula seccionamento PN40
		PN40	ANSI 150	ANSI 300	
DN15	1,3	1,7	1,8	2,0	4,0
DN20	1,7	2,3	2,2	3,0	5,0
DN25	2,5	2,6	2,4	4,0	6,0
DN32	3,4	4,0	3,0	6,0	8,0
DN40	4,1	5,0	4,0	8,0	11,0
DN50	5,4	6,0	6,0	9,0	14,0
DN65	8,6	9,0	8,0	12,0	19,0
DN80	11,3	11,0	11,0	15,0	26,0
DN100	16,1	16,0	16,0	23,0	44,0
DN150	28,2	28,0	28,0	32,0	88,0

Tabela A.12 Capacidade específica de calor de alguns aços [45].

Calor específico C de algumas ligas metálicas	
Material	Calor específico ($kJ/kg \ ^\circ C$)
Cobre	0,385
Aço carbono	0,490
Aço cromo	0,443
Aço inoxidável AISI 302	0,480
Aço inoxidável AISI 304	0,477
Aço inoxidável AISI 316	0,468
Aço inoxidável AISI 347	0,480

Tabela A.13 Densidade e capacidades específicas de calor de vários fluidos [49].

Líquido	Massa específica (kg/m ³)	Calor específico kJ/kg °C
Água	1,0	4,2
Água do mar	1,0	3,9
Azeite	0,91- 0,94	2,0
Acetona	0,8	2,1
Álcool etílico, 0°C	0,8	2,3
Álcool etílico, 40°C	0,8	2,7
Álcool metílico, 4 a 10 °C	0,8	2,5
Álcool metílico, 15 a 21 °C	0,8	4,6
Amoníaco 0°C	0,6	4,6
Anilina	1,0	2,2
Cloreto de sódio	1,2	3,3
Cloreto de cálcio	1,2	3,1
Fuelóleo pesado	1,0	1,7
Fuelóleo leve	0,9	1,8
Fuelóleo muito leve	0,9	2,1
Glicerina	1,3	2,4
Hidrato de potássio	1,2	3,7
Hidrato de sódio	1,3	3,9
Mercúrio	13,6	1,4
Naftalina	1,1	1,7
Terbentina	0,9	1,7
Xileno	0,87 - 0,88	1,7

Exemplo de dimensionamento do acumulador de vapor – Um possível roteiro para este dimensionamento do acumulador de vapor é desenvolvido de seguida:

- \dot{m}_{GV} - produção máxima do gerador de vapor (kg/h)
- P_1 - pressão máxima do gerador de vapor (bar)
- P_2 - pressão do consumidor em ciclo (bar)
- m_{VC} - massa de vapor por ciclo (kg)
- t_C - duração do ciclo (min)
- \dot{m}_{VC} - caudal mássico do ciclo (kg/h), que é dado pela expressão:

$$\dot{m}_{VC} = m_{VC} \times \frac{60}{t_C}$$

- \dot{m}_{VAc} = caudal mássico de vapor acumulado (kg/h), que é dado pela expressão:

$$\dot{m}_{VAc} = \dot{m}_{VC} - \dot{m}_{GV}$$

- Proporção de vapor de reevaporação = $\frac{(h_f \text{ à } P_1) - (h_f \text{ à } P_2)}{h_{fg} \text{ à } P_2}$ kg vapor/kg água
- $m_{\text{água TS}}$ - massa de água necessária à temperatura de saturação (kg), que é dada pela expressão:

$$m_{\text{água TS}} = \frac{m_{VC}}{\text{Proporção vapor reev.}}$$

- $V_{\text{água}}$ - volume de água (m^3) $\approx M_{\text{águaTS}}$ (kg)
- V_{TK} - Volume do tanque, considera-se que o $V_{\text{água}}$ é de 90% do volume do tanque
- Ajuste final do Volume do tanque

As dimensões do tanque estão condicionadas pela superfície de libertação de vapor que a água deverá ter. Para esta avaliação usa-se a expressão empírica:

$$\text{Taxa de libertação de vapor} \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{h}} \right) = 200 \times P_1 \text{ (bar absolutos)}$$

Dividindo agora o caudal de vapor acumulado \dot{m}_{VAc} por esta taxa, obteremos a superfície da água em m^2 . Normalmente não é necessário fazer qualquer retificação.

Considere-se então o seguinte exemplo:

- \dot{m}_{GV} - produção máxima do gerador de vapor (kg/h)1000 kg/h
- P_1 - pressão máxima do gerador de vapor (bar)10 bar
- P_2 - pressão do consumidor em ciclo (bar) 5 bar
- M_{VC} - massa de vapor por ciclo (kg)500 kg
- t_C - duração do ciclo (minutos).....10 min
- \dot{m}_{VC} - caudal mássico do ciclo (kg/h):

$$\dot{m}_{VC} = 500 \times \frac{60}{10} = 3\,000 \text{ kg/h}$$

- \dot{m}_{VAc} - caudal mássico de vapor acumulado (kg/h):

$$\dot{m}_{VAc} = 3\,000 - 1\,000 = 2\,000 \text{ kg/h}$$

- Proporção de vapor de reevaporação = $\frac{(h_f \text{ à } P_1) - (h_f \text{ à } P_2)}{h_{fg} \text{ à } P_2} = 0,053 \text{ kg}_{\text{vapor}} / \text{kg}_{\text{água}}$
- $M_{\text{água TS}}$ - massa de água necessária à temperatura de saturação (kg):

