



Uso Sustentável de Vapor

ABÍLIO ALVES BARBOSA

Novembro de 2015

Uso Sustentável de Vapor

Abílio Alves Barbosa

Dissertação submetida para a obtenção do grau de Mestre em Energias
Sustentáveis

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica

7 de novembro de 2015

Relatório da Unidade Curricular de Dissertação do 2º ano do Mestrado em Energias Sustentáveis

Candidato: Abílio Alves Barbosa, Nº 1121298, 1121298@isep.ipp.pt

Orientação Científica: Professor Doutor José Carlos Pereira Lopes da Costa,
loc@isep.ipp.pt

Mestrado em Engenharia Energias Sustentáveis

Departamento de Engenharia Mecânica



7 de novembro de 2015

Agradecimentos

À Professora, Doutora Nídia Caetano, Diretora do Curso, pelo acolhimento e pela capacidade de tornar realidade o que aparentemente seria impossível.

Ao Professor, Doutor José Carlos Pereira Lopes Da Costa, que amavelmente e com uma paciência admirável aceitou a coordenação deste trabalho.

Também gostaria de agradecer, a todas as pessoas que possibilitaram a entrada em algumas empresas consumidoras de vapor, de uma forma completamente aberta e com total apoio e suporte, que excedeu largamente o que se poderia esperar. Assim, quero agradecer aos Exmos. Senhores:

Eng. Pedro Costa, Diretor de Manutenção da “Inapal Plásticos, S.A.”

Joaquim Rodrigues, Responsável da Manutenção da “Prio- Biocombustíveis, S.A.”

Dr. João Ferreira, CEO das “Malhas Sonix, S.A.”

Paulo Santos, Responsável da Manutenção das “Malhas Sonix, S.A.”

Finalmente, não posso deixar de agradecer à minha filha Mariana e à minha mulher Teresa, pelo apoio e pela paciência, crucial num regresso à escola após quase 30 anos.

Resumo

Em 2006, a IEA (Agência Internacional de Energia), publicou alguns estudos de consumos mundiais de energia. Naquela altura, apontava na 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. Evidenciou também nesses estudos que o potencial de poupança de energia nos sistemas de vapor era de 3,27 EJ/ano. Ou seja, quase tanto como a energia consumida nos sistemas de vapor da U.E. Não se encontraram números relativamente a Portugal, mas comparativamente com outros Países publicitados com alguma similaridade, o consumo de energia em vapor rondará 0,2 EJ/ano e por conseguinte um potencial de poupança de cerca 0,02 EJ/ano, ou $5,6 \times 10^6$ MWh/ano ou uma potência de 646 MW, mais do que a potência de cinco barragens Crestuma/Lever! Trata-se efetivamente de muita energia; interessa por isso perceber o onde e o porquê deste desperdício. De um modo muito modesto, pretende-se com este trabalho dar algum contributo neste sentido. Procurou-se evidenciar 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; interessou neste trabalho estudar o modo de como é manuseado o vapor na sua função de transporte de energia térmica, e de como este 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, “*layouts*” do sistema de distribuição mal desenhados, inexistência de registos de produção e consumos de vapor, etc.

A base de organização deste estudo foi o ciclo de vapor: produção, distribuição, consumo e recuperação de condensado. Pareceu importante incluir 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; será de destacar a experiência americana no uso de micro turbinas para a redução de pressão com produção simultânea de eletricidade. Em Portugal não se conhecem instalações com esta opção. Fabricantes da República Checa e Áustria, têm tido sucesso em algumas dezenas de instalações de redução de pressão em diversos países europeus (UK, Alemanha, R. Checa, França, etc.). 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 - “*stalled conditions*”. Tenta-se também evidenciar as vantagens da recuperação de vapor de *flash* (infelizmente de pouca tradição em Portugal), e a aplicação de termocompressores. Finalmente aborda-se o *benchmarking* e monitorização, quer dos custos de vapor quer dos consumos específicos dos produtos. Esta abordagem é algo ligeira, por manifesta falta de estudos publicados.

Como trabalhos práticos, foram efetuados levantamentos a instalações de vapor em diversos sectores de atividades; 1. ISEP - Laboratório de Química. Porto, 2. Prio Energy - Fábrica de Biocombustíveis. Porto de Aveiro. 3. Inapal Plásticos. Componentes de Automóvel. Leça do Balio, 4. Malhas Sonix. Tinturaria Têxtil. Barcelos, 5. Uma instalação de cartão canelado e uma instalação de alimentos derivados de soja. Também se inclui um estudo comparativo de custos de vapor usado nos hospitais: quando produzido por geradores de vapor com queima de combustível e quando é produzido por pequenos geradores elétricos. Os resultados estão resumidos em tabelas e conclui-se que se o potencial de poupança se aproxima do referido no início deste trabalho.

Palavras-Chave

Combustível, economia de energia, energia, produção de vapor, recuperação de energia, sustentabilidade no uso de vapor, vapor.

Abstract

In 2006, the IEA (International Energy Agency) has published several studies concerning world energy consumption. At that time, manufacturing fossil electricity use was approximately 86.16 EJ/year (86.16×10^{18} J) and steam systems use 32.75 EJ/year. These studies also highlighted that the potential for energy saving in steam systems was 3.27 EJ/year, almost as much as the energy consumed in the EU steam systems. Data regarding Portugal was not found; however by comparison with other countries, advertised with some similarity, steam energy consumption was estimated to be around 0.2 EJ/year, with a savings potential of about 0.02 EJ/year, or 5.6×10^6 MWh/year or a 646 MW power, more than five “Crestuma /Lever” dam power. This is effectively a considerable amount of energy. It is crucial to realize where and why this energy is lost. In a very modest way, this report tries to give some contribution on this subject. One goal is to show realistic possibilities of industrial steam users to reduce energy consumption associated with its production. The different forms of energy for the steam generation, whether fossil or renewable, are not the focus of this project. Rather, it intends to shed some lights on how steam is handled on its thermal energy transport role and how this can be improved in their heat transfer efficiency, ideally with less energy consumption. In fact, what are the advantages if one chooses to replace the fuel type by a more sustainable one, if downstream, energy losses persists? Losses as excessive discharge in boilers blowdown, with associated heat loss, permanent steam emissions to the atmosphere, condensate tanks losses, defective valve seals, inadequate steam pressure related to desired temperatures, wrong steam distribution piping layout, lack of production and steam consumption records, etc.

The present report was organized according to the steam cycle stages: production, distribution, consumption and condensate recovery. It was decided to include the water treatment theme in this study, due to its implications on heat transfer.

Regarding steam generation, it turned out that the biggest energy losses are due to lack of control in excess air and to boilers blowdown. On the theme of steam distribution, it is discussed the pipe sizing, the need for condensate drain upstream of control valves, the pressure reducing valves and, highlighting the American experience, the use of micro turbines for pressure reduction with simultaneous production of electricity. In Portugal, there are no known installations with this option. Some micro turbines manufacturers from the Czech Republic and Austria have been successful in some dozens of pressure-reduction

facilities in several European countries (UK, Germany, Czech R., France, etc.). To determination of steam consumption, on steam systems design or even to estimate of existing machines, this report propose a series of equations used to describe the most common cases. Moreover, it gives particular emphasis to the problem of condensate stall conditions, which affects a large percentage of heat exchangers. This report also tries to highlight the advantages of recovery from flash steam (unfortunately with little tradition in Portugal), and thermocompressors. Finally, it addresses the benchmarking and monitoring the steam costs and products specific consumption. However, this approach is somehow modest, due to manifest lack of published studies.

The practical work consisted on surveys carried out in steam installations concerning several sectors of activities: 1. ISEP- chemistry laboratory, Porto; 2. Prio Energy-Biofuels Plant, Porto de Aveiro; 3. Inapal Plásticos- Automobile componentes, Leça do Balio; 4. Malhas Sonix- Dyeing Textile, BarceloS; 5. Installation of corrugated cardboard and other of soy-derived foods. A comparative study of steam costs for humidification, used in hospitals, either produced by steam generators with fuel burning or by small electric generators, was carried out. The obtained results are summarized in tables and it was possible to conclude that the potential savings are similar to those mentioned at the beginning of this work.

Keywords

Energy, energy recovery, energy saving, fuel, steam, steam production, sustainability in the use of steam

Índice

AGRADECIMENTOS	III
RESUMO	IV
ABSTRACT	VI
ÍNDICE	VIII
ÍNDICE DE FIGURAS	X
ÍNDICE DE TABELAS	XV
NOMENCLATURA	XVIII
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. ENQUADRAMENTO	3
1.2. OBJETIVOS	4
1.3. ORGANIZAÇÃO DO RELATÓRIO	5
2. TRATAMENTO DE ÁGUA	7
2.1. INTRODUÇÃO	7
2.2. ÁGUA E SUAS CARACTERÍSTICAS	7
2.3. TRATAMENTO DE ÁGUA	13
2.4. TRATAMENTO EXTERNO DA ÁGUA	17
2.5. TRATAMENTO DA ÁGUA INTERNO	22
2.6. PURGAS - TOTAL DE SÓLIDOS DISSOLVIDOS	23
3. PRODUÇÃO DE VAPOR	25
3.1. INTRODUÇÃO	25
3.2. CUSTO DO VAPOR	26
3.3. EFICIÊNCIA DA CALDEIRA	29
3.3.1. P_{CV} , PERDAS ASSOCIADAS AO COMBUSTÍVEL NAS CINZAS VOLANTES	31
3.3.2. P_{CF} , PERDAS ASSOCIADAS AO COMBUSTÍVEL NAS CINZAS DE FUNDO	31
3.3.3. P_{GC} , PERDAS ASSOCIADAS AO CALOR SENSÍVEL NOS GASES SECOS DE COMBUSTÃO	32
3.3.4. PH_2O , PERDAS ASSOCIADAS À ENTALPIA DO VAPOR DE ÁGUA NOS GASES DE COMBUSTÃO	33
3.3.5. P_{CO} , PERDAS ASSOCIADAS A INQUEIMADOS NOS GASES DE COMBUSTÃO	34
3.3.6. PR , PERDAS POR RADIAÇÃO, CONVECÇÃO E OUTRAS PERDAS NÃO-CONTABILIZÁVEIS	35
3.3.7. PP , PERDAS ASSOCIADAS ÀS PURGAS	35
3.4. REDUÇÃO DO EXCESSO DE AR	36
3.4.1. AVALIAÇÃO	36
3.4.2. RECOMENDAÇÕES	40
3.5. RECUPERAÇÃO DO CALOR DOS GASES DE COMBUSTÃO/ECONOMIZADORES	42
3.6. CONTROLO DE NÍVEL MODULANTE	45
3.7. RECUPERAÇÃO DE CALOR DAS PURGAS DA CALDEIRA	51
3.7.1. INTRODUÇÃO	51
4. DISTRIBUIÇÃO DE VAPOR	56
4.1. INTRODUÇÃO	56
4.2. PRESSÃO DE VAPOR	56
4.3. DIMENSIONAMENTO E <i>LAYOUT</i> DAS TUBAGENS	59
4.3.1. DIMENSIONAMENTO	59
4.3.2. <i>LAYOUT</i>	62
4.4. REDUÇÃO DE PRESSÃO	72
4.4.1. REDUÇÃO DE PRESSÃO COM VÁLVULA REDUTORA DE PRESSÃO	73
4.4.2. REDUÇÃO DE PRESSÃO COM MICRO TURBINA A VAPOR SATURADO	76

4.5.	EMISSÕES DE VAPOR PARA A ATMOSFERA	79
4.5.1	FUGAS DE VAPOR EM TUBAGENS E ACESSÓRIOS	79
4.5.2	EMISSÕES DE VAPOR PELAS HASTES DAS VÁLVULAS	83
4.5.3	EMISSÃO DE VAPOR POR VÁLVULAS DE SEGURANÇA	86
5.	CONSUMO DE VAPOR.....	93
5.1.	DETERMINAÇÃO DE CONSUMOS DE VAPOR	93
5.1.2	CONSUMO DE VAPOR EM TANQUES/REACTORES.....	95
5.1.3	CONSUMO DE VAPOR DE TUBAGENS, ACESSÓRIOS E VÁLVULAS.....	98
5.1.4	CONSUMO DE VAPOR EM BATERIAS DE AQUECIMENTO	104
5.1.5	CONSUMO DE VAPOR EM CILINDROS SECADORES.....	105
5.2.	PERMUTADORES DE CALOR.....	107
5.3.	CONTROLO DE TEMPERATURA	111
5.3.2	CONTROLO MODULANTE.....	113
5.3.3	SELEÇÃO DOS PARÂMETROS PID	113
5.4.	ACUMULADORES DE VAPOR.....	117
6.	DRENAGEM E RECUPERAÇÃO DE CONDENSADO. APROVEITAMENTO DE VAPOR DE REEVAPORAÇÃO.....	123
6.1.	INTRODUÇÃO	123
6.2.	PURGADORES DE CONDENSADO DE VAPOR	124
6.2.1	TIPOS DE PURGADORES	125
6.2.2	DIMENSIONAMENTO, PERDAS DE VAPOR E MONITORIZAÇÃO DO FUNCIONAMENTO.....	132
6.3.	ALAGAMENTO DE PERMUTADORES (<i>STALL POINT</i>).....	140
6.4.	DIMENSIONAMENTO DE TUBAGENS DE CONDENSADO.....	146
6.5.	BOMBEAMENTO DE CONDENSADO	148
6.6.	RECUPERAÇÃO DE VAPOR “FLASH”	151
6.7.	TERMOCOMPRESSORES	153
6.8.	BOMBAS DE CALOR DE ABSORÇÃO.....	158
7.	BENCHMARKING E MONITORIZAÇÃO.	165
7.1.	INTRODUÇÃO	165
7.2.	DESEMPENHO ENERGÉTICO DO PAÍS	166
7.3.	<i>BENCHMARKS</i> DA EFICIÊNCIA DE SISTEMAS DE VAPOR.....	169
7.4.	CONTRIBUIÇÃO DESTE TRABALHO	173
7.5.	EXPERIÊNCIA EUROPEIA.....	174
7.6.	EXPERIÊNCIA DOS ESTADOS UNIDOS DA AMÉRICA.....	175
7.7.	MONITORIZAÇÃO.....	178
8.	CASOS PRÁTICOS. RESULTADOS E CONCLUSÕES.	182
8.1.	INTRODUÇÃO	182
8.2.	INAPAL PLÁSTICOS, S.A.	184
8.3.	PRIO- BIOCMBUSTÍVEIS, S.A.	193
8.4.	ISEP – LABORATÓRIO DE QUÍMICA	202
8.5.	EXEMPLO DE FÁBRICA DE DERIVADOS DE SOJA.....	209
8.6.	EXEMPLO DE FÁBRICA DE CARTÃO CANELADO	214
8.7.	HOSPITAIS – VAPOR PARA HUMIDIFICAÇÃO	218
8.8.	MALHAS SONIX	223
8.9.	RESULTADOS E CONCLUSÕES.....	230
	REFERÊNCIAS DOCUMENTAIS	234

Índice de Figuras

Figura 1 Ciclo de vapor.....	5
Figura 2 Ciclo da água.	8
Figura 3 Dureza temporária.	10
Figura 4 Dureza no interior da caldeira.....	11
Figura 5 Dureza total.....	11
Figura 6 Dureza da água em Portugal continental [5].....	12
Figura 7 Gráfico de pH.	13
Figura 8 Alimentação de água à caldeira.	14
Figura 9 Descalcificador simples.	18
Figura 10 Tanque de alimentação de água à caldeira com torre de desgaseificação [7].....	21
Figura 11 Relação conteúdo oxigénio e temperatura da água.....	21
Figura 12 Balanço de energia de uma caldeira [12].....	29
Figura 13 Gráfico da Combustão para alguns dos combustíveis mais correntes [16].....	39
Figura 14 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).	40
Figura 15 Exemplo de analisador de combustão e localização recomendadas para as sondas.	41
Figura 16 Instalação de sonda de O ₂ e controlo de admissão de ar.	42
Figura 17 Sistema de alimentação de água com economizador [19].	43
Figura 18 Perfil do nível de água com controlo modulante vs. controlo tudo/nada [19].	46
Figura 19 Controlo de nível modulante com variador de velocidade da bomba e válvula [19].....	47
Figura 20 Curvas da Bomba [21].	48
Figura 21 Controlo de nível modulante com válvula e refinamento por variação de velocidade função da pressão [22].....	49
Figura 22 Controlo de nível modulante a 2 elementos [19].	50
Figura 23 Esquema da recuperação de calor das purgas da caldeira [23].	52
Figura 24 Relação pressão relativa de vapor/volume específico [8].	57
Figura 25 Pormenor de coletor com conjunto de purga [29].	62
Figura 26 Pormenor da linha de distribuição principal [29].	63
Figura 27 Pormenor de linhas de distribuição ascendentes [19].	63
Figura 28 Pormenor da linha de retorno de condensados [29].	64

Figura 29 Pormenor de ramais secundários [29].....	64
Figura 30 Pormenor de derivação com sistema de controlo acima da linha [29].....	64
Figura 31 Pormenor de derivação com sistema de controlo abaixo da linha mas com purga [19].	65
Figura 32 Potenciais fontes de “ <i>martelos de água</i> ” [19].....	65
Figura 33 Dimensões para potes de purga [30].....	66
Figura 34 Perfil de temperatura do vapor até ao produto [19].	67
Figura 35 Esquema típico de um conjunto de purga fim de linha com eliminação de ar [19].	68
Figura 36 Pormenor de guias e ancoragens em junta de dilatação [32].	70
Figura 37 Pormenor de guias e ancoragens em duas juntas de dilatação [32].	70
Figura 38 Comportamento do isolamento à temperatura [33].	71
Figura 39 Válvulas redutora [28].	74
Figura 40 Estação redutora de pressão [28].	74
Figura 41 Micro turbina instalada em paralelo com uma estação de redução de pressão [35].	76
Figura 42 Micro turbinas “Technopa” Áustria.....	77
Figura 43 Micro turbina de 150 kW da “G-Team”, Republica Checa.....	77
Figura 44 Curvas de cálculo da potência de micro turbinas [37].	78
Figura 45 Exemplo de pluma de vapor a partir de um furo no tubo [39].	80
Figura 46 Perdas de vapor por orifícios de diferentes diâmetros a diferentes pressões [1].	81
Figura 47 Plumas e perdas de vapor [13].	82
Figura 48 Secção de haste e empanque de válvula de globo [41].	84
Figura 49 Perdas de vapor pelas folgas das hastes e válvulas [29].	85
Figura 50 Válvula de globo com vedação por fole [41].	86
Figura 51 Válvula de segurança de mola [42].	87
Figura 52 Válvula de segurança fechada [42].	87
Figura 53 Válvula de segurança no limite de vedação [42].	88
Figura 54 Válvula de segurança aberta [42].	89
Figura 55 Sequencia de funcionamento de uma válvula de segurança [42].	90
Figura 56 Diferença recomendável da pressão de operação relativamente à pressão de calibração [43].	90
Figura 57 Pormenor de localização recomendada para drenos [41].	92
Figura 58 Coeficientes globais de transferência de calor, de chapas de aço para o ar ambiente, para vários ΔT (°C) nas abcissas.	96
Figura 59 Perdas de calor pelas superfícies da água [45].	98

Figura 60 Desempenho de uma camisa de isolamento [33].	103
Figura 61 Exemplo de conduta de ar com uma bateria de aquecimento [19].	104
Figura 62 Exemplo de máquina de papel com cilindros secadores [48].	105
Figura 63 Exemplo de permutador de calor de placas [44].	107
Figura 64 Aplicações de permutadores de calor de placas [44].	108
Figura 65 Controlo de temperatura na entrada de vapor [44].	110
Figura 66 Controlo de temperatura na entrada e bomba na descarga de condensado [44].	110
Figura 67 Controlo de temperatura nos condensados [44].	111
Figura 68 Sistema de controlo de temperatura [44].	112
Figura 69 Anel de controlo [44].	112
Figura 70 Ação proporcional.	114
Figura 71 Ação integral.	114
Figura 72 Ação derivativa.	115
Figura 73 Seleção dos parâmetros PID.	116
Figura 74 Ciclo de vapor num autoclave, sem ajuda de um acumulador de vapor [51].	117
Figura 75 Acumulador de vapor “ <i>Fulton</i> ”.	119
Figura 76 Ciclo de vapor num autoclave apoiado com acumulador de vapor [51].	120
Figura 77 Esquema de uma instalação de caldeira e acumulador de vapor.	120
Figura 78 Diferencial de pressão para permitir descarga de condensado [30].	125
Figura 79 Funcionamento do purgador de balde invertido [19].	125
Figura 80 Funcionamento do purgador de flutuador [19].	127
Figura 81 Funcionamento do purgador termodinâmico [19].	128
Figura 82 Funcionamento do purgador bimetálico [19].	129
Figura 83 Funcionamento do purgador de pressão balanceada [19].	131
Figura 84 Exemplo de um gráfico de capacidades de descarga em função do ΔP [30].	133
Figura 85 Purgador com monitor/ transmissor <i>wifi</i> [53].	139
Figura 86 Sistema de monitorização de purgadores [53].	139
Figura 87 Acumulação de condensado num permutador [44].	142
Figura 88 Continuação do ciclo “ <i>stall</i> ”.	142
Figura 89 Estagnação devido à altura da linha de condensado.	143
Figura 90 Eliminação do “ <i>Stall Point</i> ” em bateria de aquecimento de ar com recurso a bomba associada a um purgador.	143
Figura 91 Gráfico <i>Stall</i> .	145

Figura 92	Gradiente de temperatura num permutador [28].....	146
Figura 93	Gráfico de dimensionamento de tubagens de condensado sem vapor de <i>flash</i> [28].....	148
Figura 94	Exemplo de tanque de condensados equipado com bombas elétricas [28].....	149
Figura 95	Exemplo de grupo de bombagem com bomba a vapor [19].	150
Figura 96	Instalação com tanque de condensados atmosférico [55].	151
Figura 97	Instalação com sistema de condensados pressurizados [55].	151
Figura 98	Utilização de vapor <i>flash</i> numa bateria de aquecimento de ar [19].	152
Figura 99	Termocompressor regulável [57].	153
Figura 100	Termocompressor, perfil de pressões [57].	154
Figura 101	Termocompressor, perfil de velocidades [57].	154
Figura 102	Dimensionamento do termocompressor [57].	156
Figura 103	Bomba de calor por compressão [1].	159
Figura 104	Bomba de calor de absorção [1].	160
Figura 105	Sistemas de Cogeração.	161
Figura 106	Recuperação de Biogás.	162
Figura 107	Indústria Cervejeira.	162
Figura 108	Indústria de Papel.	163
Figura 109	Incineradores.....	164
Figura 110	Consumo de energia com origem em combustíveis fósseis (% do total) [60].	166
Figura 111	Emissões de CO ₂ (toneladas per capita) [60].	167
Figura 112	Combustível importado (% de toda a importação) [60].	167
Figura 113	Energia importada (% da energia usada) [60].	168
Figura 114	Consumo de energia renovável (% de todo o consumo) [60].	169
Figura 115	Estimativa global média da eficiência nos E.U.A. [61].	170
Figura 116	Evolução mensal de consumos de energia – produção [65].	180
Figura 117	Relação energia vs produção [65].	181
Figura 118	Inapal, prensa operada por <i>robots</i>	185
Figura 119	Inapal, esquema simples da central térmica.	186
Figura 120	Inapal, esquema simplificado do sector das prensas.	187
Figura 121	Inapal, pormenor “A” da estação de válvulas de controlo de vapor.	187
Figura 122	Permutador montado sobre depósito de condensados para recuperação do vapor de <i>flash</i> [67].	191
Figura 123	Reação química na produção de biodiesel [68].	194

Figura 124 Diagrama no processo de fabrico de biodiesel [69].	195
Figura 125 Prio Biocombustíveis, esquema simples da central térmica.	196
Figura 126 Prio Biocombustíveis, distribuição de vapor para a refinaria.	197
Figura 127 ISEP- Laboratório de Química.	203
Figura 128 ISEP- Laboratório de Química- distribuição de vapor.	204
Figura 129 Acumulação de condensado em filtros e reduções [19].	206
Figura 130 Evolução de temperaturas e pressões.	207
Figura 131 Tratamento UHT [71].	210
Figura 132 Fábrica de derivados de soja- distribuição de vapor.	211
Figura 133 Esquema simplificado da caneladora [72].	215
Figura 134 Sistema de vapor com controlo de pressão diferencial e arrasto numa Caneladora [73].	217
Figura 135 Drenagem e bombagem de condensado das mesas de uma Caneladora [74].	218
Figura 136 Humidade relativa vs efeitos [26].	219
Figura 137 Humidificador de injeção direta e pormenor da lança [75].	221
Figura 138 Gerador de vapor limpo [76].	222
Figura 139 Malhas Sonix- central térmica.	224
Figura 140 Malhas Sonix- tinturaria “nova”.	225
Figura 141 Malhas Sonix- tinturaria “antiga”.	225
Figura 142 Malhas Sonix- lavandaria.	226
Figura 143 Malhas Sonix – secção de ferros e prensas.	227

Índice de Tabelas

Tabela 1	Energia consumida na produção de vapor na Europa a 15 em 1994.	1
Tabela 2	Impurezas mais comuns presentes na água [3].	9
Tabela 3	Valores recomendados para os vários parâmetros definidores da qualidade da água de caldeiras.	15
Tabela 4	Valores de TSD recomendados [3].	23
Tabela 5	Tabela de vapor saturado [10].	26
Tabela 6	Poderes Caloríficos Inferiores e Fatores de emissão para Combustíveis.	28
Tabela 7	% de CO ₂ nos gases secos.	32
Tabela 8	Valores de <i>K</i> para aplicar na equação (9), para vários combustíveis [6, 12].	33
Tabela 9	Porcentagem em peso de humidade e hidrogénio.	34
Tabela 10	Valores de <i>K</i> para vários combustíveis [6, 12].	34
Tabela 11	Perdas por radiação, convecção e outras não contabilizáveis.	35
Tabela 12	Valores típicos de excesso de ar, CO ₂ , O ₂ e CO de vários combustíveis [13].	36
Tabela 13	Variação da eficiência com a temperatura dos gases [9].	37
Tabela 14	Recuperação de calor pelos gases de combustão [1].	44
Tabela 15	Tabela de velocidades recomendadas para diversos fluidos [28].	61
Tabela 16	Condutividade térmica de vários materiais [9].	66
Tabela 17	Consequência da mistura de ar com vapor [31].	67
Tabela 18	Distâncias entre suportes [28].	68
Tabela 19	Coefficientes de expansão de vários metais [28].	69
Tabela 20	Perda de calor em tubagens sem isolamento [34].	72
Tabela 21	Perdas de vapor em furos e plumas [13].	80
Tabela 22	Valores recomendados de pressão de calibração conforme pressão de operação [43]. ...	91
Tabela 23	Alguns coeficientes de transferência, <i>U</i> , de calor [44].	95
Tabela 24	Efeito na transferência com ar em movimento [45].	96
Tabela 26	Coefficientes de transferência de calor global em tanques óleo [45].	97
Tabela 27	Massa típica de tubagens, flanges e válvulas de seccionamento [45].	99
Tabela 28	Capacidade específica de calor de alguns aços [45].	100
Tabela 29	Calor emitido por tubagens sem isolamento térmico [46].	100
Tabela 30	Fatores a aplicar nas perdas estimadas com a tabela 28.	101
Tabela 31	Fatores de redução nas perdas de calor em tubagens isoladas.	101

Tabela 32 Economia resultante da aplicação de casacos de isolamento [47].....	103
Tabela 33 Densidade e capacidades específicas de calor de vários fluidos [49].....	109
Tabela 34 Cálculo Ziegler- Nichols [50].....	117
Tabela 35 Efeitos dos parâmetros PID.	117
Tabela 36 Conteúdo de energia no condensado e vapor de <i>flash</i> [1].	124
Tabela 37 Seleção do tipo de purgador [19, 30, 52].....	134
Tabela 38 Caudais de vapor em purgadores com fuga [1].	135
Tabela 39 Possíveis estados de funcionamento de um purgador [1].....	135
Tabela 40 Fatores de operação para as perdas de vapor de um purgador [1].....	136
Tabela 41 Fatores de carga para as perdas de vapor [1].....	137
Tabela 42 Constantes de relação CO ₂ /tipo de combustível, para η de combustão de 83% [54]. ..	140
Tabela 43 Dimensionamento de tubagens de condensado com vapor <i>flash</i> [28].....	147
Tabela 44 Diâmetros nominais de termocompressores [57].	157
Tabela 45 Dimensões gerais dos termocompressores [57].....	157
Tabela 46 Potencial de poupança para uma amostra alargada de indústrias nos E.U.A. [61].....	170
Tabela 47 Poupanças e investimento necessário em sistemas de vapor [62].	171
Tabela 48 Consumos de vapor e potencial de poupança por País [62].	172
Tabela 49 Consumos de vapor típicos de vários equipamentos [63].	173
Tabela 50 Medidas horizontais propostas pelo projeto europeu, <i>Bess</i> [64].	175
Tabela 51 Custo de combustível na produção de vapor e percentagem de poupança nas Instalações que efetuaram levantamento por IAC [61].....	176
Tabela 52 Resultados Ponderados dos levantamentos efetuados [61].	177
Tabela 53 Medidas e <i>payback</i> nos 18 levantamentos [61].	178
Tabela 54 Gamas e resoluções do analisador Testo.	188
Tabela 55 Resultados da análise de combustão.....	189
Tabela 56 Determinação do rendimento da caldeira e custo do vapor.	189
Tabela 57 Resumo do potencial de economia de energia.....	192
Tabela 58 Resultado da análise de combustão.	198
Tabela 59 Rendimento da caldeira.	199
Tabela 60 Emissões de vapor nas válvulas de seccionamento.	200
Tabela 61 Resumo do potencial de economia de energia.....	201
Tabela 62 Fábrica de derivados de soja - perdas por radiação em válvulas.	213
Tabela 63 Lista de purgadores em fuga.....	214

Tabela 64 Resumo do potencial de economia de energia.....	214
Tabela 65 Pressões e caudais típicos de uma caneladora [73].	216
Tabela 66 Resumo do potencial de economia de energia.....	229
Tabela 67 Resumo do potencial de economia de energia no conjunto de quatro empresas.	232
Tabela 68 Guia de potencial de poupança.....	233

Nomenclatura

Variável	Descrição	Unidades
A	Fração em peso de inertes na combustão	
A_{folga}	Área da folga	mm ²
C	Razão de compressão	
C_{cc}	Fração em peso de combustível nas cinzas volantes	
Cd	Coeficiente de descarga	
COP_{hp}	<i>Coeficient of performance</i> - bombas de calor	
COP_r	<i>Coeficient of performance</i> - refrigeração	
C_p	Calor específico	kJ/(kg.°C)
$CV_{t,y}$	Coeficiente 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	
F_p	Força resultante da pressão de trabalho	bar
F_s	Força exercida pela mola	bar
$FS_{t,y}$	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	kJ/kg
H_f	Perda de carga devida á fricção	m
h_{fg}	Entalpia de evaporação.	kJ/kg
h_g	Entalpia de vapor saturado	kJ/kg
$h_{t,y}$	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	Toneladas
M	Massa do material	kg
M_d	Caudal de vapor de descarga	kg/h
m_{H_2O}	Percentagem em peso da humidade no combustível nas condições de queima	%
M_m	Caudal de vapor motriz	kg/h
M_{mh}	Massa do material húmido que entra	kg/h
M_{ms}	Massa do material seco que sai	kg/h
M_S	Caudal de vapor de aspiração	kg/h
\dot{m}_{vapor}	Caudal mássico de vapor	kg/h
M_{vc}	Massa de vapor por ciclo	kg
\dot{m}_{vac}	Caudal máximo de vapor acumulado	kg/h

P	Pressão	Pa
p	Porcentagem 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	kJ/kg
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	kW _e
Pe_2	Potência elétrica 2	kW _e
P_{gc}	Perdas associadas ao calor sensível nos gases secos de combustão	%
ph	Potencial de hidrogénio	
P_{H2O}	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	%
Pr	Perdas por radiação	%
P_s	Pressão absoluta do vapor de aspiração	bar abs
P_{set}	Pressão de calibração	bar
\dot{Q}	Energia contida no vapor	kJ/h
Q	Quantidade de calor no vapor	kJ
Q	Emissão de calor	W/m
$\dot{q}r$	Fluxo de calor	kJ/h
r	Raio do tubo	mm
R	Raio de abertura	cm
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_{H2O}	Temperatura da água de alimentação à caldeira (ou à entrada	°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 ou ppm
TSD_{aa}	Total de Sólidos Dissolvidos da água de alimentação	μS/cm ou ppm
TSD_{ac}	Total de Sólidos Dissolvidos da água da caldeira	μS/cm ou ppm
T_v	Temperatura do vapor	°C
u	Velocidade do escoamento	m/s
U	Coefficiente de transferência de calor	kJ/m ² .°C.h

V	Volume	m^3
\dot{V}	Caudal volumétrico	m^3/s
v_g	Volume específico do vapor	m^3/kg
W	Percentagem de O_2	%
X_p	Banda proporcional	%

Caracteres Gregos

α	Coeficiente de expansão	$mm/m.^{\circ}C.10^{-3}$
β	Percentagem de CO	%/100
Δl	Acréscimo de comprimento do tubo	mm
ΔP	Perda de carga	bar
Δt	Diferença de temperatura entre tubagem e o ambiente	$^{\circ}C$
δt	Aumento de temperatura	$^{\circ}C$
η	Eficiência da caldeira	%
ρ	Densidade do fluido no secundário	
σ	Economia	€

Abreviaturas

ADENE	- Agência para a Energia
BESS	- <i>Benchmarking and Energy Management Schemes in SMSs</i>
CIBU	- <i>Council of Industrial Boilers Owners</i>
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>
SGCIE	- Sistema de Gestão de Consumos Intensivos de Energia
STeP	- <i>Sustainable Textile Production</i>
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, normalmente, considerado como sendo um poderoso meio de transporte de energia térmica. Um dos problemas primordiais no estudo da sua aplicação é a quantificação da energia que é usada globalmente, numa região ou país, na sua produção. Com efeito, tendo em conta as fontes governamentais consultadas, não é possível, de momento, saber qual a energia consumida na produção de vapor, por exemplo, em Portugal. O Documento de Referência da Comissão Europeia “*Best Available Techniques for Energy Efficiency*” [1], dá a indicação de que em 1994 na Europa de 15 países, foram consumidas 5988 PJ (Petajoule - 10^{15} Joules) de energia em vapor, representando, na altura, 34% do total da energia consumida em aplicações industriais no fabrico de produtos. Neste documento de referência é também fornecido um resumo por tipo de indústria (Tabela 1).

Tabela 1 Energia consumida na produção de vapor na Europa a 15 em 1994.

Indústria	Energia para produção de vapor (PJ)	Percentagem da energia usada nesta indústria
Celulose e papel	2318	83%
Química	1957	57%
Refinarias de petróleo	1449	42%

O vapor é apenas mais um meio de transporte de energia térmica, como os sistemas de água quente até 100 °C, ou mesmo água quente até 180 °C (nestes casos pressurizada para não entrar em ebulição) ou como os sistemas de óleo térmico que apresentam pontos de ebulição muito superiores. No entanto, o vapor parece ter um lugar de destaque sobretudo na indústria. Vários fatores contribuem para a escolha do vapor em desfavor de outros fluídos:

- O vapor possui 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 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, ou seja, 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.....4000 W/m² °C
- ✓ Óleo Térmico.....1500 W/m² °C
- ✓ Vapor.....> 10000 W/m² °C

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.

1.1. Enquadramento

Na secção anterior, as vantagens da utilização de vapor foram resumidamente evidenciadas. Um dos benefícios que foram verificados pelo autor no decorrer de várias visitas a instalações de vapor 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.

Nos serviços públicos, como escolas, unidades militares e hospitais, o número de instalações de vapor que foram sucessivamente substituídas por sistemas de água quente tem vindo a aumentar, envolvendo obras que têm sido altamente penalizadoras para o erário público. Uma das principais razões para a apetência por esta substituição encontra-se relacionada com a imposição legal de todo e qualquer gerador com timbre superior a 0,05 MPa ou em que o produto P (em bar) $\times V$ (em dm^3) ultrapasse 200 necessitar de atendimento permanente e exclusivo dos chamados “fogueiros”. Esta norma obrigaria a, por exemplo, um hospital ter que dispor de cerca de quatro a cinco fogueiros, que na prática estariam apenas responsáveis por vigiar as caldeiras e em alguns casos registar as leituras de contadores de combustível e água. Felizmente, com legislação mais recente, esta imposição, associada a um custo económico altamente penalizador para as organizações, deixou de ser obrigatória.

No entanto, esta norma levou a que se tivessem tomado opções totalmente erradas. Se em alguns casos o que estava em causa seriam apenas instalações de Águas Quentes Sanitárias (AQS) ou de ar condicionado, noutros, como por exemplo o setor hospitalar, grande parte das novas instalações deixaram de ter geradores de vapor. Nestes casos, as necessidades de vapor dos setores de esterilização e humedificação dos sistemas de ar condicionado

passaram a ser garantidas por vários pequenos geradores elétricos. No entanto, estes apresentam custos de produção de vapor proibitivos, conduzindo na prática a que a maior parte destes hospitais não usem os sistemas de humidificação afetando drasticamente a qualidade do ar.

A par disto constatou-se que outros países, como o Reino Unido, a Alemanha, a França e os Estados Unidos estão cada vez mais a optar por usar em hospitais, vapor de melhor qualidade relativamente ao seu título (grau de humidade) e isento de quaisquer contaminantes. Este é chamado vapor para a biotecnologia que normalmente é a opção da indústria farmacêutica e eletrónica e é obtido em permutadores em que o primário é vapor industrial ou óleo térmico, e o secundário - de onde resultará o “vapor limpo” ou “puro” - é água desmineralizada.

1.2. 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 *layouts* 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. Mesmo os estudos de referência, como o que foi referido neste ponto (Documento de Referência da Comissão Europeia “*Best Available Techniques for Energy Efficiency*”) são relativamente modestos no tipo de orientações que pretendem fornecer.

Assim, este estudo pretende melhorar ou pelo menos simplificar, tornando mais claras “As Melhores Técnicas Disponíveis” na organização conceção, utilização e operação dos sistemas de vapor mais comuns, tornando-os mais sustentáveis e energeticamente 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 4000 kg/h. De momento, não foram encontrados dados oficiais mas crê-se que serão mais de 80% dos sistemas existentes em Portugal.

1.3. Organização do relatório

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

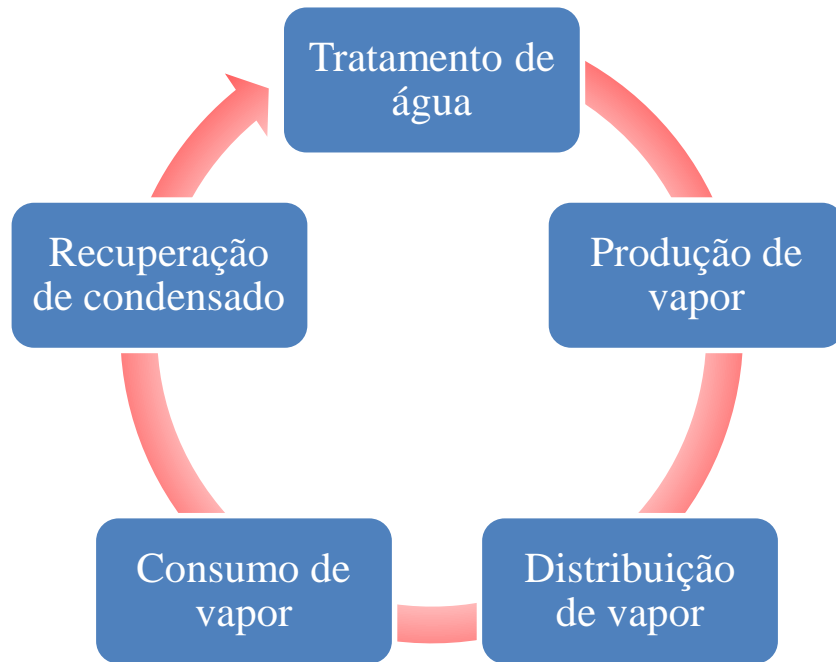


Figura 1 Ciclo de vapor.

- **Tratamento de água**

Tratamento interno e externo, tanques de condensados e desgaseificadores.

- **Produção de vapor**

Cálculo do custo de vapor, geradores de vapor flamotubulares e aquatubulares, tipo de controlo de nível, purgas intermitentes e contínuas, economizadores, controlo de O₂. Eficiência das caldeiras.

- **Distribuição de vapor**

Pressão de vapor, dimensionamento de tubagens, “*layout*”, redução de pressão com válvula de controlo, redução de pressão com turbinas de vapor saturado.

Emissões pelas hastes de válvulas, válvulas de segurança, estimativa de fugas de vapor atendendo ao comprimento das plumas de vapor.

- **Consumo de vapor**

Por injeção direta de vapor. Consumos; das tubagens e acessórios do sistema de distribuição, consumos em tanques, cilindros secadores, serpentinas de vapor e permutadores. Controlo de temperatura, parâmetros PID. Acumuladores de vapor.

- **Recuperação de condensado**

Tipos de purgadores, seleção e dimensionamento de purgadores de condensado de vapor, alagamento de permutadores (*stall conditions*), eliminação de ar. Volume específico do condensado, volume específico do vapor de reevaporação, dimensionamento e *layout* das tubagens de condensado, bombeamento de condensado, recuperação do vapor de re-*evaporação* (vapor *flash*), termo-compressores.

- **Monitorização e *benchmarking***

- **Casos práticos**

Indústria Têxtil, refinaria de biodiesel, indústria de produção de plásticos para indústria automóvel, indústria do papel e cartão canelado, laboratório do ISEP, hospital e indústria de alimentos derivados de soja.

2. Tratamento de Água

2.1. Introdução

Como já foi referido anteriormente, 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 vindo a acontecer um incremento significativo da produção de vapor por combustão de biomassa.

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].

2.2. Água e suas características

2.2.1 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. De toda a quantidade de água presente no nosso planeta, 97% encontra-se nos oceanos e uma parte significativa da restante encontra-se sob a forma de glaciares polares. Apenas 0,65% encontra-se disponível para utilização doméstica e industrial. Esta pequena percentagem seria consumida rapidamente se não existisse o ciclo da água (Figura 2).

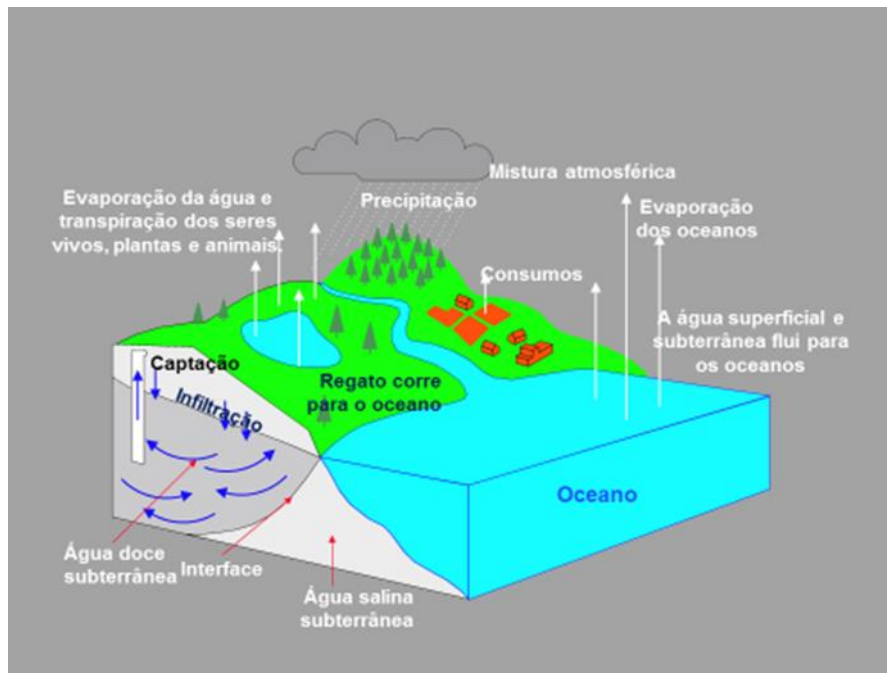


Figura 2 Ciclo da água.

Após a evaporação, a água transforma-se em nuvens que são parcialmente condensadas durante o seu percurso e caem na terra sob a forma de precipitação. Pode-se considerar que a água da chuva é bastante pura, no entanto, ela contém impurezas, tais como, dióxido de carbono, nitrogénio e, em zonas industriais, dióxido de enxofre. Assim, a água inicia o seu ciclo contendo estes ingredientes. Passa pela camada superior da terra até chegar aos lençóis subterrâneos, dissolvendo e somando mais impurezas. 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 (Tabela 2) e que podem causar problemas numa central térmica.

Tabela 2 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 aimentação			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	CO2 livre e decomposição de carbonatos e bicarbonatos	X	X				X
17	Amoníaco	Produto de corrosão e cobre	Água de "make-up" e retorno de condensados	X					X
18	Matéria orgânica natural	Depósito ou solução	Ácidos húmicos e fúlvicos e produtos derivados na água de "make-up"			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	

Estas impurezas podem ser agrupadas da seguinte maneira;

- **Sólidos Dissolvidos**- substâncias que dão origem a incrustações; as principais são os carbonatos e os sulfatos de cálcio e magnésio.
- **Sólidos em suspensão**- Substâncias que dão origem a lama; geralmente partículas minerais sólidas ou orgânicas, transportadas em suspensão.
- **Gases dissolvidos**- Impurezas corrosivas; oxigênio e dióxido de carbono são rapidamente dissolvidos pela água.
- **Sustâncias que formam espuma**- Impurezas minerais que fazem espuma ou escoria: geralmente sódio sob a forma de carbonato, cloreto ou sulfato. Na prática,

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

2.2.2 Dureza

Quando se fala de água diz-se que esta é “dura” ou “macia”. A água dura contém impurezas suscetíveis de formar incrustações, enquanto 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. A dureza é causada pela presença de sais minerais de cálcio e magnésio e são estes minerais que induzem a formação de incrustações. Existem duas classificações usuais de dureza:

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, quando é aplicado calor, decompõem-se, libertando dióxido de carbono e ligeiras incrustações ou lama.

Geralmente utiliza-se a denominação dureza temporária (Figura 3) porque a dureza é eliminada pela fervura.

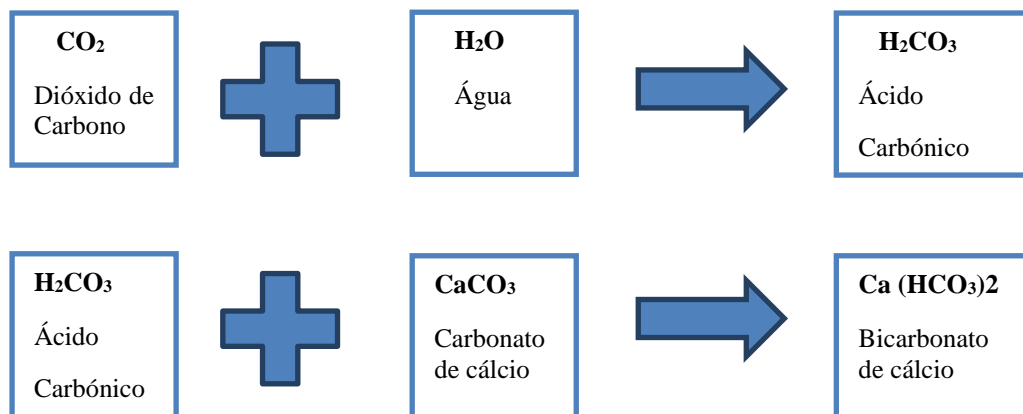


Figura 3 Dureza temporária.

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

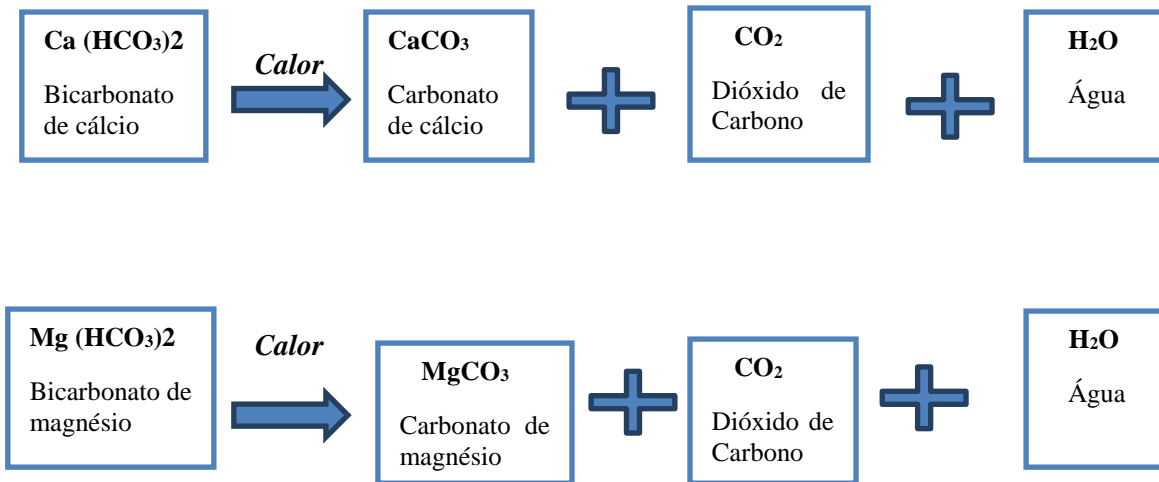


Figura 4 Dureza no interior da caldeira.

Dureza não alcalina e carbonatos (dureza permanente): Isto deve-se também à presença de sais de cálcio e magnésio mas sob a forma de sulfatos e cloretos. À medida que a temperatura sobe, 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 podem reagir com os sais de magnésio e cálcio e formar silicatos que retardam severamente a transferência de calor e provocam sobreaquecimento do metal.

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. (ver Figura 5) [4].

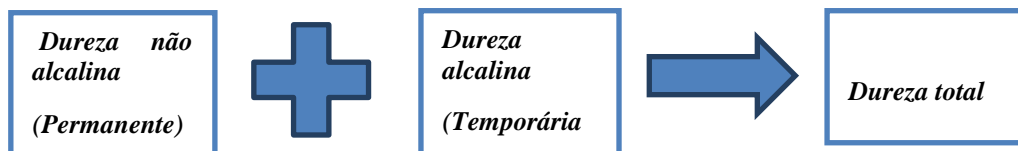


Figura 5 Dureza total.

Qualidade da água e variações regionais: A qualidade da água pode variar consideravelmente de região para região, conforme as fontes de água, minerais locais, profundidade, entre outros fatores. O mapa da figura seguinte (Figura 6) apresenta os valores típicos por áreas em Portugal Continental.

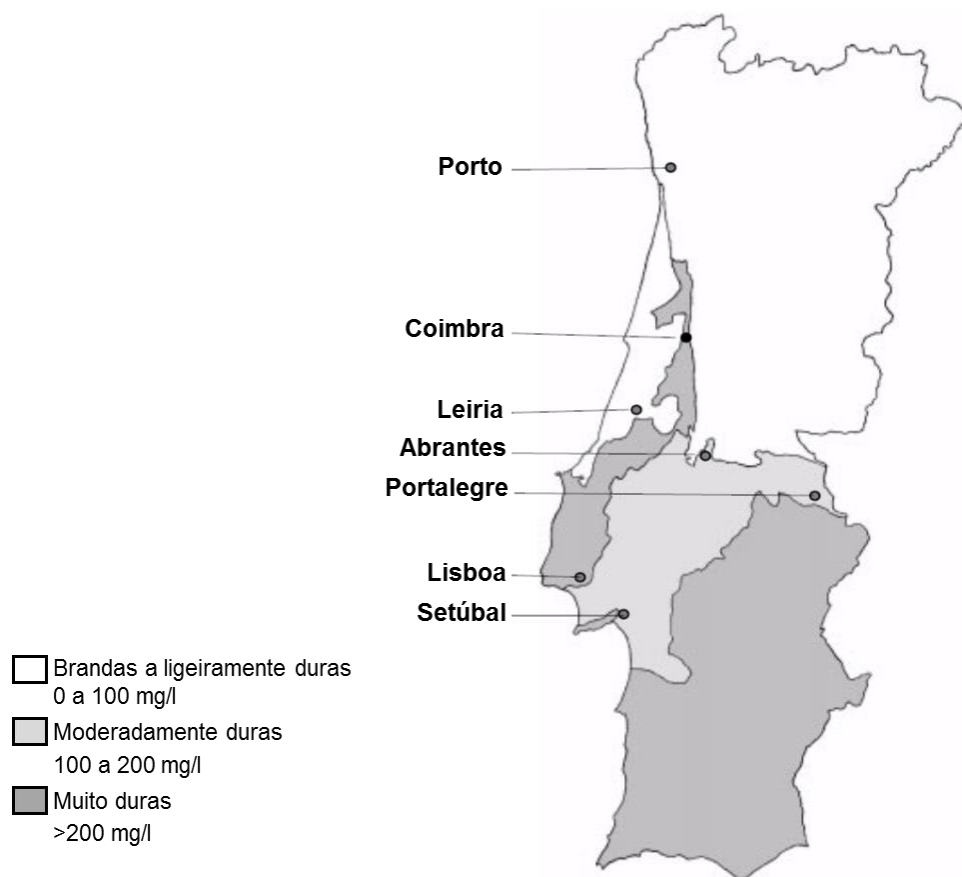


Figura 6 Dureza da água em Portugal continental [5].

2.2.3 Valores de pH

Outra propriedade a considerar é o valor de pH. Não é uma impureza ou constituinte mas apenas um valor numérico que representa o conteúdo potencial de hidrogénio da água que é um medidor 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 seguinte (Figura 7) 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 que se torna mais elevada

do comparativamente a uma amostra neutra. Consequentemente, uma amostra de água com pH 12 será mais condutiva que uma amostra com pH 7.

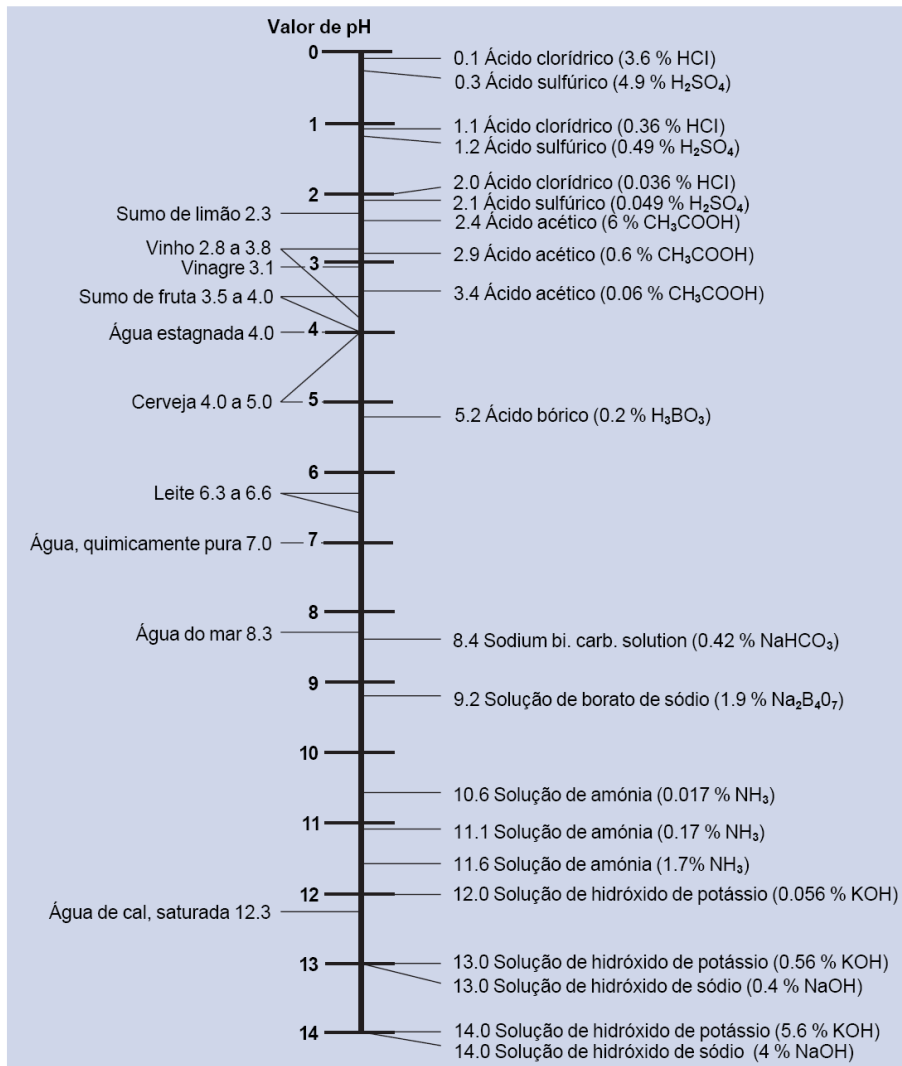


Figura 7 Gráfico de pH.

2.3. Tratamento de água

Um bom funcionamento de uma qualquer caldeira (Figura 8) deverá ser consistente com três objetivos:

- Maximização da eficiência da transferência de calor do combustível para o fluído a aquecer;
- Produção de vapor seco com um mínimo de impurezas (isto é, uma boa separação das fases de vapor e de água líquida 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 de um gerador de vapor é decisiva para se atingir ou não estes objetivos. Um bom tratamento de água é essencial para uma operação segura e eficiente de um sistema de vapor. O objetivo de uma qualquer 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), podendo inclusivamente estes últimos aparecer nos condensados de purgadores e em equipamento de processo, dando origem a incrustações.

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.

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].

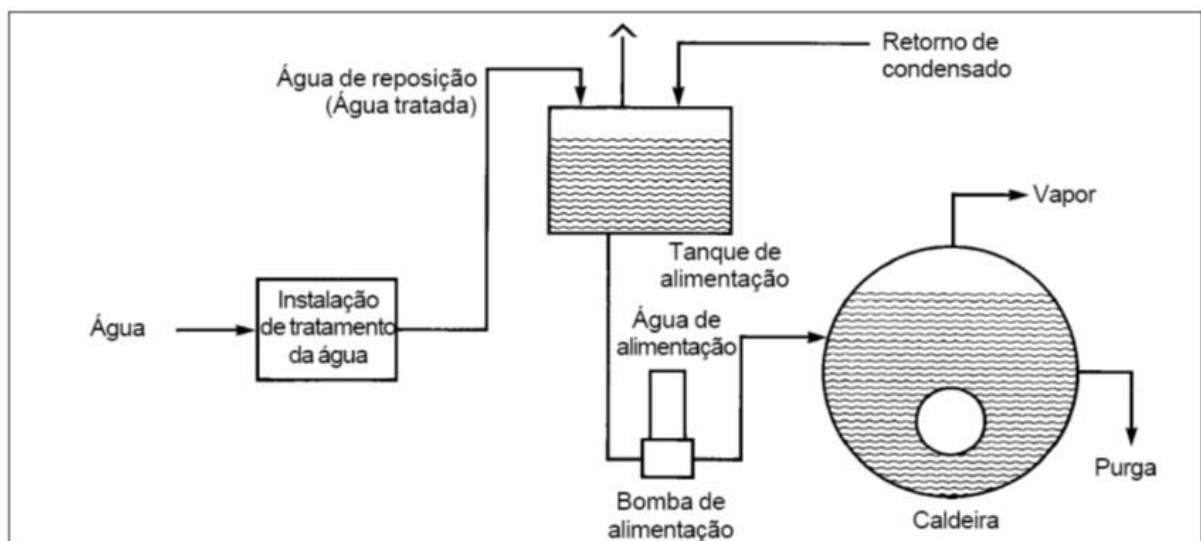


Figura 8 Alimentação de água à caldeira.

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].

A Tabela 3 apresenta, com base na NP 4079, e a título meramente indicativo, 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.

Tabela 3 Valores recomendados para os vários parâmetros definidores da qualidade da água de caldeiras.

CARACTERISTICAS RECOMENDADAS PARA A ÁGUA DA CALDEIRA DE TUBOS DE FUMO COM PRESSÕES 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 detectável		
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	ND	ND
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.

Resumindo, a qualidade da água é de importância fundamental na exploração de uma central de vapor. Depende da pressão e da taxa de vaporização do(s) gerador(es) de calor, e 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. Nenhuma caldeira deve funcionar sem ser com água tratada, e do tipo de tratamento empregue depende o desempenho e a eficiência do gerador em questão, bem como o seu tempo de vida útil.

Para pequenas caldeiras de baixa pressão e com reduzidas taxas de vaporização, muitas das vezes com uma operação intermitente e, portanto, menos sujeitas a corrosões e 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. Mas, na maioria dos geradores de vapor terá que 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. Este tratamento adequado da água dos geradores de vapor significa também prevenir a ocorrência de acidentes neste tipo de equipamentos. Como se viu, 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.

A qualidade da água de uma caldeira de vapor pode ser controlada por várias vias, que serão resumidas de seguida. Os problemas do tipo anteriormente mencionados e que derivam de fenómenos de incrustações, corrosão e fermentação, podem ser evitados, quer eliminando por métodos físicos ou químicos ou físico-químicos as substâncias nocivas contidas na água bruta, no chamado tratamento prévio ou tratamento externo da água, quer introduzindo nas caldeiras substâncias capazes de a tornar inofensiva, pelo chamado tratamento interno [6].

2.4. Tratamento externo da água

Os objetivos deste tipo de tratamento basicamente são os seguintes:

- Reduzir ou eliminar a dureza, resultante da concentração total de íons 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 até mesmo 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 tendem sobretudo a reduzir a dureza, os teores de total de sólidos dissolvidos (TSD) e de sílica na água de alimentação, a corrigir a alcalinidade, a remover matéria em suspensão e a eliminar o oxigénio e dióxido de carbono. Estão 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:** em que são adicionados 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 iônica:** é o processo mais utilizado e corrente. Este consiste num processo de “amaciamento” da água, por recurso a descalcificadores (Figura 9). Aqui 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; para além disso, não reduz o teor de sílica. Em casos especiais poderá recorrer-se 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 que 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.

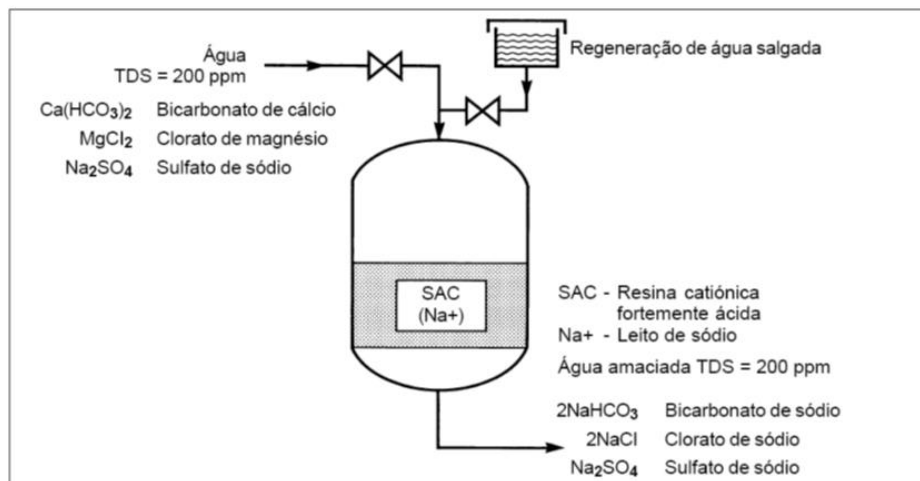


Figura 9 Descalcificador simples.

• **Processos mistos:** tratamento em duas fases, por precipitação química e por permuta iônica, conduzindo à eliminação quase completa da dureza, sendo possíveis de atingir valores não superiores a 2 mg/l de CaCO₃. As formas mais comuns de remover a sílica presente na água são o tratamento por magnésia (hidróxido de magnésio) e a desmineralização por permuta iônica, com resinas aniónicas fortemente básicas. Normalmente só se torna necessário este tratamento

quando o teor de sílica está acima de 25 a 30 ml/l, ou quando as caldeiras operam a pressões superiores a 50 bar.

• **Desmineralização e outras técnicas:** resumidamente, a desmineralização por permuta iónica consiste em remover os catiões por meio de uma resina catiónica e os aniões por meio de uma resina aniónica. Estas últimas podem considerar-se divididas em dois grandes grupos: fraca ou medianamente básicas e fortemente básicas, com as primeiras a serem apenas adequadas para remoção de ácidos fortes (do tipo ácido sulfúrico, clorídrico ou nítrico), enquanto as segundas removem quer os ácidos fortes quer os ácidos fracos (como o salicílico e o carbónico). As primeiras são regeneradas com carbonato de sódio (soda) e as segundas com soda cáustica. Assim, para remover a sílica duma 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 CO₂ 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.

• **Osmose Inversa:** uma alternativa ao processo de desmineralização - muito em voga nos anos recentes, 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.

• **Desgaseificação/ Remoção de gases (com desgaseificador):** o carácter corrosivo do vapor e dos condensados é devido 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 “spray” 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.

• **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 10) é muito importante que a água de

alimentação seja mantida à maior temperatura possível de modo a minimizar o conteúdo de oxigénio dissolvido.



Figura 10 Tanque de alimentação de água à caldeira com torre de desgaseificação [7].

A Figura 11 mostra a relação entre a temperatura da água e o conteúdo de oxigénio.

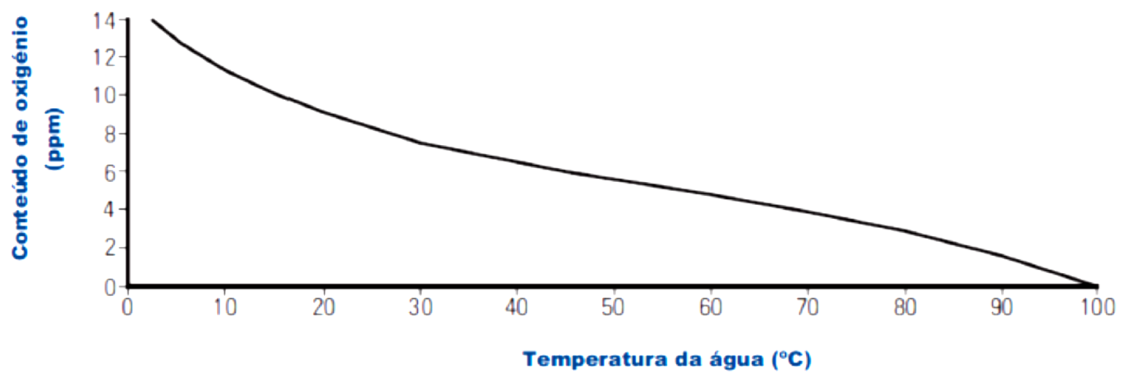


Figura 11 Relação conteúdo oxigénio e temperatura da água.

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.

Considerando o seguinte exemplo:

- ✓ *Produção média de vapor = 5 000 kg/h*
- ✓ *Regime de trabalho do gerador de vapor = 8 000 h/ano*
- ✓ *Custo do sulfito de sódio = 1 €/kg*
- ✓ *Temperatura da água de alimentação = 50 °C*

Assumindo ainda que:

- ✓ *O doseamento “standard” 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*
- ✓ *A catalisação líquida do sulfito de sódio contém apenas 45% do mesmo.*

Situação atual:

- ✓ *Pelo gráfico, o conteúdo de oxigénio na água a 50 °C é de 5,8 ppm*
- ✓ *Quantidade de sulfito de sódio necessário = $(5,8 \times 8) + 4 = 50,4$ ppm*
- ✓ *Quantidade de sulfito de sódio necessário para uma concentração de 45% = $50,4 \text{ ppm} \times 100/45 = 112$ ppm*
- ✓ *Quantidade anual de sulfito de sódio necessário =*
$$5\,000 \text{ kg/h} \times 8\,000 \text{ h} \times \frac{112 \text{ ppm } O_2 \text{ dissolvido}}{1.000.000 \text{ ppm para 1 kg}} = 4\,480 \text{ kg} \quad (1)$$
- ✓ *Custo anual de sulfito de sódio = $4\,480 \text{ kg} \times 1 \text{ €} = 4.480,00 \text{ €}$*

Situação desejada de manter a água a cerca de 95 °C:

- ✓ *Pelo gráfico da Figura 11, o conteúdo de oxigénio na água a 95 °C é de 1 ppm*
- ✓ *Quantidade de sulfito de sódio necessário = $(1 \times 8) + 4 = 12$ ppm*
- ✓ *Quantidade de sulfito de sódio necessário para uma concentração de 45% = $12 \text{ ppm} \times 100/45 = 26,67$ ppm*
- ✓ *Quantidade anual de sulfito de sódio necessário =*
$$5\,000 \text{ kg/h} \times 8\,000 \text{ h} \times \frac{26,67 \text{ ppm } O_2 \text{ dissolvido}}{1.000.000 \text{ ppm para 1 kg}} = 1\,066,7 \text{ kg}$$
- ✓ *Custo anual de sulfito de sódio = $1\,066,7 \text{ kg} \times 1 \text{ €} = 1.066,70 \text{ €}$*

Obtendo-se, então, uma economia de:

$$4.480,00 \text{ €} - 1.066,70 \text{ €} = 3.413,30 \text{ €}, \text{ ou seja, cerca de } \mathbf{72,2 \%}$$

2.5. Tratamento da água interno

Este tipo de tratamento mais não é do que um suplemento do 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.

2.6. Purgas - Total de sólidos dissolvidos

2.6.1 Valores limite de TSD recomendados

A Norma NP4079 (Tabela 4) 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.

Tabela 4 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	< 5000	< 4000	< 3000	< 4000	< 3500	< 3000	< 2500	< 300	< 50	< 5	< 20	< 5	< 10	< 5
Condutividade µScm														

2.6.2 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 pode

obter uma amostra de água de alimentação e medir 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:

$$\text{Taxa de Purga} = \frac{\text{TDS Aa} \times \dot{m}_{\text{vapor}}}{\text{TDS Ac} - \text{TDS Aa}} \quad (2)$$

Em que:

Aa = TDS da água de alimentação em partes por milhão.

Ac = TDS da água da caldeira necessário em partes por milhão.

\dot{m}_{vapor} = Taxa de produção de vapor em kg/h.

Exemplo:

Uma caldeira de 10000kg/h opera a 10 bar m e admite um TSD máximo de 2500 ppm. O TSD da água de alimentação da caldeira = 250ppm.

$$\text{Taxa de purga} = \frac{250 \times 10\,000}{(2500 - 250)} = 1111 \frac{\text{kg}}{\text{h}}$$

3. Produção de vapor

3.1. 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]. “Ponto de ebulição” é o termo mais frequentemente usado para identificar estas condições à pressão atmosférica normal, tal como por exemplo a água, que entra em ebulição a 100°C. No entanto e no caso presente “ponto de ebulição” ou temperatura de saturação é função da pressão e aumenta quando a pressão é incrementada. 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 gás. Ao mesmo tempo a temperatura da água e do vapor produzido também aumenta. 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.

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 5 resume as propriedades do vapor até à pressão de 10 barg (1 MPa) 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.

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.

Tabela 5 Tabela de vapor saturado [10].

Absolute pressure p , bara	Temperature t_s , °C	Specific steam volume v'' , m ³ /kg	Steam density ρ'' , kg/m ³	Enthalpy of water h' , kJ/kg	Enthalpy of steam h'' , kJ/kg	Heat of evaporation r , kJ/kg
0.10	45.84	14.6757	0.06814	191.83	2584.8	2392.9
0.15	54.00	10.0231	0.09977	225.97	2599.2	2373.2
0.20	60.08	7.6511	0.1302	251.45	2609.9	2358.4
0.25	64.99	6.2035	0.1612	271.99	2618.3	2346.3
0.30	69.12	5.2301	0.1912	289.30	2625.4	2336.1
0.40	75.88	3.9936	0.2504	317.65	2636.9	2319.2
0.50	81.35	3.2404	0.3086	340.56	2646.0	2305.4
0.60	85.95	2.7315	0.3661	359.93	2653.6	2293.6
0.70	89.97	2.3646	0.4229	376.77	2660.1	2283.3
0.80	93.52	2.0868	0.4792	391.72	2665.8	2274.0
0.90	96.72	1.8692	0.5350	405.21	2670.9	2265.6
1.00	99.64	1.6938	0.5904	417.51	2675.4	2257.9
1.50	111.38	1.1590	0.8628	467.13	2693.4	2226.2
2.00	120.23	0.8857	1.129	504.70	2706.3	2201.6
2.50	127.43	0.7184	1.392	535.34	2716.4	2181.0
3.00	133.54	0.6057	1.651	561.43	2724.7	2163.2
3.50	138.87	0.5241	1.908	584.27	2731.6	2147.4
4.00	143.62	0.4623	2.163	604.67	2737.6	2133.0
4.50	147.92	0.4137	2.417	623.16	2742.9	2119.7
5.00	151.84	0.3747	2.669	640.12	2747.5	2107.4
5.50	155.46	0.3367	2.970	655.78	2751.7	2095.9
6.00	158.84	0.3155	3.170	670.42	2755.5	2085.0
7.00	164.96	0.2727	3.667	697.06	2762.0	2064.9
8.00	170.42	0.2403	4.162	720.94	2767.5	2046.5
9.00	175.35	0.2148	4.655	742.64	2772.1	2029.5
10.00	179.88	0.1943	5.147	762.61	2776.2	2013.6
11.00	184.05	0.1774	5.637	781.13	2779.7	1958.5

3.2. Custo do vapor

Na avaliação do desempenho dos sistemas de vapor torna-se bastante comum e cómodo usar caudais mássicos de vapor, pois já reflete valores de energia já 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 (ver tabela da página anterior, por exemplo)
- Temperatura da água de alimentação- T_{aa} ,
- PCI do combustível (ver tabela 6) em kJ/kg [11]
- Eficiência da Caldeira η
- Custo unitário do combustível

- Calor específico da água- 4,186 kJ/kg.°C.

O custo do vapor por tonelada é dado por:

Custo vapor (€/ton) =

$$[(h_g \text{ (kJ/kg)} - (T_{aa} \times 4,186 \text{ kJ/kg.}^\circ\text{C})) / PCI \text{ (kJ/kg)} \times \eta] \times 1000 \text{ kg} \times \text{custo comb. (€/kg)} \quad (3)$$

Considerando o seguinte exemplo:

Pressão de vapor- 10 barg (= 11 bara)

Temperatura da água de alimentação- 80°C

Combustível- gás natural

Preço do Combustível- 0,49 €/Nm³

Eficiência da caldeira- 87%

Neste exemplo, é fulcral ter atenção que os dados do gás natural são dados em volume.

Pela Tabela 6, o *PCI* do gás natural é de 45,1 MJ/kg ou seja 45100 kJ/kg e o peso específico tem o valor de 0,8404 kg/m³N.

Pode-se, então, também assumir que o *PCI* é de;

45100 kJ/kg x 0,8404 kg/m³N = 37902 kJ/ m³N e o custo do vapor por tonelada igual a:

$$= [(2779,7 \text{ kJ/kg} - (80^\circ\text{C} \times 4,186 \text{ kJ/}^\circ\text{C.kg})) / (37902 \text{ kJ/m}^3\text{N} \times 0,87)] \times 1000 \text{ kg} \times 0,49 \text{ €/Nm}^3$$

= 36,329€/Tonelada de vapor

Tabela 6 Poderes Caloríficos Inferiores e Fatores de emissão para Combustíveis.

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 oxigênio	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)- Peso específico do gás natural é de 0,8404 kg/m³N

3.3. Eficiência da caldeira

Dos pontos anteriores é possível deduzir claramente que a eficiência dos geradores de vapor tem uma importância crucial no consumo de energia [1].

Em termos gerais, a eficiência é exprimida como a quantidade de energia desejada de um componente comparativamente à energia requerida por este componente (Figura 12).

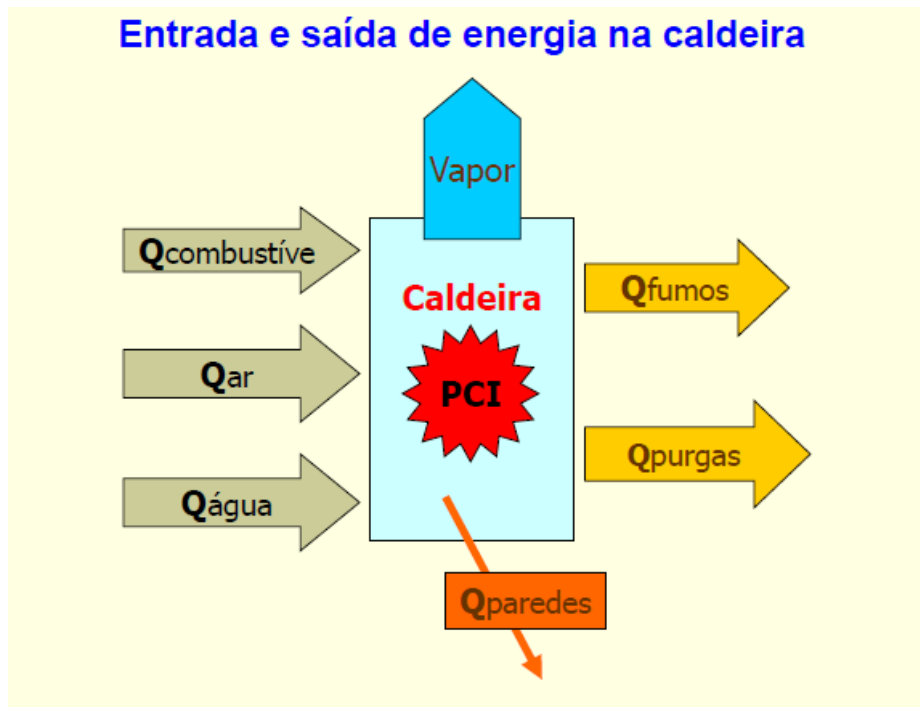


Figura 12 Balanço de energia de uma caldeira [12].

A eficiência da caldeira, $\eta_{caldeira}$, é definida pela seguinte expressão [9]:

$$\eta_{caldeira} = \frac{\text{energia adicionada ao vapor na caldeira}}{\text{energia fornecida pelo combustível}} \quad (4)$$

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

$$\eta_{caldeira} = \frac{\dot{m}_{vapor} \times (h_{g,vapor} - h_{f,\text{água de alimentação}})}{\dot{m}_{combustível} \times PCI}, \quad (5)$$

Onde:

- \dot{m}_{vapor} é o caudal mássico de vapor,
- $h_{g(vapor)}$ é a entalpia do vapor,
- $h_{f(\text{água de alimentação})}$ é a entalpia da água de alimentação,

- $\dot{m}_{\text{combustível}}$ é o caudal mássico de combustível,
- PCI é o Poder Inferior do Combustível.

Frequentemente a eficiência deverá ser monitorizada e comparada com valores ideais ou pelo menos expectáveis para o tipo da instalação em estudo (*benchmark*) [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”, $\eta_{\text{indirecto}}$ tem a seguinte forma:

$$\eta_{\text{Indirecto}} = 100\% - \sum \text{Perdas} \quad (6)$$

As perdas P_i da caldeira, em que a sua determinação será descrita ao longo deste ponto, são as seguintes:

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. A eficiência determinada pela equação 5 e 6 são teoricamente idênticas. 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 respectivas equações são aplicáveis a todos os tipos de caldeiras e de combustíveis tendo por base o PCI do combustível.

3.3.1. P_{CV} , Perdas associadas ao combustível nas cinzas volantes

Estas perdas só se aplicam a combustíveis sólidos.

$$P_{CV} (\%) = \frac{A \times F_{ci} \times C_{cc} \times 33\,820 \times 100}{(1 - C_{cc}) \times PCI} \quad (7)$$

Em que:

- A - fração em peso de inertes no combustível (com base na sua composição às condições de queima),
- F_{ci} - fração em peso das cinzas volantes em relação ao total de inertes do combustível,
- C_{cc} - fração em peso do combustível nas cinzas volantes,
- PCI - Poder Calorífico Inferior do combustível nas condições de queima (kJ/kg).

3.3.2 P_{CF} , Perdas associadas ao combustível nas cinzas de fundo

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

$$P_{CF} (\%) = \frac{A \times F_{cf} \times C_{cc} \times 33\,820 \times 100}{(1 - C_{cc}) \times PCI} \quad (8)$$

Em que:

- A - fração em peso de inertes no combustível (com base na sua composição às condições de queima)
- F_{cf} - fração em peso das cinzas de fundo em relação ao total de inertes do combustível
- C_{cc} - fração em peso do combustível nas cinzas de fundo
- PCI - Poder Calorífico Inferior do combustível nas condições de queima (kJ/kg)

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

$$P_{gc} = \frac{K \times (T_g - T_a) \times [1 - (P_{cv} + P_{cf}) \div 100]}{CO_2} \quad (9)$$

Em que:

- P_{gc} - perdas associadas ao calor sensível nos gases secos de combustão (%)
- T_g - temperatura dos gases de combustão à saída da caldeira (°C)
- T_a - temperatura do ar de combustão à entrada da caldeira (°C)
- P_{cv} e P_{cf} - perdas já referidas anteriormente (aplicável a combustíveis sólidos)
- CO_2 - % em volume de CO_2 presente nos gases de combustão (1)
- K - constante que depende do combustível utilizado, ver Tabela 8 (2)

(1) 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:

$$CO_2 = (1 - O_2 / 21) \times CO_{2t} \quad (10)$$

Em que:

- CO_{2t} - % CO_2 máxima teórica nas condições estequiométricas (excesso de ar igual a zero) pode ser consultada pela tabela (Tabela 7) que se segue.

Tabela 7 % 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:

$$CO_{2t} = \frac{[(C \div 12) \times 100]}{[(4,78 \times C) \div 12] + [(1,89 \times H) \div 2]} \quad (11)$$

Em que:

- C - % em peso de carbono no combustível.
- H - % em peso de hidrogénio no combustível.

(2)

Tabela 8 Valores de K para aplicar na equação (9), 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 (9), também podem ser calculada pela expressão:

$$K = (255 \times C)/PCI \quad (12)$$

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

Estas perdas podem ser determinadas recorrendo à seguinte expressão:

$$P_{H_2O} = \frac{(m_{H_2O} + 9H) \times (210 - 4,2 \times T_a + 2,1 \times T_g)}{PCI} \quad (13)$$

Em que:

- P_{H_2O} - perdas associadas à entalpia do vapor de água nos gases de combustão (%);
- m_{H_2O} - % em peso da humidade no combustível nas condições de queima (%);
- H - % em peso de hidrogénio no combustível nas condições de queima (%);
- T_a - temperatura do ar de combustão (°C);
- T_g - temperatura dos gases de combustão à saída da caldeira (°C);
- PCI - Poder Calorífico Inferior do combustível nas condições de queima (kJ/kg).

As percentagens em peso da humidade no combustível nas condições de queima (m_{H_2O}) e de hidrogénio no combustível nas condições de queima (H) podem ser retiradas da tabela 9.

Tabela 9 Percentagem em peso de humidade e hidrogénio.

Combustível	% em peso de Hidrogénio	% em peso 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

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

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

$$P_{CO} = \frac{K \times CO \times [1 - 0,01 \times (P_{cv} + P_{cf})]}{CO + CO_2} \quad (14)$$

Onde:

P_{CO} - perdas associadas a inqueimados nos gases de combustão (%);

P_{cv} e P_{cf} - perdas de combustível nas cinzas (p/ combustíveis sólidos) (%);

CO - teor de monóxido de carbono nos gases de combustão (% em vol.);

CO_2 - teor de dióxido de carbono nos gases de combustão (% em vol.);

K - constante que depende do combustível utilizado (ver Tabela 10).

Tabela 10 Valores de 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

3.3.6 *Pr*, Perdas por radiação, convecção e outras perdas não-contabilizáveis

As perdas apresentadas na Tabela 11, 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. Assim, se, por exemplo, uma caldeira de tubos de fumo com capacidade acima de 5MW apresentar um consumo de 50% do combustível na capacidade máxima as perdas P_r serão de 0,7%.

Tabela 11 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

3.3.7 P_p , Perdas associadas às purgas

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

$$P_p = \frac{(T_p - T_{H_2O}) \times p \times (100 - \sum Pi)}{(T_p - T_{H_2O}) \times p + (100 - p) \times (660 - T_{H_2O})} \quad (15)$$

Em que:

- P_p - perdas de calor associadas às purgas (%);
- T_p - temperatura das purgas, medida após qualquer recuperação de calor existente (°C);
- T_{H_2O} - temperatura da água de alimentação à caldeira (ou à entrada do economizador) (°C);

- p - % das purgas em relação ao total de água de alimentação da caldeira (incluindo qualquer produção de vapor “flash”);
- $\sum P_i$ - somatório de todas as outras perdas referidas nas equações anteriores.

3.4. Redução do excesso de ar

3.4.1 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. Como se sabe, a eficiência de combustão é uma avaliação da forma como o conteúdo de calor do combustível é efetivamente traduzido em calor útil. A informação da temperatura dos gases de combustão e do oxigênio (ou dióxido de carbono) são indicadores fundamentais da eficiência de combustão. Para uma mistura completa é requerida uma quantidade estequiométrica ou precisa de ar para reagir completamente com uma dada quantidade de combustível. Na prática, as condições de combustão nunca são as ideais, sendo então necessário fornecer uma quantidade adicional ou “excesso” de ar para se obter queima completa do combustível. A percentagem correta de excesso de ar é determinada pela análise das concentrações de oxigênio 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 resulta em perda de calor por aumento do caudal de gases reduzindo a eficiência global do combustível para a produção do vapor [14].

O ponto ótimo de funcionamento depende do tipo de combustível. A Tabela 12 mostra para vários combustíveis, intervalos em que a percentagem de excesso de ar se considera satisfatória.

Tabela 12 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%

O excesso de ar, mais ou menos elevado, necessário ao bom funcionamento de uma caldeira encontra-se relacionado com o facto da câmara de combustão ser de paredes frias, pelo que é imperativo que todo o combustível seja queimado antes de os gases de combustão entrarem em contacto com as paredes frias da câmara e arrefecerem, até ao ponto da reacção não poder continuar.

Como foi referido anteriormente, o conhecimento da temperatura destes gases constitui um elemento imprescindível para a quantificação do rendimento da combustão (Tabela 13). 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 dum adequado tratamento da água de compensação introduzida no sistema [6].

Tabela 13 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:

$$\frac{\% \text{ Excesso de ar}}{100} = \frac{2 \times W' - \beta}{0,42 + 0,79 \times \beta' - 2W'} \times 0,905 \quad (16)$$

Com:

$$W' = \frac{\% O_2}{100} \quad (17)$$

e
$$\beta' = \frac{\% CO}{100} \quad (18)$$

Em que:

- %O₂- % em volume de O₂ presente nos gases de combustão (valor medido no analisador);
- %CO- % em volume de CO presente nos gases de combustão.

(NOTA: O valor medido no analisador vem normalmente em unidades de **ppm**. Para passar de **ppm** para %, multiplicar o 1º valor por **10⁻⁴**).

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

$$\frac{\% \text{ Excesso de ar}}{100} = \frac{W'}{(0,21 - W')} \quad (19)$$

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:

$$\sigma = \dot{K} \times \left(1 - \frac{\eta_{old}}{\eta_{new}} \right) \quad (20)$$

Em que:

- σ - economia,
- \dot{K} - custo de operação,
- η_{old} - eficiência anterior,
- η_{new} - eficiência corrigida.

$$\sigma = \frac{80.000,00\text{€}}{\text{ano}} \times \left(1 - \frac{78,2}{83,1} \right)$$

$$\therefore \text{Economia} = 4.717,21 \text{ €/ano}$$

Para a determinação do excesso de ar pode-se recorrer igualmente a gráficos (Figura 13 e 14).

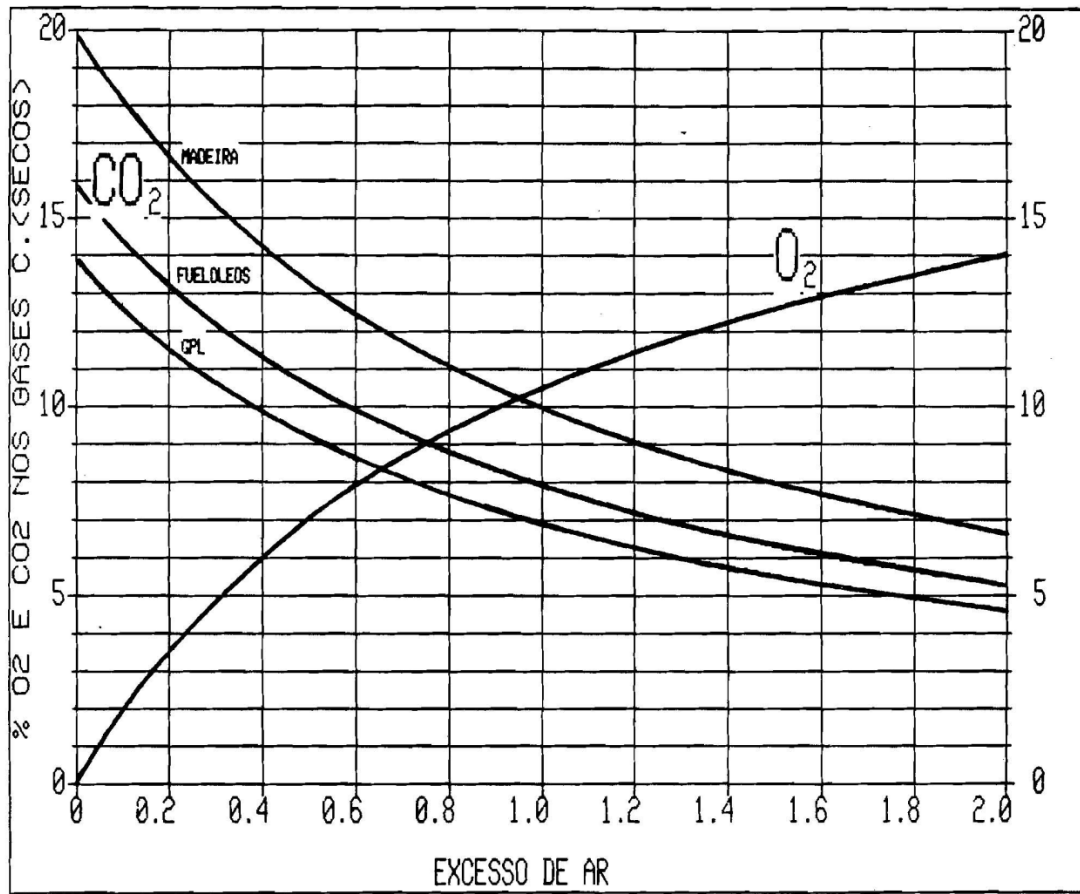


Figura 13 Gráfico da Combustão para alguns dos combustíveis mais correntes [16].