$$M_{\text{água TS}} = \frac{500}{0,053} = 9\,434 \text{ kg}$$

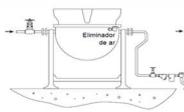
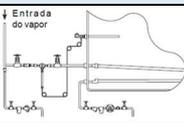
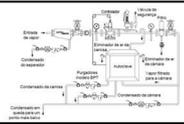
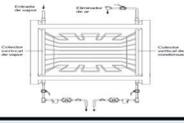
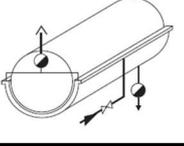
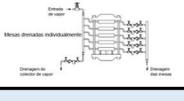
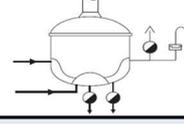
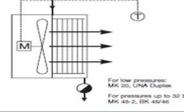
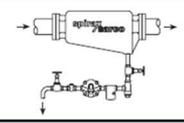
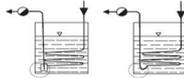
- $V_{\text{água}} = \text{volume de água} (\text{m}^3) \approx m_{\text{águaTS}} / 1\,000 = 9,4 \text{ m}^3$
- $V_{TK} = \text{Volume do tanque; considera-se que o } V_{\text{água}} \text{ é de 90\% do volume do tanque:}$

$$V_{TK} = 10,5 \text{ m}^3$$

Um tanque cilíndrico horizontal de 1,8 m de diâmetro por 4,5 m de comprimento já dá perfeitamente para esta aplicação. Não sendo propriamente barato, é, no entanto, bastante mais económico que a aquisição de uma nova caldeira e os custos de operação são significativamente inferiores.

e. Anexo 5

Tabela A.14 Seleção do tipo de purgador [19, 30, 52].

APLICAÇÃO	IDEAL	ALTERNATIVA	INSTALAÇÃO TÍPICA
Equipamentos de cozinha			
Marmitas fixas *	FT	TD	
Marmitas basculantes	PB	FT c/SLV	
Fornos a vapor	PB		
Mesas aquecidas	PB	FT	
Aquecimento/ armazenamento de óleo			
Tanques de armazenagem *	FT	BI	
Permutadores em linha	FT	BI	
Permutadores de inserção	FT	BI	
Traçagens	PB	TD	
Equipamento hospitalar			
Autoclaves e esterilizadores *	PB	FT	
Secadores industriais			
Serpentina em contínuo	FT	PB	
Serpentina em grelha	TD	PB	
Cilindros e calandras	FT c/ SLV	FT	
Serpentina múltipla *	FT	TD	
Lavandarias			
Prensas	TD c/ LA	FT	
Ferros de engomar	FT	TD c/LA	
Máquinas de limpeza a seco	FT		
Secadores industriais	FT		
Calandras *		FT c/SLV	
Prensas			
Prensas ligações paralelo *	TD	FT	
Prensas ligações série	TD		
Prensas vulcanizadoras	TD	BI	
Equipamento de processo			
Cubas de cerveja *	FT	FT c/SLV	
Digestores	FT	TD	
Evaporadores	FT	FT c/SLV	
Vulcanizadoras	FT	BI	
Equipamentos de aquecimento de espaços			
Aquecedores	FT		
Baterias de aquecimento *	FT		
Painéis radiantes	FT	TD	
Radiadores	TD	BI	
Linhas de distribuição			
Troços horizontais	TD	FT	
Separadores *	FT	TD	
Finais de linha	TD	FT	
Drenagem em paragem	EXP.L	PB	
Depósitos e tanques			
C/ tubo de descarga ascendente*	TD	FT	
Dep. pequeno aquec. rápido	FT	TD	
Dep. pequeno aquec. rápido	BM	EXP. L.	

Capacidades

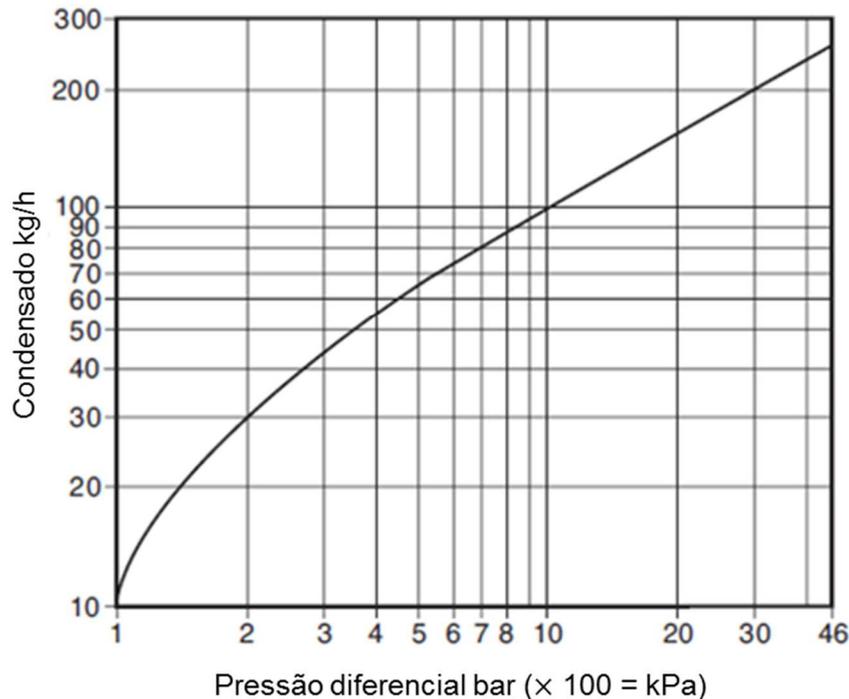


Figura A.8 Exemplo de um gráfico de capacidades de descarga em função do ΔP [30].

Tabela A.15 Dimensionamento de tubagens de condensado com vapor reevaporação [28].