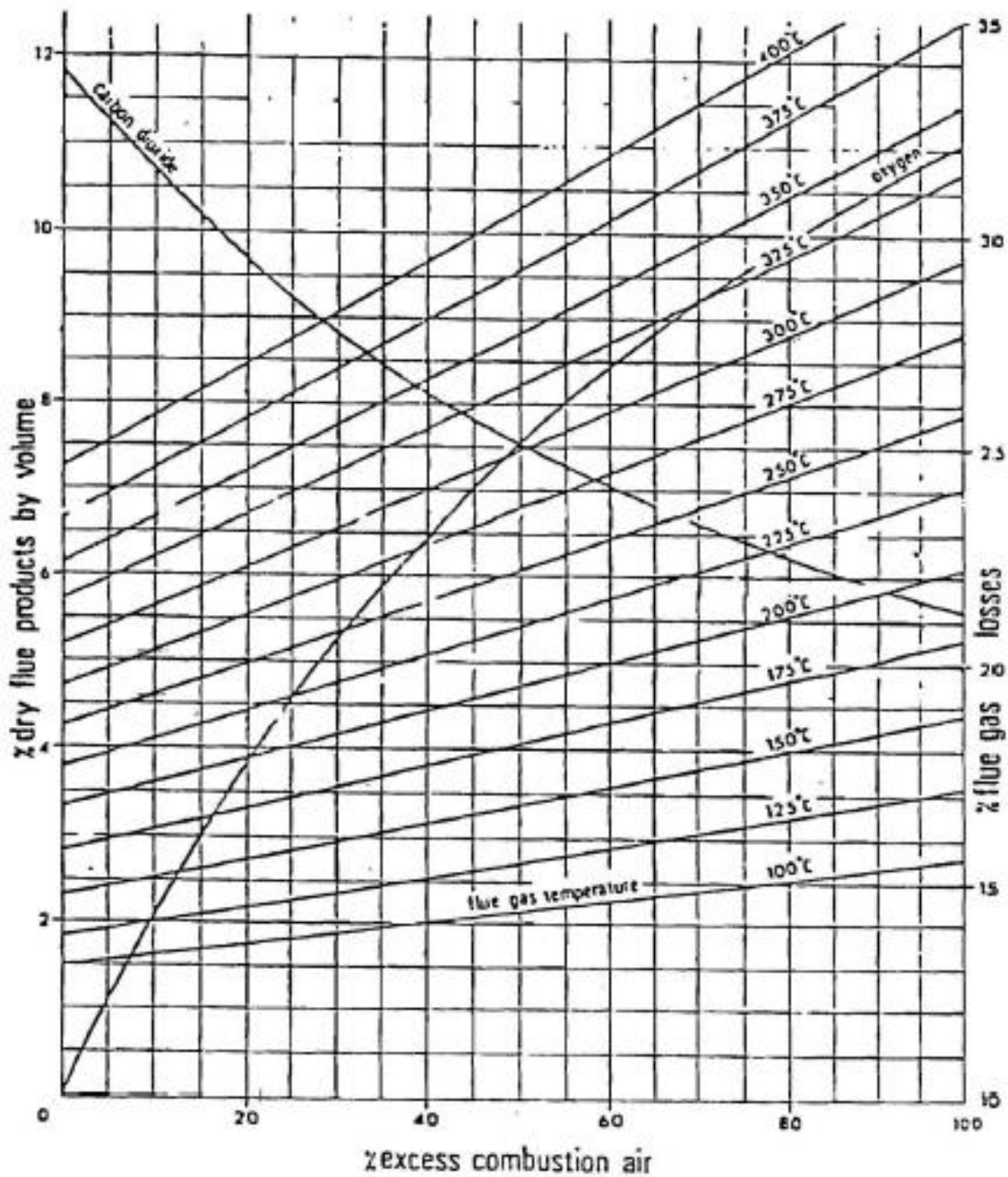


Figura 14 Gráfico da combustão para o gás natural e que também permite a estimativa da percentagem de perdas de calor nos fumos (com base no PCS e numa temperatura ambiente de 20°C).

3.4.2 Recomendações

- **Analisadores de combustão**

Para a medição da percentagem de oxigénio nos gases de combustão estão disponíveis no mercado “kits” de teste por absorção de gás bastante económicos. No entanto, já existem

também, e a preços muito razoáveis (cerca de 1000 €), analisadores eletrônicos (Figura 15) para medição muito mais facilitada do oxigênio, da temperatura dos gases e da eficiência da combustão.

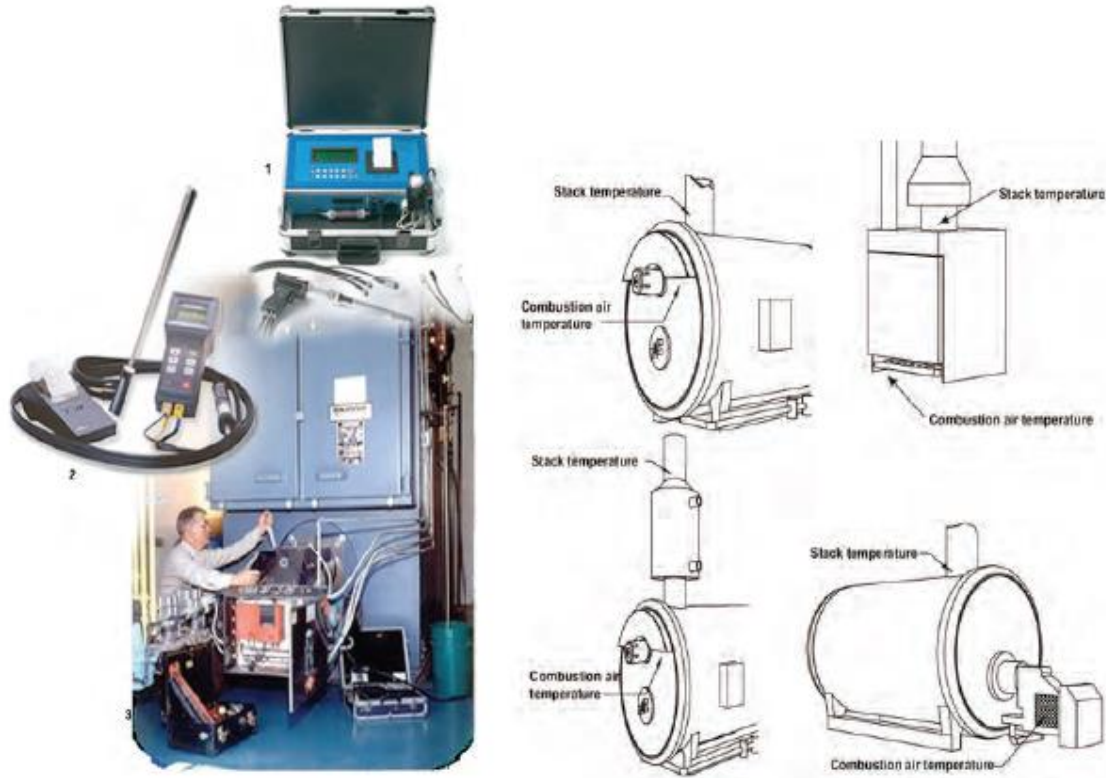


Figura 15 Exemplo de analisador de combustão e localização recomendadas para as sondas.

- **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 oxigênio em linha (Figura 16). 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].

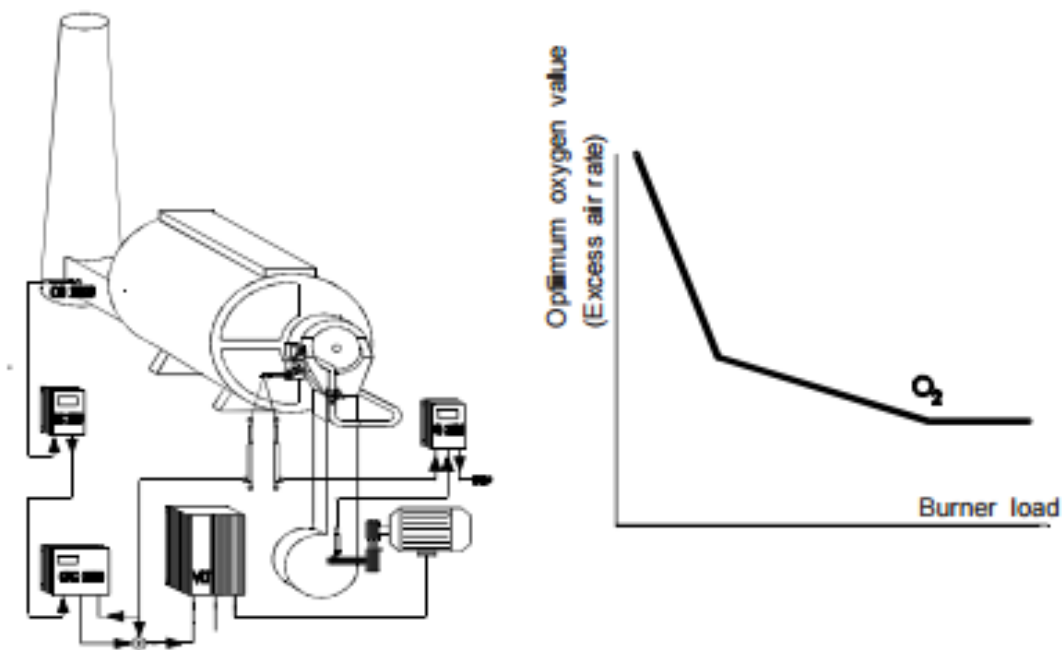


Figura 16 Instalação de sonda de O₂ e controlo de admissão de ar.

3.5. Recuperação do calor dos gases de combustão/economizadores

• Introdução

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 pode-se usar a potencialidade do economizador para suprir necessidades de água quente que coincidam com o funcionamento do gerador de vapor [18].

• Potencial economia

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 17) numa larga gama de medidas, desde para pequenas unidades com serpentinas até grandes caldeiras de recuperação de calor da queima de resíduos.

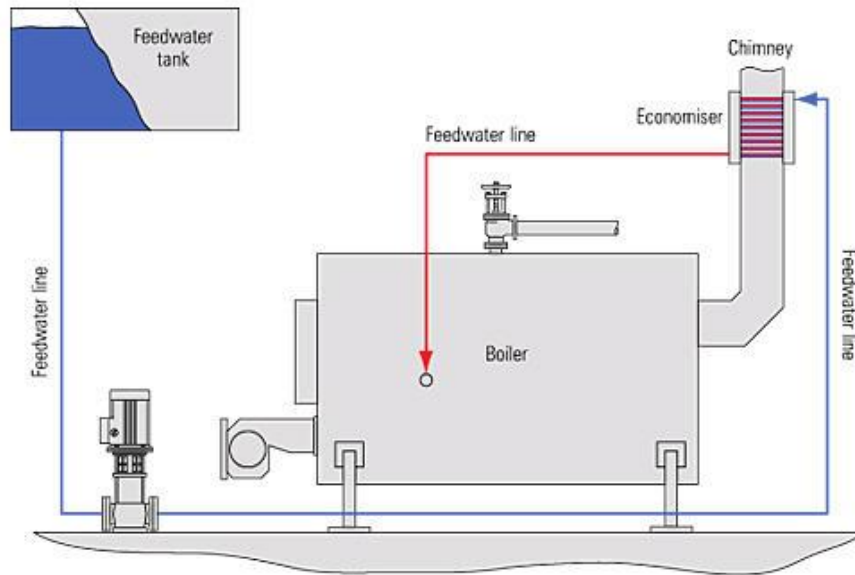


Figura 17 Sistema de alimentação de água com economizador [19].

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

Por exemplo, com uma caldeira de 15 MW, grosseiramente a economia possível rondará 5 GWh/ano, o que representa cerca de 60.000 €/ano e a diminuição de emissões de cerca de 1000 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.

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 14 dá alguns exemplos do potencial desta recuperação de calor [1].

Tabela 14 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 5000 kg/h de vapor a 8 barg. 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 a eficiência da caldeira é de 80%, com um custo do gás natural de 0,49€/Nm³ e PCI do Gás Natural 37902 kJ/Nm³. Pretende-se determinar a recuperação anual de energia expectável com a instalação de um economizador a funcionar 8400 h/ano.

Pelas tabelas de vapor saturado tem-se os seguintes valores de entalpia:

✓ Entalpia vapor a 8 barg, $h_g = 2772,1$ kJ/kg

✓ Entalpia da água de alimentação,

$$h_{aa} = h_f - (C_p \times t_{aa}) \quad (21)$$

Em que:

$$h_f = 742,64 \text{ kJ/kg}$$

$$C_{p\text{água}} = 4,186 \text{ kJ/kg.}^\circ\text{C}$$

$$T_{aa} = 80^\circ\text{C}$$

$$\therefore h_{aa} = 742,64 - (4,186 \times 80) = 365,90 \text{ kJ/kg}$$

Sabe-se que a energia \dot{Q}_v contida no vapor é dada por:

$$\dot{Q}_v = \dot{m}_v \times (h_g - h_{aa}) \quad (22)$$

Então $\dot{Q}_v = 5000 \text{ kg/h} \times 365,90 \text{ kJ/kg} = 1\,829\,500 \text{ kJ/h}$ ou seja uma potência

$$Q = 1\,829\,500 \text{ kJ} / 3600 \text{ s} = 508 \text{ kW}$$

Pela tabela 14 e a 260°C o calor recuperável é de cerca 9,2% da potência da caldeira, neste caso: $508 \text{ kW} \times 0,092 = 46,75 \text{ kW}$ ou 168 300 kJ

Finalmente a economia resultante será:

$$\sigma = \frac{168\,300 \text{ kJ} \times 8400 \text{ h/ano}}{37902 \text{ kJ/kg} \times 0,8} = 46.624 \text{ €/ano}$$

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 “fuel” óleos 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-se instalar no circuito da água de alimentação uma válvula de três vias de modo a divergir o caudal de água e evitar condensações [20].

3.6. 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 18). 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;
- ✓ 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 5000 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 “On” do que na situação da bomba “Off”. Estas variações provocam:

- ✓ Desgaste prematuro nos controlos do queimador;
- ✓ Caldeira com temperatura cíclica;
- ✓ Redução da eficiência;
- ✓ 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.

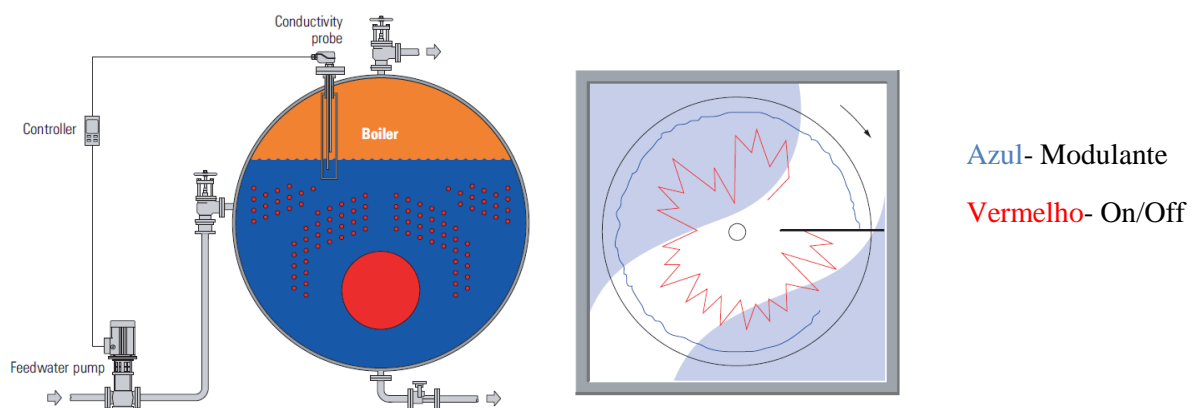


Figura 18 Perfil do nível de água com controlo modulante vs. controlo tudo/nada [19].

• Controlo de nível Modulante

Neste tipo de controlo (Figura 19) o mais comum é a bomba funcionar em contínuo, e uma válvula instalada entre a bomba e a caldeira 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-se garantir uma recirculação mínima, por válvula ou orifício calibrado de 5 a 7 mm. Ultimamente, a opção dos utilizadores de vapor tem caído na opção de bombas com variador de frequência (Figura 19) controlando assim a admissão de água pelo controlo da velocidade da bomba.

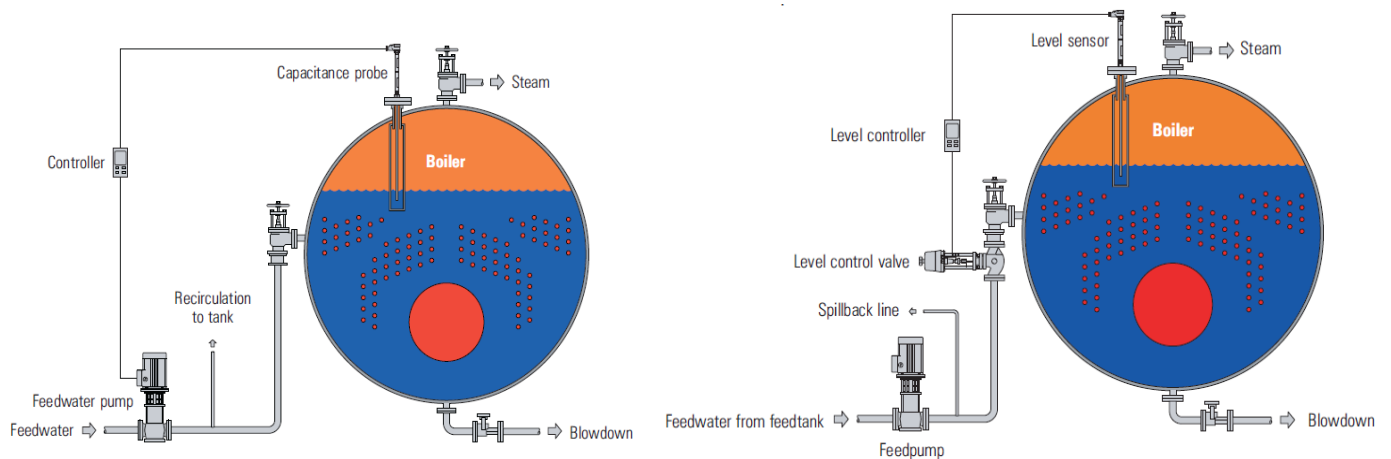


Figura 19 Controlo de nível modulante com variador de velocidade da bomba e válvula [19].

Nesta altura justificou-se uma reflexão sobre estas opções. Para isso, recorreu-se a um exemplo de uma caldeira de produção de 4000 kg/h de vapor a 1 MPa em que o controlo de nível é garantido por uma sonda capacitiva e controlador com “output” de 420 mA para o variador de velocidade da bomba. Aparentemente parece um sistema perfeito. No entanto, atendendo aos gráficos de desempenho desta bomba, para 0 m³/h (arranque) e os 5m³/h, e para uma altura de 110 m (Figura 20), verifica-se que a gama de controlo vai cair entre 85 e 95% da velocidade da bomba. Isto corresponde a um sinal de controlo de 17,6 e 19,2 mA, o que manifestamente se afasta do tipo desejado de controlo modulante, sendo na prática um controlo “ON/OFF” (tudo/nada). Não esquecer também a necessidade de existir caudal suficiente de modo a retirar o máximo rendimento do economizador.

96509000 CR 5-22

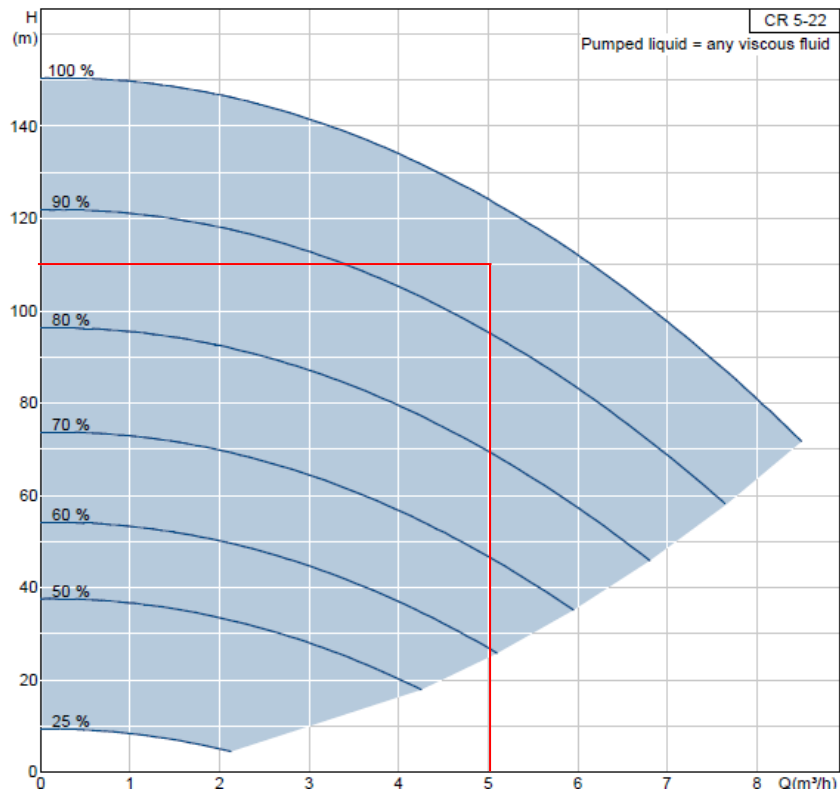


Figura 20 Curvas da Bomba [21].

A opção por controlo de nível com variadores de velocidade nas bombas encontra-se relacionada com a opção usada no passado onde a bomba a 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 na falta de água, mas perde-se rigor no controlo. Uma solução mais interessante passa por um compromisso das duas opções (Figura 21). Isto é, controlar a bomba por pressão, neste caso 11 barg, e passar o controlo de nível para uma válvula automática a instalar a jusante da bomba porque como se sabe 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 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.

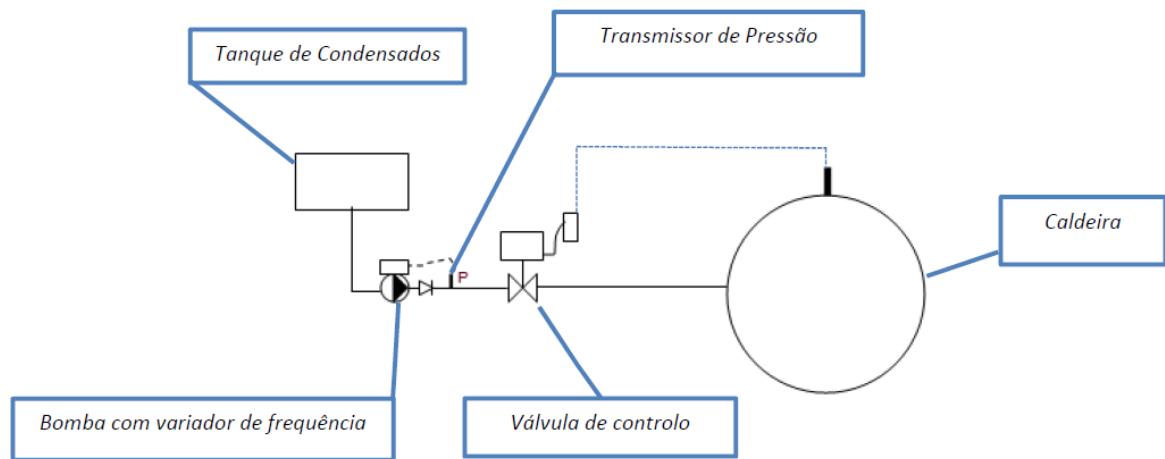


Figura 21 Controle de nível modulante com válvula e refinamento por variação de velocidade função da pressão [22].

• Controle de nível a dois e 3 elementos

Quando uma caldeira funciona dentro da sua capacidade normal de produção podem ocorrer as seguintes seqüências:

- ✓ *A água da caldeira contém uma mistura de água e bolhas de vapor de maior 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 á 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 sollicitação 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-se incluir 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 22).

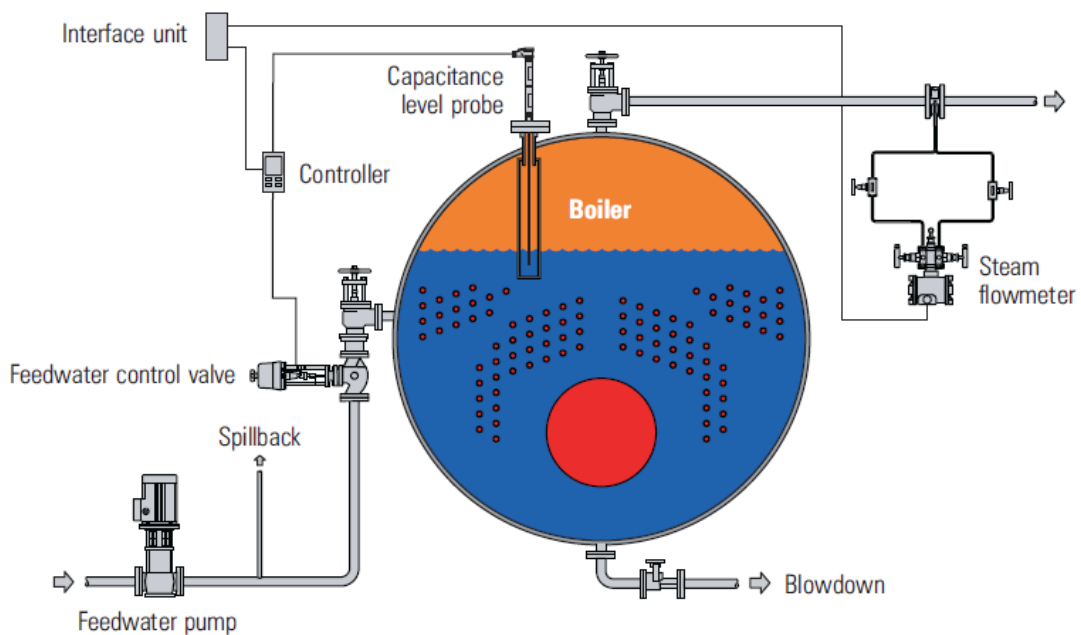


Figura 22 Controlo de nível modulante a 2 elementos [19].

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”.

3.7. Recuperação de calor das purgas da caldeira

3.7.1 Introdução

Sabe-se que as águas de alimentação de caldeiras têm alguma quantidade de impurezas, sólidos dissolvidos e em suspensão. Gradualmente a concentração de sólidos (TSD) aumenta no interior da caldeira, dando origem a lamas, sendo então necessária a sua descarga para substituir parte da água concentrada na caldeira, por água de alimentação com baixo teor de sólidos.

Facilmente se compreende que 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 calculadas com rigor para evitar descargas desnecessárias.

No entanto, as consequências da falta de purgas é bem mais grave, não só devidas 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, é essencial a existência de um sistema automático de purga (Figura 23) 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 2000 $\mu\text{S}/\text{cm}$, valor manifestamente reduzido com grandes perdas de energia desperdiçadas para esgoto. Com efeito a Norma NP4079 indica o valor até 4000 $\mu\text{S}/\text{cm}$ em caldeiras de timbre 0,1 a 2 MPa [3].

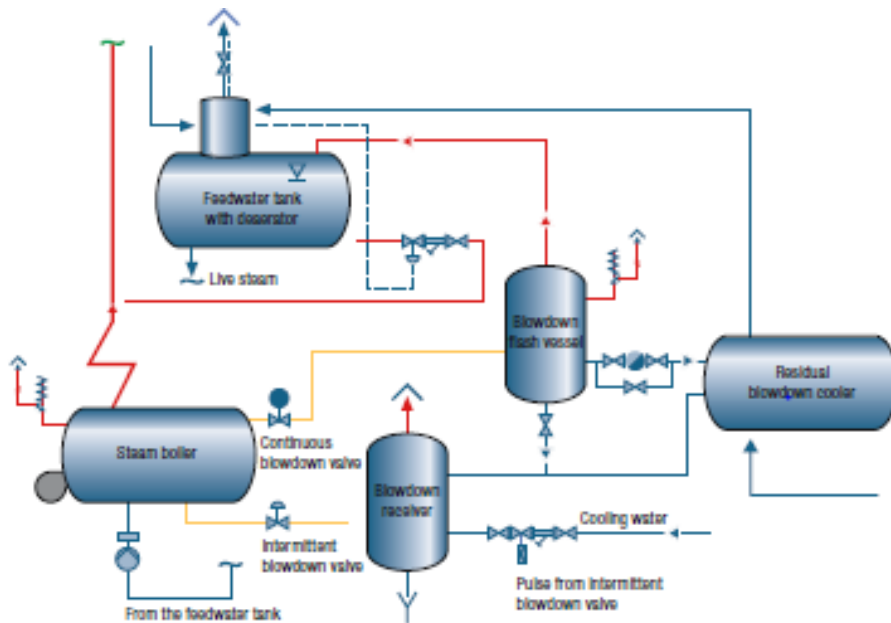


Figura 23 Esquema da recuperação de calor das purgas da caldeira [23].

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 degaseificador, 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.

Considere-se o seguinte exemplo

• **Estimativa do caudal de vapor produzido**

- ✓ Caldeira de 4000 kg/h, timbre 12 bar, pressão de serviço 9 bar
- ✓ Consumo de gás natural no ano- 250 000 m³N
- ✓ Custo do combustível- 0,49 €/m³N (estimativa de 122.500,00 €/ano)
- ✓ Vapor a 9 bar:
- ✓ Entalpia específicas- Vapor (*hg*)- 2778,10 kJ/kg
 Água (*hf*)- 763,00 kJ/kg
 Evaporação (*hfg*)- 2315,10 kJ/kg
- ✓ Temperatura da água de alimentação- 110° C (460,46 kJ/kg)

- ✓ Energia necessária para a produção de 1 kg de vapor a 9 bar
2778,10 – 460,46 = **2317,64 kJ/kg**
- ✓ PCI do gás natural.....**37840 kJ/m³N**
- ✓ Rendimento da caldeira.....85 %

Vapor produzido anualmente =

$$\frac{250000 \text{ Nm}^3 \text{ Gás Natural} \times 37840 \text{ kJ/m}^3\text{N} \times 0,85}{2317,64 \text{ kJ/kg}} = \mathbf{3469.477,57 \text{ kg/ano}}$$

Considerando o custo anual de combustível de 122.500 € para a produção de 3469,5 toneladas de vapor, então o *custo estimado para a tonelada de vapor é de cerca 35,31 €*

• **Economia resultante do controlo contínuo de TDS**

- ✓ TSD atual1476 μS/cm.
- ✓ TSD admissível.....4000 μS/cm.
- ✓ TSD água de alimentação..... 101 μS/cm (*Feedwater*)- estimado
- ✓ Custo da água tratada.....1,5 €/m³
- ✓ Produção anual estimada de vapor....3469,5 Toneladas

$$\text{Taxa de desconcentração atual} = \frac{101}{1476-101} \times 100\% = 7,35\%$$

$$\text{Taxa de desconcentração admissível} = \frac{101}{4000-101} \times 100\% = 2,59\%$$

$$\text{A economia no caudal de descarga será de } \frac{(7,35\% - 2,59\%) \times 3469,5}{100} = 165,15 \text{ Ton. de água}$$

A economia em água tratada será de cerca 165,15 m³ /ano ou seja, cerca de

247,7 € /ano..... (A)

Em termos de combustível, considerando que a água descarregada possui 763 kJ/kg, PCI do gás 37840 kJ/m³N e o rendimento das caldeiras 90%, teremos;

$$\frac{165150 \text{ kg} \times 763 \text{ kJ/kg}}{37840 \text{ kJ/kg} \times 0,90} = 3700 \text{ m}^3\text{N de gás natural, cerca de } \mathbf{1813,03 \text{ € / ano (B)}}$$

• **Economia pela recuperação do vapor de reevaporação**

$$\begin{aligned} \% \text{ Vapor de flash} &= \frac{(h_{f \text{ vapor a 9 bar}} - h_{f \text{ vapor a 0 bar}})}{h_{fg \text{ de 0 bar}}} \times 100\% = \\ &= \frac{763 \text{ kJ/kg} - 417,51 \text{ kJ/kg}}{2257,5 \text{ kJ/kg}} \times 100\% = 15,3\% \end{aligned}$$

Considerando o caudal de purga já controlado de 2,59%, ou seja 89859,4 kg/ano (3469477 × 0,0259), tem-se então um caudal de vapor de reevaporação para ser consumido no tanque de condensados de 13748 kg/ano de vapor (89859 × 0,153). Atendendo às relações anteriores de custo de gás/vapor (35,31 €/Ton. de vapor), a economia resultante é de cerca **485,45 €/ano.....(C)**

• **Economia adicional pela recuperação de calor do caudal de purga residual**

Esta recuperação será 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.

Caudal residual = purga controlada de 2,59 % – caudal de vapor *flash* = 89859,4 kg – 13748 kg = 76111,4 kg

A economia resultante desta recuperação num permutador será de:

76111,4 kg × 65°C × 4,186 kJ/ kg.°C (calor específico da água) = 20709150,8 kJ/ ano

ou em termos de combustível, $\frac{20709150,8 \text{ kJ}}{37840 \text{ kJ/Nm}^3 \times 0,90} = 608,1 \text{ m}^3\text{N gás natural/ano}$

E considerando 0,49 €/ m³N tem-se **297,96 €/ ano.....(D)**

• **Economia total**

A economia total é então dada pelo somatório das parcelas **A + B + C + D** e em que se obtém o valor de **2844,14 €/ano**. O que representa uma **economia de 2,32 % do consumo atual de gás**.

Neste capítulo pretendeu-se abordar os pontos eventualmente mais críticos de uma “casa de caldeiras de vapor” que se devem gerir ou no mínimo ter algum controlo. É comum, o dono da instalação saber quanto gasta em combustível, mas não saber qual o custo unitário do vapor que produz. Esta informação é deveras importante, pois como se viu requer vários dados, nomeadamente sobre a eficiência 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

4.1. 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. Conseqüentemente, o bom desempenho de um sistema de vapor requer um projeto cuidadoso e rigoroso e posteriormente, manutenção efetiva. A tubagem deverá ser bem dimensionada, estar bem suportada, possuir isolamento adequado e o seu desenho (*layout*) bem configurado 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].

4.2. 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.
- Pressões mínimas necessárias na instalação - À medida que o vapor flui pelas tubagens de distribuição, inevitavelmente verificam-se perdas de carga provocadas por:
 - ✓ Resistência de fricção das tubagens.
 - ✓ 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-se ter conta uma margem de compensação para as perdas de carga.

Obviamente, 1 kg de vapor a alta pressão ocupa 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 também a alta pressão, o diâmetro destas tubagens será inferior do que seriam em um sistema de baixa pressão. Na Figura 24 verifica-se um aumento acentuado do volume específico com a diminuição da pressão.

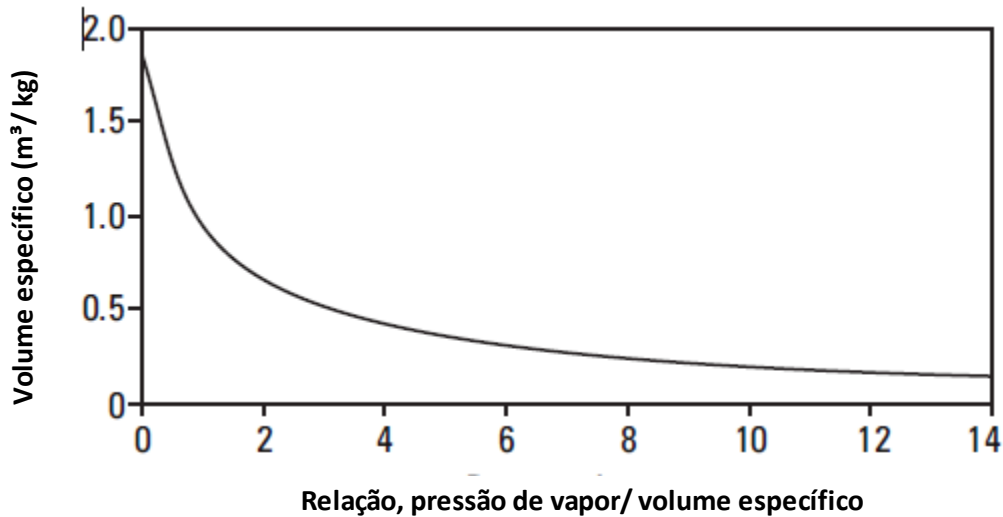


Figura 24 Relação pressão relativa de vapor/volume específico [8].

Com a produção e distribuição de vapor a alta pressão toma-se partido de 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 reavaporada pela entalpia adicional relativamente ao vapor de baixa.

Alguns utilizadores de vapor acreditam que se baixarem a pressão de funcionamento do gerador de vapor economizarão combustível. Esta lógica é baseada no conceito de que é necessário mais combustível para produzir vapor a pressão superior. No entanto, não deve

ser esquecido que a energia em combustível necessária é função das necessidades dos consumidores de vapor e não da capacidade de produção da caldeira. 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 redutoras.
- 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 sofreram alterações nos processos produtivos, por exemplo, diminuição da produção (situação que se tem observado variadíssimas vezes nos últimos anos em Portugal), eventualmente o gerador de vapor e sistema de distribuição de vapor estarão sobredimensionados. Nestes casos, 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 diminui consumo de vapor (por exemplo, tubagens, purgadores, válvulas, etc.).
- Redução do vapor *flash* nos tanques de condensado [25].

4.3. Dimensionamento e *layout* das tubagens

4.3.1 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 D'Arcy- Weisbach.

$$H_f = \frac{4 \times f \times L \times u^2}{2 \times g \times D} \quad (23)$$

Em que:

H_f - perda de carga devido fricção (m),

f - fator de fricção (adimensional),

L - comprimento da tubagem (m),

u - velocidade do escoamento (m/s),

g - aceleração da gravidade (9,81 m/ s²),

D - diâmetro da tubagem (m).

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]. Existem também expressões para escoamentos laminares, no entanto não são aplicáveis neste tipo de fluido, pelo que não são apresentadas neste trabalho.

$$\frac{1}{\sqrt{f}} = 3,48 - 1,74 \times \ln \left(\frac{2 \times k_s}{D} + \frac{9,3}{Re \times \sqrt{f}} \right) \quad (24)$$

Os cálculos com recurso a estas equações são sempre muito trabalhosos e demorados. Assim, estão disponíveis fórmulas empíricas que foram experimentadas e testadas inúmeras vezes com resultados muito satisfatórios. A vantagem de optar por estas fórmulas empíricas é que permite a programação com uma calculadora científica, folha de cálculo, e conseqüentemente cálculos mais rápidos e sem ter de usar tabelas ou gráficos.

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:

$$\frac{(P_1)^{1,9375} - (P_2)^{1,9375}}{L} = \frac{\dot{m}^{1,853}}{0,11 \times D^{4,987}} \quad (25)$$

Em que:

P_1 - pressão a montante (Bar absolutos),

P_2 - pressão a jusante (Bar absolutos),

L - Comprimento da tubagem (m),

\dot{m} - caudal mássico (kg/h).

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].

$$\Delta P = \frac{L \times v_g \times \dot{m}^2}{0,08 \times d^5} \quad (26)$$

Em que:

ΔP - perda de carga (bar)

v_g - volume específico do vapor correspondente à sua pressão (m^3/kg)

L - Comprimento da tubagem (m)

\dot{m} - Caudal mássico (kg/h)

d - diâmetro do tubo (mm)

Em alternativa, também se pode calcular o diâmetro da tubagem função da velocidade. Os dados necessários e a sequência de cálculo são explicados de seguida [19].

- Informação necessária para o dimensionamento das tubagens:
 - ✓ u = velocidade do escoamento (m/s)
 - ✓ v_g = volume específico do vapor correspondente à sua pressão (m^3/kg)
 - ✓ \dot{m}_s = caudal mássico (kg/h)
 - ✓ \dot{V} = Caudal volúmico (m^3/s) = $\dot{m}_s \times v_g$
- Com estes dados a área A da secção da tubagem pode ser determinada pela seguinte expressão:

$$A = \frac{\dot{V}}{u} \quad (27)$$

Alternativamente:

$$\frac{\pi \times D^2}{4} = \frac{\dot{V}}{u} \quad (28)$$

$$\therefore D = \sqrt{\frac{4 \times \dot{V}}{\pi \times u}} \quad (29)$$

- Para uma estimativa inicial da velocidade, pode-se recorrer à tabela 15.

Tabela 15 Tabela de velocidades recomendadas para diversos fluidos [28].

FLUIDO	VELOCIDADE RECOMENDADA
Vapor de exaustão e vapor de flash	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 abs	15 - 25 m/s
Vapor saturado 5 a 10 Bar abs	25 - 35 m/s
Vapor saturado 10 a 40 Bar abs	35 - 40 m/s
Vapor saturado a 40 Bar abs	≤ 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 (feed water)	0,5 - 1 m/s
Linhas de compressão de água de alimentação (feed water)	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 Àguas	1,0 a 2,0 m/s
Linhas de ar comprimido	15 m/s

4.3.2 Layout

• 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 25).

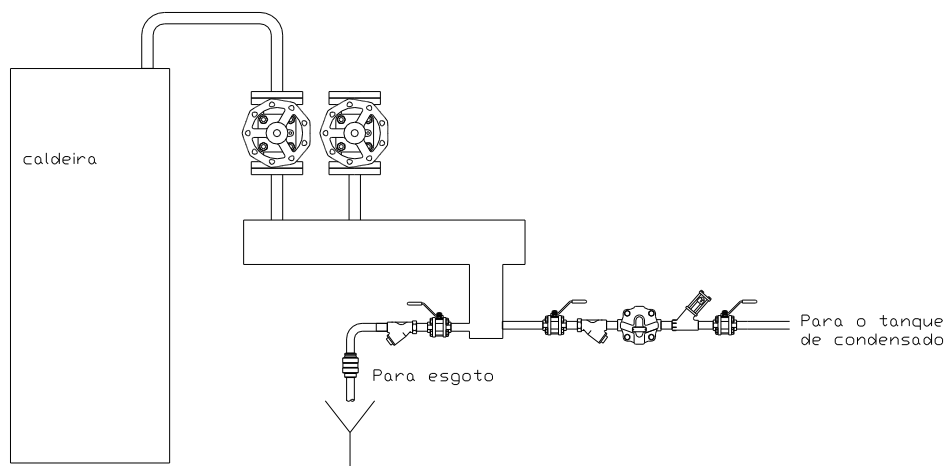


Figura 25 Pormenor de coletor com conjunto de purga [29].

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 26) 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.

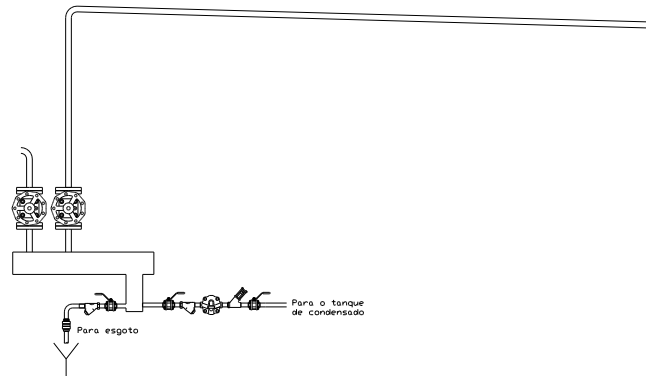


Figura 26 Pormenor da linha de distribuição principal [29].

No caso de subidas (Figura 27), deve-se aumentar 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.

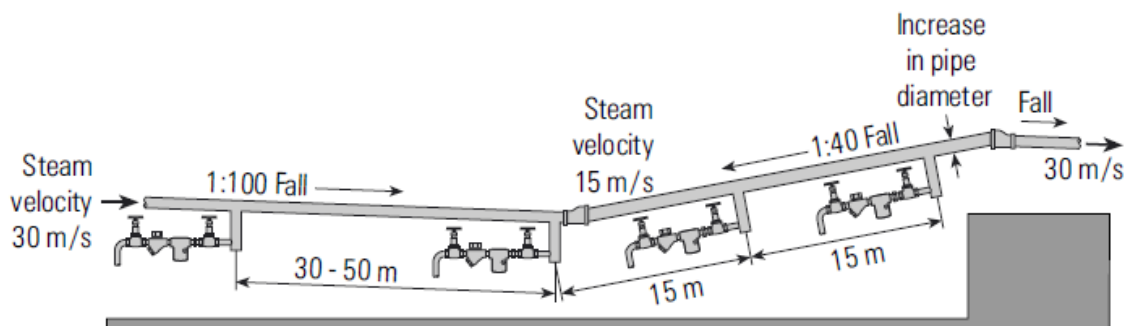


Figura 27 Pormenor de linhas de distribuição ascendentes [19].

No final de cada linha principal deverá existir um conjunto de purga que irá descarregar na parte superior da linha geral de condensado (Figura 28). Esta linha de condensado, deve ser construída também em declive até ao tanque de condensado.

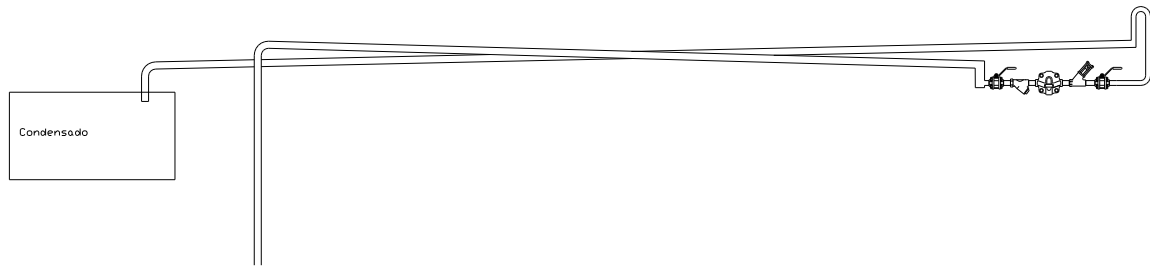


Figura 28 Pormenor da linha de retorno de condensados [29].

• **Derivações para secções ou equipamentos**

Os ramais secundários (Figura 29) devem ser executados segundo um critério idêntico, partindo da parte superior do ramal principal.

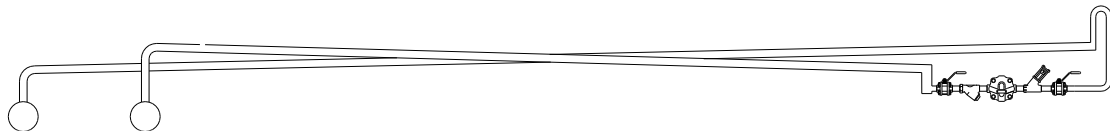


Figura 29 Pormenor de ramais secundários [29].

As derivações de vapor, efetuadas pela parte superior das tubagens (Figura 30), 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.