Condições do condensado antes de reevaporar	Pressão dos condensados no final da linha (bar absolutos)																									
	Bar abs	°C	0.2	0.5	0.8	1.0	1.2	1.5	2.0	2.5	3.0	3.5	4.0	4.5	5.0	6	7	8	9	10	12	15	18	20		
1.0	99	35.7	16.0	7.4																						
1.2	104	37.9	18.0	10.0	6.1																					
1.5	111	40.1	20.6	12.9	9.5	6.8																				
2.0	120	44.2	23.5	15.8	12.6	10.3	7.6																			
2.5	127	46.8	25.5	17.7	14.5	12.3	9.2	5.3																		
3.0	133	48.8	27.1	19.2	16.0	13.9	10.7	7.3	4.5																	
3.5	138	50.4	28.4	20.4	17.1	15.0	11.9	8.5	6.0	3.8																
4.0	143	52.0	29.6	21.5	18.2	16.0	12.9	9.7	7.3	5.3	3.5															
4.5	147	53.3	30.5	22.3	19.0	16.9	13.7	10.5	8.1	6.3	4.7	3.0														
5	151	54.3	31.5	23.1	19.8	17.7	14.4	11.2	8.9	7.1	5.6	4.2	2.8													
6	155	55.7	32.3	23.9	20.5	18.4	15.2	11.9	9.6	7.9	6.5	5.1	4.0	2.7												
7	158	56.5	33.0	24.5	21.1	18.9	15.7	12.4	10.1	8.4	7.0	5.7	4.6	3.5	2.1											
8	170	59.9	35.5	26.7	23.1	20.9	17.6	14.2	11.9	10.2	8.9	7.7	6.7	5.8	4.8	4.0										
9	175	61.3	36.4	27.5	23.9	21.7	18.3	14.9	12.6	10.9	9.5	8.4	7.4	6.6	5.5	4.8	2.4									
10	179	62.3	37.2	28.2	24.6	22.3	18.9	15.5	13.1	11.4	10.0	8.9	7.9	7.1	6.0	5.3	3.3	2.1								
12	187	64.4	38.7	29.5	25.7	23.5	19.9	16.5	14.1	12.3	11.0	9.8	8.9	8.0	7.0	6.2	4.5	3.6	2.8							
15	197	66.9	40.5	31.0	27.2	24.8	21.5	17.7	15.2	13.4	12.0	10.8	9.9	9.1	8.0	7.2	5.6	4.8	4.2	2.9						
18	206	69.0	42.0	32.3	28.4	26.0	22.3	18.7	16.2	14.3	12.9	11.7	10.8	9.9	8.8	8.0	6.5	5.7	5.1	3.9	2.5					
20	211	70.2	42.9	33.0	29.0	26.6	22.9	19.2	16.7	14.8	13.4	12.2	11.2	10.4	9.2	8.4	7.0	6.2	5.6	4.4	3.1	1.7				
25	223	72.9	44.8	34.7	30.6	28.1	24.2	20.4	17.9	15.9	14.5	13.2	12.2	11.4	10.2	9.3	7.9	7.1	6.5	5.4	4.2	3.1	2.5			
30	233	75.1	46.3	36.0	31.8	29.2	25.3	21.4	18.8	16.8	15.3	14.0	13.0	12.1	10.9	10.0	8.6	7.8	7.2	6.1	4.9	4.0	3.4			
35	241	76.8	47.5	37.0	32.7	30.1	26.1	22.1	19.5	17.5	15.9	14.6	13.6	12.7	11.4	10.5	9.2	8.4	7.8	6.7	5.5	4.5	4.0			
40	249	78.5	48.7	38.0	33.6	31.0	26.9	22.9	20.1	18.1	16.5	15.2	14.1	13.2	12.0	11.0	9.7	8.6	8.2	7.1	6.0	5.0	4.5			
45	256	80.0	49.7	38.8	34.4	31.7	27.5	23.5	20.7	18.6	17.0	15.7	14.6	13.7	12.4	11.4	10.1	9.3	8.6	7.5	6.3	5.4	4.9			
50	263	81.4	50.7	39.6	35.2	32.5	28.2	24.1	21.2	19.1	17.5	16.2	15.1	14.2	12.8	11.8	10.5	9.6	9.0	7.9	6.7	5.7	5.2			

Para determinação do diâmetro da tubagem (mm) os valores acima deverão ser multiplicados pelos fatores relativos ao caudal

kg/h	100	200	300	400	500	600	700	800	900	1.000	1.500	2.000	3.000	5.000	8.000	10.000	15.000	20.000
Factor	1.0	1.4	1.7	2.0	2.2	2.4	2.6	2.8	3.0	3.2	3.9	4.5	5.5	7.1	8.9	10.0	12.2	14.1

Para melhor perceção no uso desta tabela, considere-se o seguinte exemplo:

- Pressão e temperatura a montante do purgador - 5 bar abs/151°C;
- Pressão do sistema de condensados - 1,5 bar abs;
- Caudal de condensado – 1 200 kg/h.

Na tabela e na linha 5 bar abs/151 °C faz-se o cruzamento com a vertical da pressão dos condensados de 1,5 bar abs e encontra-se o coeficiente de pressão de 14,4. Agora na parte inferior da tabela e para 1 200 kg/h de condensado o fator de caudal tem o valor de 3,5. Assim, o diâmetro é dado pelo produto $14,4 \times 3,5 = 50,4$ mm, pelo que se deverá optar pelo diâmetro comercial mais próximo, que é o DN50 mm. Note-se que se fosse considerada, apenas água quente, um DN25 para 1 200 litros/h já seria aceitável.

Quando o condensado se apresenta arrefecido sem vapor de reevaporação, pode usar-se o gráfico abaixo (Figura A.9) considerando a velocidade de escoamento de 0,5 m/s. No exemplo, pode confirmar-se que nestas condições a tubagem de DN50 já tem a capacidade de cerca 3,5 m³/h.

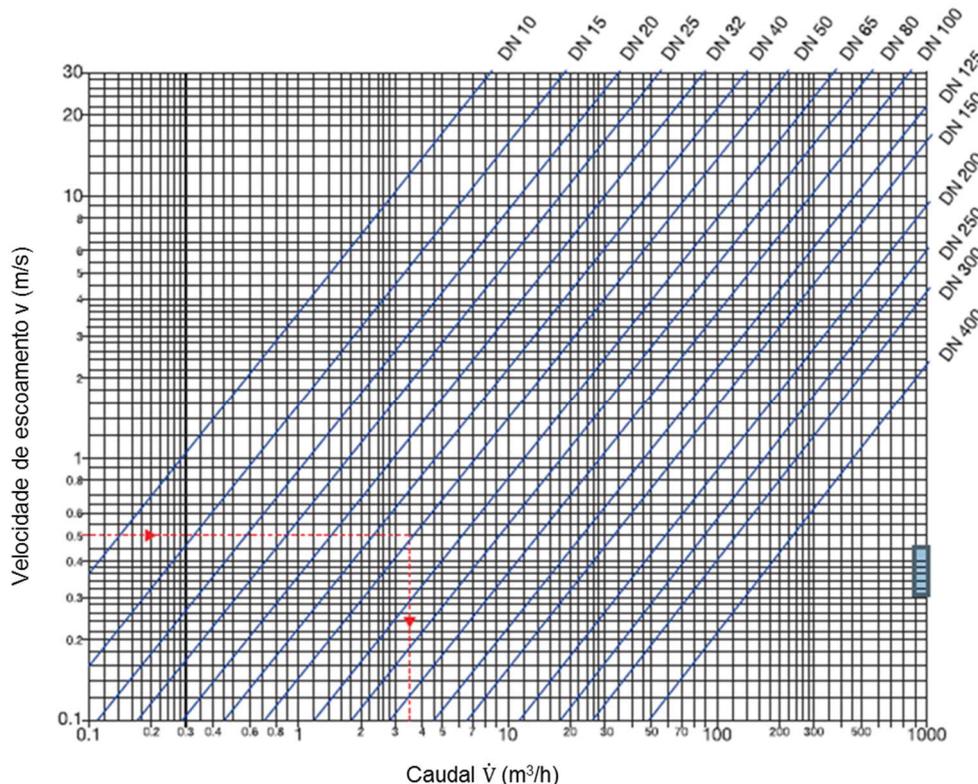


Figura A.9 Gráfico de dimensionamento de tubagens de condensado sem vapor de reevaporação [28].

Exemplo simples – Dimensionamento termocompressor

- Caudal de vapor de aspiração, $\dot{m}_s = 1\,000$ (kg/h)
- Pressão absoluta do vapor de aspiração, $P_s = 1,5$ bar absolutos
- Pressão absoluta do vapor motriz, $P_m = 10$ bar absolutos
- Pressão absoluta do vapor de descarga, $P_d = 2,5$ bar absolutos
- A razão de expansão vem então, $E = \frac{P_m}{P_s} = 10/1,5 = 6,7$.
- A razão de compressão, $C = \frac{P_d}{P_s} = 2,5/1,5 = 1,67$.

Com o E de 6,7 a curva (Figura A.10) situa-se entre a azul-turquesa e a amarela, cruzando na vertical com a razão de compressão de 1,67, obtém-se como prolongamento para a esquerda a razão de arrastamento de $R = 0,9$.

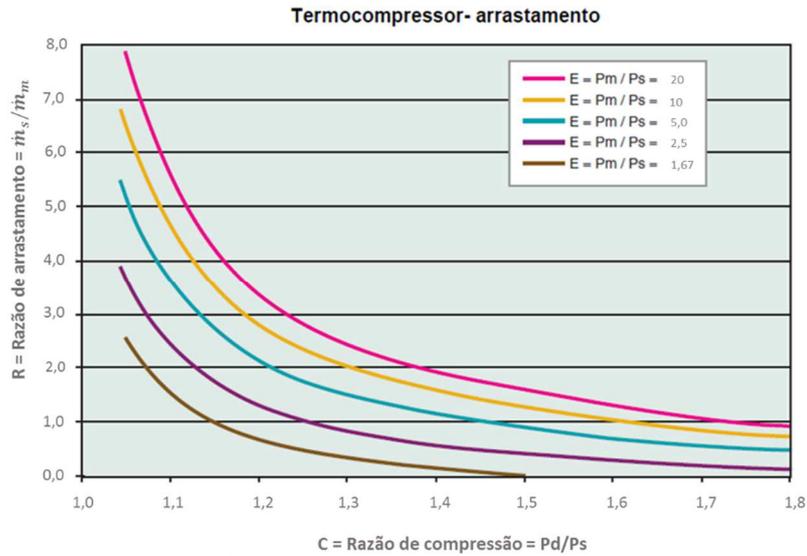


Figura A.10 Dimensionamento do termocompressor [57].

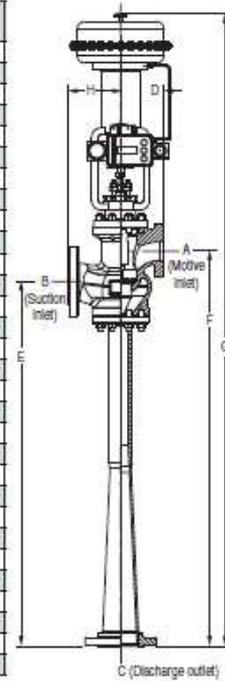
De $R = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_m}$, tira-se que o caudal de vapor motriz necessário $\dot{m}_m = 1\,000/0,9 = 1\,111$ kg/h. O caudal total de descarga \dot{m}_d é então de 2 111 kg/h. Finalmente e para seleccionar a medida do termocompressor, consultam-se as Tabelas A.16 e A.17 com os valores da pressão e caudal de descarga (entrar na tabela com unidades imperiais de 21,76 psig e 4 654 lb/h). O mais aproximado é o termocompressor de 4", diâmetros da aspiração e descarga e a entrada do vapor motriz em 2".

Tabela A.16 Diâmetros nominais de termocompressores (tabela do fabricante em unidades imperiais) [57].