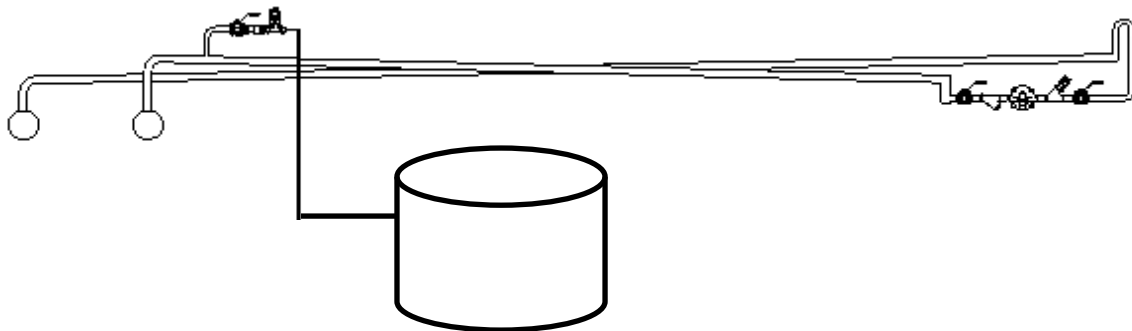


Figura 30 Pormenor de derivação com sistema de controlo acima da linha [29].

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 se mostra na imagem seguinte (Figura 31):

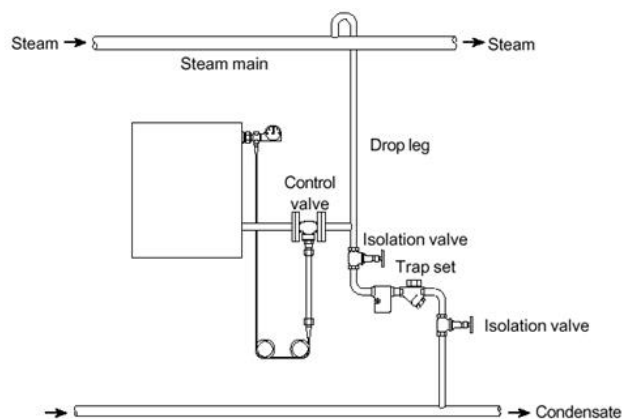


Figura 31 Pormenor de derivação com sistema de controlo abaixo da linha mas com purga [19].

• Purgas de linha

As tubagens de vapor, ao manterem-se quentes, formam condensado que terá de ser removido. Em traçados horizontais e até 4", considera-se suficiente a instalação de conjuntos de purga de linha em intervalos de 50 metros. Em tubagens de diâmetro superior deve-se reduzir estes intervalos para 30 metros. No caso de inclinações, optar também por 30 metros.

Para além destas situações, deve-se evitar acumulação de condensado (Figura 32):

- Em 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.

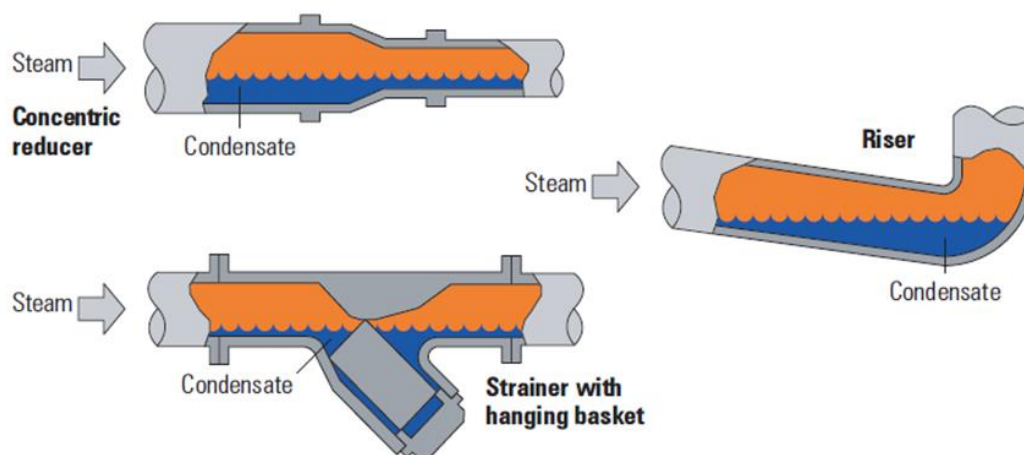


Figura 32 Potenciais fontes de “martelos de água” [19].

Para a eficiente drenagem de condensado, os conjuntos de purga deverão estar instalados em coletores de acumulação (potes de purga) conforme esquema da Figura 33.

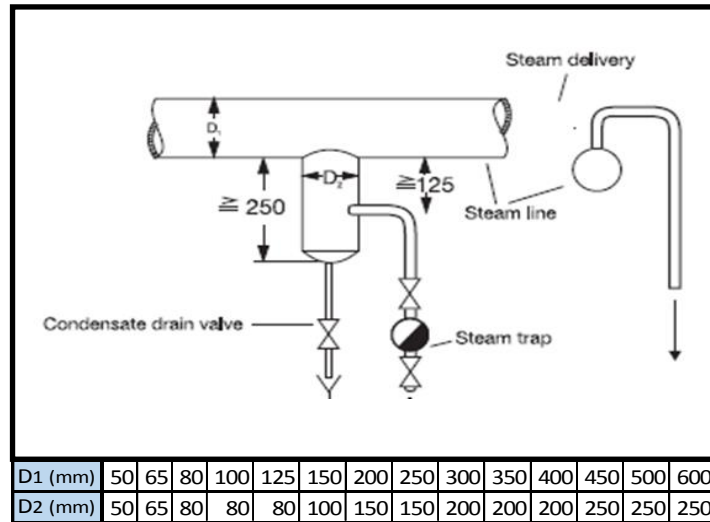


Figura 33 Dimensões para potes de purga [30].

• Eliminação de ar

Sempre que uma instalação de vapor pára, as tubagens enchem-se de ar, 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.

Pelas tabelas seguintes (Tabelas 16 e 17) pode-se confirmar que a película de ar é um dos maiores responsáveis na resistência à transferência térmica.

Tabela 16 Condutividade térmica de vários materiais [9].

Material	Thermal conductivity W/m°C
Air	0.025
Condensate	0.4
Scale	0.1 to 1
Water	0.6
Steel	50
Copper	400

Com a introdução de eliminadores de ar automáticos esta resistência é praticamente suprimida (Figura 34).

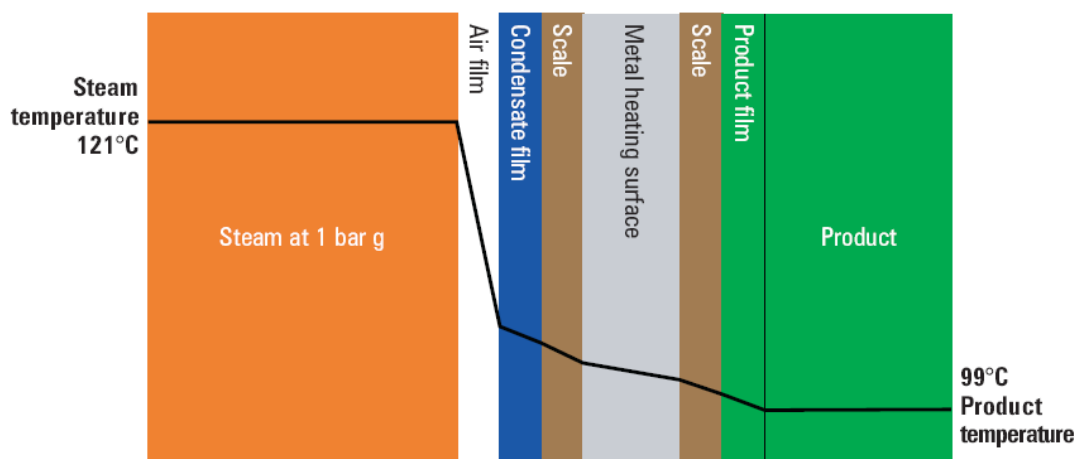


Figura 34 Perfil de temperatura do vapor até ao produto [19].

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%

Tabela 17 Consequência da mistura de ar com vapor [31].

ts	P	Percentagem de ar no vapor em volume					
		1%	3%	6%	9%	12%	15%
Temperatura do vapor saturado (°C)	Pressão relativa de vapor puro (barg)	Pressão relativa necessária para vapor contaminado com ar (barg)					
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

Nos finais de linha desta instalação, recomendamos a montagem de eliminadores de ar de acordo com o seguinte esquema (Figura 35).

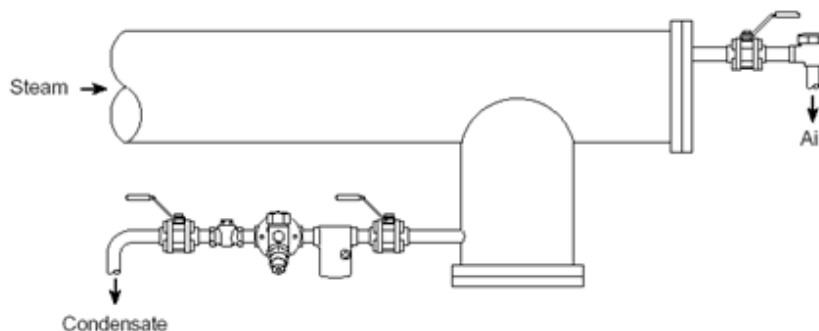


Figura 35 Esquema típico de um conjunto de purga fim de linha com eliminação de ar [19].

• **Suportes das tubagens**

A distância entre suportes tem interferência no descaimento que é admissível, conforme o tipo de aplicação. No caso presente 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 18 indica os intervalos máximos entre suportes, em função dos diâmetros das tubagens.

Tabela 18 Distâncias entre suportes [28].

Distâncias máximas entre suportes (m) para tubos de aço (de acordo com AD 2000- Bulletin HP 100 R)														
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	5.0	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 evitarem-se 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]:

$$\Delta l = l_0 \times \alpha \times \Delta t \quad (30)$$

Em que:

Δl - Acréscimo do comprimento do tubo (mm)

l_0 - Comprimento inicial do tubo (m)

α – Coeficiente de expansão ($\text{mm}/\text{m} \cdot ^\circ\text{C} \times 10^{-3}$) (Tabela 19)

Δt - Diferença de temperaturas entre o tubo e o ambiente ($^\circ\text{C}$)

Tabela 19 Coeficientes de expansão de vários metais [28].

Coeficientes de expansão (α) ($\text{mm}/\text{m} \cdot ^\circ\text{C} \times 10^{-3}$)								
Material	Gammas de temperatura ($^\circ\text{C}$)							
	< 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

No passado, esta compensação era garantida por liras fabricadas com tubos do mesmo diâmetro. Atualmente, esta compensação é facilitada com a opção por compensadores de dilatação com fole de aço inoxidável. Quer se instalem liras ou compensadores de fole, deve-se ter 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: 4 vezes o diâmetro da tubagem, até um valor máximo de 300mm. 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 36) [32].

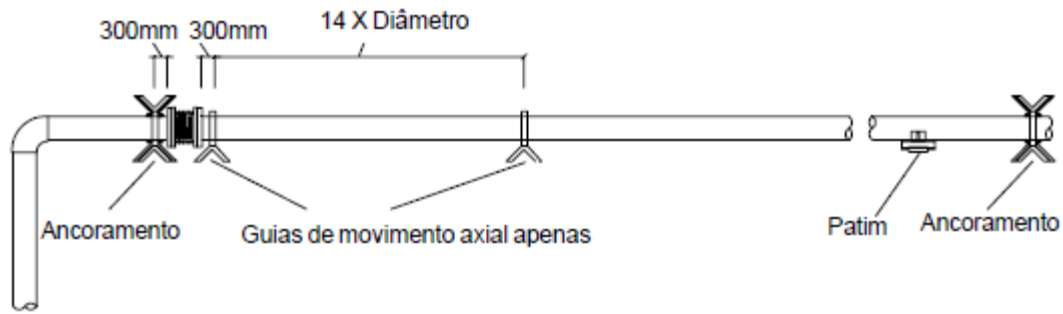


Figura 36 Pormenor de guias e ancoragens em junta de dilatação [32].

Caso haja necessidade de instalar dois compensadores no mesmo trecho 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 37).

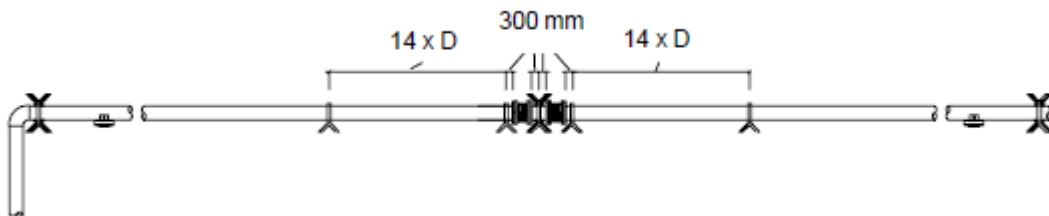


Figura 37 Pormenor de guias e ancoragens em duas juntas de dilatação [32].

• 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 têm de passar pôr 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 camisas de isolamento (*insulation jackets*). Estes são geralmente fornecidas com fechos, facilitando assim o acesso para manutenção. Existem para os mais variados acessórios; flanges, válvulas, filtros, etc. e em todos os diâmetros (Figura 38).



Figura 38 Comportamento do isolamento à temperatura [33].

O cálculo das perdas de calor na tubagem pode ser muito complexo e demorado, dado que se deve ter em consideração 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 (31) juntamente com a tabela 20. Esta tabela está baseada 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.

$$\dot{m} = \frac{Q \times l \times 3.6 \times f}{h_{fg}} \quad (31)$$

Em que:

\dot{m} - caudal mássico (kg/h).

Q - Emissão de calor (W/m) (tabela 20)

l - Comprimento da tubagem (m)

f - Fator de isolamento = 1 para tubo sem isolamento, 0.15 para tubo isolado.

h_{fg} - Entalpia de evaporação (kJ/kg) correspondente à pressão de vapor.

Tabela 20 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

4.4. Redução de pressão

Anteriormente, foi referido que a escolha da pressão de produção na caldeira e a pressão de distribuição tem em conta:

- Pressão necessária no local de utilização.
- Perda de carga ao longo da tubagem devida à resistência (fricção) ao escoamento;
- Perdas de calor da tubagem.

O vapor a alta pressão ocupa menos volume que o vapor a mais baixa pressão. Daqui se conclui, que, 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 m, 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.

4.4.1 Redução de pressão com válvula redutora de pressão

Estando-se, então, perante o caso de a pressão da caldeira ser superior do que a 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 39 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-se fazer o ajuste da pressão pretendida.

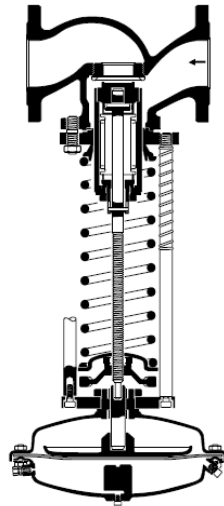


Figura 39 Válvulas redutora [28].

Para obtenção do máximo rigor neste controlo de pressão é aconselhável instalar a válvula redutora com alguns auxiliares (Figura 40).

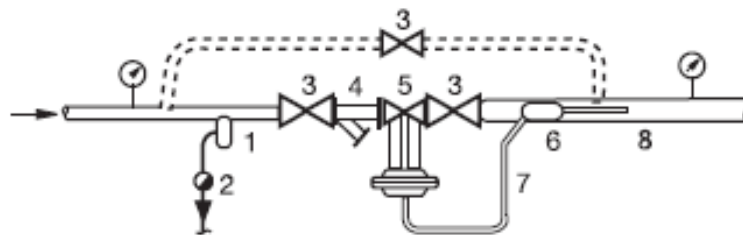


Figura 40 Estação redutora de pressão [28].

- (1) Ponto de coleta de condensado ou idealmente um 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 *by-pass* 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- O elemento filtrante para ter alguma utilidade deverá ter perfurações no máximo de 150 micron.
- (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.

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:

• **Dados:**

Consumo atual de vapor a 12 bar- 1070 kg/h

Horas/ ano de funcionamento- 8600 horas/ano

Temperatura máxima necessária nos processos- 70 °C

Custo do vapor- 30,00 €/Tonelada

- **Economia em vapor:** Atendendo á temperatura máxima necessária, opta-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).

- ✓ Entalpia de evaporação do vapor a 12 bar- 1972,5 kJ/kg.
- ✓ Entalpia de evaporação do vapor a 5 bar- 2086,0 kJ/kg.

Sendo a necessidade de energia: $1070 \text{ kg/h} \times 1972,5 \text{ kJ/kg} = 2\ 1100575 \text{ kJ/h}$

Usando vapor a 5 bar: $\frac{2\ 1100575 \text{ kJ/h}}{2086,0 \text{ kJ/kg}} = 1011,78 \text{ kg/h}$

Passam então a ser necessários, menos 59 kg/h de vapor. Considerando 8600 horas e o custo de 30 € a tonelada de vapor:

$$(59 \text{ kg/h} \times 8600 \text{ horas})/1000 \times 30 \text{ €} = 15.222,00 \text{ €/ano}$$

4.4.2 Redução de pressão com micro turbina a vapor saturado

Correntemente, a maior parte dos sistemas de vapor incluem estações reductoras de pressão com a tradicional válvula redutora. Uma alternativa a este tipo de redução de pressão e que se tem afirmado com bastante sucesso na Europa (não verificado, ainda, em Portuga) é a tecnologia das micro turbinas (Figura 41).

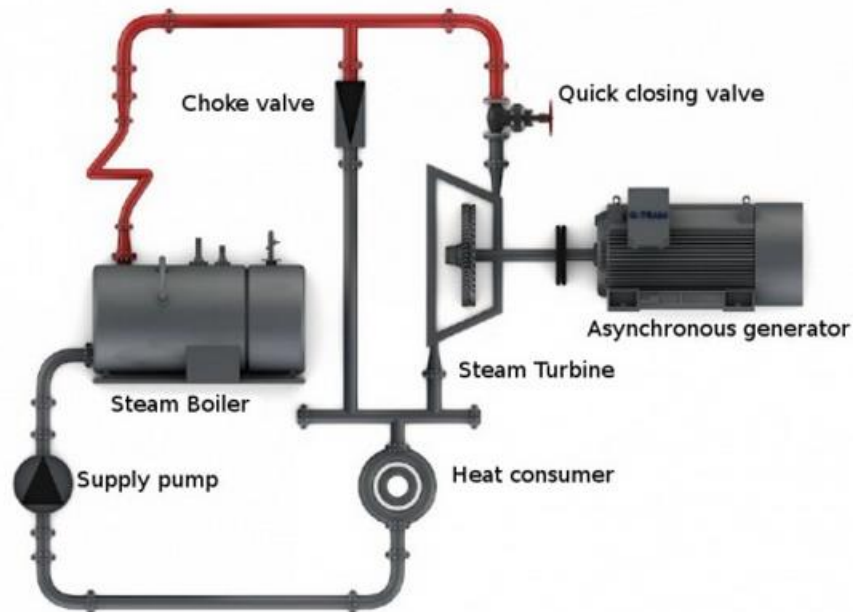


Figura 41 Micro turbina instalada em paralelo com uma estação de redução de pressão [35].

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.

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 (*baseline load*), como por exemplo durante o verão. Desta forma as estações de redução de pressão vão ser necessárias para responder a solicitações de vapor em pico ou sazonais [36].

De seguida são apresentados exemplos de fabricantes de micro turbinas a vapor (Figuras 42 e 43).



Figura 42 Micro turbinas “Technopa” Áustria.

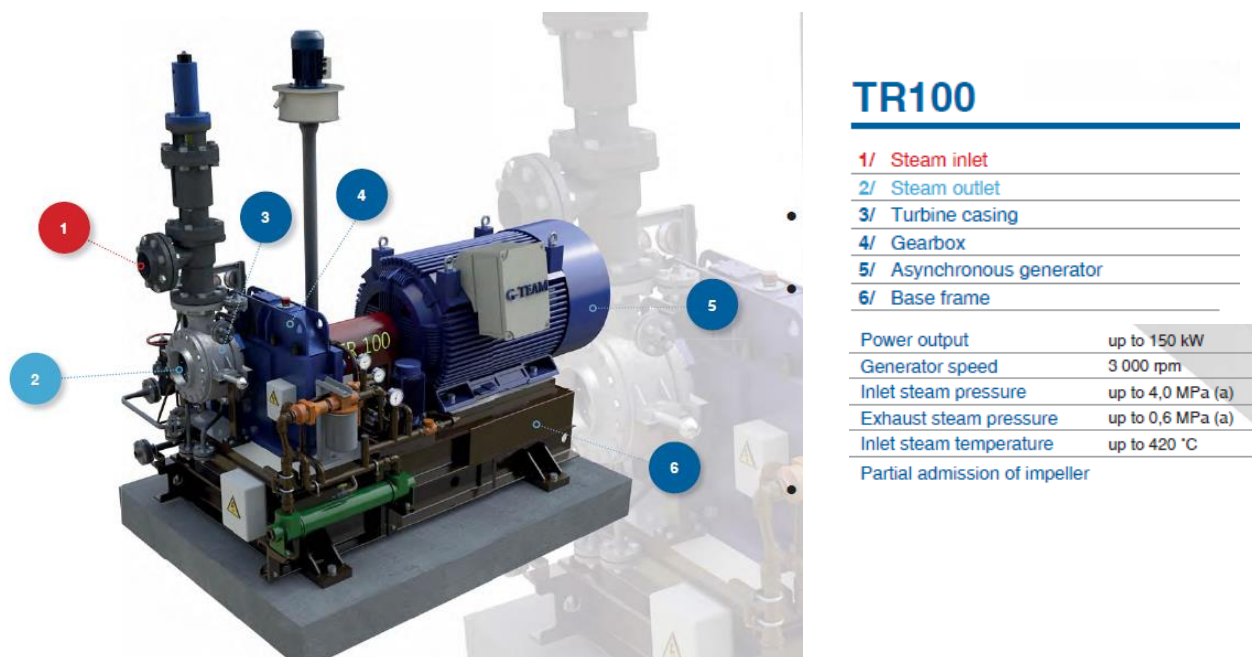


Figura 43 Micro turbina de 150 kW da “G-Team”, Republica Checa

Nestas figuras pode-se constatar que o âmbito de aplicação é bastante alargado. Com efeito, estas micro turbinas podem ser usadas em pressões a montante a partir de 4 bar absolutos, pressão reduzidas a partir de 1,1 bar absolutos e caudais mínimos a partir de 1100 kg/h. Este fabricante apresenta um gráfico (Figura 44), que ajuda na estimativa da energia elétrica que é possível produzir, conforme as condições de pressão a montante, jusante e caudal de vapor.

Enthalpy-entropy diagram for water and steam

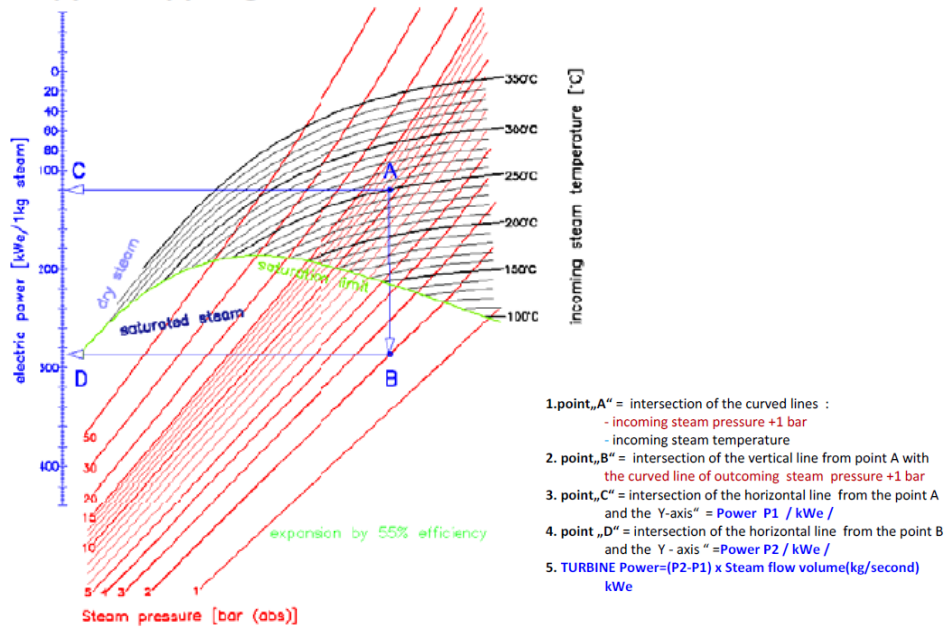


Figura 44 Curvas de cálculo da potência de micro turbinas [37].

Considerando o seguinte exemplo:

- ✓ Pressão inicial- 9 barg
- ✓ Pressão reduzida pretendida- 3 barg
- ✓ Caudal base- 3800 kg/h ou 1.056 kg/s.
- ✓ Temperaturas- correspondentes a vapor saturado
- ✓ Funcionamento- 8600 horas/ano

Entrando com estas pressões e cruzando com a linha de vapor saturado (linha a verde), obtém-se as potências P_{e1} e P_{e2} , respectivamente 200 kWe/1 kg_{vapor} e 220 kWe/1 kg_{vapor}.

A potência da turbina será então:

$$\begin{aligned} \text{Potência da Turbina} &= (P_{e2} - P_{e1}) \times \dot{m} \quad (\text{kWe}) \quad (32) \\ &= (220 - 200) \times 1,056 = 21,12 \text{ kWe} \end{aligned}$$

Considerando um ano de 8600 horas e o custo da energia elétrica de 0,1427 €/ kWh [38] tem-se:

$$21,12 \times 8600 \times 0,1427 = 25\,918 \text{ €/ano}$$

O preço estimado para uma micro turbina de 50 kW é de cerca 100.000 €, traduzindo-se o retorno do investimento em cerca de 4 anos.

4.5. 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 também em perdas económicas significativas. Normalmente, as auditorias energéticas recolhem informação que comprova 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 irá ser abordada no capítulo 5 deste trabalho. Posteriormente irão ser estudadas as fugas em acessórios de tubagens, nomeadamente, em orifícios nas tubagens propriamente dita, em ligações roscadas e flangeadas. Foram incluídas também neste tipo as emissões de vapor pelas hastes das válvulas e o caso particular de emissões em válvulas de segurança.

4.5.1 Fugas de vapor em tubagens e acessórios

Falhas nas tubagens de vapor podem ser resultantes de dimensionamento errado, problemas de corrosão, problemas de operação, como “martelos de água” (*Golpe de Ariete*). Normalmente, as emissões de vapor para a atmosfera são bem visíveis. Possíveis atrasos na sua resolução estão relacionadas com alguma 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 45).
- Método por avaliação do diâmetro do orifício e pressão de vapor.

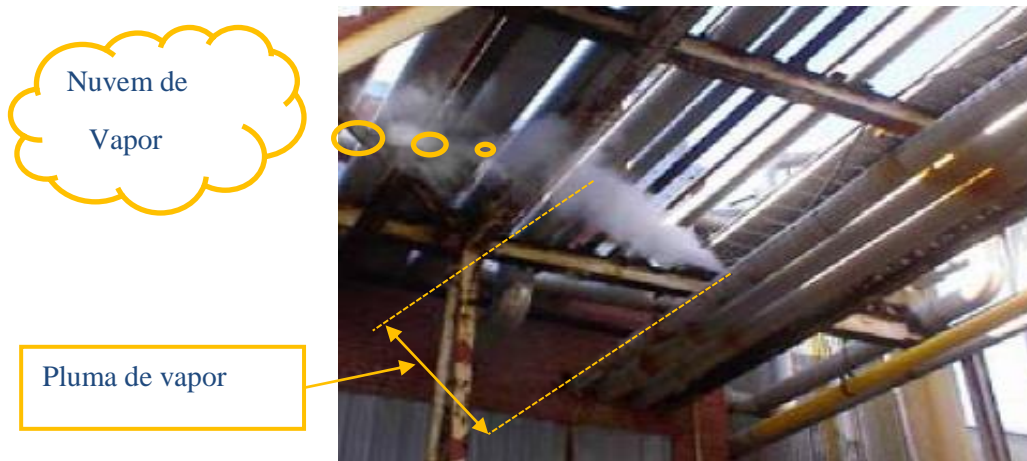


Figura 45 Exemplo de pluma de vapor a partir de um furo no tubo [39].

A tabela 21 resume alguns valores para estes dois métodos.

Tabela 21 Perdas de vapor em furos e plumas [13].

1. 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
2. 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

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

Atendendo às pressões e comprimentos indicados, a Tabela 21 é útil para estimativa de fugas de vapor na distribuição. Para utilizadores de vapor, os gráficos das Figuras 46 e 47 estão mais adequados para comprimentos de pluma mais reduzidos e a menores pressões.

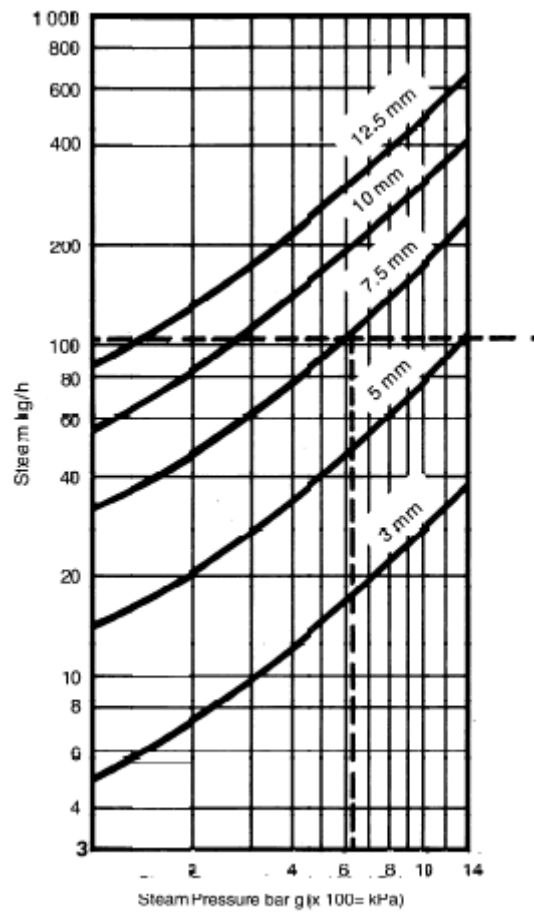


Figura 46 Perdas de vapor por orifícios de diferentes diâmetros a diferentes pressões [1].

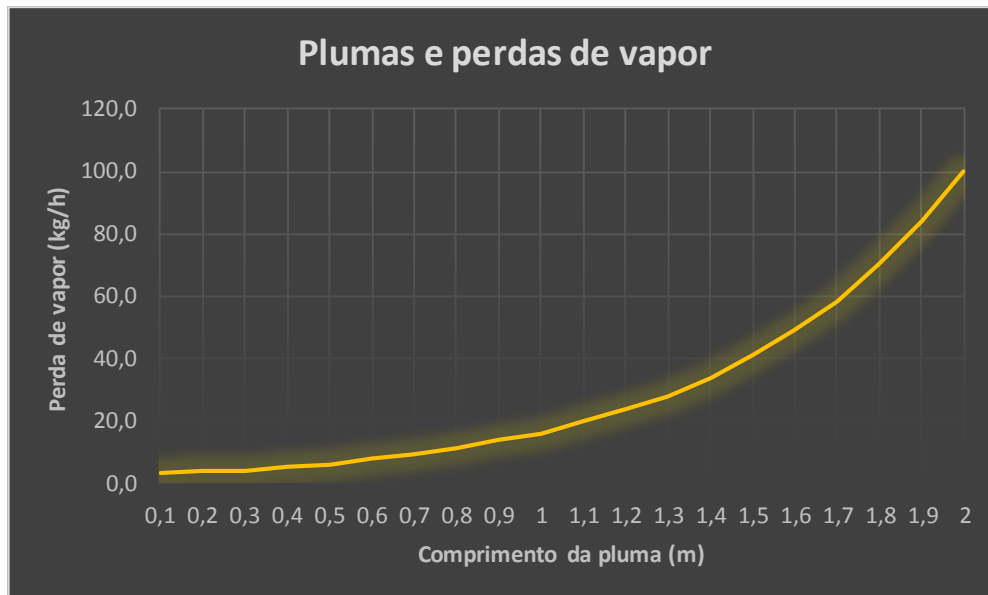


Figura 47 Plumas e perdas de vapor [13].

Finalmente estão disponíveis duas expressões que permitem o cálculo numericamente:

• **Método 1- pela dimensão do furo**

Algumas relações empíricas foram-se desenvolvendo e com elas tem-se obtido bons resultados, como é o caso da popular da Equação de Napier:

$$\dot{m}_{vapor} \approx (51,43) \times A_{orifício} \times P_{vapor} \quad (32)$$

Em que:

\dot{m}_{vapor} - Caudal mássico de vapor em libras massa por hora (lb/h)

$A_{orifício}$ - Área do orifício em polegadas quadradas (si)

P_{vapor} - Pressão absoluta do vapor em libras por polegada quadrada (psia)

Simplificando e desenvolvendo para unidades métricas, tem-se:

$$\dot{m}_{vapor} = P_{vapor} \times d^2 \times 0,4123 \times C_d \quad (33)$$

Em que:

\dot{m}_{vapor} - caudal mássico de vapor (kg/h)

P_{vapor} - pressão absoluta do vapor (bara)

d^2 - diâmetro do orifício (mm)

C_d - coeficiente de descarga (depende da geometria do orifício, neste caso normalmente considera-se o valor de 0,65 como aceitável)

• **Método 2- pelo comprimento da pluma**

Retirada do guia “*DETR Energy Consumption Guide N° 67 – Steam Distribution Costs*”, a expressão que se segue é assumida pelos habituais intervenientes nos sistemas de vapor como uma estimativa bastante satisfatória [40]:

$$\dot{m}_{vapor} = 2,8 \times 6^L \quad (34)$$

Em que:

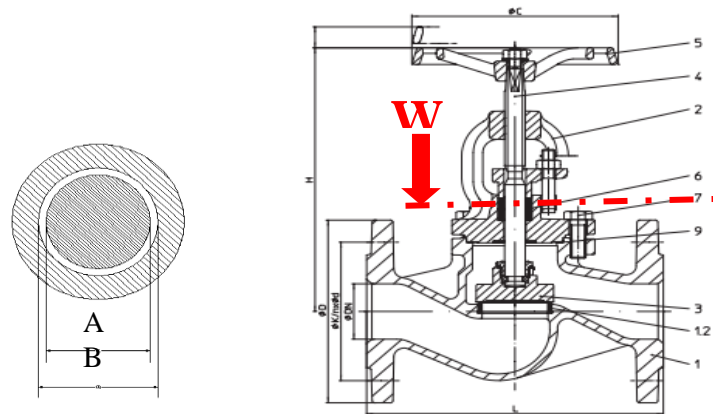
\dot{m}_{vapor} - Caudal mássico da perda de vapor (kg/h)

L - Comprimento visível da pluma (m)

4.5.2 Emissões de vapor pelas hastes das válvulas

Não são invulgares fugas de vapor junto às hastes de válvulas (Figura 48). Nomeadamente, quando o empanque em grafite está já bastante gasto há aumento da folga, por conseguinte perda de vapor. O que na realidade se passa é que não é só quando se notam plumas ou nuvens de vapor se verificam emissões de vapor. Aliás, estas fugas de vapor estão já numa fase de condensação, pois o vapor saturado seco é invisível.

Uma válvula para ser operada, mesmo quando o vedante é novo, tem de haver sempre 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.



Secção W

Figura 48 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:

$$A_{folga} = \frac{\pi}{4} \times (d_B^2 - d_A^2) \quad (35)$$

Em que:

A_{folga} - Área da folga (mm²).

d_B - Diâmetro da haste mais duas vezes a folga (mm)

d_A - Diâmetro da haste (mm)

$$\therefore D_{orifício} = \sqrt{\frac{A_{folga} \times 4}{\pi}} \quad (36)$$

Em que:

$D_{orifício}$ - Diâmetro do orifício correspondente à área da folga (mm²)

Supondo o seguinte exemplo:

Válvula de DN150 com haste de diâmetro 20 mm. A folga é de 0,025 mm. Tem-se então;

$$A_{folga} = \frac{\pi}{4} \times [20 + (2 \times 0,025)]^2 - 20^2 = 1,571 \text{ mm}^2,$$

ou seja, diâmetro do orifício é de 1,42 mm, em que por um dos métodos do ponto anterior, a perda de vapor poderá ascender a cerca de 1400 €/ano. A figura 49 dá uma ideia da potencial perda para vários diâmetros de válvula.

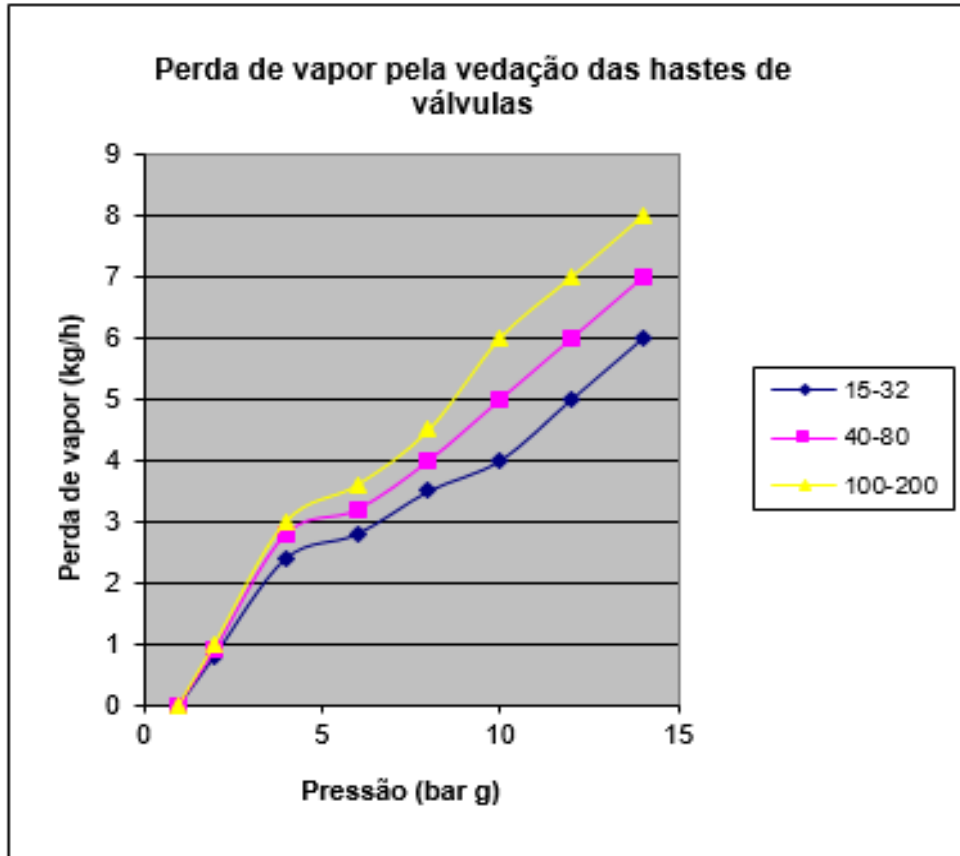


Figura 49 Perdas de vapor pelas folgas das hastes e válvulas [29].

Felizmente, não tanto em válvulas de controlo, mas de seccionamento manuais, tem havido uma crescente procura por válvulas em que a vedação da haste é feita por um fole de aço inoxidável que isola a haste do contacto com vapor (Figura 50). Embora com um custo de cerca três vezes superior, verifica-se que em poucos meses de operação se recupera o investimento.

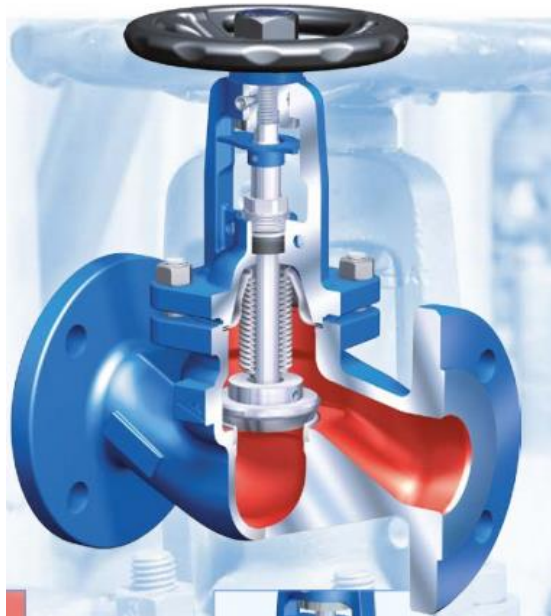


Figura 50 Válvula de globo com vedação por fole [41].

4.5.3 Emissão 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 mais ainda, o desconhecimento generalizado das condições que contribuem para que estas ocorram. As principais condições identificadas são:

- Pressão de trabalho desadequada relativamente á pressão de calibração (*set pressure*);
- 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 (*Spring*, Figura 51), a força de fecho ou força da mola é aplicada por uma mola helicoidal comprimida por um parafuso de ajuste (*adjusting screw*). A força da mola é transferida ao disco (obturador) através da haste (*spindle*). O disco mantém a vedação contra o bocal (*nozzle*) enquanto a força da mola for maior que a força criada pela pressão do vapor na entrada da válvula.

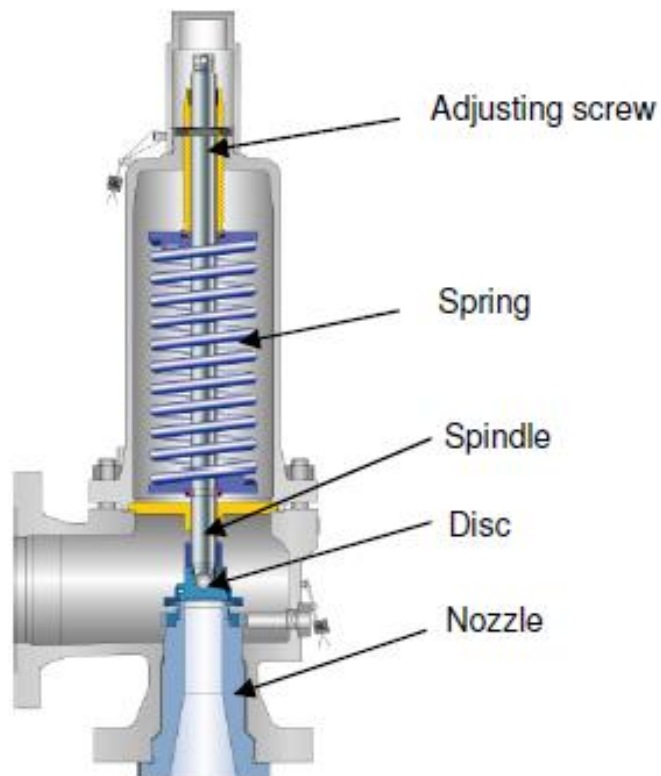


Figura 51 Válvula de segurança de mola [42].

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

• **Válvula fechada (Figura 52)**

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).

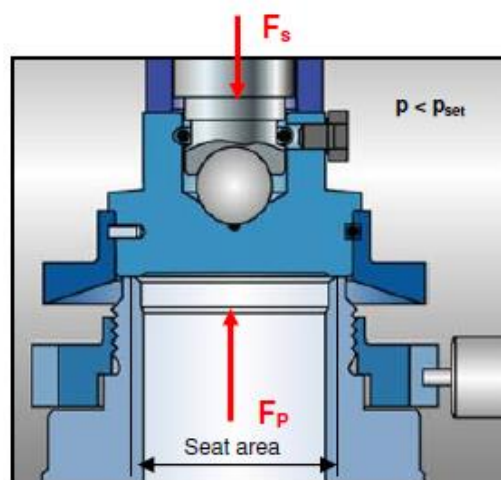


Figura 52 Válvula de segurança fechada [42].

- **Válvula na pressão de calibração (Figura 53)**

Quando a força resultante da pressão de trabalho F_P se aproxima da pressão de calibração

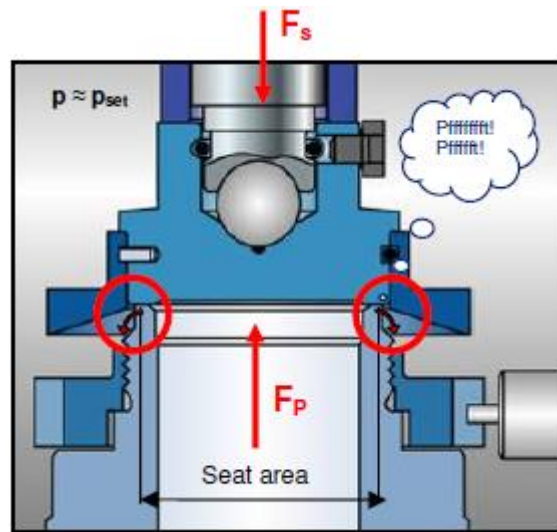


Figura 53 Válvula de segurança no limite de vedação [42].

F_S , há um balanceamento de forças que impede a vedação total da válvula.

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 54)**

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 “*overpressure*”. Que 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.

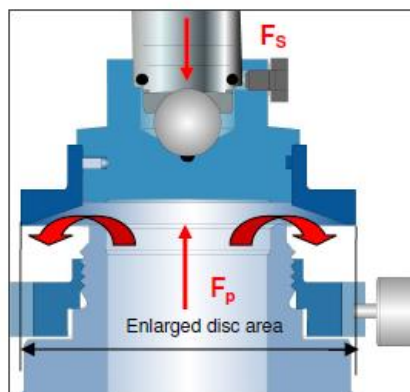


Figura 54 Válvula de segurança aberta [42].

• Fecho da válvula

Resolvendo-se o motivo que provocou o aumento da pressão de trabalho, o disco aproxima-se da sede, mas esta pressão terá que diminuir para valores inferiores à pressão de trabalho. Isto acontece porque 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, que obriga a uma maior diminuição da pressão de trabalho para que se dê o fecho. Esta pressão de fecho ou reassentamento é conhecida por “*blowdown pressure*” e tem um valor de cerca 3% nas normas ASME e 10% nas DIN.

Na Europa, incluindo Portugal, utilizam-se válvulas chamadas de abertura total (*full lift safety valves*) 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. No exemplo dado, este gerador de vapor deverá produzir vapor até à pressão máxima de 0,85 MPa. A Figura 55 mostra a sequência de pressões no funcionamento de uma válvula de segurança.

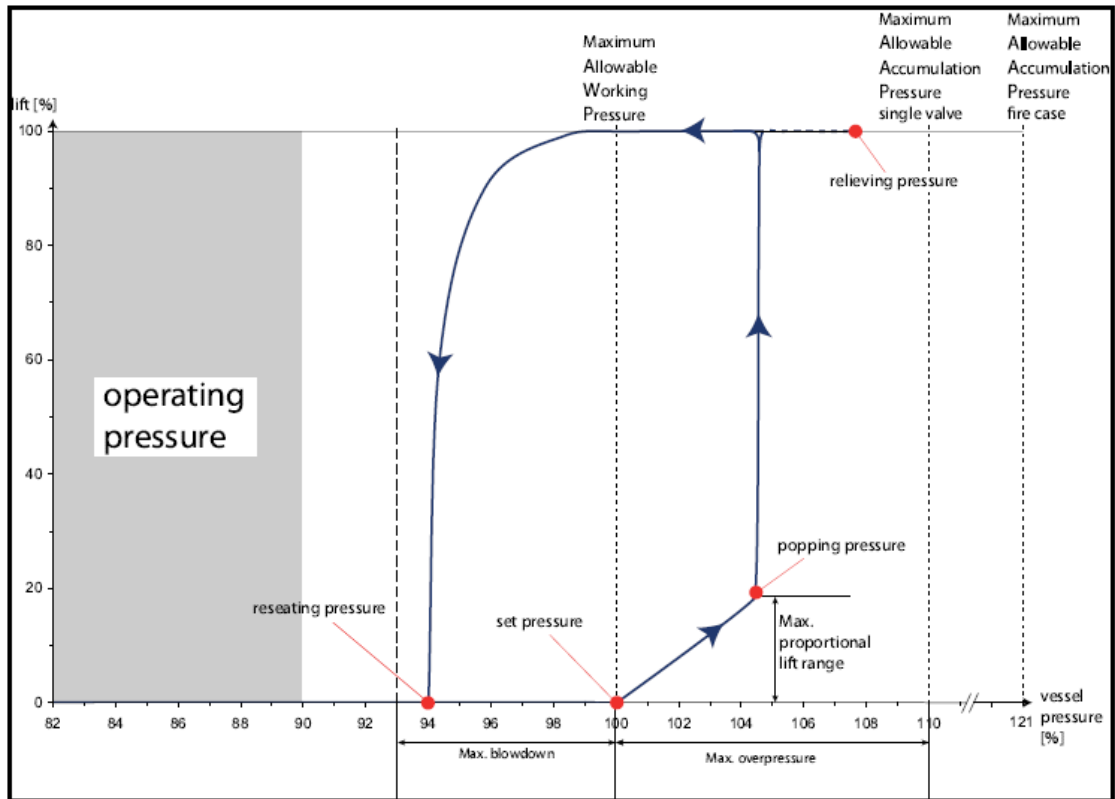


Figura 55 Sequencia de funcionamento de uma válvula de segurança [42].

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

Voltando à norma DIN 3320 parte 1, esta recomenda as pressões de trabalho no mínimo abaixo 15% da pressão de calibração (Figura 56).

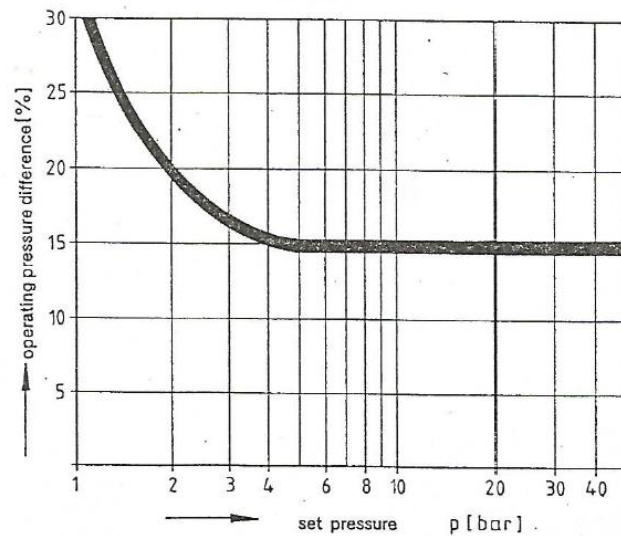


Figura 56 Diferença recomendável da pressão de operação relativamente à pressão de calibração [43].

Pode-se confirmar que para valores de pressão de calibração inferiores a 4 bar, é recomendado 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. Também é necessário atender ao tempo de resposta da redutora de pressão, que o fabricante terá de informar, indo normalmente esta resposta de uma diferença de 20 % em relação á 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 56).

Tabela 22 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 57) 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.

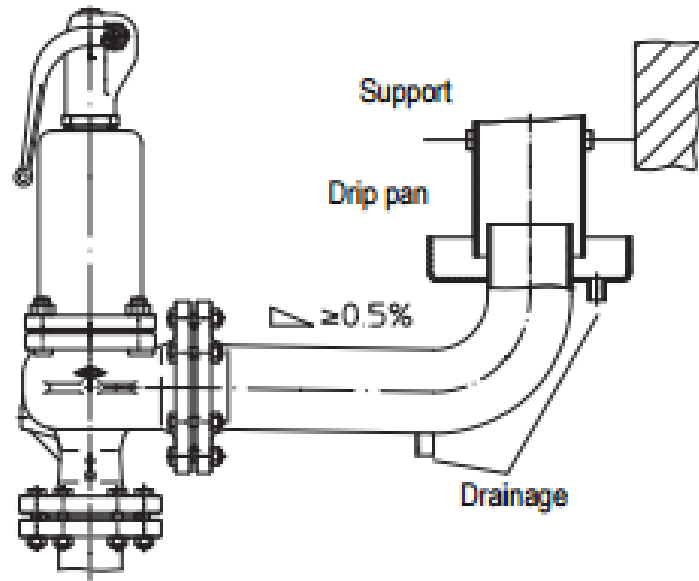


Figura 57 Pormenor de localização recomendada para drenos [41].

Pretendeu-se neste ponto indicar 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 redutoras. 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 e 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. Nas instalações existentes também se reveste de especial interesse para a avaliação energética. São então 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, avaliara a eficácia da manutenção do sistema de vapor, verificar evolução de incrustações, entre outras.

5.1. Determinação de consumos de vapor

5.1.1. Taxas de condensação (caudais de vapor)

Normalmente as cargas de aquecimento caem em uma das duas categorias:

- **Aumento da temperatura** - aquecimento de um material, de uma temperatura baixa para uma temperatura superior.
- **Manutenção da temperatura** - 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:

$$Q = M \times C_p \times \delta T \quad (37)$$

Em que;

- Q - quantidade de calor (kJ)
- M - massa do material (kg)
- C_p - capacidade específica de calor (kJ/kg.°C)
- δT - aumento de temperatura (°C)

• **Dimensionamentos de equipamentos:** é mais prático calcular-se o caudal mássico de vapor necessário para satisfazer a quantidade de calor em estudo. Para cálculo deste caudal recorre-se à seguinte equação:

$$\dot{m}_{vapor} = \frac{Q}{h_{fg} \times h} = \frac{M \times Cp \times \Delta T}{h_{fg} \times h} \quad (38)$$

Em que:

- \dot{m}_{vapor} - Caudal mássico de vapor (kg/h)
- h_{fg} - entalpia específica de evaporação à pressão atual de vapor (kJ/kg)
- h - tempo pretendido para aquecimento (horas)

Nota: as capacidades específicas de calor e as entalpias de evaporação do vapor, estão disponíveis nas Tabelas de Termodinâmica.

No segundo caso, trata-se de calcular o fluxo de calor necessário para balancear com as perdas de calor, utilizando-se a expressão:

$$\dot{q}_r = U \times A \times \Delta T \quad (39)$$

Em que:

- \dot{q}_r - fluxo de calor (kJ/h)
- U - Coeficiente do escoamento de transferência de calor (kJ/m².°C.h) (Tabela 23)
- ΔT - Diferença de temperatura, através da superfície envolvida (°C)
- A - Área da superfície envolvida (m²)

Para determinação do caudal de vapor basta dividir pela entalpia de evaporação:

$$\dot{m}_{vapor} = \frac{U \times A \times \Delta T}{h_{fg}} \quad (40)$$

Tabela 23 Alguns coeficientes de transferência, U , 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

5.1.2 Consumo de vapor em Tanques/Reatores

O aquecimento de líquidos em Tanques é um requisito muito importante em processos industriais, como por exemplo nas indústria de laticínios, tratamento de metais e têxtil. 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. 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 á atmosfera.
5. Calor absorvido por materiais frios mergulhados no líquido aquecido.

As posições 1, 2 e 5 podem ser determinadas pela equação 38, apresentada anteriormente.

$$\dot{m}_{vapor} = \frac{Q}{h_{fg} \times h} = \frac{M \times Cp \times \Delta T}{h_{fg} \times h} \quad (38)$$

As posições 3 e 4 podem ser determinadas pela equação 39. 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 58 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 , respetivamente por 0,2 e 0,1.

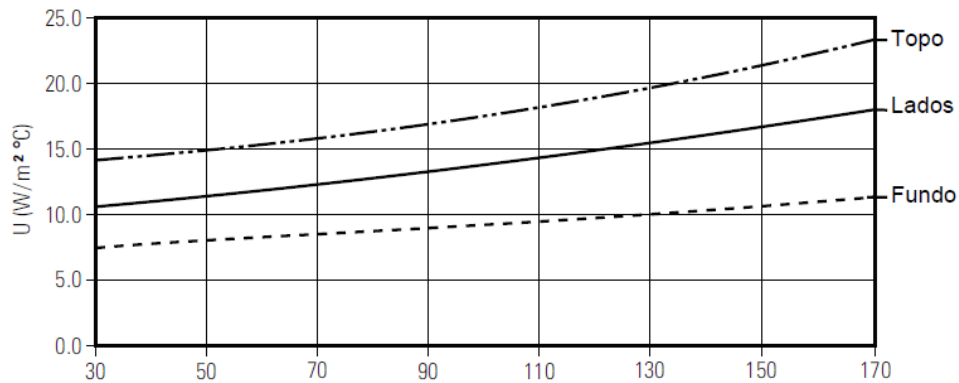


Figura 58 Coeficientes globais de transferência de calor, de chapas de aço para o ar ambiente, para vários ΔT (°C) nas abcissas.

• **Perdas de calor pelas superfícies metálicas do tanque para o ar ambiente com movimentação**

Para estes casos pode-se usar os valores da tabela 24. No entanto e no caso de tanques com isolamento térmico, considerar apenas 10%.

Tabela 24 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

• **Coefficientes de transferência global de calor em tanques de óleo**

A tabela seguinte (Tabela 26) dá valores bastante aceitáveis e testados na indústria.

Tabela 25 Coeficientes de transferência de calor global em tanques óleo [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 $10^\circ C$	6,8	1,7
	Até $27^\circ C$	7,4	1,8
	Até $38^\circ C$	8	2
Exposto	Até $10^\circ C$	8	2
	Até $27^\circ C$	8,5	2,1
	Até $38^\circ C$	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 selecciona-se a temperatura da água na escala superior e com uma vertical cruza-se com a curva a cheio (Figura 59). Se o ar ambiente estiver parado, a partir deste cruzamento e com uma linha horizontal, intersecta-se a escala da esquerda. Se houver movimentação de ar, deve-se estimar a velocidade e intersectar a horizontal (para a esquerda ou direita) com a linha da velocidade. A partir desta intersecção e por uma vertical encontrar na escala de baixo o valor da perda de calor.

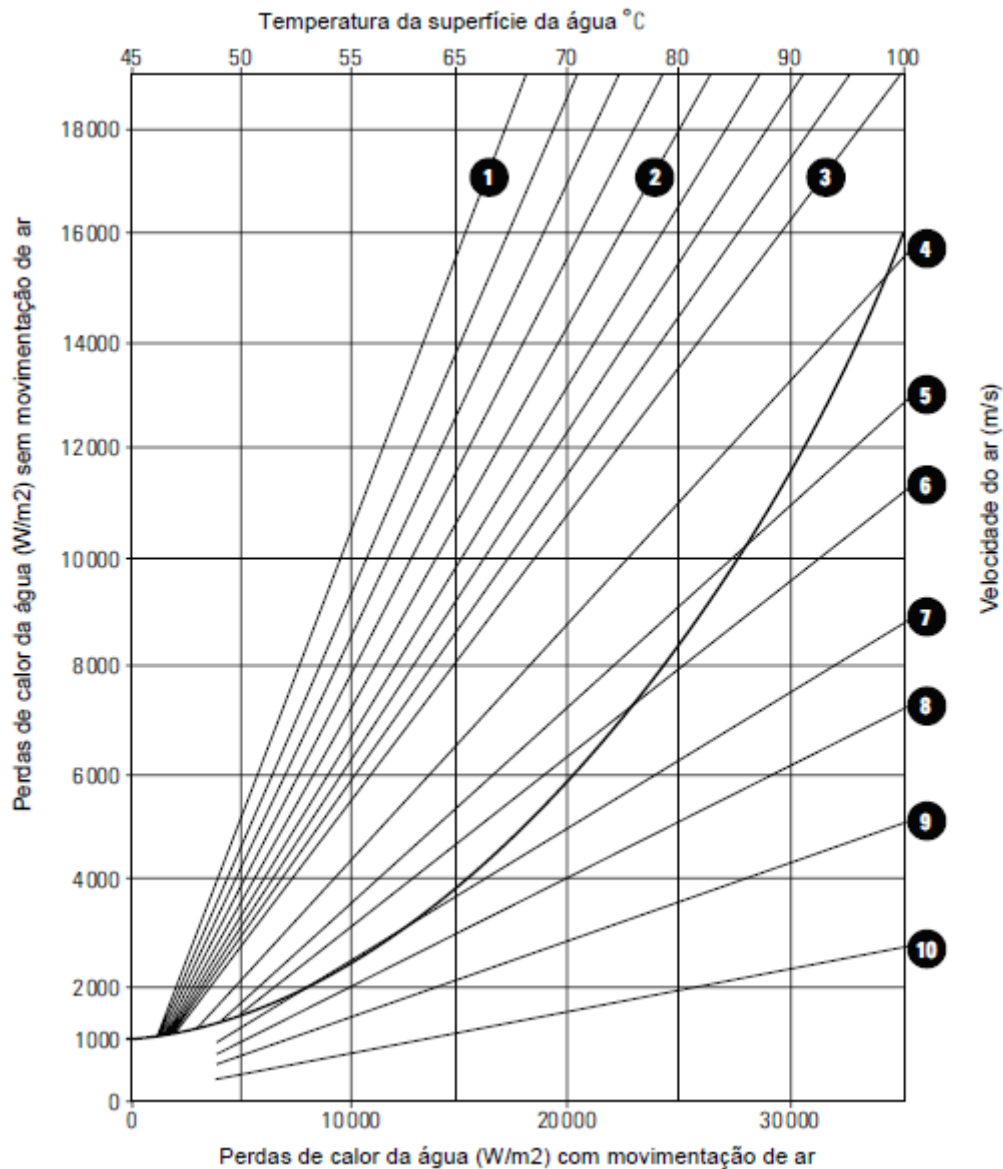


Figura 59 Perdas de calor pelas superfícies da água [45].

5.1.3 Consumo de vapor de tubagens, acessórios e válvulas

Frequentemente, no dimensionamento de sistemas de vapor ou avaliação de consumos de vapor é esquecida a componente de consumo de vapor das próprias tubagens, acessórios e válvulas que constituem o sistema de distribuição. Principalmente nos arranques, o aquecimento inicial requer caudais de vapor bastante apreciáveis. Mesmo após estes arranques e no caso de não possuírem isolamento adequado, os consumos continuam a ser bastante significativos.

• **Aquecimento inicial**

O caudal de vapor necessário para aquecer as tubagens até à temperatura de operação é função da sua massa, capacidade específica de calor do material, aumento de temperatura, entalpia de evaporação e o tempo desejado para se atingir o aquecimento pretendido. É obtido a partir da seguinte equação:

$$\dot{m}_{vapor} = \frac{60 \times M \times (T_V - T_{amb}) \times C_p}{h_{fg} \times t} \quad (40)$$

Em que:

- \dot{m}_{vapor} - caudal mássico de vapor (kg/h)
- m- massa tubagem e acessórios (kg). Ver na Tabela 28, massa de tubagens e acessórios para várias dimensões.
- T_V - temperatura do vapor (°C)
- T_{amb} - temperatura ambiente (°C)
- C_p - capacidade específica de calor do material (kJ/kg.°C). Ver alguns exemplos na tabela 27.
- H_{fg} - entalpia de evaporação á pressão de vapor em uso (kJ/kg)
- t - tempo desejado para o aquecimento (em minutos)

(Com a constante 60 e t em minutos resulta o caudal em kg/h)

Tabela 26 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 Schedule 40 kg/m	Massa por par de flanges com parafusos			Válvula sec. PN40
		PN40	ANSI 150	ANS 300	
15	1,3	1,7	1,8	2	4
20	1,7	2,3	2,2	3	5
25	2,5	2,6	2,4	4	6
32	3,4	4	3	6	8
40	4,1	5	4	8	11
50	5,4	6	6	9	14
65	8,6	9	8	12	19
80	11,3	11	11	15	26
100	16,1	16	16	23	44
150	28,2	28	28	32	88

Tabela 27 Capacidade específica de calor de alguns aços [45].

Capacidade específica de calor C_p de algumas tubagens metálicas.	
Material	Capacidade específica de calor (kJ/kg°C)
Cobre	0,385
Aço carbono	0,49
Aço cromo	0,443
Aço inoxidável AISI 302	0,48
Aço inoxidável AISI 304	0,477
Aço inoxidável AISI 316	0,468
Aço inoxidável AISI 347	0,48

• **Consumos em regime**

À medida que as tubagens cedem calor para o ar ambiente, o vapor vai condensando a um ritmo que depende de:

- ✓ Temperatura do vapor;
- ✓ Temperatura do ar ambiente;
- ✓ Eficiência do isolamento térmico.

A tabela 29 possibilita estimar as perdas e a partir daqui o consumo de vapor.

Tabela 28 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)	Medida da tubagem (mm)									
	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-se multiplicar os valores obtidos na tabela anterior pelos fatores da tabela 30 [46].

Tabela 29 Fatores a aplicar nas perdas estimadas com a tabela 28.

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 os fatores da Tabela 31.

Tabela 30 Fatores de redução nas perdas de calor em tubagens isoladas.

Fator f de redução das perdas de calor em tubagens com isolamento				
Medida da tubagem (mm)	Pressão de vapor relativa (bar)			
	1	5	15	20
Isolamento com 50 mm de altura				
15	0,16	0,14	0,13	0,12
20	0,15	0,13	0,12	0,11
25	0,14	0,12	0,11	0,1
32	0,13	0,11	0,1	0,1
40	0,12	0,11	0,1	0,09
50	0,12	0,1	0,09	0,08
65	0,11	0,1	0,09	0,08
80	0,1	0,1	0,08	0,07
100	0,1	0,09	0,08	0,07
150	0,1	0,09	0,07	0,07
Isolamento com 75 mm de altura				
15	0,14	0,13	0,12	0,11
20	0,13	0,11	0,11	0,1
25	0,13	0,11	0,1	0,09
32	0,11	0,1	0,09	0,08
40	0,1	0,09	0,09	0,08
50	0,1	0,09	0,08	0,07
65	0,1	0,08	0,08	0,07
80	0,09	0,08	0,07	0,07
100	0,08	0,08	0,07	0,06
150	0,08	0,07	0,07	0,06

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

$$\dot{m}_{vapor} = \frac{3,6 \times Q \times L \times f}{h_{fg}} \quad (41)$$

Em que:

- \dot{m}_{vapor} - caudal mássico de vapor (kg/h)
- Q - transferência de calor, pela tabela 28 (W/m)
- L - comprimento efetivo da tubagem incluindo comprimento equivalente para flanges e acessórios (m)
- f - fator de isolamento, ver tabela 30.
- h_{fg} - entalpia de evaporação à pressão de vapor em uso (kJ/kg)
(A constante 3,6 permite o resultado em kg/h)

Considere-se o seguinte exemplo:

Tubagem DN100 com vapor a 14 barg com 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

Por tabelas, o comprimento equivalente de cada par de flanges é de 0,3 m e para a válvula 1,2 m. Então:

- $L = 100 + (9 \times 0,3) + 1,2 = 103,9$ m
- Pelas tabelas de vapor, a temperatura do vapor a 14 bar é de 198°C e $h_{fg} = 1947$ kJ/kg. Sendo a temperatura ambiente 20°C, entra-se na tabela 28 com a diferença de temperatura aproximada de 180°C e à tubagem de DN100 tem-se uma transferência de calor de 1374 W/m.
- Pela tabela 30, considere-se o fator f de 0,07.

O caudal de vapor para compensar as perdas de calor é então:

$$\dot{m}_{vapor} = \frac{3,6 \times 1374 \times 103 \times 0,07}{1947} = 18,3 \text{ kg/h}$$

• Perdas de calor em válvulas

Na maioria das instalações de vapor as tubagens possuem isolamento térmico adequado. Por outro lado, o mesmo já não se pode dizer relativamente a válvulas de seccionamento, filtros, válvulas de controlo e outros componentes, que infelizmente é comum não terem qualquer isolamento térmico. Alguns argumentam que o isolamento rígido de manta de lã de rocha ou outra, coberta com chapa de alumínio, com facilidade se danifica, por exemplo, após qualquer manutenção. Embora não justifique totalmente as perdas significativas de energia, ultimamente estão disponíveis no mercado “casacos de isolamento” para válvulas, em que a aplicação ou desmontagem é muito fácil (Figura 60). A tabela 32 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 31 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 (mm)					
	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

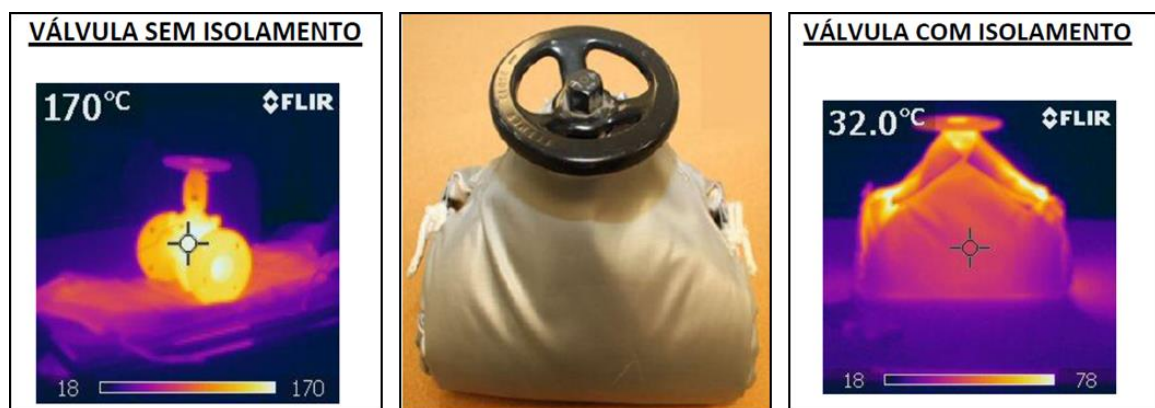


Figura 60 Desempenho de uma camisa de isolamento [33].

5.1.4 Consumo de vapor em baterias de aquecimento

Normalmente, os fabricantes de radiadores de ar fornecem a informação da potência das baterias de aquecimento (Figura 61) em kW. Para o cálculo da taxa de condensação ou consumo de vapor e como $1 \text{ kW} = 1 \text{ kJ/s}$ basta dividir pela entalpia de evaporação à pressão do vapor. O resultado vem em kg/s, pelo que se terá de multiplicar por 3600 para o resultado em kg/h, que é mais comum. Estas operações estão reunidas na seguinte expressão:

$$\dot{m}_{\text{vapor}} = \frac{\dot{Q} \times 3600 \text{ (s/h)}}{h_{fg}} \quad (42)$$

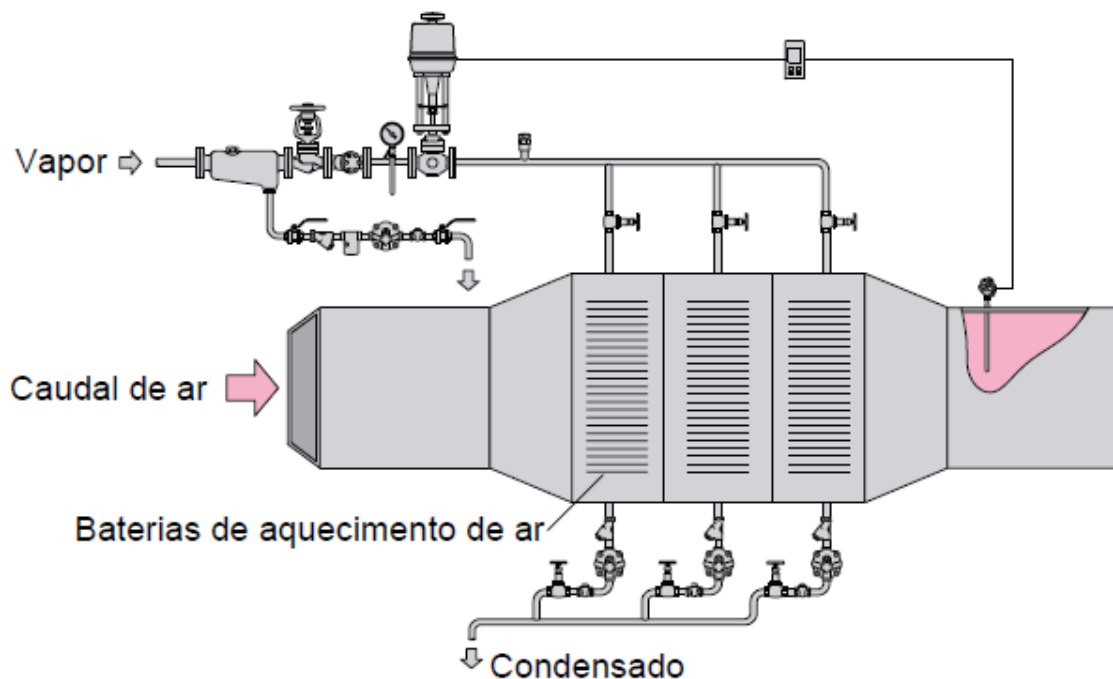


Figura 61 Exemplo de condução de ar com uma bateria de aquecimento [19].

Se esta informação não é disponibilizada pelo fabricante ou este é desconhecido, basta desde que se conheça os seguintes dados:

- ✓ Caudal volumétrico do ar a aquecer;
- ✓ Aumento de temperatura pretendido;
- ✓ Pressão do vapor.

Então o consumo de vapor pode ser calculado pela seguinte equação:

$$\dot{m}_{vapor} = \frac{3600 \times \dot{V} \times \Delta T \times C_{p_{ar}}}{h_{fg}} \quad (43)$$

Em que:

- \dot{m}_{vapor} - Caudal mássico de vapor (kg/h)
 - \dot{V} - Caudal volumétrico de ar a aquecer (m³/s)
 - ΔT - Aumento de temperatura pretendido para o ar (°C)
 - $C_{p_{ar}}$ - Capacidade específica do ar a pressão constante (1,3 kJ/m³°C)
 - h_{fg} - entalpia de evaporação á pressão de vapor em uso (kJ/kg)
- (A constante 3600 permite o resultado em kg/h em vez de kg/s)

5.1.5 Consumo de vapor em cilindros secadores

Principalmente nas indústrias têxtil e do papel podem-se encontrar vários exemplos de cilindros secadores (Figura 62) nas mais variadas configurações de conjuntos. Nas fábricas de celulose e papel, nas máquinas de cartão canelado, existem associados aos seus cilindros bastante instrumentação na qual normalmente incluem contadores de vapor. São máquinas complexas em que atingem velocidades desde 50 até aos 2000 m/min em que praticamente a máquina que inclui estes cilindros constitui a fábrica [48].

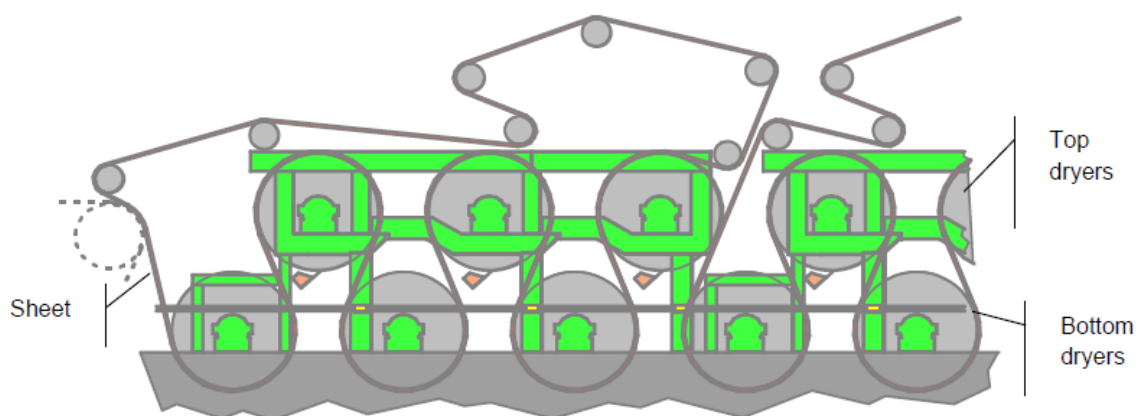


Figura 62 Exemplo de máquina de papel com cilindros secadores [48].

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 é a de retirarem humidade por evaporação. O consumo de vapor poderá ser estimado recorrendo-se à expressão:

$$\dot{m}_{vapor} = \frac{1,5 \times [(M_{mh} - M_{ms}) \times 2550 \times 1,26 \times M_{ms} \times (T_2 - T_1)]}{h_{fg}} \quad (44)$$

Em que:

- \dot{m}_{vapor} - Caudal mássico de vapor (kg/h)
- M_{mh} - Massa do material húmido que entra (kg/h)
- M_{ms} - Massa do material seco que sai (kg/h)
- T_2 - temperatura do material que sai (°C)
- T_1 - temperatura do material que entra (°C)
- h_{fg} - entalpia de evaporação á pressão de vapor de trabalho (kJ/kg)
- Os fatores incluídos a equação são constantes deduzidas empiricamente;
 - 1,5 - Fator aplicado a cilindros secadores,
 - 2250 - Entalpia da água + entalpia de evaporação média necessária para evaporar a mistura,
 - 1,26 - Capacidade específica de calor média do material.

Nos arranques, a tendência dos cilindros secadores é a de terem grandes taxas se condensação, dado o grande volume do espaço de vapor e a grande massa metálica a aquecer. Deste modo, é normal considerar o consumo de vapor nos arranques cerca de 3 vezes superior ao caudal verificado quando as tubagens já estão aquecidas (por exemplo para efeitos de dimensionamento de purgadores). Também é de esperar que a existência de bastante ar, prolongue o aquecimento inicial e estratificação de temperaturas. Assim, deve-se ponderar a instalação de eliminadores de ar automáticos.

5.2. Permutadores de calor

Quando se considera num permutador de calor (Figura 63) o consumo atual de vapor, deve-se ter 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.

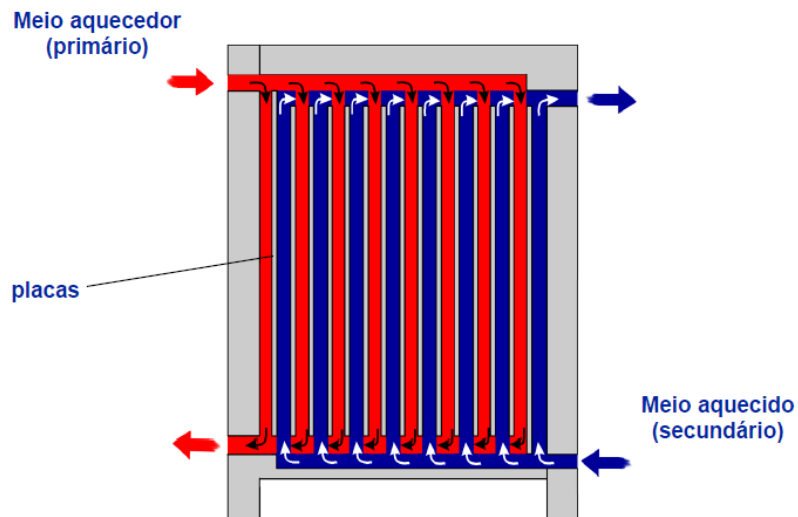


Figura 63 Exemplo de permutador de calor de placas [44].

Na figura 64 estão representadas as aplicações típicas de permutadores de calor de placas.

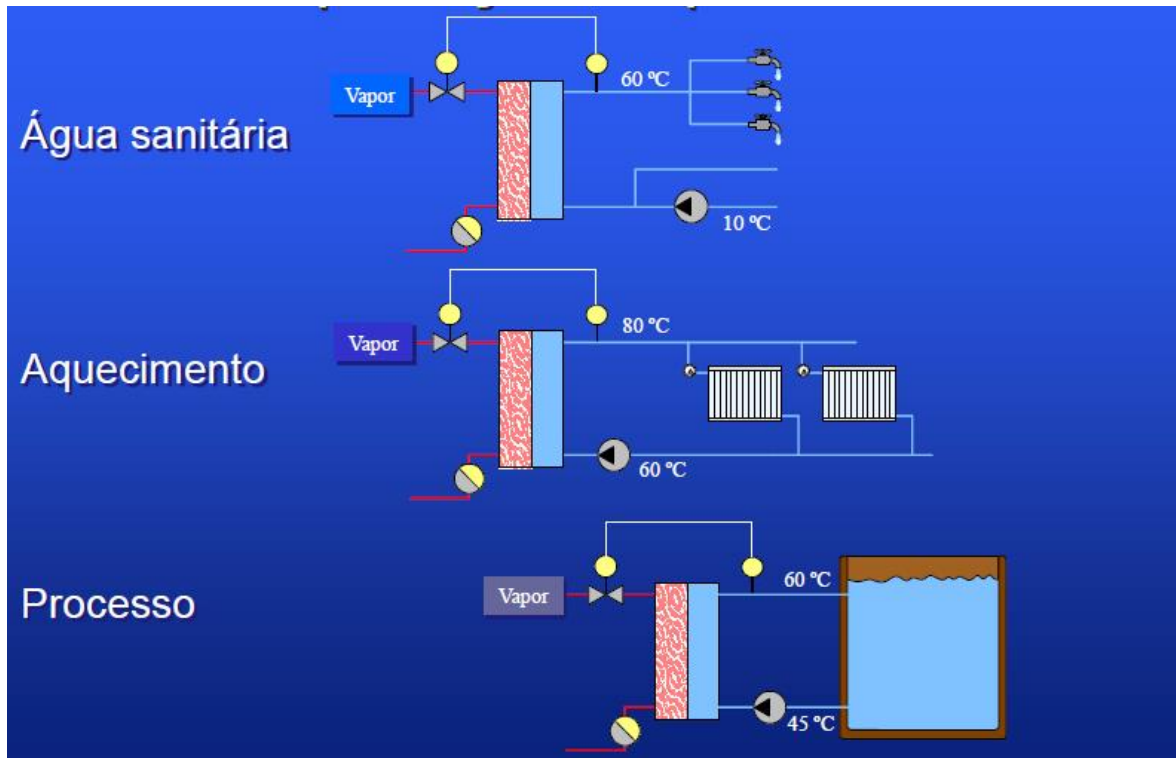


Figura 64 Aplicações de permutadores de calor de placas [44].

• Consumo de vapor

Com base nas equações 38 e 39 e considerando o escoamento no lado secundário do permutador, expresso em m^3/h , o caudal de vapor necessário fornecer ao primário é dado pela seguinte expressão:

$$\dot{m}_{\text{vapor}} = \frac{\dot{V} \times 1000 \times \rho \times C_p \times \Delta T}{h_{fg}} \quad (45)$$

Em que;

- \dot{m}_{vapor} - Caudal mássico de vapor (kg/h)
- \dot{V} - Escoamento do fluido no secundário (m^3/h)
- ρ - Densidade do fluido no secundário (ver tabela 33)
- C_p - capacidade específica de calor do fluido no secundário (kJ/kg) (ver tabela 32)
- ΔT - aumento de temperatura desejado para o fluido no secundário ($^{\circ}\text{C}$)
- h_{fg} - entalpia de evaporação á pressão de vapor de trabalho (kJ/kg)

Tabela 32 Densidade e capacidades específicas de calor de vários fluidos [49].

Líquido	Densidade	específico kJ/kg°C
Água	1	4,19
Água do mar	1,02	3,93
Azeite	0,91- 0,94	1,96
Acetona	0,79	2,13
Álcool etílico, 0°C	0,79	2,3
Álcool etílico, 40°C	0,79	2,72
Álcool metílico, 4 a 10 °C	0,8	2,51
Álcool metílico, 15 a 21 °C	0,8	4,6
Amónia 0°C	0,62	4,6
Anilina	1,02	2,17
Cloreto de sódio	1,19	3,3
Cloro de cálcio	1,2	3,05
Fuel óleo pesado	0,96	1,67
Fuel óleo leve	0,91	1,84
Fuel óleo muito leve	0,86	2,09
Glicerina	1,26	2,42
Hidrato de potássio	1,24	3,68
Hidrato de sódio	1,27	3,93
Mercúrio	19,6	1,38
Nafetalina	1,14	1,71
Terbentina	0,87	1,71
Xileno	0,87 - 0,88	1,71

• Métodos de controlo

Embora o controlo de temperatura na maioria das aplicações de permutadores de calor se encontrem instalados na entrada do fluído primário (vapor), em algumas aplicações há variantes que serão abordadas de seguida.

Controlo na entrada de vapor (Figura 65)

Método mais usado na grande maioria das aplicações. Ideal quando a pressão de vapor é superior à contrapressão dos condensados.

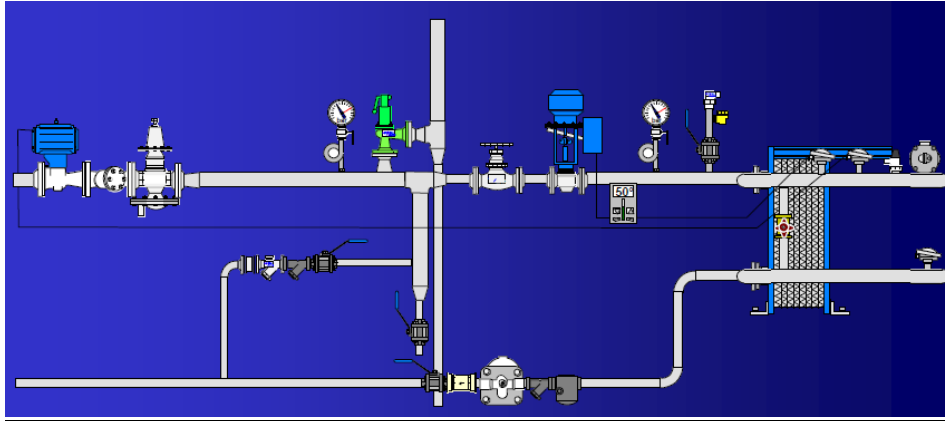


Figura 65 Controlo de temperatura na entrada de vapor [44].

Controlo na entrada de vapor e descarga de condensado com purgador e bomba

Deve-se optar por esta solução (Figura 66) 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.

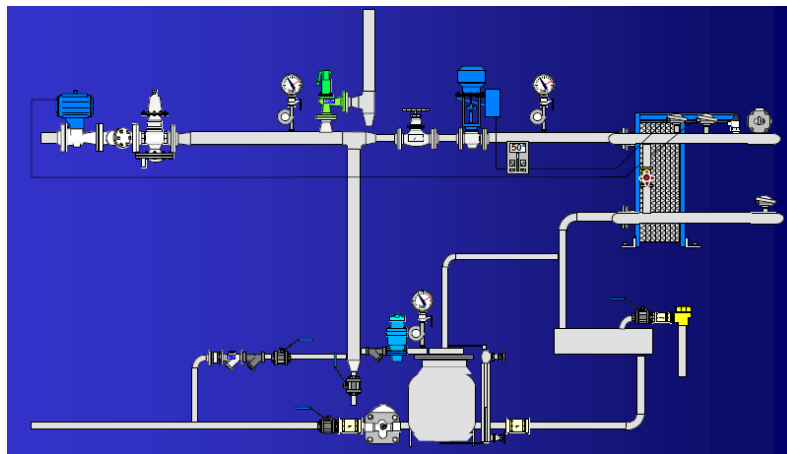


Figura 66 Controlo de temperatura na entrada e bomba na descarga de condensado [44].

Controlo no condensado (Figura 67)

Usa-se 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.

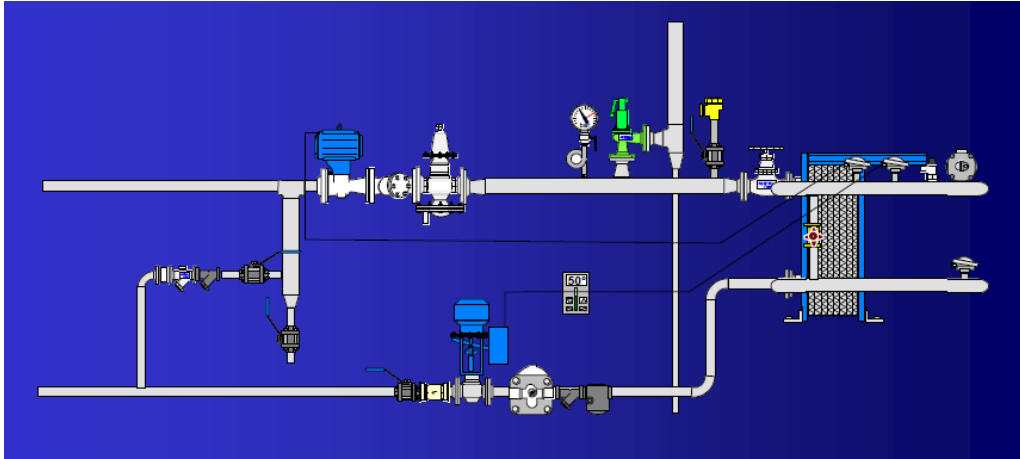


Figura 67 Controlo de temperatura nos condensados [44].

5.3. Controlo de temperatura

5.3.1. 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 a aumentos de consumos de vapor. Suponhamos o seguinte por exemplo:

- ✓ Temperatura inicial do produto a ser aquecido = 30°C
- ✓ Temperatura final pretendida para o produto = 50°C
- ✓ Com recurso equação (37), o calor necessário é dado

$$Q = M \times Cp \times \delta T$$

$$\text{Ou seja } Q = M \times Cp \times (50 - 30) = \mathbf{M \times Cp \times 20}$$

- ✓ Se por deficiente controlo, a temperatura é mantida a 55°C em 20% do tempo, tem-se então, $Q = 0,2 \times (M \times Cp \times 20) + 0,8 \times (M \times Cp \times 25)$

$$= \mathbf{M \times Cp \times 21}$$

\therefore o aumento do consumo é de cerca 5%!!!

Na figura 68 está representado um sistema de controlo de temperatura modulante, bastante comum na indústria.

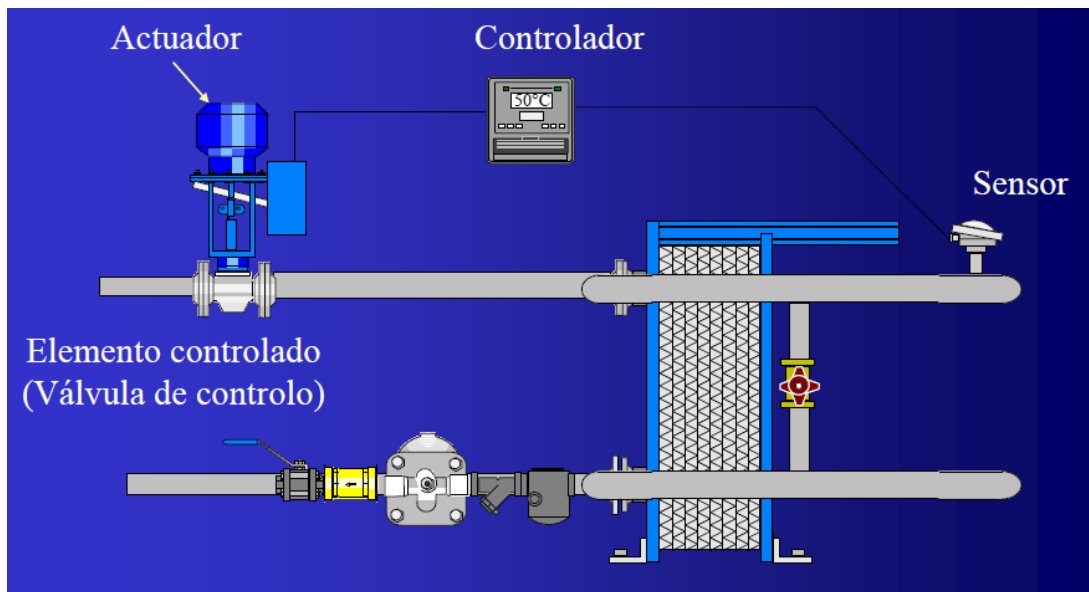


Figura 68 Sistema de controle de temperatura [44].

Podem-se destacar os elementos que constituem o anel de controle (Figura 69):

- ✓ Permutador (processo);
- ✓ Sensor- geralmente uma sonda PT100;
- ✓ Controlador de temperatura eletrônico;
- ✓ Atuador e válvula pneumática.