Nominal Size (Inches)	Pd = Thermocompressor Discharge Steam Pressure, psig								
	0	5	10	25	50	75	100	150	250
	Md = Discharge Steam Flow Rate, lb/hr								
1	60	80	100	170	270	360	460	650	1,000
1.5	180	240	300	480	760	1,000	1,300	1,800	2,900
2	360	480	590	930	1,400	2,000	2,500	3,500	5,600
2.5	590	780	960	1,500	2,400	3,200	4,100	4,800	9,100
3	1,000	1,300	1,600	2,600	4,100	5,600	7,100	10,100	15,900
4	2,100	2,800	3,500	5,500	8,700	11,900	15,000	21,200	33,500
5	3,700	4,900	6,000	9,500	15,000	20,400	25,700	36,500	57,500
6	5,300	7,000	8,700	13,700	21,700	29,500	37,200	52,700	83,000
8	9,300	12,200	15,100	23,800	37,600	51,100	64,400	91,200	140,000
10	14,700	19,300	23,900	37,500	59,200	80,600	101,000	143,000	226,000

Tabela A.17 Dimensões gerais dos termocompressores (tabela do fabricante em unidades imperiais) [57].

Size	A ANSI 300#	B & C ANSI 300#	D	E	F	G	H	Units	Approximate Weight
2"	1.0"	2.0"	5.21	22.97	25.84	50.58	5.42	Inches	140 lbs
			132	583	656	1285	138	mm	64 kg
2.5"	1.0"	2.5"	5.21	26.96	29.83	54.54	5.40	Inches	150 lbs
			132	685	758	1385	137	mm	68 kg
3"	1.5"	3.0"	5.75	32.56	35.81	74.61	6.50	Inches	240 lbs
			146	827	910	1895	165	mm	109 kg
4"	2.0"	4.0"	6.31	42.56	46.19	85.61	7.50	Inches	285 lbs
			160	1081	1173	2174	191	mm	129 kg
5"	3.0"	5.0"	6.68	52.12	56.87	96.79	8.06	Inches	340 lbs
			170	1324	1444	2458	205	mm	154 kg
6"	4.0"	6.0"	6.75	61.56	67.37	107.92	8.56	Inches	480 lbs
			171	1564	1711	2741	217	mm	218 kg
8"	5.0"	8.0"	7.00	78.44	86.06	126.00	9.19	Inches	780 lbs
			178	1992	2186	3200	233	mm	354 kg
10"	6.0"	10.0"	9.56	98.50	110.49	159.35	14.06	Inches	1314 lbs
			243	2502	2807	4048	357	mm	596 kg
10"	8.0"	10.0"	11.44	98.50	112.88	166.63	14.06	Inches	1414 lbs
			291	2502	2867	4232	357	mm	643 kg
12"	8.0"	12.0"	11.44	119.75	134.75	185.25	16.56	Inches	1700 lbs
			291	3042	3423	4705	421	mm	773 kg
14"	8.0"	14.0"	11.44	133.00	147.69	198.19	19.06	Inches	1800 lbs
			291	3378	3751	5034	484	mm	818 kg
16"	10.0"	16.0"	12.56	158.14	182.95	243.89	21.06	Inches	2420 lbs
			319	4017	4647	6195	535	mm	1100 kg
18"	10.0"	18.0"	12.56	178.63	204.45	265.39	23.56	Inches	2626 lbs
			319	4537	5193	6741	598	mm	1194 kg
20"	12.0"	20.0"	14.56	197.80	226.12	288.56	25.74	Inches	3281 lbs
			370	5024	5743	7329	654	mm	1491 kg
24"	14.0"	24.0"	16.06	237.14	268.70	332.14	30.06	Inches	4492 lbs
			408	6023	6825	8436	764	mm	2042 kg



f. Anexo 6

Tabela A.18 Consumos de vapor típicos de vários equipamentos [63].

Consumos/hora de vapor de alguns equipamentos típicos de diferentes indústrias				
Indústria	Aplicação	Pressão de operação (barg)	Consumo em produção (kg/h)	Consumo máximo (kg/h)
Cervejeira	Lavadora de garrafas até 100 unidades/ minuto	0,3	136	
Chocolate e rebuçados	Cozedor de 150 Litros - 1 hora	5	20	
	Marmita (camisa de vapor) de 600 mm diâmetro para fundir chocolate	5	14	
	Marmita para rebuçado/ por 900 mm ² de superfície de camisa de vapor	5		27
Cozinhas e restauração	Máquina de lavar pratos	1	32	
	Mesas de vapor por cada 30 cm de comprimento	1	18	
	Banho Maria por cada 30 cm comprimento e 75 cm largura	1	7	
	Vaporizadores de ostras	1	7	
	Vaporizadores de moluscos e lagosta	1	14	
	Marmitas de 50 litros com camisa de vapor	1	7	45
	Marmitas de 300 litros com camisa de vapor	1	27	91
	Aquecedores de placas e pratos de 9 m ²	1	27	
	Fornos de aquecimento de 0,4 m ²	1	14	
	Vaporizador de vegetais	1	14	
	Vaporizador de batatas	1	14	
Hospitais	Dispensadores de 500 litros de água destilada	3	45	
	Esterilizadores de arrastadeiras	3	2	
	Esterilizadores de instrumentos, por cada dm ³	3	2	
	Esterilizadores de água, por cada 50 litros	3	2	
	Fornos de desinfecção de 9 m ³ , por cada 0,2 m ³	3	11	
Lactícínios	Vasilhas de leite, por cada 100 unidades por hora	0,3	27	
	Iatas de creme, 3 por minuto	3	136	
	Pasteurizador, por cada 400 litros aquecidos em 20 minutos	3	113	
Moldes de plástico	Por cada m ² de aquecimento	9	14	
Panificação	Camaras de crescimento com 2,5 m de comprimento	1	2	
	Estufas de 8 m ³	1	5	
	Forno de pão branco, superfícies de 9 m ²	1	14	
Pneus	Forno de pão centeio, superfícies 0,8 m ²	1	27	
	Moldes de camião	7	41	
Produção de papel	Moldes de ligeiros	7	14	
	Cartão canelado, por cada 90 m ²	12	14	
Têxtil e Lavandarias	Pasta celulose, por cada 50 Kg de papel	3	181	
	Secadores a vácuo, 50 litros	7	7	
	Tira- nódoas	7	14	
	Manequim	7	23	
	Ferro de engomar	7	2	
	Prensa 1,2 x 2,5 m	7	136	

Na tabela seguinte apresenta-se um guia de implementação, passo a passo, de Gestão de Energia. Relacionada com os sistemas de vapor, está incluída uma lista de ações horizontais que, embora não quantificadas, são uma boa ajuda na identificação das oportunidades de poupança de energia e as

consequentes necessárias ações. Esta lista faz uma separação das poupanças que se podem obter a curto prazo com investimentos reduzidos, das de longo prazo que requerem maior investimento.

Tabela A. 19 Medidas horizontais propostas pelo projeto europeu, Bess [64].

Heat generation	
Low-cost / short term opportunities	
Energy Saving Opportunity	Action to Check
1. Reduce excess combustion air to minimum	1. CO ₂ /O ₂ measurement
2. Maximise completeness of combustion	2. Soot/CO measurement
3. Maintain boiler cleanliness (soot/scale)	3. Monitor for rise in flue gas temperature
4. Repair (replace) boiler insulation	4. Periodic inspection of boiler insulation condition.
5. Insulate feedwater tank – cover tank	5. Check possible feedwater temperature losses
6. Insulate condensate return lines	6. Check possible heat loss from condensate return lines.
7. Optimise quality of make-up water and feedwater	7. Monitor quality of make-up water and feedwater: hardness, acidity, O ₂ .
8. Minimise blowdown	8a. Monitor concentration of dissolved solids in boiler water. 8b. Improve blowdown controls
9. Maintain nozzles, grates, fuel supply pressure/temperature at manufacturers' specifications	9a. Ensure specifications are available and in use. 9b. Regular check and resetting/maintenance.
10. Maximise combustion air temperature	10. Draw air from highest point in boilerhouse.
11. Reduce steam pressure where it exceed system/process requirements.	11. Check system/process needs; adjust controls.
12. Use duct for intake of warmer combustion air	12. Install duct from combustion air intake to higher parts of room.
13. Install an automated gas leakage detector.	-
14. Repair leaks in steam pipework.	-
Higher cost / longer term opportunities	
Energy Saving Opportunity	Action to Check
1. For rapidly varying demand, convert one or more boilers to live accumulator (buffer tank).	1. Monitor/evaluate demand change patterns.
2. Alter controls to "High-Low-Off" or "modulating-Low-Off"	2. Monitor/evaluate demand change patterns.
3. Install flash steam heat recovery	3. Consider in large capacity situations with high (continuous/frequent) blowdown.
4. Improve combustion controls.	4a. Provide adequate heat input to meet demand. 4b. Minimise fuel/pollution. 4c. Protect personnel/equipment.
5. Waste heat recovery	5a. Economiser 5b. Air heater (recuperator)?
6. Install boiler blowdown heat recovery.	6. Consider in large capacity situations with high (continuous/frequent) blowdown.
7. Use process integration	7. Couple process units that have significantly different heat requirements (i.e. low-pressure steam leaving a high-pressure steam consuming production process can be used for a process requiring low-pressure steam).

Heat Distribution	
Low-cost / short term opportunities	
Energy Saving Opportunity	Action to Check
1. Repair/replace faulty insulation	1. Pipework insulation – especially around valves.
2. Repair inefficient steam traps/drains, valve spindles etc.	2. Regular checks for leaks throughout the system.
3. Insert valves to isolate "periodic-use" items in system.	3. Check system for periodic (e.g. seasonal, nightly) items (e.g. space heaters).
4. Remove/isolate "dead-legs" and redundant Pipework	4. Check for dead-legs and redundant piping.
Higher cost / longer term opportunities	
Energy Saving Opportunity	Action to Check
1. Replace steam traps/drains with more efficient designs.	1. Monitor efficiency of, and heat losses from existing traps.
2. Replace or increase insulation	2. Check existing insulation; estimate heat losses in system.
3. Maximise condensate returns.	3. Measure "discarded" heat from condensate.
4. Redesign system to minimise pipe runs.	-
5. Generation pressure reduction.	-

Heat Utilisation a) process	
Energy Saving Opportunity	Action to Check
1. Plant insulation	-
2. Local burner efficiency	-
3. Maximise heat transfer rate	-
4. Improve controls (e.g. thermostats)	-
5. Consider alternative energy source	-
6. Ensure plant at high load factor	-
7. Eliminate uneconomic "hot standby" periods	-
8. Recycle waste heat to process	-
9. Recover heat, for use elsewhere	-
10. Train all staff to operate manual controls and to watch for energy saving opportunities.	-

Tabela A.20 Guia de potencial de poupança.