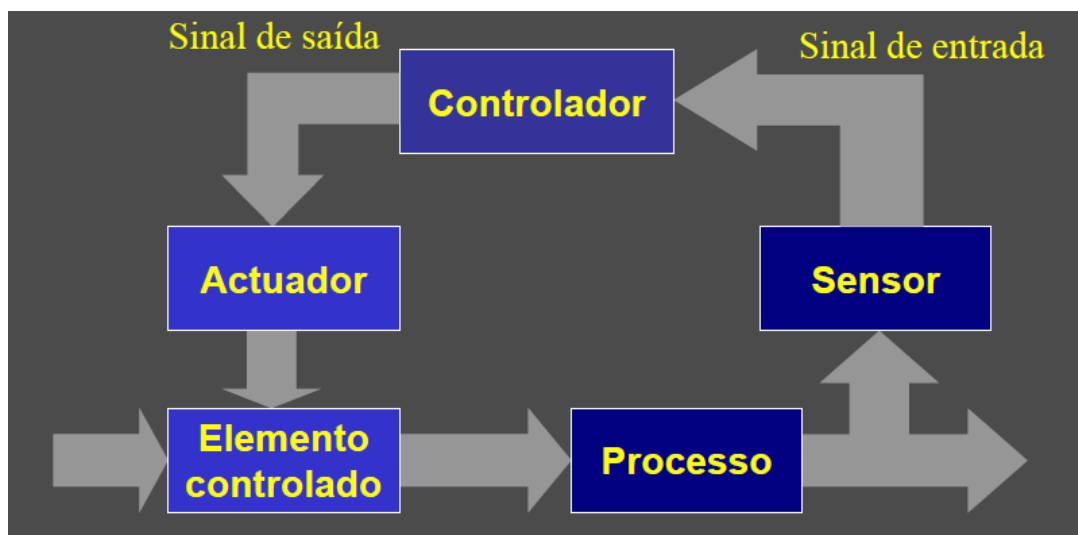


Figura 69 Anel de controle [44].

5.3.2 Controlo Modulante

Neste tipo de controlo, a válvula tem a capacidade de se movimentar em contínuo, variando o grau de abertura ou fecho da válvula. Situação diferente do controlo “*on-off*”, em que a válvula se encontra totalmente aberta ou totalmente fechada.

Existem três ações de controlo básicas associadas ao controlo modulante:

- ✓ Proporcional (em % da gama de medida)
- ✓ Integral (em tempo, s)
- ✓ Derivativa (em tempo, s) [50].

Os controladores na sua configuração e programação possuem uma facilidade que ajusta automaticamente os parâmetros destas três ações, “*auto-tunning*”. 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, mostram-se alguns gráficos que ajudam a perceber as funções destas ações.

5.3.3 Seleção dos parâmetros PID

• Ação proporcional (P)

Esta ação (Figura 70) refere-se a um elemento de controlo (controlador) em que o sinal de saída (*output signal*) é proporcional ao sinal de entrada (*input signal*). 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 ou bar ou como uma percentagem da gama total do controlador. Se a gama do controlador for de 80°C e para que se verifique uma saída completa (*full controller output*) é necessária uma variação de 20°C, então 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 (%).

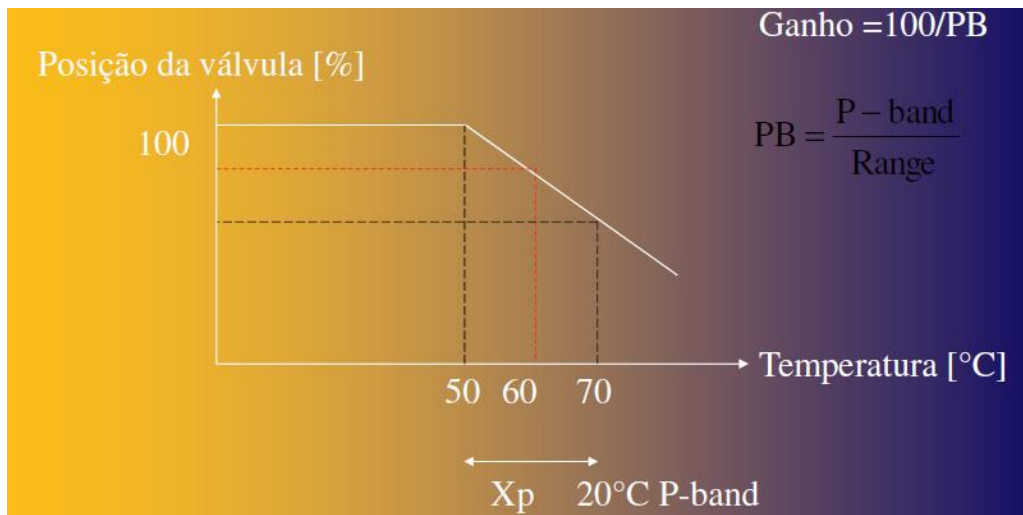


Figura 70 Ação proporcional.

• **Ação integral (Figura 71)**

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.

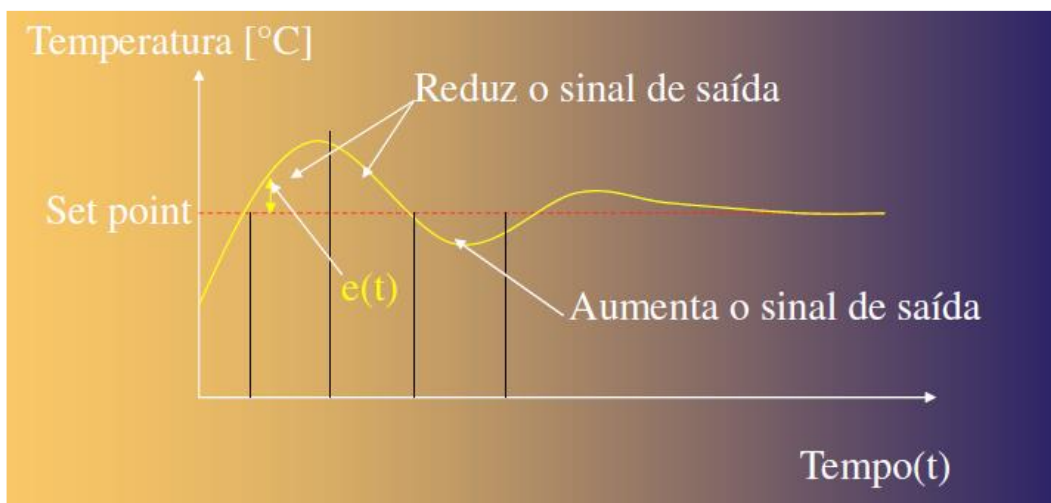


Figura 71 Ação integral.

A curva é dada por:

$$S = \frac{1}{t_i} \times \int_{t_0}^t e(t) dt \quad (46)$$

Em que:

- ✓ t_i - tempo integral (s)
- ✓ e - desvio
- ✓ t - tempo (s)

• **Ação Derivativa (Figura 72)**

Elemento de correção em que a velocidade de operação é proporcional à frequência das variações da variável controlada. Esta ação é utilizada para eliminar picos (*overshoot*) por exemplo, quando ocorrem variações bruscas de carga. O controle derivativo é também capaz de corrigir rapidamente o sinal em resposta a quebras bruscas na variável medida.

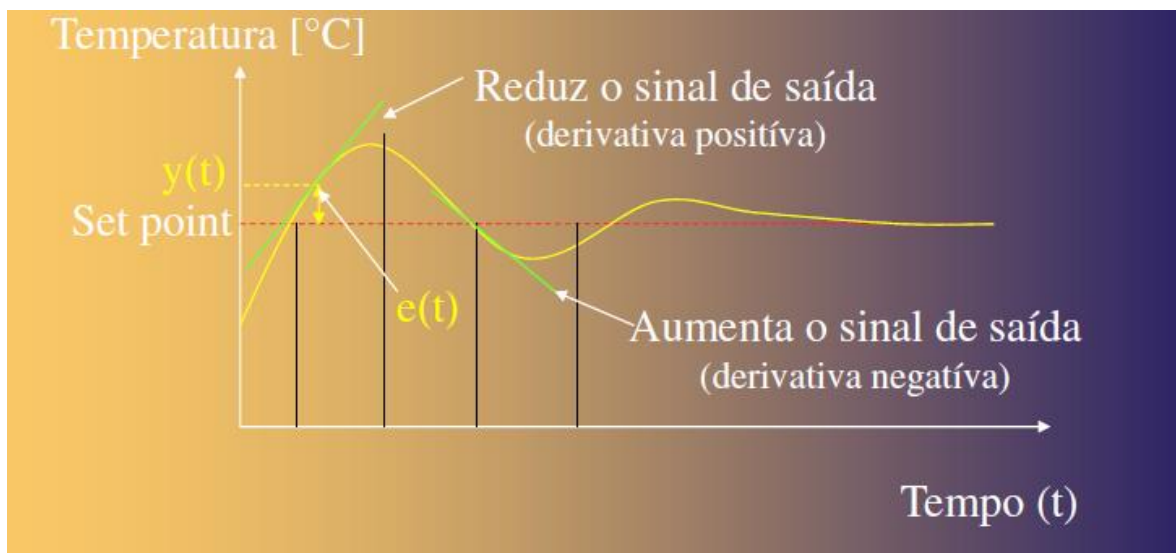


Figura 72 Ação derivativa.

A curva é dada por:

$$S = t_D \times \frac{de(t)}{dt} = t_D \times \frac{d(-y(t))}{dt} \quad (47)$$

Em que:

- ✓ t_D - tempo derivativo (s)
- ✓ e - desvio
- ✓ t - tempo (s)

• 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 se irá explicar neste trabalho.

O procedimento a observar na seleção dos parâmetros PID (Figura 73) 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;

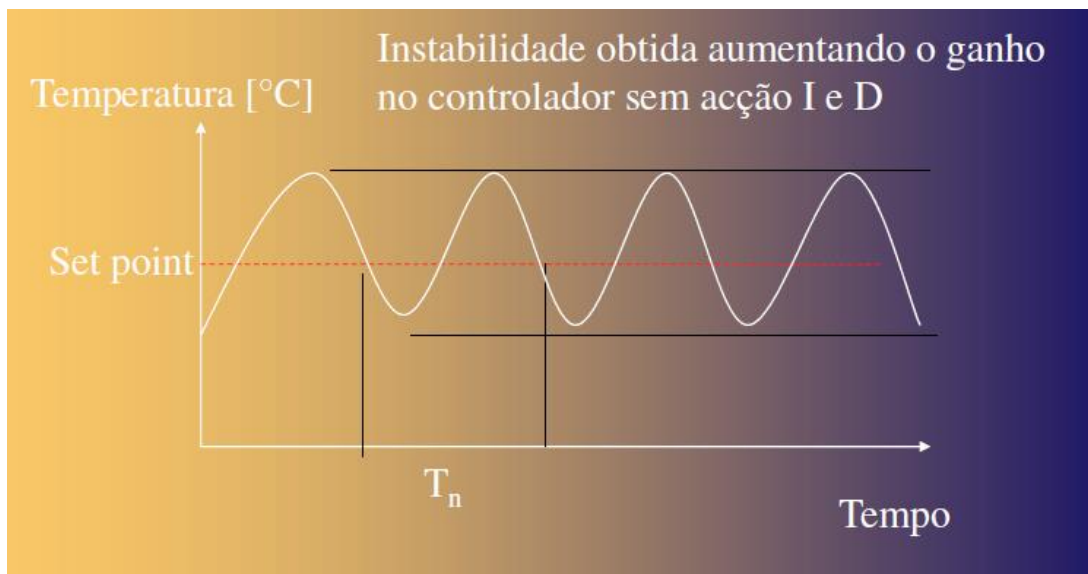


Figura 73 Seleção dos parâmetros PID.

- ✓ Reduzir banda proporcional X_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 seguinte tabela (Tabela 34):

Tabela 33 Cálculo Ziegler- Nichols [50].

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

Os efeitos destas correções estão resumidos na tabela 35.

Tabela 34 Efeitos dos parâmetros PID.

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

5.4. 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 74), ocorrem diversos fenómenos de maior ou menor gravidade, que adiante se descreverão e que são causados por diversos fatores, nomeadamente quando existe simultaneidade na injeção de vapor em diversas máquinas.

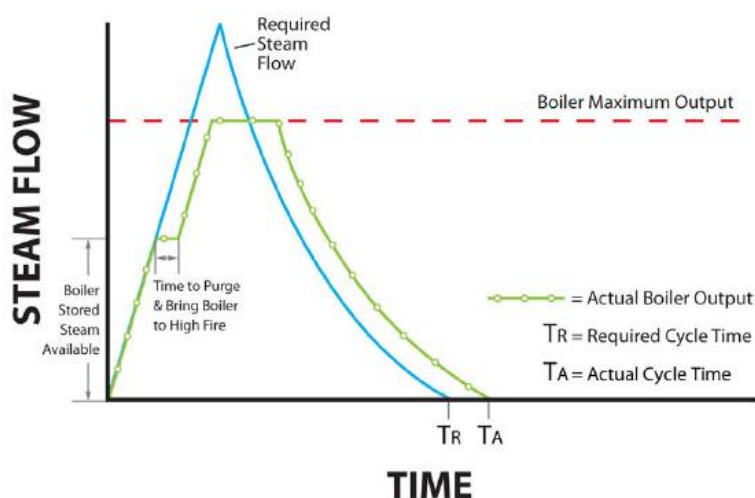


Figura 74 Ciclo de vapor num autoclave, sem ajuda de um acumulador de vapor [51].

• 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 produzem, uma turbulência enorme no interior da caldeira e 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.

• Consequências no sistema de vapor:

- 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.
- Esforços mecânicos no corpo e componentes da caldeira.

• Consequências no processo:

- O impacto das gotas de água arrastada junto com o vapor provocam erosão nas tubagens e acessórios de tubagem.
- Dificuldades e perda de capacidade das válvulas de controlo, devidos ao aumento substancial da densidade/viscosidade da mistura.
- Defeitos nos produtos com que o vapor entra em contacto, por impacto das gotas e produtos por elas arrastados, como o óxido de ferro.
- 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, instalar válvulas de controlo de pressão a montante em linhas menos prioritárias, em que quando a válvulas deteta abaixamento de pressão, secciona o vapor. Enquanto a segunda solução nem sempre é fácil de implantar (para além de que o custo deste tipo de válvulas dependendo do diâmetro, pode ascender a vários milhares de euros) a solução de investir em novos geradores é manifestamente a última a considerar, atendendo ao investimento.

Uma solução que se mostra bastante eficaz, nomeadamente em consumidores de vapor com picos pontuais, é o acumulador de vapor (Figura 75). Por exemplo, se uma máquina pontualmente e durante 20 s necessitar de 20 kg de vapor, isso corresponde a um forte

caudal pontual de 3600 kg/h! Esta é uma situação típica em que se deve equacionar o recurso a um acumulador de vapor.

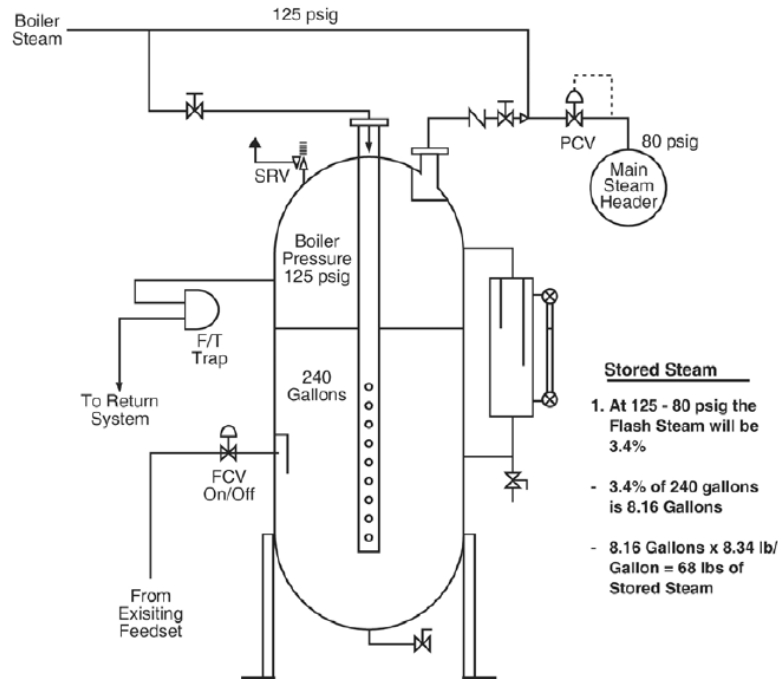


Figura 75 Acumulador de vapor “Fulton”.

Um acumulador de vapor é um depósito pressurizado, com isolamento térmico, com alguma dimensão e que está 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 então o caudal de vapor necessário é reevaporado da água quente, transportando o calor previamente armazenado (Figura 76).

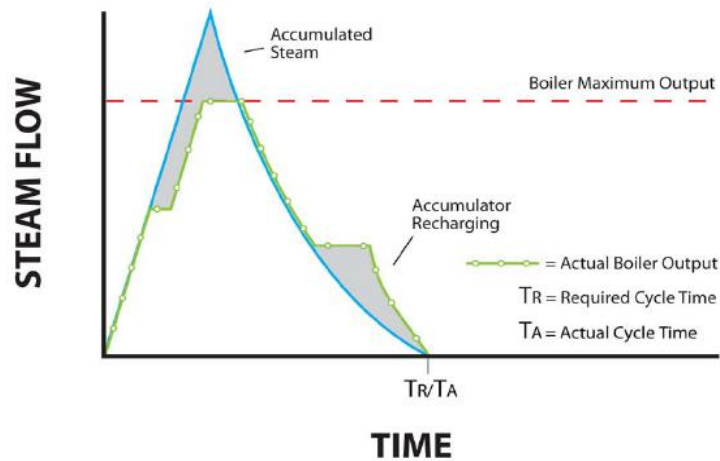


Figura 76 Ciclo de vapor num autoclave apoiado com acumulador de vapor [51].

Um sistema muito simples de duas válvulas de controlo e uma de retenção regulam a injeção e a descarga de vapor (Figura 77). O excesso de vapor é injetado silenciosamente e suavemente e quando há necessidade de vapor está disponível na velocidade de operação de uma válvula de controlo.

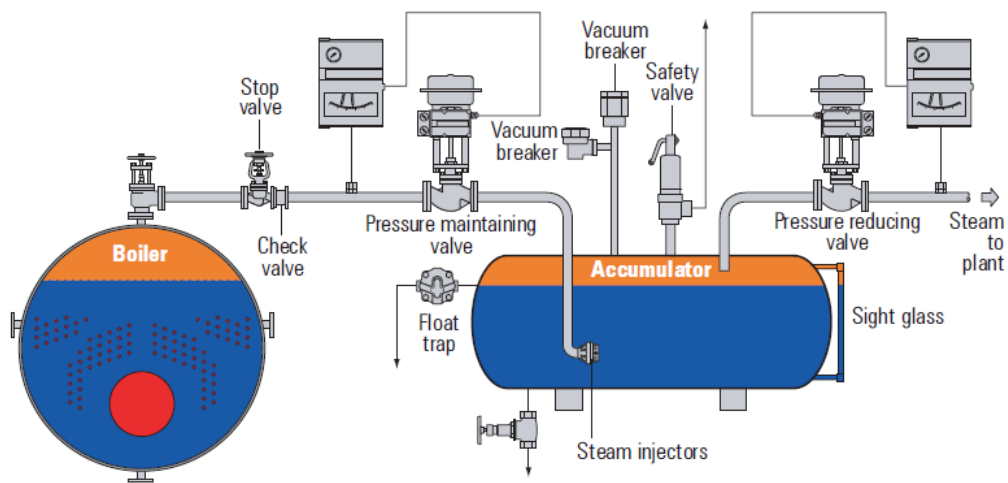


Figura 77 Esquema de uma instalação de caldeira e acumulador de vapor.

• 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:

$$\dot{m}_{VC} = M_{VC} \times \frac{60}{t_C} \quad (48)$$

➤ \dot{m}_{VAc} = caudal mássico de vapor acumulado (kg/h), que é dado pela expressão:

$$\dot{m}_{VAc} = \dot{m}_{VC} - \dot{m}_{GV} \quad (49)$$

➤ Proporção de vapor de revaporação = $\frac{(h_f \text{ à } P_1) - (h_f \text{ à } P_2)}{h_{fg} \text{ à } P_2}$ kg_{vapor}/kg_{água}

(50)

➤ $M_{\text{água } TS}$ - massa de água necessária à temperatura de saturação (kg), que é dada pela expressão:

$$M_{\text{água } TS} = \frac{M_{VC}}{\text{Proporção vapor reev.}} \quad (51)$$

➤ $V_{\text{água}}$ - volume de água (m³) $\approx M_{\text{água } TS}$ (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:

$$\text{Taxa de libertação de vapor} \left(\frac{\text{kg}}{\text{m}^2\text{h}} \right) = 200 \times P_{1 \text{ abs}} \quad (52)$$

Dividindo agora o caudal de vapor acumulado \dot{m}_{VAc} por esta taxa, obteremos a superfície da água em m². 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):

$$\dot{m}_{VC} = 500 \times \frac{60}{10} = 3000 \text{ kg/h}$$

- \dot{m}_{VAc} - caudal mássico de vapor acumulado (kg/h):

$$\dot{m}_{VAc} = 3000 - 1000 = 2000 \text{ kg/h}$$

- Proporção de vapor de revaporação = $\frac{(h_f \text{ à } P_1) - (h_f \text{ à } P_2)}{h_{fg} \text{ à } P_2} = 0,053 \text{ kg}_{\text{vapor}}/$

kg_{água}

- $M_{\text{água } TS}$ - massa de água necessária à temperatura de saturação (kg):

$$M_{\text{água } TS} = \frac{500}{0,053} = 9434 \text{ kg}$$

- $V_{\text{água}}$ = volume de água (m³) $\approx M_{\text{água } TS} / 1000 = 9,4 \text{ m}^3$

- V_{TK} = Volume do tanque; considera-se que o $V_{\text{água}}$ 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.

Certamente que sobre o tema de consumo de vapor, ficou de fora algum tipo de utilização. Tentou-se, no mínimo, abordar as situações mais comuns na indústria e o problema corrente da falta de rigor no controlo de temperatura. Embora, na prática, as aplicações para acumuladores de vapor se resumam a prensas de expansão de poliestireno (esferovite), certamente que a maior divulgação desta possibilidade 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

6.1. Introdução

Quando é aplicado calor, utilizando vapor, a um processo 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 esta 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 tem um papel crucial na conservação de energia. Também, a consequente necessidade de recolha e recuperação de condensado para a casa da caldeira tem as seguintes mais-valias:

- Reutilização da energia contida no condensado (Tabela 36).
- 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, o condensado 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 35 Conteúdo de energia no condensado e vapor de *flash* [1].

Pressão absoluta (bar)	% da energia total presente à pressão atmosférica, no condensado e vapor de <i>flash</i>		
	% no condensado	% no condensado + vapor reevaporado da pressão da caldeira	Proporção relativa de energia que poderá ser recuperada em vapor de <i>flash</i>
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 63kJ/kg

6.2. 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].

6.2.1 Tipos de purgadores

O tipo de purgador é definido pelo seu princípio de funcionamento. Se o seu funcionamento é baseado na diferença de velocidades de escoamento entre condensado e vapor, então é do **tipo termodinâmico**; se funciona pela diferença de densidade entre condensado e vapor, é do **tipo mecânico** (de flutuador ou de balde invertido); se compara a diferença de temperaturas entre vapor e condensado, considera-se do **tipo termostático** (bimetálico ou de pressão balanceada).

Independentemente do tipo da detecção de fases, a descarga verifica-se sempre e só, quando o diferencial de pressão entre o purgador (montante e jusante) for positivo (Figura 78).

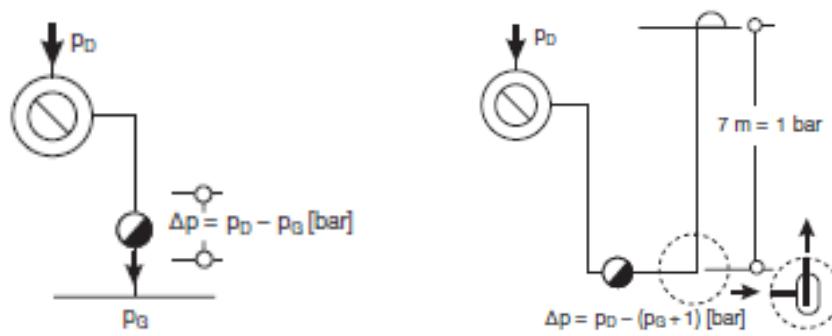


Figura 78 Diferencial de pressão para permitir descarga de condensado [30].

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

Purgadores mecânicos de balde invertido

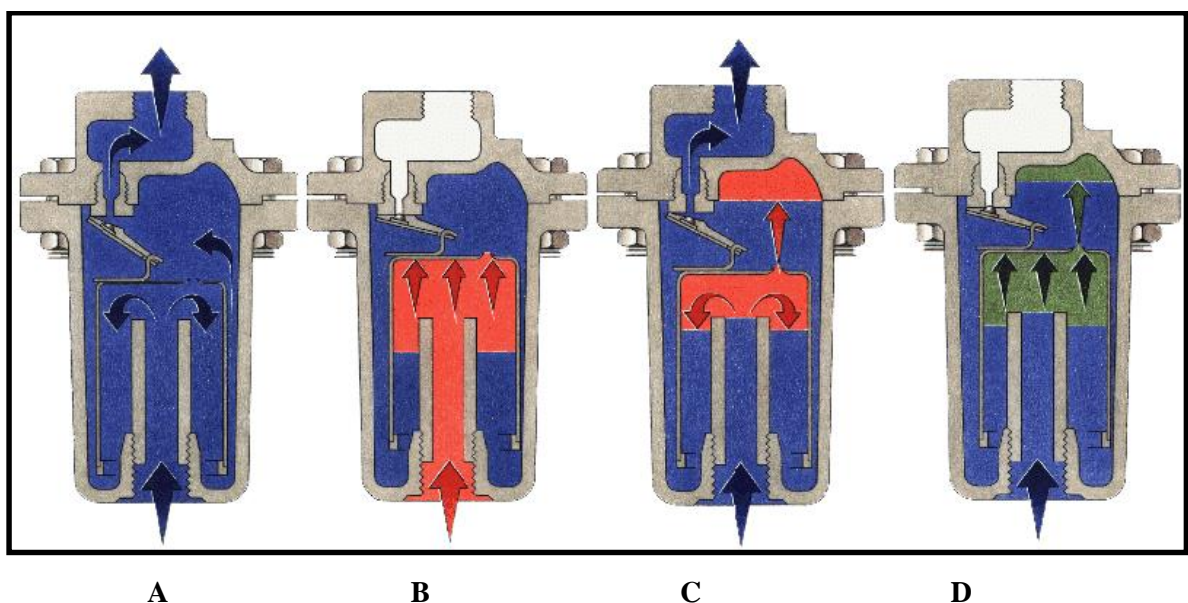


Figura 79 Funcionamento do purgador de balde invertido [19].

• Funcionamento

- A- 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.
- B- Com a chegada de vapor, o balde flutua, faz 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 também fará o balde flutuar e fechar a válvula. O orifício da saída de ar do balde é essencial, para permitir 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 (Figura 80)

• Funcionamento

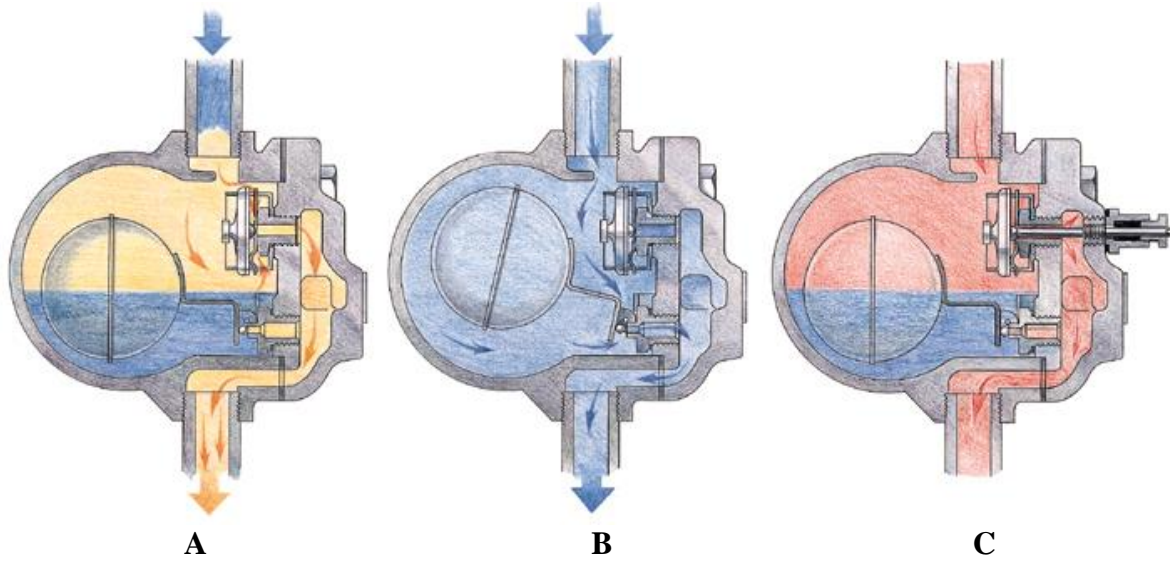


Figura 80 Funcionamento do purgador de flutuador [19].

- 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:

- O purgador de flutuador é, sob vários aspetos o mais aproximado ao purgador ideal. 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 (Figura 81)

- **Funcionamento:**

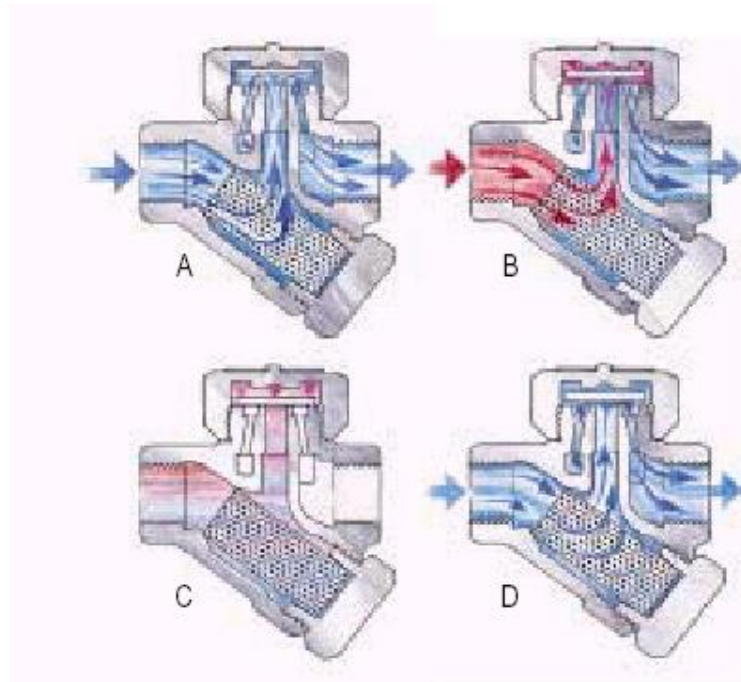


Figura 81 Funcionamento do purgador termodinâmico [19].

- A-** Nos arranques, a pressão faz subir o disco e o condensado frio juntamente com o ar 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, baixa de pressão e liberta vapor “*flash*”. 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 “*flash*” 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 debaixo, 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 “flash” 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.
- Este tipo de purgador pode ser utilizado em altas pressões e vapor sobreaquecido e é resistente a martelos de água ou vibrações. A sua construção inteiramente em aço inoxidável oferece um alto grau de resistência a condensado corrosivo.
- Uma vez que o disco é a única peça móvel, é fácil fazer manutenção sem tirar o purgador da linha.

• **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 (Figura 82)

• **Funcionamento:**

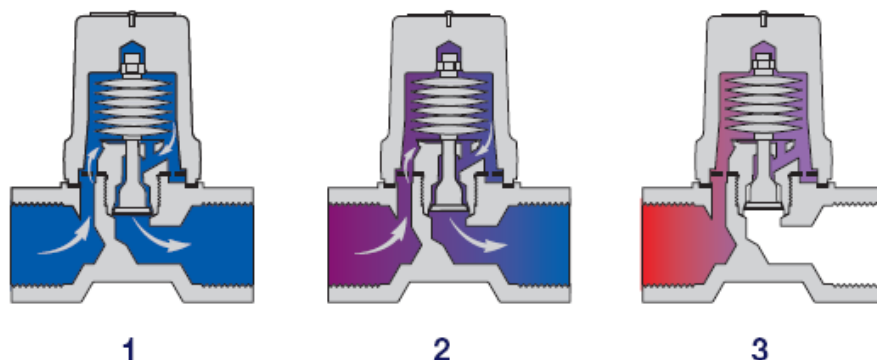


Figura 82 Funcionamento do purgador bimetálico [19].

1- No arranque, o elemento bimetálico está relaxado e a válvula está aberta. O condensado, mais ar são imediatamente descarregados.

2- À medida que o condensado quente passa pelo purgador bimetálico, é transferido calor ao elemento bimetálico forçando o obturador a aproximar-se da sede.

3- Assim que o condensado quente que é descarregado se aproxima 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 e 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 crítica, serpentinas.
- Se o purgador bimetálico tem de descarregar em condições de significativa contra- pressão, o condensado tem de arrefecer abaixo da temperatura geralmente necessária antes de a válvula abrir. Uma contra- pressão 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 (Figura 83)

• Funcionamento:

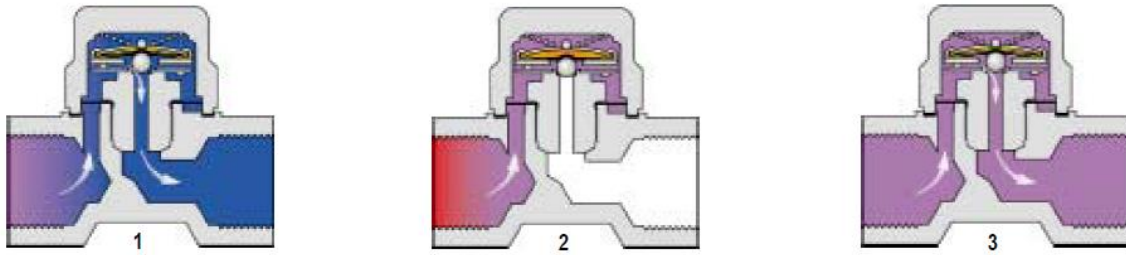


Figura 83 Funcionamento do purgador de pressão balanceada [19].

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

- 1- No arranque, ar frio e condensado entram no purgador. Como a capsula está fria a válvula está aberta. O condensado, mais ar são imediatamente descarregados.
- 2- À medida que o condensado quente passa pela capsula, 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 grau abaixo da curva de vapor saturado, não havendo assim possibilidade de perda de vapor,
- 3- Com a chegada de condensado à capsula 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 capsula (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.

6.2.2 Dimensionamento, perdas de vapor e monitorização do funcionamento

Já foi referido que a função do purgador é a de descarregar condensado mantendo o vapor dentro do sistema. Isto assegura que o sistema de vapor é capaz de operar de forma eficiente sem os efeitos nocivos de operar com condensado indesejado, essencial em aplicações críticas. A presença de condensado no sistema pode conduzir a algumas ocorrências, tais como:

- Transferência de calor deficiente,
- Danos no sistema e equipamentos de processo,
- Fraca qualidade do produto ou mesmo a sua rejeição.

A seleção correta de soluções de purga ajuda a evitar estes problemas e recuperar 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 *flash*.

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 37 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 (Figura 84). O fator de segurança tem a ver com as variações de caudais, principalmente nos arranque onde são sempre mais elevados.

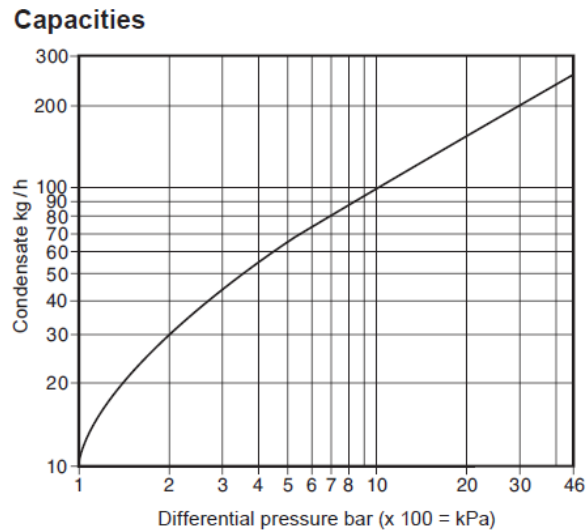
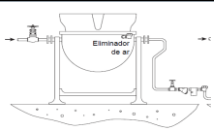
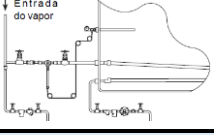
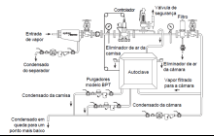
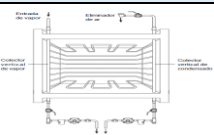
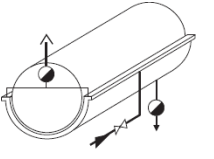
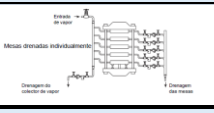
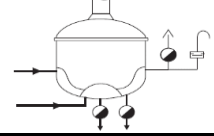
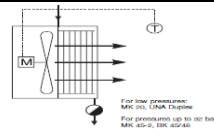
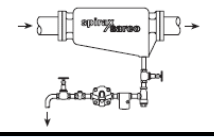
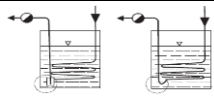


Figura 84 Exemplo de um gráfico de capacidades de descarga em função do ΔP [30].

Tabela 36 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.	

Purgadores com fuga de vapor

- Abordagem das “Best Available Techniques for Energy Efficiency”

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 adequada, 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%.

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 38 mostra perdas de vapor aproximadas em orifícios de vários diâmetros.

Tabela 37 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 cai dentro de uma das categorias da tabela 39.

Tabela 38 Possíveis estados de funcionamento de um purgador [1].

Nomenclatura	Descrição	Definição
OK	Correto	Com funcionamento correto.
FT	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 Documento de Referência da Comissão Europeia “*Best Available Techniques for Energy Efficiency*” indica que a quantidade de perda de vapor, por um purgador pode ser estimada pela seguinte equação:

$$L_{t,y} = \frac{1}{150} \times FT_{t,y} \times FS_{t,y} \times CV_{t,y} \times h_{t,y} \times \sqrt{P_{in,t}^2 - P_{out,t}^2} \quad (53)$$

Em que:

- $L_{t,y}$ - caudal de vapor que o purgador t perde no período y (toneladas)
- $FT_{t,y}$ - fator de operação do purgador t durante o período y (ver tabela 39)
- $FS_{t,y}$ - fator de carga do purgador t durante o período y (ver tabela 40)
- $CV_{t,y}$ - coeficiente de caudal do purgador t durante o período y , dado por

$$CV_{t,y} = 3,43 \times R^2 \quad (54)$$

em que R é o raio da abertura em cm

- $h_{t,y}$ - número de horas de operação do purgador t durante o período y
- $P_{in,t}^2$ - pressão a montante do purgador t (bar)
- $P_{out,t}^2$ - pressão a jusante do purgador t (bar)

O fator de operação $FT_{t,y}$ encontra-se na tabela 40.

Tabela 39 Fatores de operação para as perdas de vapor de um purgador [1].

Tipo de operação		FT
FT	Fuga total	1
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 41.

Tabela 40 Fatores de carga para as perdas de vapor [1].

Aplicação	Fator de carga
Aplicações de processo standard	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:

$$\dot{m}_{vapor} = 0,00751 \times E \times d^2 \times \sqrt{\Delta P / v_g} \quad (55)$$

Em que:

- \dot{m}_{vapor} - Caudal de vapor (kg/h)
- ΔP - Diferencial de pressão entre o orifício (mm de coluna de água)
- d - Diâmetro do orifício (mm)
- D - Diâmetro interno da tubagem (mm)
- v_g - volume específico do vapor á pressão da linha (m³/ kg)
- $E = 1/\sqrt{(1 - \beta^4)}$ (56)

$$\text{Com } \beta = d/D \quad (57)$$

- Abordagem de uma empresa internacional de Engenharia e Auditoria

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

$$\dot{m}_{vapor} = 0,247175 \times \Delta P \times d^2 \quad (58)$$

Em que:

- \dot{m}_{vapor} - caudal de vapor (kg/h)
- ΔP - diferencial de pressão entre o orifício (bar)
- d - diâmetro do orifício (mm)

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 de:

- Abordagem “Bat”- 9,24 kg/h
- Abordagem Spirax- 12,63 kg/h
- Equação “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-se então assumir como um 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 4000 h por ano e o custo da tonelada de vapor for de cerca 30 €, a perda total ascende a cerca de 3840 €/ano, isto se tratar de purgadores $\frac{1}{2}$ ”. 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.

Incrivelmente deteta-se que em Portugal, na grande maioria das empresas, não existem planos de inspeção/manutenção de purgadores.

Experiências dos Estados Unidos ou Reino Unido aconselham a inspeção ideal de duas a quatro vezes por ano. Em alguns países, estão em acelerada implantação sistemas de inspeção permanentes, alguns usando a facilidade de comunicação “Wifi” (Figuras 85 e 86). Estes sistemas na maior parte das situações custam o dobro ou triplo do purgador que está a inspecionar. Daqui a grande resistência da sua implantação em Portugal.



Figura 85 Purgador com monitor/ transmissor *wifi* [53]

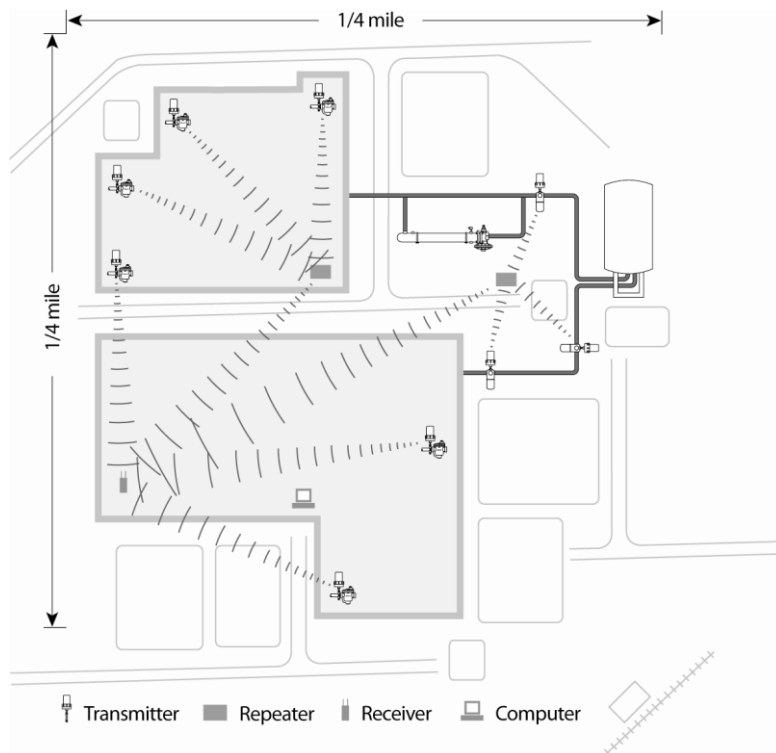


Figura 86 Sistema de monitorização de purgadores [53].

• Purgadores em fuga e emissões de CO₂

O cálculo das emissões de CO₂ está baseado 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 42).

Tabela 41 Constantes de relação CO₂/tipo de combustível, para η 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, á a seguinte:

$$CO_2 = \frac{(\dot{m}_{vapor}) \times h}{1000} \times \frac{C}{1000} \quad (59)$$

Em que:

- CO₂ - emissão adicional de CO₂ (1000 kg/ h)
- \dot{m}_{vapor} - Caudal de perdas de vapor (kg/h)
- h - horas de funcionamento anuais
- C - constante dependente do combustível usado @ eficiência de combustão de 82%

Para a converter emissões de CO₂ em CO, usar a seguinte equação:

$$\text{Conversão de CO}_2 \text{ em CO} = \frac{CO_2}{3,67} \quad (60)$$

6.3. Alagamento de permutadores (*stall point*)

Num sistema com controlo de temperatura, como uma bateria de aquecimento de ar ou um permutador de calor, ocorre com frequência paragem do escoamento de condensado e a consequente acumulação no interior do equipamento. Resulta então um controlo de temperatura ineficaz, com ocorrência de “martelos de água” e danificação dos radiadores ou serpentinas.

• Causas da interrupção de escoamento de condensado

É aceite que a pressão de vapor num permutador de calor é mais que suficiente para forçar o condensado a sair. No entanto existem duas condições no processo que podem impedir que o condensado seja drenado;

- Contrapressão no purgador, muito elevada,
- 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. Então, 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.

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 á contra- pressão da linha de condensados ser superior ($P_1 < P_2$) à pressão de vapor a jusante da válvula de controlo. Esta situação é mostrada no seguinte diagrama (Figura 87). Enquanto a pressão de vapor for insuficiente para elevar o condensado, o sistema está estagnado (“*stalled*”) e ocorre alagamento. Quando o permutador está inundado, a temperatura do produto cai e o caudal de vapor da válvula de controlo aumenta.

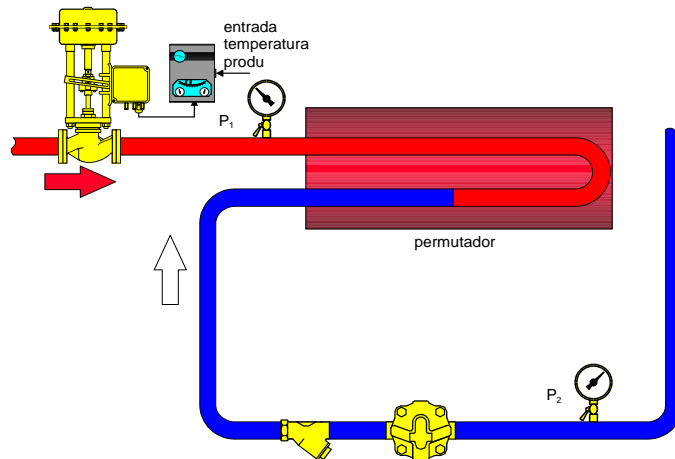


Figura 87 Acumulação de condensado num permutador [44].

3. Então, 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, como se mostra a seguir (Figura 88). O ciclo repete-se então.