POTENCIAL DE ECONOMIA DE ENERGIA			
TRATAMENTO DE ÁGUA			
Medida	Potencial Máximo %	Feito 0 a 1	Potencial estimado %
Tratamento químico adequado e desgaseificação	3		0
PRODUÇÃO DE VAPOR			
Medida	Potencial Máximo %	Feito 0 a 1	Potencial estimado %
Controlo de combustão e oxigénio	5		
Controle de TDS	2		
Recuperação do calor das purgas da caldeira	3		
Economizadores	5		
Pré- aquecimento do ar de combustão	2		
Perdas por radiação	3		
DISTRIBUIÇÃO DE VAPOR			
Medida	Potencial Máximo %	Feito 0 a 1	Potencial estimado %
Isolamento térmico de; tubagens, flanges, depósitos, válvulas (com camisas),	2		
Eliminação de ar	0,5		
Controle de fugas em purgadores	3		
Suprimir fugas em válvulas de globo com a substituição gradual por válvulas de fole.	1,5		
UTILIZAÇÃO DE VAPOR			
Medida	Potencial Máximo %	Feito 0 a 1	Potencial estimado %
Redução da pressão	3		
Aumento da eficiência do controle de temperatura.	1		
Injecção directa- aumento na eficiência na condensação do vapor,	1		
Permutadores- aumento da eficiência na troca térmica pela opção de permutadores mais eficientes.	2		
Drenagem de permutadores e radiadores- eliminação de alagamentos de condensado com a instalação de Bombas/ Purgador.	3		
RECUPERAÇÃO DE CONDENSADO			
Medida	Potencial Máximo %	Feito 0 a 1	Potencial estimado %
Garantir a recuperação global de condensado	10		
Isolamento térmico	1		
Recuperação do vapor de reevaporação da exaustão dos tanques de condensado	3		
Recuperação do vapor de reevaporação com termocompressores	3		
TOTAIS	57	0	0
ISEP- MESTRADO EM ENERGIAS ALTERNATIVAS 2013/ 2015		Versão 0.0	

Referências bibliográficas

- [1] *European Commission - Reference Document on Best Available Techniques for Energy Efficiencies. February 2009.*
- [2] "Nalco Chemical Company"- *The Nalco Water Handbook*. Mcgraw Hill, *second edition*, 1988.
- [3] "Água Industrial- tratamento e condicionamento de água para caldeiras e geradores de Vapor- NP4079, 1993.
- [4] www.gewater.com - "GE- *Water Purification Handbook*".
- [5] www.lneg.pt- página do LNEG - Laboratório Nacional de Energia e Geologia.
- [6] MAQUEIJO, Vitor; FERNANDES, Maria Cristina; MATOS, Henrique A.; NUNES, Clemente Pedro; CALAU, João Paulo; CARNEIRO, Jorge; OLIVEIRA, Fernando- Medidas de eficiência energética aplicáveis à Indústria Portuguesa: um enquadramento tecnológico sucinto. ADENE, Julho 2010. ISBN 978-972-8646-18-9.
- [7] GESTRA, Flowserve- *Special Equipment and vessels for heat recovery*. 810305-02/507 EMA - © Gestra AG- Bremen. Printed in Germany 2007.
- [8] BABCOCK & WILCOX - "Steam – Its generation and use"- *Babcock & Wilcox Company 38 th edition, 1972.*
- [9] HARREL, Greg, Ph.D., P.E. – "Steam System Survey Guide". *The University of Tennessee, Energy, Environment Resources Center, Prepared by OAK Ridge National Laboratory. Published May 2002.*
- [10] CENGEL, Yunnus A.; CIMBALA John M.; TURNER, Robert H. - *Fundamentals of Thermal – Fluid Sciences*. McGraw-Hill 4th Edition, 2012. ISBN 978-007-132511-0
- [11] Despacho n.º 17313/2008 - Poderes Caloríficos Inferiores e Fatores de Emissão para Combustíveis. Diário da República, 2.ª série — N.º 122 — 26 de Junho de 2008.
- [12] PILÃO, Rosa – Apontamentos da Unidade Curricular " Sistemas de Conversão de Energia", ISEP - Mestrado em Energias Sustentáveis. Ano letivo 2013/ 2014.
- [13] CIBO, *Council of Industrial Boiler Owners* – "Energy Efficiency Handbook". November 1997.
- [14] *U.S. Department of Energy (DOE) - "Improve Your Boiler's Combustion Efficiency". Steam Tip Sheet #4. January 2012.*
- [15] COELHO, Pedro; COSTA, Mário – Combustão. Edições Orion. 2ª Edição Março 2012. ISBN: 978-972-8620-10-3.
- [16] Direção Geral de Energia – "Utilização Racional de Caldeiras a Gás. "Coleção "Economia de energia, Volume 15".1986. ISBN Nº 942-9030-44-8.
- [17] www.scan-tronic.dk - Página da "Scan-tronic", fabricante de analisadores de combustão (consultado a 19 de abril de 2015).
- [18] www.cleanboiler.org (consultado a 20 de abril de 2015).
- [19] Spirax- Sarco – " *The Steam and Condensate Loop Book*"- *First Edition 2007.*
- [20] *U.S. Department of Energy (DOE) - "Use Feedwater Economizers for Waste Heat Recovery". Steam Tip Sheet #3. January 2012.*
- [21] www.grundfos.com – "Pumps and pumps solutions for all your needs".
- [22] www.babcock-wanson.com – Fabricante de caldeiras (consultado a 20 de abril de 2015).
- [23] GESTRA, Flowserve- *Equipment for energy supply Centres*. 810689-07/110 EMA - © Gestra AG- Bremen. Printed in Germany 2010.
- [24] *U.S. Department of Energy's (DOE) Advanced Manufacturing Office (AMO) – "Improving Steam System Performance: A Sourcebook for Industry". Second Edition 2012.*

- [25] *U.S. Department of Energy – Steam Pressure Reduction : Opportunities and Issues. December 2005.*
- [26] ASHRAE – *HVAC Fundamentals Handbook. Edition 1997*
- [27] MURGAI, M. P.; CHANDRA, Ram – *"Boiler Operations". New Age International Ltd Publishers, 1990.*
- [28] GESTRA, Flowserve- *Condensate Manual. 810580-08 - © Gestra AG- Bremen. Printed in Germany 8-02-2015.*
- [29] www.steamair-systems.com. Página da *Steamair Systems*- Consultoria, equipamentos e manutenção industrial (consultado a 25 de maio de 2015).
- [30] GESTRA, Flowserve- *Gestra Guide. 818600-01 - © Gestra AG- Bremen. Printed in Germany 02-2010.*
- [31] TLV – *Removing air from steam - www.tlv.com* (consultado a 25 de maio de 2015)
- [32] .MACOGA SA – *Metal expansion Joints- www.macoga.com* (consultado a 15 de junho de 2015)
- [33] EWEN- Gestão de energia e Ambiente- *Valve Jackets - www.ewen-energy.com* (consultado a 15 de junho de 2015)
- [34] *U.S. Department of Energy (DOE) - "Install Removable Insulation on Valves and Fittings". Steam Tip Sheet #17. January 2012.*
- [35] G- TEAM AS – *Steam micro turbines. www.steamturbo.com* (consultado a 15 de julho de 2015)
- [36] *U.S. Department of Energy (DOE) - "Replace Pressure-Reducing Valves with Backpressure Turbogenerators". Steam Tip Sheet #20. January 2012 2.*
- [37] TECHNOPA GmbH, Austria – *S2E micro turbines. www.technopa.eu* (consultado a 15 de julho de 2015).
- [38] PORDATA - <http://www.pordata.pt/Subtema/Portugal/Energia-90> (consultado a 30 de junho de 2015)
- [39] SULLIVAN, G.P. ; PUGH, R. ; MELENDEZ, A.P. ; HUNT, W.D. – *O&M Operations & Maintenance, A guide to achieving Operational Efficiency, Release 2.0. US- DOE July 2004.*
- [40] DETR – *"Steam Distribution Costs". Energy consumption guide nr. 67.*
- [41] www.ari-armaturen.com - ©2015 ARI- Armaturen- Albert Richter GmbH Co (consultado a 30 de junho de 2015).
- [42] LESER – *"Engineering" (World of safety valves). Manual disponível online em www.leser.com/en/tools/* (consultado a 28 de julho de 2015).
- [43] DIN 3320- *Part 1 - Safety valves; safety shut-off valves; definitions, sizing, marking.*
- [44] Alfa- Laval – *"Steam and Plate Heat Exchangers". Printed by Wallin & Dalholm Boktr.AB, Lund 1997 Sweden.*
- [45] Direção Geral de Energia – *"Utilização do vapor para transferir energia". Coleção Economia de energia, Volume 3".1986.*
- [46] Direção Geral de Energia – *"Dimensionamento correto do isolamento térmico". Coleção "Economia de energia, Volume 8.1986. ISBN Nº 972-9030-37-5.*
- [47] *U.S. Department of Energy (DOE) - "Cover Heated, Open Vessels". Steam Tip Sheet #19. January 2012.*
- [48] Kadant Johnson Inc. – *"Single-felt dryer sections". Technical White Paper Series.*
© 2009 Kadant Johnson Inc.
- [49] www.smartconversion.com – Diversas tabelas, calor específico, densidades, etc (consultado a 25 de maio de 2015).



- [50] OGATA, Katsuhiko – “Modern Control Engineering”. Third Edition. Prentice Hall 1997. ISBN: 0- 13- 227307- 1.
- [51] MERRIT, C.; Fulton Thermal Corp.- “*Steam Accumulators and Steam Boiler Response to Load Changes*”. *Fulton White Paper*. www.fulton.com
- [52] www.nrcan.gc.ca. Página da “*Energy, Mines and Resources*” (consultado a 1 de agosto de 2015).
- [53] www.armstronginternational.com – Fabricante de Purgadores e outros equipamentos de vapor (consultado a 25 de maio de 2015).
- [54] www.nifes.co.uk – **NIFES (National Industrial Fuel Efficiency Service)** are one of the UK’s leading engineering consultants (consultado a 1 de agosto de 2015).
- [55] www.swagelocenergy.com – Consultores de energia (consultado a 1 de agosto de 2015).
- [56] U.S. Department of Energy (DOE) - “*Use Steam Jet Ejectors or Thermocompressors to Reduce Venting of Low-Pressure Steam*”. *Steam Tip Sheet #29*. January 2012.
- [57] Kadant Johnson Inc. – “*Thermocompressores*”. © Kadant Johnson Inc. 2014.
- [58] YORK- JOHNSON CONTROLS- “*Application opportunities for absorption chillers*”. © 2008 Johnson Controls.
- [59] PEREIRA, Nuno Clímaco; CALAU, João Paulo – SGCIE, *Intensive Energy Consumption Management System*”. Apresentação da ADENE na *ODYSSEE-MURE 4th project meeting 21-22 May 2015, Den Haag, NL*.
- [60] WORLD BANK INSTITUTE - <http://data.worldbank.org/indicator/all> (consultado a 3 de outubro de 2015).
- [61] U.S. Department of Energy (DOE) - “*Benchmark the Fuel Cost of Steam Generation*”. *Steam Tip Sheet #15*. January 2012.
- [62] INTERNATIONAL ENERGY AGENCY – “*Energy Policies of IEA countries- Portugal 2009 Review*”. © OECD/ IEA 2009.
- [63] <http://www.engineeringtoolbox.com/> *Resources, Tools and Basic Information for Engineering and Design of Technical Applications* (consultado a 25 de maio de 2015).
- [64] LACKNER, Petra; HOLANEK, Nicole – “*Step by step guidance for the implementation of energy management*” .BESS Benchmarking and Energy Management Schemes in SMEs. Intelligent Energy – Europe (IEE) EIE/04/246/S07.38678
- [65] www.ietd.iipnetwork.org - *Bureau of Energy Efficiency. Energy Monitoring and Targeting* (consultado a 4 de outubro de 2015).
- [66] CASTANHEIRA, Luís – Apontamentos da Unidade Curricular “*Utilização Racional de Energia*”, ISEP - Mestrado em Energias Sustentáveis. Ano letivo 2014/ 2015.
- [67] SPIRAX- SARCO – *Product Handbook*, 2008.
- [68] CAETANO, Nídia – Apontamentos da Unidade Curricular “*Energias Renováveis I- Módulo Biomassa*”, ISEP - Mestrado em Energias Sustentáveis. Ano letivo 2013/ 2014.