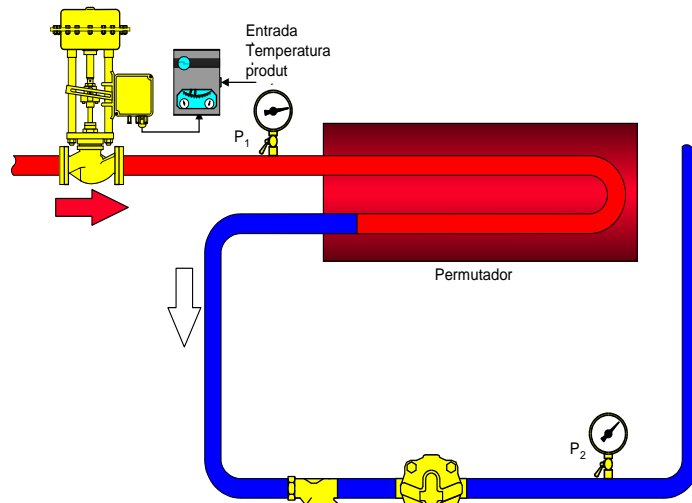


Figura 88 Continuação do ciclo "stall".

• Determinação das condições “stall”

Já foi referido em capítulos anteriores que a quantidade de calor (Q) que é transferida é dada pela seguinte fórmula.

$$Q = U \times A \times \Delta T$$

Onde: U - Coeficiente de transferência global de calor, $W/m^2 \cdot ^\circ C$
 A - Área de transferência de calor, m^2
 ΔT - Diferença de temperatura entre o vapor e a média das temperaturas do produto a aquecer, $^\circ C$

Num dado permutador o produto de $U \times A$ é relativamente constante e então Q será proporcional à diferença de temperatura ΔT .

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 se se variar a 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 “Stall” (Figura 91)

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.

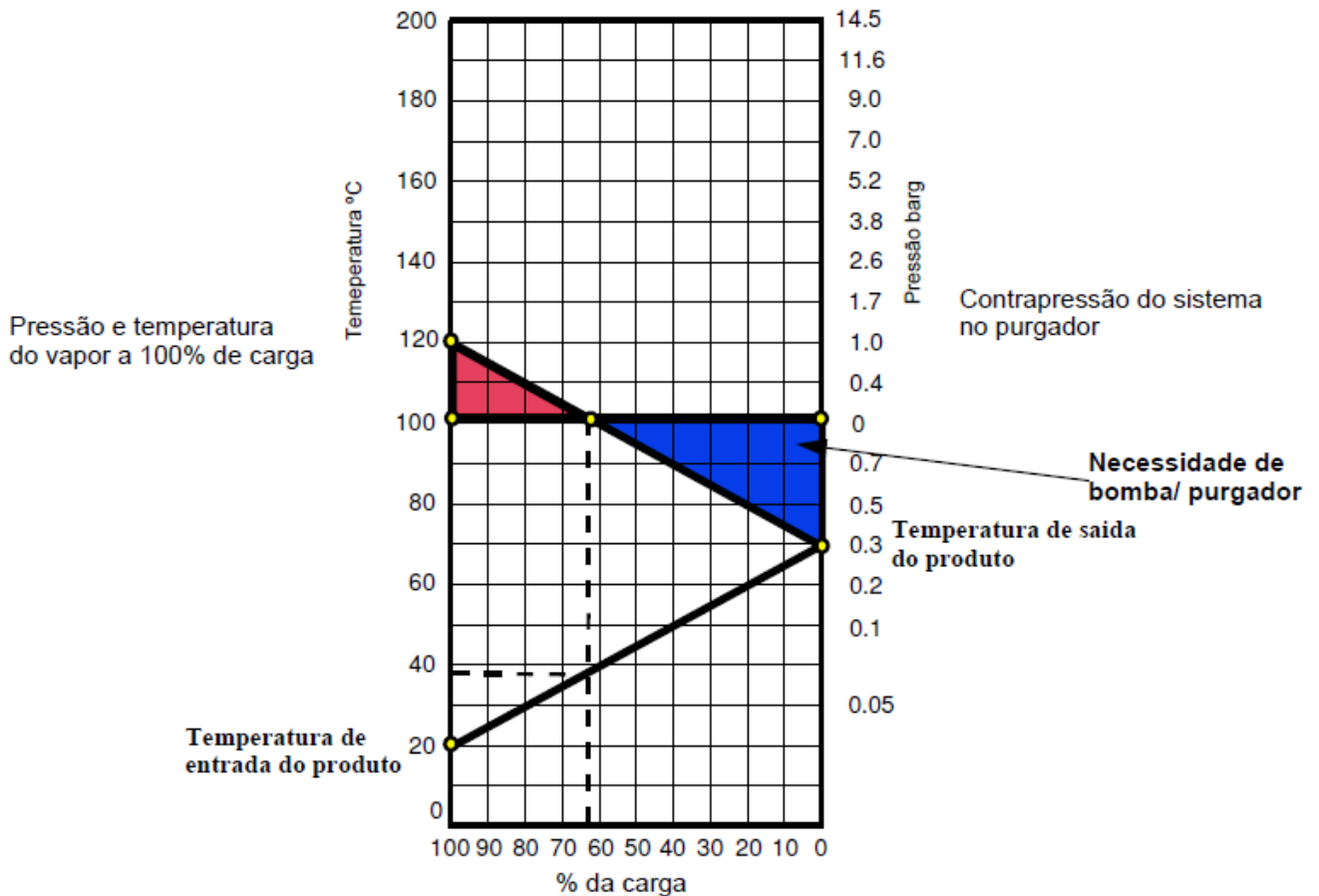


Figura 91 Gráfico Stall.

Pelo gráfico pode-se confirmar 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 92), está representado 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

condensado, considerar a reevaporação de parte deste a jusante dos purgadores. Mesmo em diferenciais de pressão muito reduzidos, o volume do vapor de *flash* 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 *flash* não deverá ser muito elevada, caso contrário 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 43 de dimensionamento de tubagens está refletido este efeito.

Tabela 42 Dimensionamento de tubagens de condensado com vapor *flash* [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 - 1200 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 1200 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 considerado, apenas água quente, um DN25 para 1200 litros/h já seria aceitável.

Quando o condensado se apresenta arrefecido sem vapor de *flash*, pode-se usar o gráfico abaixo (Figura 93) considerando a velocidade de escoamento de 0,5 m/s. No exemplo, pode-se confirmar que nestas condições a tubagem de DN50 já tem a capacidade de cerca $3,5$ m³.

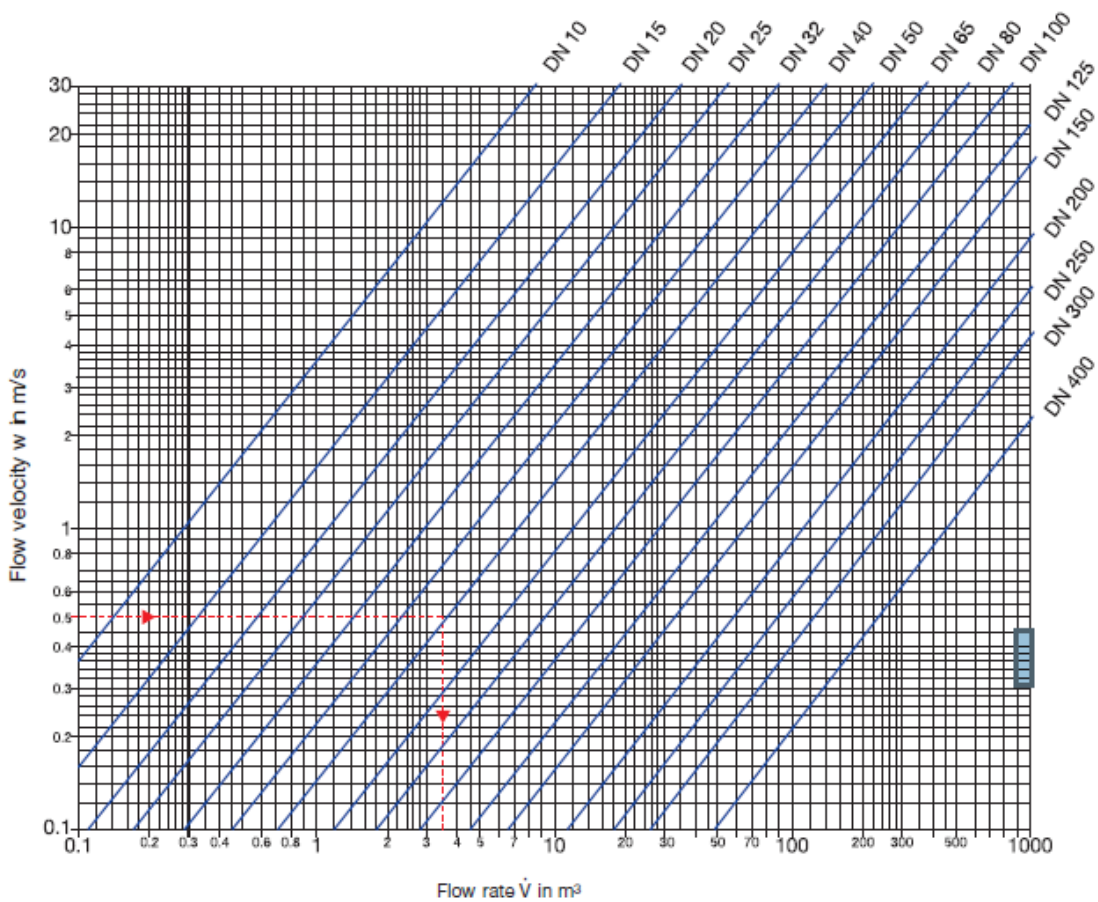


Figura 93 Gráfico de dimensionamento de tubagens de condensado sem vapor de *flash* [28]

6.5. Bombeamento de condensado

Para a condução do retorno de condensado novamente para a central térmica, é necessária alguma pressão desde a permitida por gravidade, pressão de vapor ou uma combinação das duas. Em grandes instalações com elevados caudais de condensado, a contra-pressão é bastante elevada pelo que se dirige o condensado para tanques de recolha equipados com bombas elétricas que bombeiam para a central térmica (Figura 94).

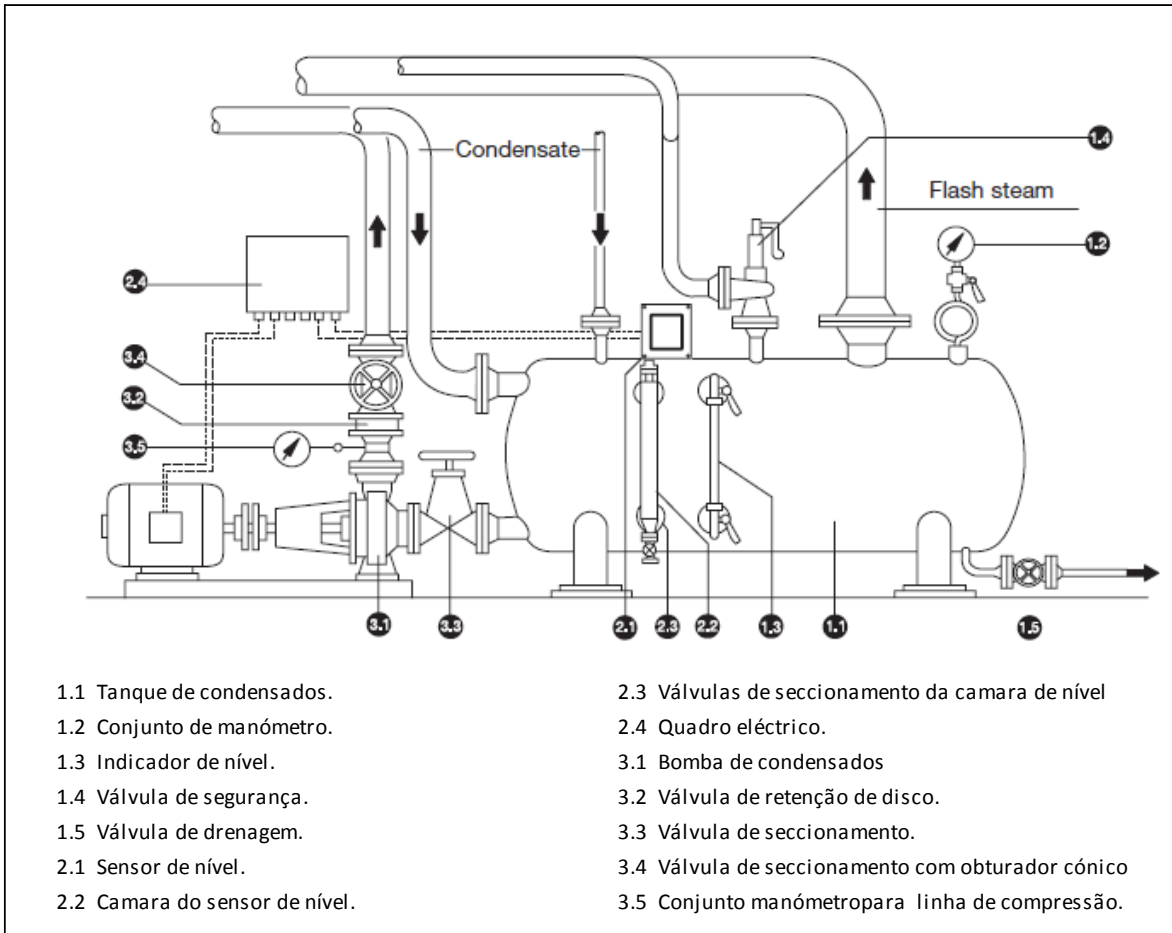


Figura 94 Exemplo de tanque de condensados equipado com bombas elétricas [28].

De modo a garantir a expansão do vapor *flash* 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 e poderão ocupar espaços relativamente grandes e ter 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. Obviamente que 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 mostra na Figura 95. Estas soluções ocupam pouco espaço, pelo que não há necessidade de quaisquer ligações elétricas e não têm problemas de cavitação.

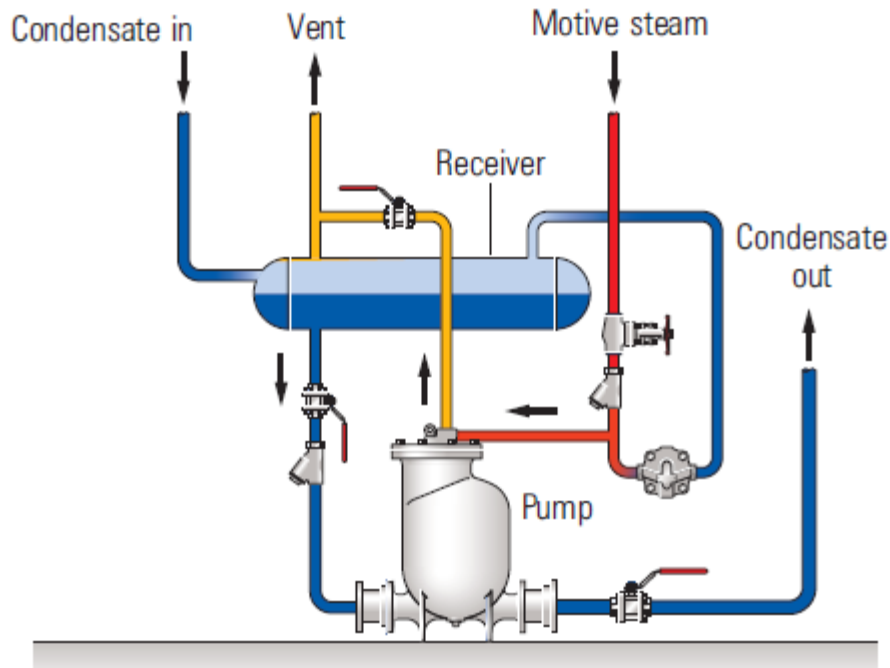


Figura 95 Exemplo de grupo de bombagem com bomba a vapor [19].

• 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 medulantes, 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%, pois não há perdas de vapor de reevaporação para atmosfera e por conseguinte também a água de reposição é reduzida drasticamente. Alguns exemplos de instalações em que esta opção é possível:

- Traçagens de vapor,
- Purgas de linha,
- Radiadores de aquecimento de ar,
- Aquecedores de processo,
- “Reboilers”,
- Máquinas de cartão canelado [55].

Nas figuras que se seguem, estão representadas; uma instalação com recolha de condensado para um tanque com respiro atmosférico (Figura 96), com perdas de 18% para a atmosfera, e a mesma instalação, adaptada para condensado pressurizado (Figura 97).

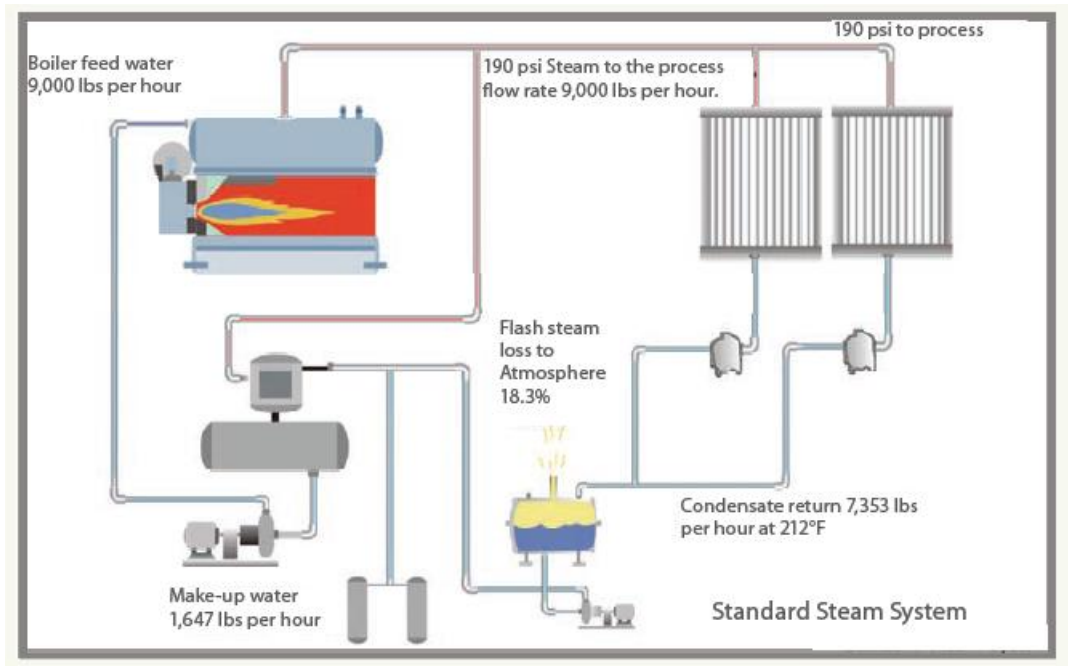


Figura 96 Instalação com tanque de condensados atmosférico [55].

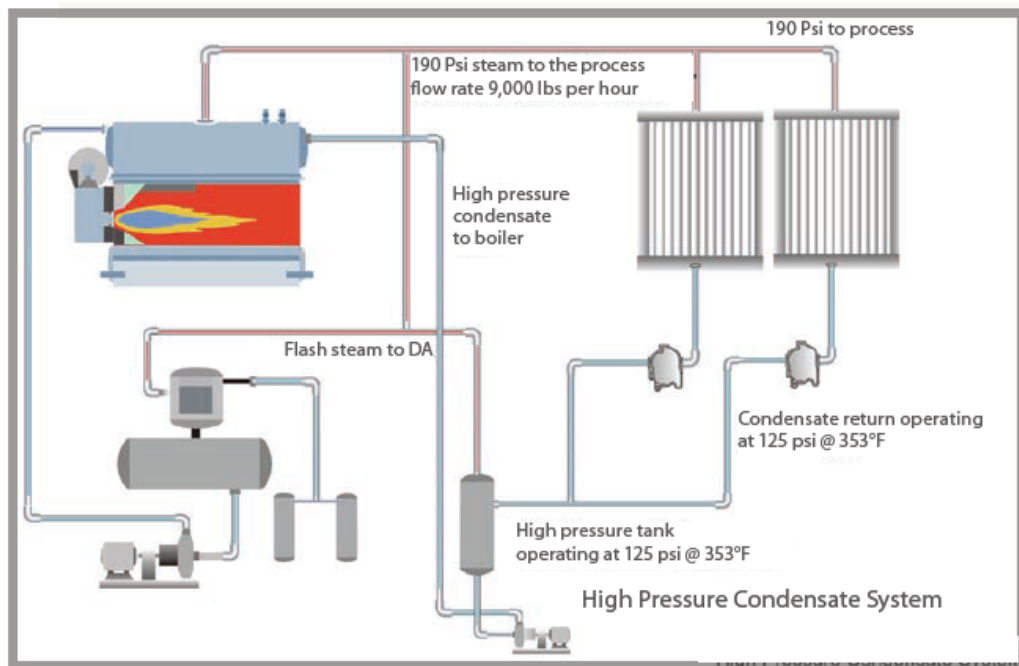


Figura 97 Instalação com sistema de condensados pressurizados [55].

6.6. Recuperação de vapor “flash”

Já foi abordado atrás, após a descarga de condensado de um purgador, a quantidade de condensado que reevapora é bastante significativa. Esta poderá ser calculada pela equação 50, anteriormente descrita como:

$$\text{Proporção de vapor de revaporação} = \frac{(h_f \text{ à } P_1) - (h_f \text{ à } P_2)}{h_{fg} \text{ à } P_2} \text{ kg}_{\text{vapor}} / \text{kg}_{\text{condensado}}$$

Considere-se a aplicação de uma bateria de aquecimento de uma estufa industrial semelhante da Figura 97, que consome cerca de 1500 kg/h de vapor a 10 barg e os purgadores descarregam para um sistema de condensados a 0,5 barg. A percentagem de recuperação de vapor *flash* é então de;

$$\begin{aligned} \text{Proporção de vapor de revaporação} &= (781,60 \text{ kJ/kg} - 468,3 \text{ kJ/kg}) / (2225,6 \text{ kJ/kg}) \\ &= 0,14 \times 100 = 14\% \end{aligned}$$

Atendendo ao consumo de 1500 kg/h, tem-se então que o caudal de vapor reevaporado é 14% de 1500 kg/h, 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 98). Se a operação desta bateria for de 6000 horas anuais e o custo do vapor for de cerca 30 € a tonelada, a economia resultante atinge o valor de:

$$[(1500 \text{ kg/h} \times 0,14) / 1000] \times 6000 \text{ h} \times 30 \text{ €} = \mathbf{37.800,00 \text{ €/ano}}$$

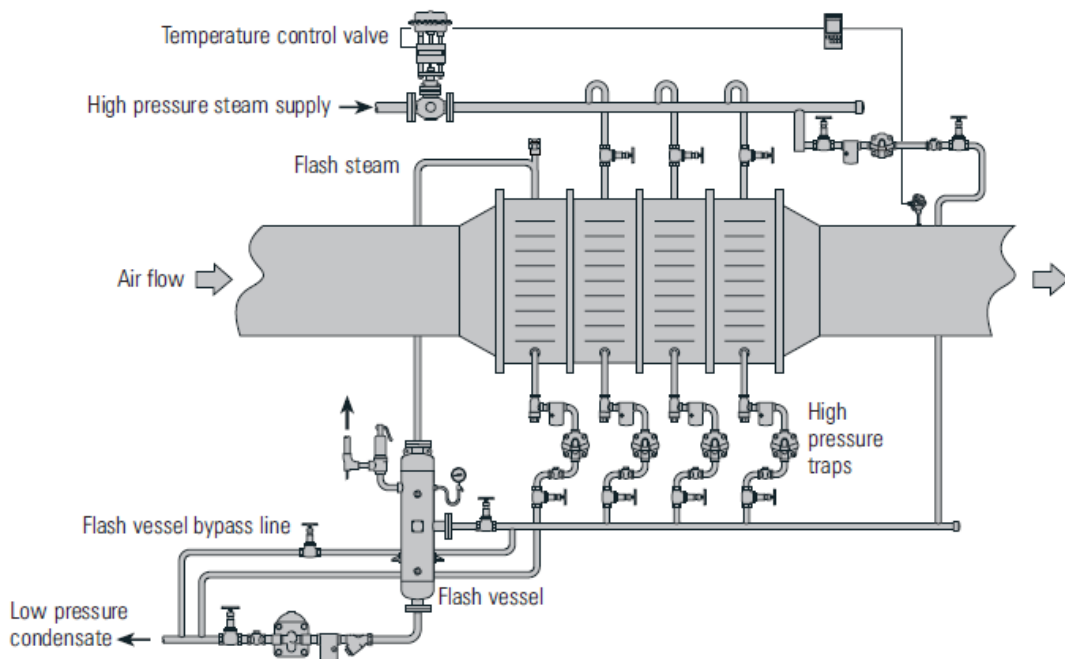


Figura 98 Utilização de vapor *flash* numa bateria de aquecimento de ar [19].

6.7. Termocompressores

No ponto anterior, abordamos 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. Algumas vezes, é aplicada na linha de vapor *flash*, 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 *flash* 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 a razão de 6:1 (pressão absoluta do vapor motriz / vapor aspirado) [56].

Existem termocompressores, rígidos, em que a configuração do bico foi projetado para condições de serviço estáveis, sem grandes variações. É de fabrico mais económico mas não é versátil na sua utilização. A figura 99 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, etc.

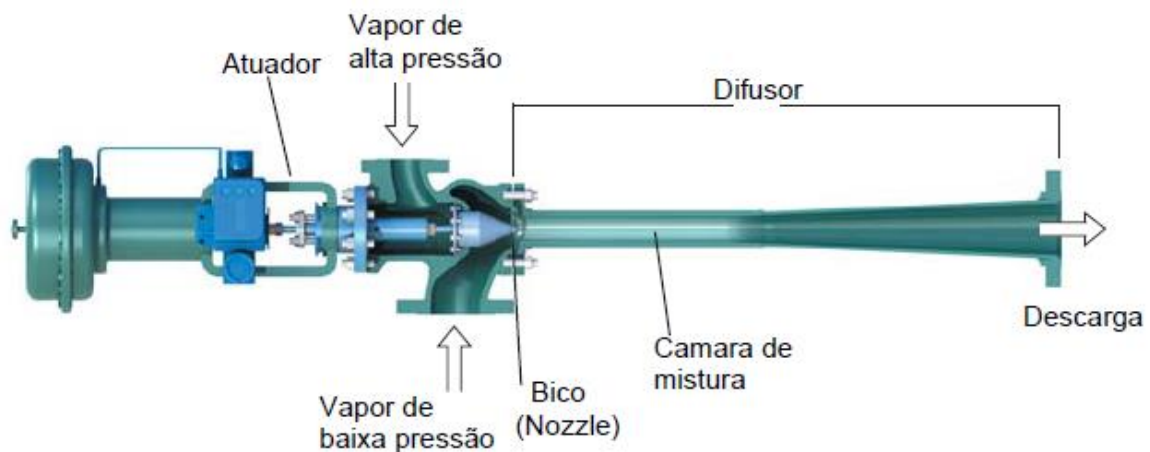


Figura 99 Termocompressor regulável [57].

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 100 e 101 que se seguem, pode-se observar o perfil de variação da pressão e o perfil da variação de velocidade.

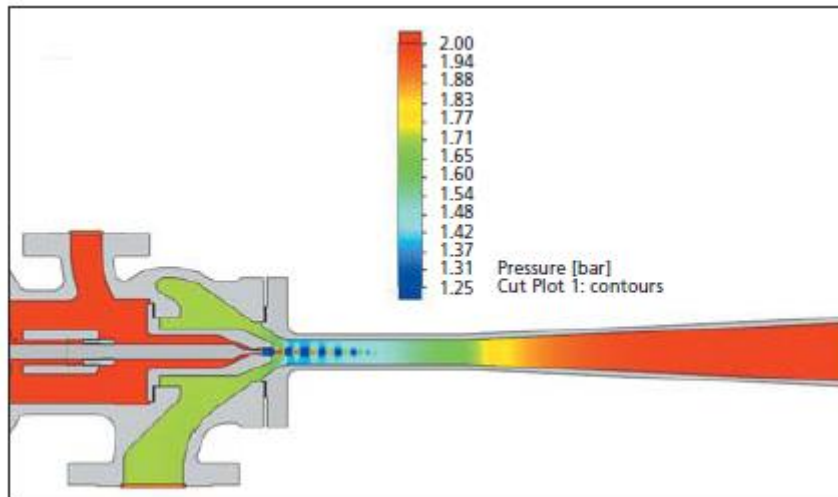


Figura 100 Termocompressor, perfil de pressões [57].

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

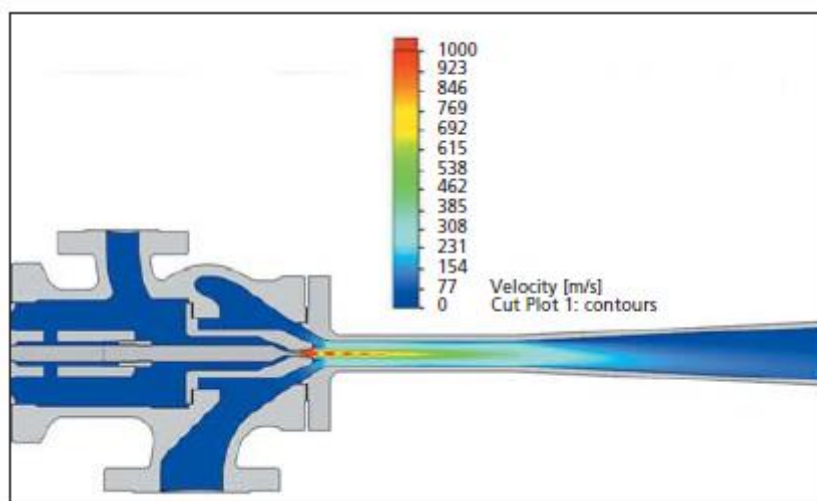


Figura 101 Termocompressor, perfil de velocidades [57].

Conforme o jato de vapor motor acelera o caudal de aspiração, é criada na câmara de mistura uma região de baixa pressão. 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 é uma daquelas situações que vulgarmente se diz que *cada caso é um caso*. Efetivamente inúmeros exemplos de instalações a nível mundial trabalham anos consecutivos sem qualquer problema. No entanto, obedecem a cálculos no fabrico muito rigorosos e normalmente muito próximos das condições reais de trabalho. Não é bem um produto de “prateleira”. Até porque os fabricantes destes sistemas a nível mundial serão inferior à meia dúzia e daí que é da extrema importância ter certeza dos dados que se fornecem ao fabricante durante o processo de aquisição.

Tipo de dados necessários obter:

P - Pressão atmosférica absoluta = 101,325 kPa abs (ao nível do mar)

P_m - Pressão absoluta do vapor motriz

P_s - Pressão absoluta do vapor de aspiração

P_d - Pressão absoluta do vapor de descarga

M_m - Caudal de vapor motriz (kg/h)

M_s - Caudal de vapor de aspiração (kg/h)

M_d - Caudal de vapor na descarga (total)

$$M_d = M_m + M_s \quad (\text{kg/h}) \quad (61)$$

E - Razão de expansão (deverá ser superior a 1,4)

$$E = \frac{P_m}{P_s} \quad (62)$$

C - Razão de compressão (para valores acima de 1,8- consultar o fabricante)

$$C = \frac{P_d}{P_s} \quad (63)$$

$$R - \text{Razão de arrastamento} = R = \frac{M_s}{M_m} \quad (64)$$

Exemplo simples:

Caudal de vapor de aspiração, $M_s = 1000$ (kg/h)

Pressão absoluta do vapor de aspiração, $P_s = 1,5$ bar abs.

Pressão absoluta do vapor motriz, $P_m = 10$ bar abs.

Pressão absoluta do vapor de descarga, $P_d = 2,5$ bar abs.

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 102) 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 $R = 0,9$.

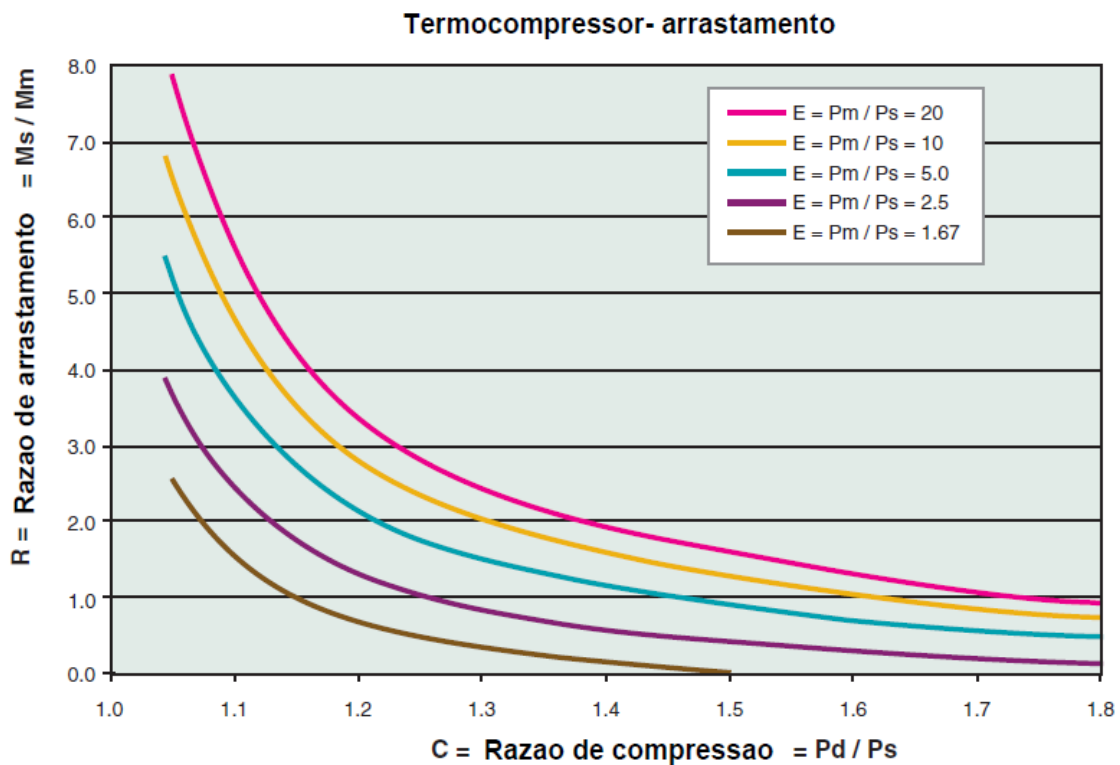


Figura 102 Dimensionamento do termocompressor [57].

De $R = \frac{M_s}{M_m}$, tira-se que o caudal de vapor motriz necessário $M_m = 1000 / 0,9 = 1111$ kg/h

O caudal total de descarga M_d é então de 2111 kg/h.

Finalmente e para seleccionar a medida do termocompressor, consultam-se as tabelas 44 e 45 com os valores da pressão e caudal de descarga (entrar na tabela com unidades

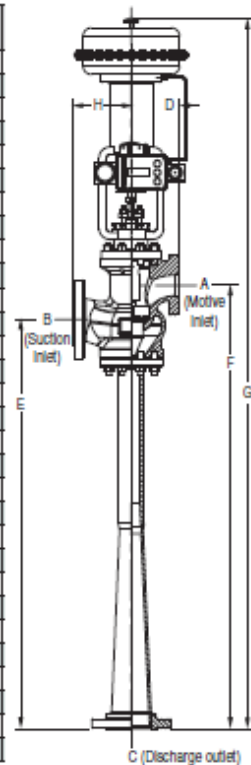
imperiais de 21,76 psig e 4654 lb/h). O mais aproximado é o termocompressor de 4", diâmetros da aspiração e descarga e a entrada do vapor motriz em 2".

Tabela 43 Diâmetros nominais de termocompressores [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 44 Dimensões gerais dos termocompressores [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



6.8. Bombas de calor de absorção

A maior parte das instalações de refrigeração operam segundo dois fenómenos físicos já bem conhecidos:

- Quando um líquido evapora, absorve calor e quando condensa, cede aquele calor.
- Qualquer líquido não evapora (e condensa) a uma temperatura baixa, a baixa pressão e a uma temperatura mais elevada a uma pressão mais elevada.

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

O que se espera principalmente de uma bomba de calor é que transforme energia de um nível de temperatura inferior (exergia baixa) 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, água, para uso em aplicações domésticas, comerciais ou industriais. No entanto, o uso mais comum é em sistemas de arrefecimento, refrigeradores, etc. 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-se encontrar 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 este deslocamento. 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. Depois é obrigado a expandir para uma pressão baixa e absorve calor da fonte de calor externa (Figura 103). É assim que 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.

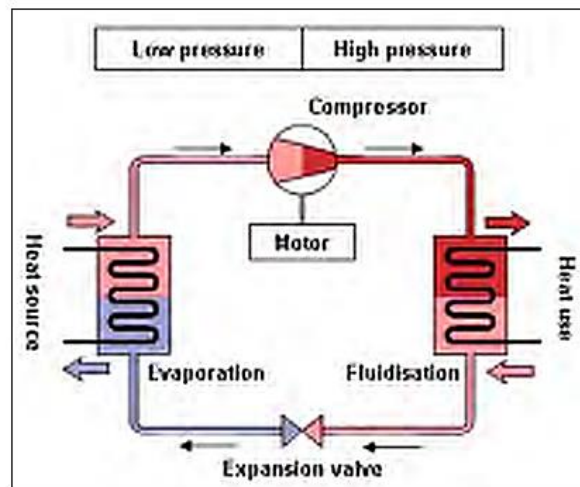


Figura 103 Bomba de calor por compressão [1].

Numa bomba de calor por compressão a eficiência é indicada pelo “*coefficient of performance*” (*COP*), 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:

$$COP_r = \frac{Q_c}{Q_h - Q_c} \quad (65)$$

$$COP_{hp} = \frac{Q_h}{Q_h - Q_c} \quad (66)$$

Em que:

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

As bombas de calor por compressão podem atingir desempenhos com *COP* até 6, significando por exemplo, que o calor de 6 kWh pode ser produzida 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 produz-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 104).

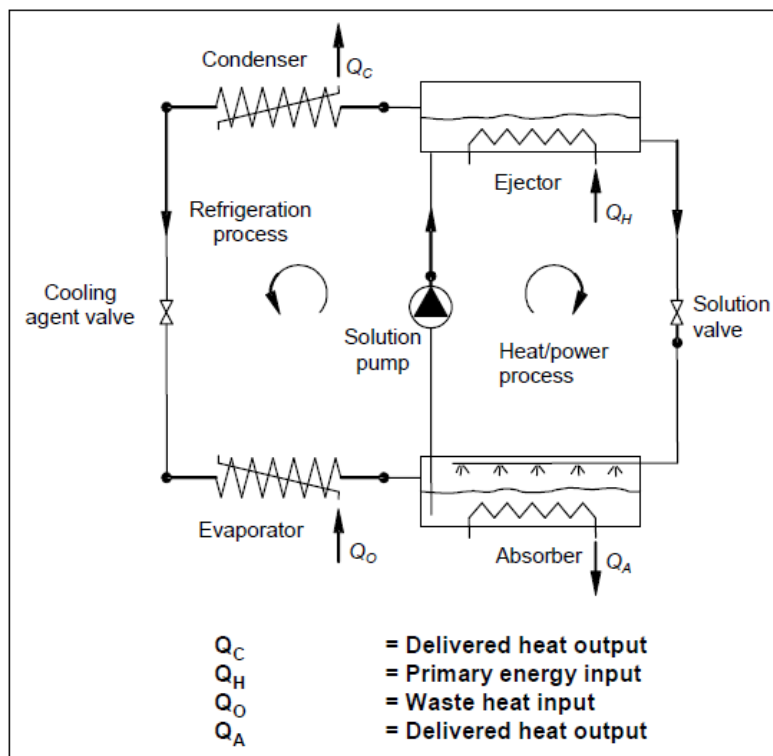


Figura 104 Bomba de calor de absorção [1].

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

- **Alguns exemplos de recuperação de calor com estas bombas**

Recuperação de vapor até 1 barg [58]. As figuras 105 à 109 representam alguns exemplos de aplicação em várias indústrias.

A figura que se segue (Figura 105) representa o esquema de uma bomba de calor de absorção integrada numa cogeração (*CHP- Combined Heat and Power*).

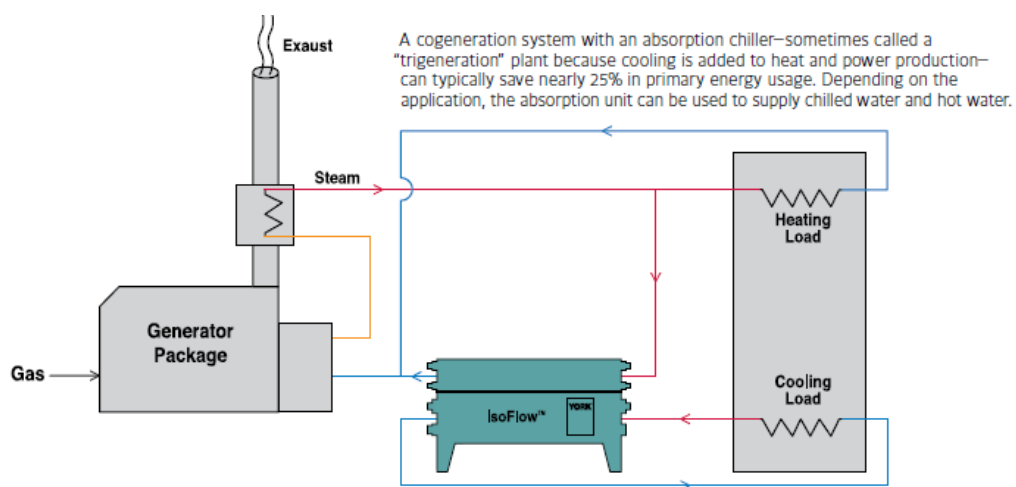


Figura 105 Sistemas de Cogeração.

O sistema de cogeração que inclui 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.

A figura seguinte (Figura 106) exemplifica como se pode integrar uma bomba de calor de absorção numa instalação de tratamento de biogás.

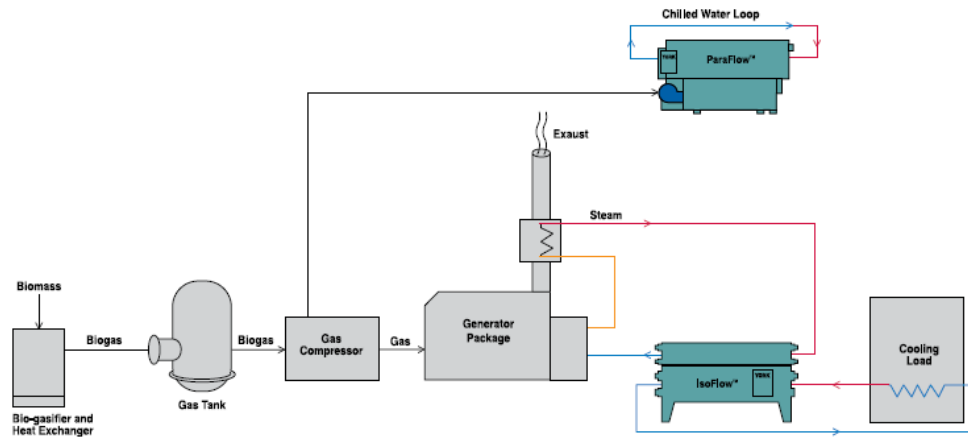


Figura 106 Recuperação de Biogás.

O biogás deriva da tecnologia do digestor anaeróbico 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.

Na indústria cervejeira (Figura 107), 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.

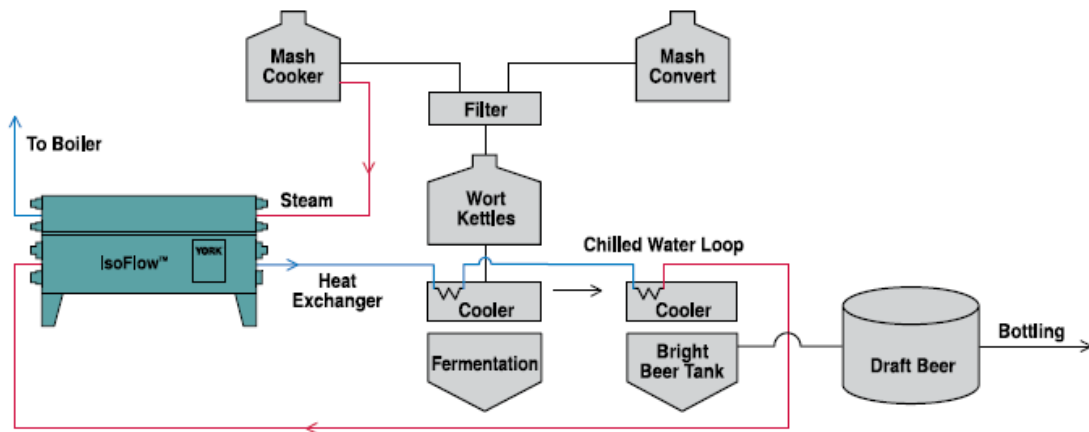


Figura 107 Indústria Cervejeira.

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 108) 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).

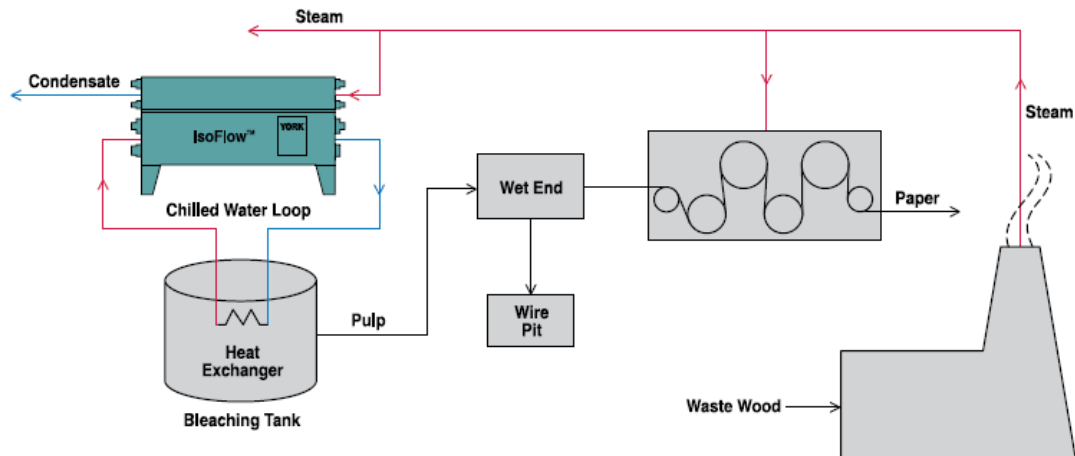


Figura 108 Indústria de Papel.

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 109) pode libertar mais de 100 MW de potência térmica. Uma possível recuperação desta energia, que pode atingir até 98%, é através de permutadores a instalar na saída dos gases.

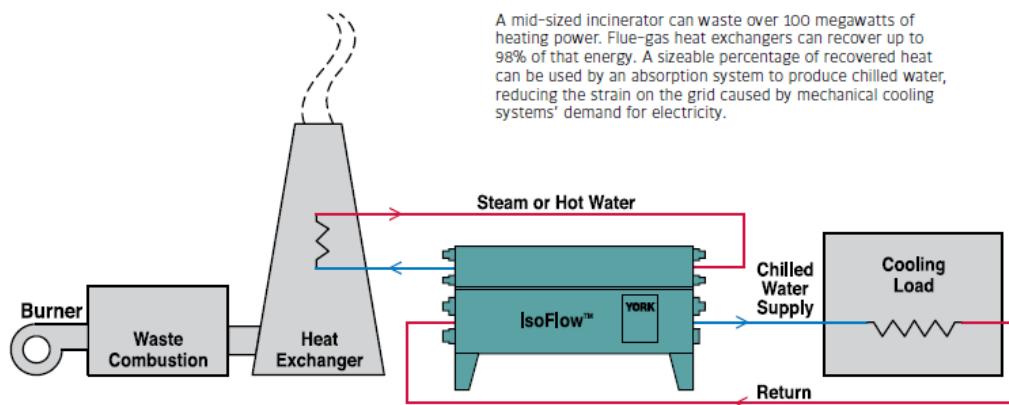


Figura 109 Incineradores.

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, causada por sistemas mecânicos de arrefecimento.

7. *Benchmarking* e Monitorização.

7.1. Introdução

No *benchmarking* de energia, recorre-se a informação de dados disponíveis e analisados, por medições, monitorizações, auditorias, etc. São então estabelecidos indicadores de eficiência energética que permitem ao operador ir avaliando ao longo do tempo, o desempenho da instalação e até comparar, aferir, com outras do mesmo sector.

De modo muito simples, *Benchmark* é um ponto de referência e *Benchmarking* é o processo usado pela empresa ou organização, para avaliar vários aspetos dos seus processos em relação às melhores práticas, normalmente dentro de um setor. Este processo também foi definido por exemplo:

- Pela “*The European Benchmarking Code of Conduct*”.
“*Benchmarking*, é fazer comparações com outras companhias e aprender as lições sempre que aquelas se evidenciem”
- Pela “*American Productivity and Quality Center*”.
“*Benchmarking*, é a prática, de com suficiente humildade admitir de que alguém é melhor em alguma coisa e ter sabedoria suficiente, para aprender a ser tão bom ou melhor do que eles “.

Benchmarking, é uma ferramenta poderosa que ajuda a ultrapassar “cegueiras paradigmáticas” [1], como por exemplo, afirmações do estilo; “*o modo como fazemos é o melhor, pois sempre fizemos deste mesmo modo*”. Ajuda na melhoria contínua e mantém vivacidade nos intervenientes.

No caso concreto de sistemas de vapor, este processo é difícil, pois a informação disponível no País e mesmo na Europa não é suficientemente específica a estes sistemas. Esta limitação prende-se com o facto de não existirem indicadores ao nível empresarial disponíveis para que possa ser efetuado um estudo comparativo dos resultados e do desempenho de cada empresa, por exemplo ao nível da intensidade energética, consumo de vapor *versus* produção. No entanto, a informação é explícita quanto a políticas, orientações e boas práticas, da qual se pode inferir o potencial de melhoria de eficiência energética e a

dimensão do caminho que ainda pode ser percorrido. São bastantes as orientações que estão disponíveis para eficiência energética, sendo estas provenientes de organismos internacionais, da comissão europeia, dos países ou mesmo de organizações públicas e privadas que se dedicam a esta matéria [59].

7.2. Desempenho energético do País

De seguida, são apresentados dados publicados pelo *WBI-World Bank Institute*, que representam a situação de Portugal no contexto Europeu e Mundial. O gráfico seguinte (Figura 110) refere-se ao consumo de energia com origem em combustíveis fósseis, a nível mundial.

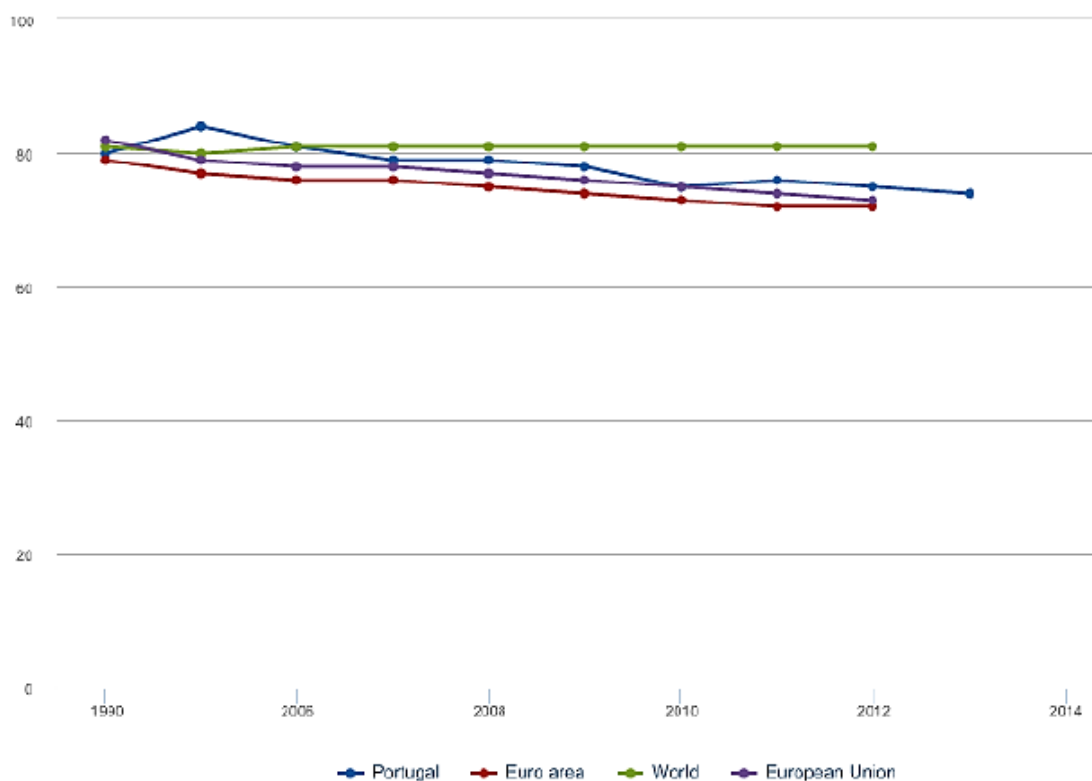


Figura 110 Consumo de energia com origem em combustíveis fósseis (% do total) [60].

Verifica-se que aparentemente, embora próximo da Europa, desde o ano 2000 que de uma situação de tendência da redução do consumo de energia com origem em combustíveis fósseis, o total de energia consumida estabilizou nos últimos 2 anos em 74%. Em princípio deve-se a uma substituição por energias renováveis e não quebra de consumo. O facto de ter estabilizado terá a ver com a dificuldade de se aumentar a produção de energia renovável, pois normalmente estão associados investimentos de algum valor, em que a

presente situação económica não é a mais favorável para a sua concretização. Relativamente a emissões de CO₂ inclui-se o gráfico da figura 111.

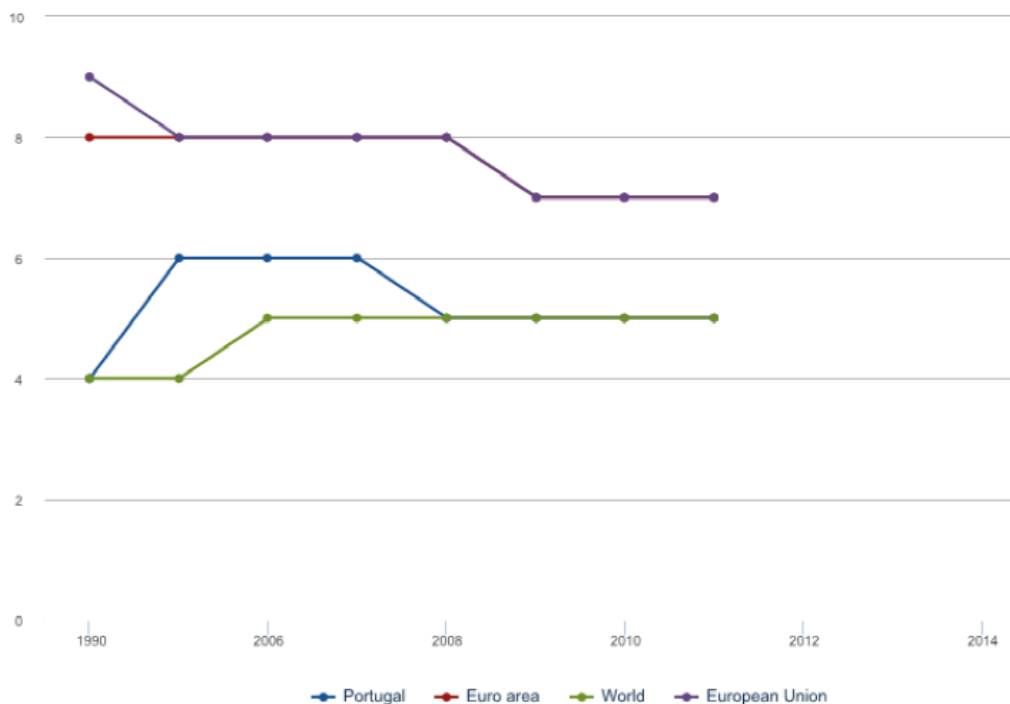


Figura 111 Emissões de CO₂ (toneladas per capita) [60].

Comparativamente com os países da Europa, Portugal apresenta um bom indicador, com uma média de 5 toneladas de emissões de CO₂ *per capita*.

A figura seguinte (Figura 112) mostra o peso dos combustíveis fósseis no global das importações do país.

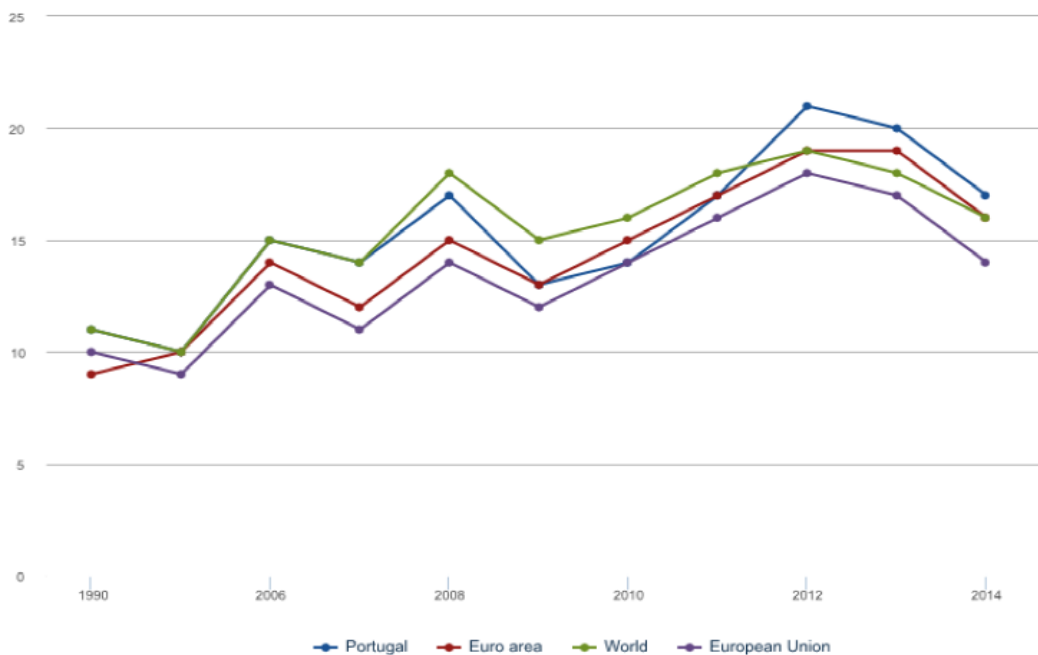


Figura 112 Combustível importado (% de toda a importação) [60].

Portugal é dos países com maior percentagem de importação de combustível. A importação de combustíveis ultrapassa 17% de tudo o que importamos!

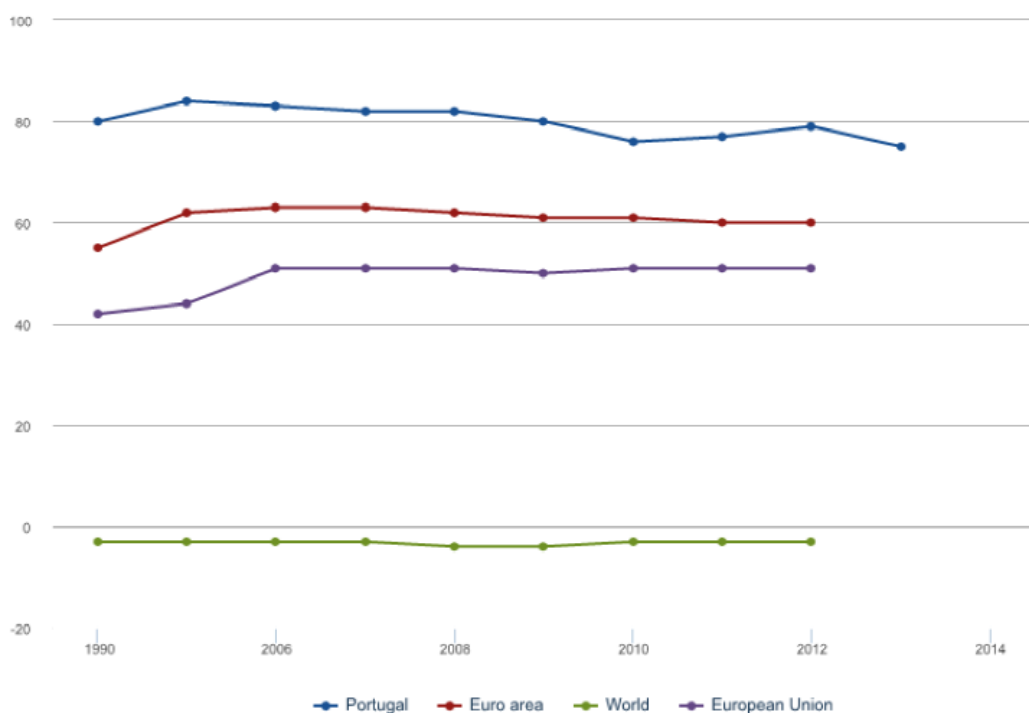


Figura 113 Energia importada (% da energia usada) [60].

Por observação dos gráficos das Figuras 112 e 113 é possível concluir que a energia consumida em Portugal com origem em combustíveis fósseis é praticamente 100% importada. Isto é, Portugal não possui Petróleo, Carvão ou Gás.

Na figura seguinte (Figura 114) apresenta-se a evolução do consumo de energias de origem renovável.

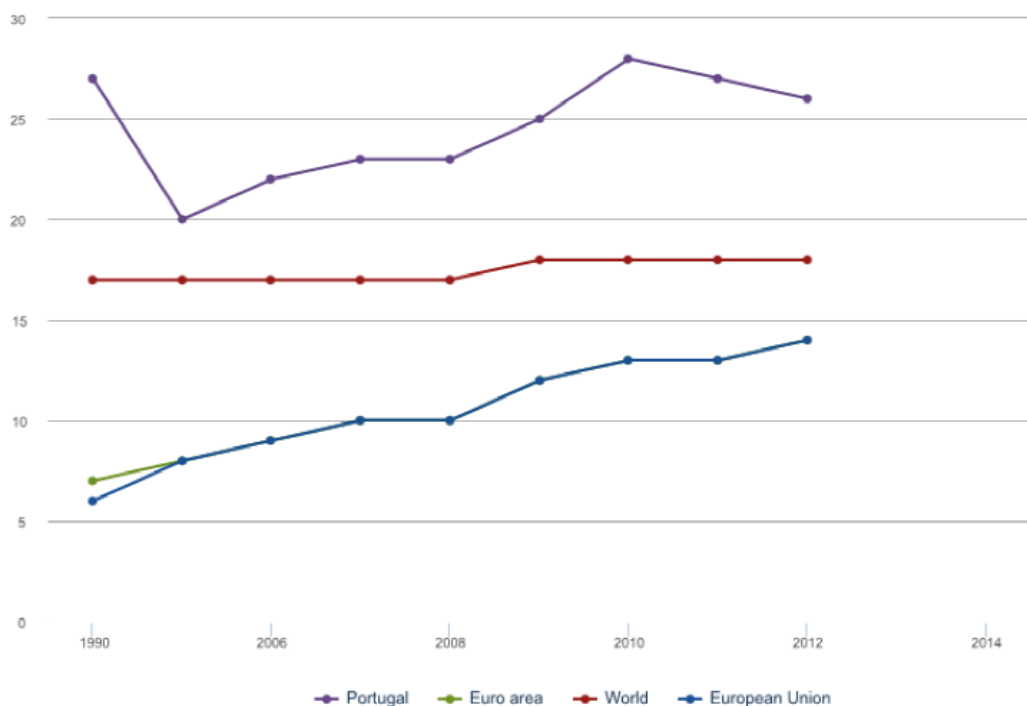


Figura 114 Consumo de energia renovável (% de todo o consumo) [60].

No entanto, apresenta um bom desempenho relativamente à utilização de energias renováveis apresentando um consumo de com 26% de energia renovável. Efetivamente, a aposta nas renováveis parece ser a única saída para reduzir a dependência energética, em conjunto – claro - com o aumento da eficiência energética.

7.3. *Benchmarks da eficiência de sistemas de vapor*

Já foi referido, que 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 115). De seguida apresenta-se alguns exemplos trabalhados pela IEA (*International Energy Agency*) e pelo US - DOE (*United States- Department of Energy*).

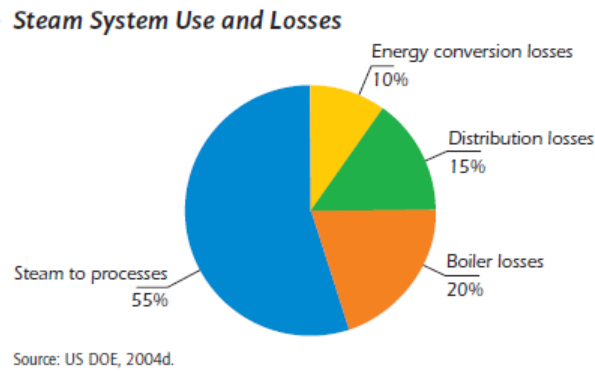


Figura 115 Estimativa global média da eficiência nos E.U.A. [61].

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 46, por tipo de indústria. O potencial de poupança atinge valores muito impressionantes.

Tabela 45 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 47).

Tabela 46 Poupanças e investimento necessário em sistemas de vapor [62].

	Typical Savings %	Typical Investment USD/GJ Steam/yr	Use in OECD Countries %	Use in Non-OECD Countries %
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 48), dados de consumos de energia associados a vapor e potencial de poupança.

Tabela 47 Consumos de vapor e potencial de poupança por País [62].

Country	Manufacturing Fossil Electricity Use <i>EJ/yr</i>	Steam System Energy Use <i>EJ/yr¹</i>	Steam Systems Savings Potential <i>EJ/yr²</i>
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.

7.4. Contribuição deste trabalho

Na aferição de consumos de vapor, quer de sistemas já em funcionamento, quer com o objetivo de projetar novos sistemas, pode-se recorrer às informações e expressões incluídas neste trabalho, principalmente nos pontos:

- Custo do vapor.
- Produção de vapor,
- Consumos de vapor.

Também a tabela que se segue (Tabela 49) de consumos típicos de equipamento de diversas indústrias será útil numa fase inicial de *benchmarking*.

Tabela 48 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 ³	1	14	
	Vaporizador de vegetais	1	14	
	Vaporizador de batatas	1	14	

Tabela 49 (continuação) Consumos de vapor típicos de vários equipamentos [63].

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 desinfeção 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	
	latas 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	
	Forno de pão centeio, superfícies 0,8 m ²	1	27	
Pneus	Moldes de camião	7	41	
	Moldes de ligeiros	7	14	
Produção de papel	Cartão canelado, por cada 90 m ²	12	14	
	Pasta celulose, por cada 50 Kg de papel	3	181	
Têxtil e Lavandarias	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	

7.5. Experiência Europeia

Do projeto europeu *Bess, Benchmarking and Energy management Schemes in SMSs*, suportado pelo IEE (*Intelligent Energy- Europe*), resultou 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 quantificada, é uma boa ajuda na identificação das oportunidades de poupança de energia e as consequentes necessárias ações (Tabela 50). Esta lista faz uma separação das que se podem obter a curto prazo com investimentos reduzidos, das de longo prazo que requerem maior investimento.

Tabela 49 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.	-

7.6. Experiência dos Estados Unidos da América

O Departamento de energia dos E.U. (DOE) tem feito esforços na implementação das melhores práticas nos sistemas de vapor (*Best practices*). Desenvolveu alguns *softwares* que ajudam os utilizadores industriais de energia a melhorar a eficiência nas suas operações. Um destes *softwares*, gratuito e disponível na página da DOE, é o "*Steam*

System Scoping Tool". Trata-se de uma folha de cálculo "MSExcels" que pode ser aplicada pelos utilizadores industriais de vapor, para:

- a) Avaliar a operação do sistema de vapor perante as *Best Practices* identificadas.
- b) Aumentar da consciencialização para as oportunidades de melhoria dos seus sistemas de vapor.

O DOE inclui cerca de 216 Centros de avaliação IAC (*Industrial Assessments Centres*) bem equipados e que possibilitam gratuitamente avaliações industriais a pequenas e médias indústrias. Seis destes centros, que estão associados a Universidades, conduziram a 18 levantamentos em unidades industriais onde foram usadas as ferramentas e *software* já referidos. As atividades onde estão incluídas estas instalações são as seguintes: queijaria, química, cartão canelado (duas instalações), tinturarias têxteis, produção de alimentos congelados, carpintarias de moldes, compostos para limpeza industrial, químicos inorgânicos intermédios, Instalações de celulose e papel, laminagem de madeira, pneus, fabricante de carros de compras, tampas de espuma, têxtil e soalhos em vinil. Na tabela 51 indicam-se os consumos de energia para a produção de vapor e as potenciais poupanças de energia em percentagem daqueles consumos. Por questões de confidencialidade não estão indicadas as indústrias relativas a cada valor. No entanto pode-se concluir que as poupanças são muito significativas.

Tabela 50 Custo de combustível na produção de vapor e percentagem de poupança nas Instalações que efetuaram levantamento por IAC [61].

Annual fuel cost to make steam and identified annual energy savings as percent of annual steam fuel cost, for the 18 IAC steam assessments.

Annual Fuel Cost to Produce Steam (\$)	Annual Energy Savings as Percent of Annual Steam Fuel Cost
\$532,940	1.8%
\$1,579,231	2.6%
\$157,862	3.4%
\$261,558	4.3%
\$661,391	4.6%
\$173,222	5.6%
\$14,790,000	6.0%
\$244,124	6.2%
\$3,131,040	6.7%
\$1,224,997	7.0%
\$1,000,000	9.4%
\$78,934	10.3%
\$136,791	13.9%
\$415,337	15.4%
\$1,744,680	20.2%
\$183,889	25.3%
\$619,016	33.5%
\$1,456,000	49.2%

A tabela Tabela 51 Resultados Ponderados dos levantamentos efetuados [61]. apresenta os resultados ponderados.

Tabela 51 Resultados Ponderados dos levantamentos efetuados [61].

Scoping Tool Areas and Questions	Possible Score	Average, IAC Responses	Std. Deviation, IAC Responses
1. STEAM SYSTEM PROFILING			
STEAM COSTS			
SC1: Measure Fuel Cost to Generate Steam	10	7	5
SC2: Trend Fuel Cost to Generate Steam	10	6	5
STEAM/PRODUCT BENCHMARKS			
BM1: Measure Steam/Product Benchmarks	10	4	5
BM2: Trend Steam/Product Benchmarks	10	4	5
STEAM SYSTEM MEASUREMENTS			
MS1: Measure/Record Steam System Critical Energy Parameters	30	18	9
MS2: Intensity of Measuring Steam Flows	20	5	7
STEAM SYSTEM PROFILING SCORE	90	44	28
2. STEAM SYSTEM OPERATING PRACTICES			
STEAM TRAP MAINTENANCE			
ST1: Steam Trap Maintenance Practices	40	24	7
WATER TREATMENT PROGRAM			
WT1: Water Treatment – Ensuring Function	10	8	3
WT2: Cleaning Boiler Fireside/Waterside Deposits	10	9	3
WT3: Measure Boiler TDS, Top/Bottom Blowdown Rates	10	8	4
SYSTEM INSULATION			
IN1: Insulation – Boiler Plant	10	9	3
IN2: Insulation – Distribution/End Use/Recovery	20	14	8
STEAM LEAKS			
LK1: Steam Leaks – How Often	10	6	5
WATER HAMMER			
WH1: Water Hammer – How Often	10	8	3
MAINTAINING EFFECTIVE STEAM SYSTEM OPS.			
MN1: Inspecting Important Steam Plant Equipment	20	16	6
STEAM SYSTEM OPERATING PRACTICES SCORE	140	102	18
3. BOILER PLANT OPERATING PRACTICES			
BOILER EFFICIENCY			
BE1: Measuring Boiler Efficiency – How Often	10	6	4
BE2: Flue Gas Temperature, O ₂ , CO Measurement	15	9	6
BE3: Controlling Boiler Excess Air	10	6	4
HEAT RECOVERY EQUIPMENT			
HRI: Boiler Heat Recovery Equipment	15	6	6
GENERATING DRY STEAM			
DS1: Checking Boiler Steam Quality	10	3	4
BOILER OPERATION			
GB1: Automatic Boiler Blowdown Control	5	3	3
GB2: Frequency of Boiler High/Low Level Alarms	10	9	2
GB3: Frequency of Boiler Steam Pressure Fluctuations	5	4	2
BOILER PLANT OPERATING PRACTICES SCORE	80	45	13
4. STEAM DISTRIBUTION, END USE, RECOVERY OPERATING PRACTICES			
MINIMIZE STEAM FLOW THROUGH PRVs			
PR1: Options for Reducing Steam Pressure	10	5	3
RECOVER AND UTILIZE AVAILABLE CONDENSATE			
CR1: Recovering and Utilizing Available Condensate	10	8	3
USE HIGH-PRESSURE STEAM TO MAKE LOW-PRESSURE CONDENSATE			
FS1: Recovering and Utilizing Available Flash Steam	10	1	3
DISTRIBUTION, END USE, RECOVERY PRACTICES SCORE	30	14	6
TOTAL STEAM SCOPING TOOL SCORE	340	205	47
TOTAL STEAM SCOPING TOOL SCORE (%)		60%	14%

Pela observação desta tabela, pode-se reparar que as áreas de intervenção são semelhantes ao que foi seguido neste trabalho. Com a vantagem de nesta tabela ter-se ponderado a existência ou não destas medidas.

As poupanças e os *payback*, por tipo de medida estão reunidas na tabela 53.

Tabela 52 Medidas e *payback* nos 18 levantamentos [61].

Poupanças anuais (superiores a 20 000 US\$) em energia e períodos de recuperação em resultado dos levantamentos da IAC em 18 Instalações de vapor		
Descrição das melhorias	Economia anual (US\$)	Payback / anos
Ajuste das caldeiras e aquisição de analisador de combustão	20730	0,3
Opção por usar tanque de alimentação de água doce tratada	24500	0,25
Instalação de economizador. Reduzir temperatura da chaminé em 100°F (37,7 °C)	28000	3,5
Aplicar no cartão humedecido e antes da colagem da fita adesiva , água com "spray" em vez de vapor	28190	0,4
Instalar controlo automático na relação ar/ combustível	33580	0,7
Instalar economizador na caldeira de 600 HP	34291	0,6
Aplicar isolamento térmico nas superfícies quentes das prensas	35467	0,3
Instalar economizador para reduzir a temperatura dos gases e aumentar a eficiência	44160	1,5
Reparar fugas de vapor	46670	< 0,1
Nas prensas paradas, fechar as válvulas de saccionamento (instalar válvulas)	54060	0,3
Usar de uma cogeração calor e electricidade	54400	5,3
Rever e melhorar desempenho do queimador	66300	0,3
Aplicar controlo de vapor nos cilindros	75509	0,3
Instalar economizador para pré-aquecimento da água de alimentação	84500	0,09
Instalar controlo automático na relação ar/ combustível	150030	0,1
Redução do excesso de ar na caldeira	174786	0,6
Redução do excesso de ar na caldeira	174786	0,6
Redução do excesso de ar na caldeira	225925	0,4
Recuperação de calor de água rejeitada	241800	1
Redução do excesso de ar na caldeira	315564	0,3
Converter a operação apenas para uma caldeira	600000	mínimo

7.7. Monitorização

Monitorizar e atingir metas 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 (*targeting*) é a identificação de níveis de consumos de energia desejáveis.

• Elementos dos sistemas de Monitorização & Metas (M&T)

Os elementos essenciais de uma M&T são:

- **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 *standards* apropriados ou *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 (Figura 116).

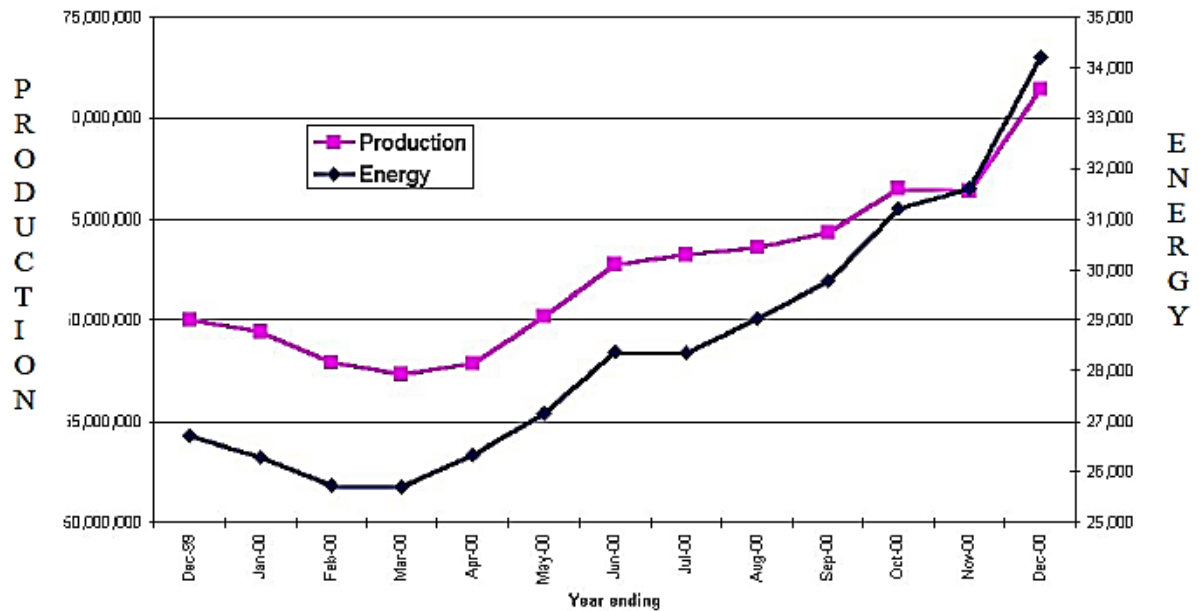


Figura 116 Evolução mensal de consumos de energia – produção [65].

• Gráfico Energia/produção

A relação entre o consumo de energia e a produção é normalmente linear, isto é, os consumos de energia crescem proporcionalmente com a produção.

O gráfico “energia vs produção” (Figura 117) é uma reta de regressão, do tipo $y = a x + b$. No eixo dos yy representa-se a energia em função da produção, que está representada no eixo xx. Obtém-se a recta (normalizada) de equação [66]:

$$E = e + (m \times P) \quad (67)$$

Em que:

- E - energia consumida para uma dada produção.
- e - energia de perdas, que é consumida mesmo sem produção.
- m - declive da recta (tendência).
- P - produção.

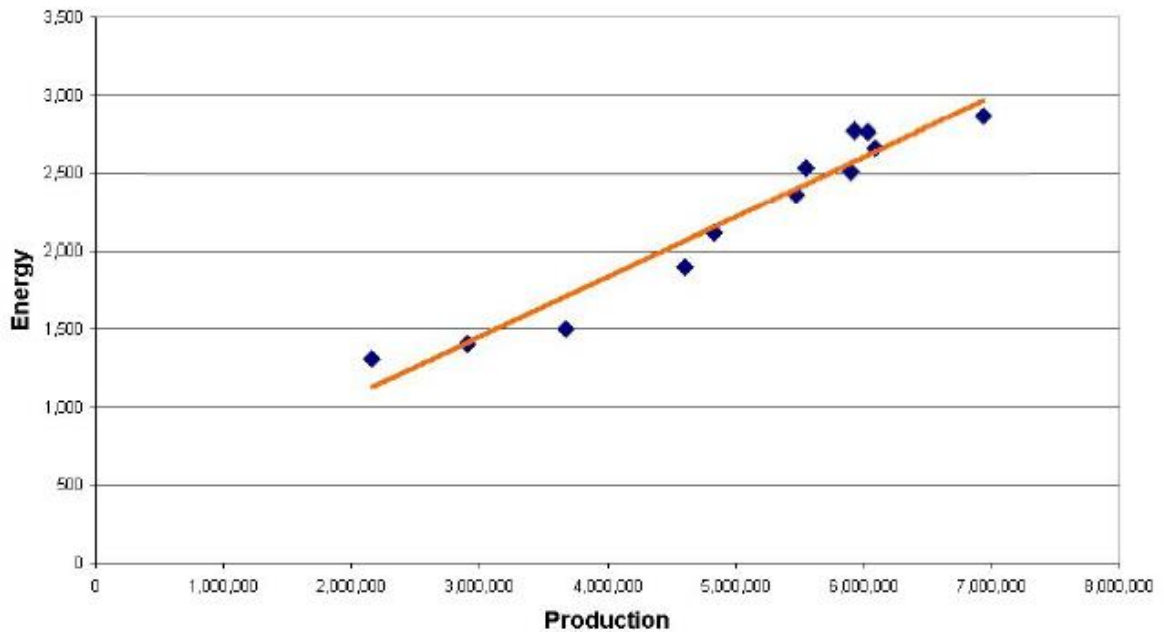


Figura 117 Relação energia vs produção [65].

Para todas as medições e aferições de consumos, é essencial a existência de contadores. Por exemplo, no caso da eletricidade e da água o custo de instalação de contadores perfeitamente aceitável, permitindo mesmo a instalação de um contador por consumidor; no entanto, no caso de sistemas de vapor, o seu custo é de tal maneira elevado que é mesmo rara a instalação de contadores por secções. Uma possível solução para se avaliar os consumos específicos de vapor de cada máquina, será a de dotar a tubagem de alimentação de vapor de cada máquina de um troço com flanges que permita a instalação temporária de um contador.

Claro que esta solução não é a ideal. O desejável é equacionar muito bem a vantagem do investimento em vários contadores que, por várias comprovadas experiências, tem retorno relativamente rápido, não só em termos de monitorização de energia, mas também como valiosa ajuda na manutenção dos sistemas de vapor. A tendência é a de, cada vez mais ser possível monitorizar em contínuo consumos, perdas de vapor por purgadores, válvulas de segurança e de controlo, eficiência de permutadores. Esta será então uma poderosa facilidade na gestão de energia, produção e manutenção.

8. Casos práticos.

Resultados e conclusões.

8.1. 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 juntos de algumas empresas, avaliações dos seus sistemas de vapor. As empresas que pacientemente se sujeitaram a esta avaliação foram as seguintes:

- Inapal Plásticos, S.A.
- Prio – Biocombustíveis, S.A.
- ISEP- Laboratório de Química.
- Exemplo de fábrica de derivados de soja
- Exemplo de fábrica de Cartão Canelado
- Malhas Sonix

Embora não tenha sido possível efetuar este levantamento numa instalação hospitalar, dada a sua importância, e a crescente tendência neste setor pelo abandono da opção por geradores de vapor, introduz-se também aqui alguns apontamentos.

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 ou motorizadas, válvulas termostáticas, filtros tipo “Y”, contadores e válvulas de segurança:
 - Codificação destes componentes.

- Verificação “visual” do estado destes componentes (com exceção dos purgadores).
- Verificação do funcionamento dos purgadores por teste ultra sónico.
- 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.

Com o objetivo de tentar de algum modo compensar as várias empresas, pela simpatia e suporte que demonstraram em todo o processo, foi fornecido a cada empresa um *dossier* que inclui;

- Esquemas isométricos da instalação de vapor.
- Levantamento da Central Térmica, listagens da base de dados de; purgadores, válvulas de controlo, válvulas redutoras de pressão, filtros, válvulas de seccionamento, contadores e válvulas de segurança.
- Suporte informático destas listagens.
- Relatório escrito do estado e eficiência do atual sistema de vapor. Recomendações de beneficiação. (Para possíveis interessados e com consentimento das empresas, poderão ser fornecidas cópias destes relatórios).

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

- Identificação da empresa.
- Breve descrição do processo produtivo da empresa.
- Caracterização do sistema de vapor.
- Componentes do sistema de vapor.
- Resumo das situações avaliadas.
- Resumo do potencial de economia de energia.

8.2. Inapal Plásticos, S.A.

- Identificação da empresa

Nome da Empresa:	Inapal Plásticos S.A.		
Endereço da Instalação Fabril:	Rua Estação do Araújo		
Código Postal:	4465-623 LEÇA DO BALIO		
Concelho:	Matosinhos	Distrito:	Porto
Nome/Cargo de Pessoa de Contacto:	Eng. Pedro Costa / Director de Manutenção		
Telefone:	229439999	Telefax:	229444601
E-mail:	Inapal.geral@inapalplasticos.pt	INTERNET:	Www.inapalplasticos.pt
Classificação de actividade económica – CAE	29320		
Principais produtos da Instalação Fabril:	Produtos plásticos para sector automóvel		
Data de arranque da Instalação Fabril / Central Térmica:	1974		
Número de Empregados:	285		

- Breve descrição do processo produtivo da empresa

A Inapal Plásticos S.A. tem mais de 40 anos de experiência na indústria automóvel, inicialmente com peças em chapa, como Inapal S.A., e posteriormente com compósitos. Começou a trabalhar com o SMC (*Sheet Moulding Compound*), nos anos 80 do século XX e posteriormente começou a produzir em GMT (*Glass Mat.Thermoplastics*), LFG (Granulado Termoplástico de Fibra de Vidro Longas) e LFT (Termoplásticos diretos de Fibra de Vidro Longas). Atualmente possuem duas fábricas, uma no norte de Portugal em Leça do Balio, e outra no sul, em Palmela, no Parque Industrial VW Autoeuropa. Ambas estão equipadas com equipamentos de última geração. Possuem uma lista de clientes extensa e encontram-se espalhados pelo mundo: Portugal, Espanha, França, Alemanha, Inglaterra, Itália, Eslovénia, Brasil e México.

Conforme encomendas, os vários moldes são escolhidos e, como possuem grandes massas são dirigidos para a secção de pré-aquecimento de moldes com vapor. Determinado pela produção, são então montados nas várias prensas, que podem ir dos 1000 kN até cerca 40000 kN. São efetuadas as ligações de vapor e recolha de condensados por mangueiras flexíveis, aos sistemas de válvulas de controlo de temperatura e às estações de conjuntos de purga. As válvulas de controlo são comandadas por controladores eletrónicos PID com temperaturas de controlo de 130 a cerca 160°C, com erros máximos de $\pm 1^\circ\text{C}$. Um operador ou um sistema de *robots* (Figura 118), conforme a prensa, colocam a placa (material SMC ou GMT) sobre o molde já devidamente aquecido e baixam a prensa. Passados alguns segundos, a prensa hidráulica é aberta e a peça retirada, podendo ser ou não necessário algum acabamento. As peças que requerem pintura passam por uma fase de lavagem e desengorduramento, em tanques também aquecidos a vapor.



Figura 118 Inapal, prensa operada por *robots*.

• Caracterização do sistema de vapor

A central térmica da Inapal (Figura 119), inclui;

- Gerador de vapor marca “GEVA”, capacidade de produção de 4000 kg/h, timbre 12 bar. Produz vapor a cerca de 9/10 bar. Normalmente em funcionamento. Possui associado um economizador para pré-aquecimento da água de alimentação.

- Gerador de vapor marca “Morisa”, capacidade de produção de 2000 kg/h, timbre 9,8 bar. Usada como apoio e em paragens da caldeira GEVA.
- Desgaseificador.

O vapor das caldeiras é dirigido para um coletor, equipado com várias válvulas, de onde saí a tubagem principal de 4” para a fábrica.

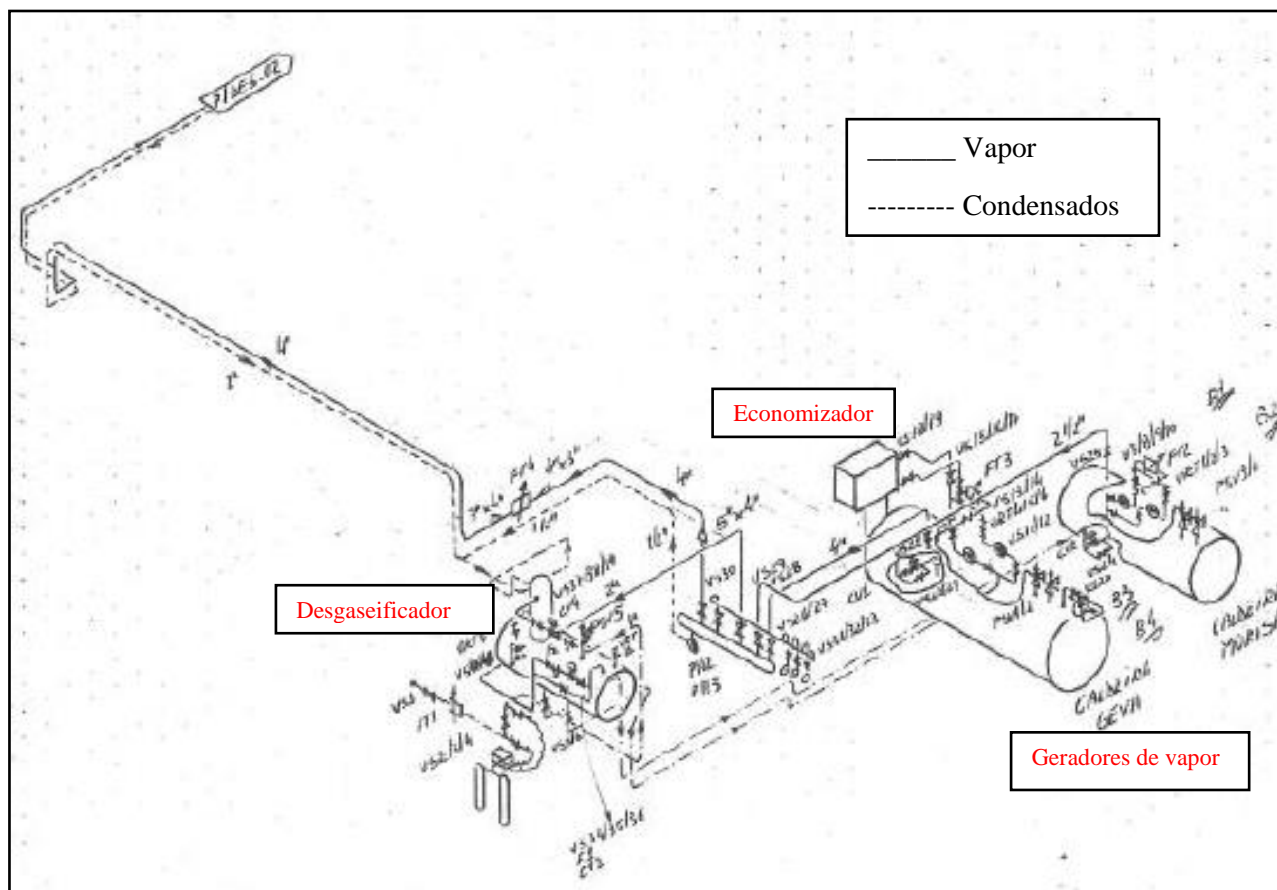


Figura 119 Inapal, esquema simples da central térmica.

Na fábrica, a tubagem de 4”, descarrega num novo coletor. Deste coletor saem:

- Tubagem de 3” que alimenta um grupo de seis prensas (Figura 120), no lado direito. A recolha de condensado é feita para uma tubagem paralela de vapor, que se situa a cerca de 3 metros de altura.
- Outra tubagem de 3”, para um grupo à esquerda, de cinco prensas. As três prensas iniciais, enviam o condensado para tubagem paralela ao vapor. As outras duas prensas, mais modernas, possuem as ligações de vapor e condensado em piso inferior. Neste piso existe um grupo de bombagem (que funciona a vapor) que recolhe e dirige todo o condensado para o desgaseificador na central Térmica.

- Finalmente, deste coletor, a tubagem de 1-1/2" vai alimentar o túnel de lavagem e a estação de válvulas redutoras que constituem a secção de pré-aquecimento de moldes.

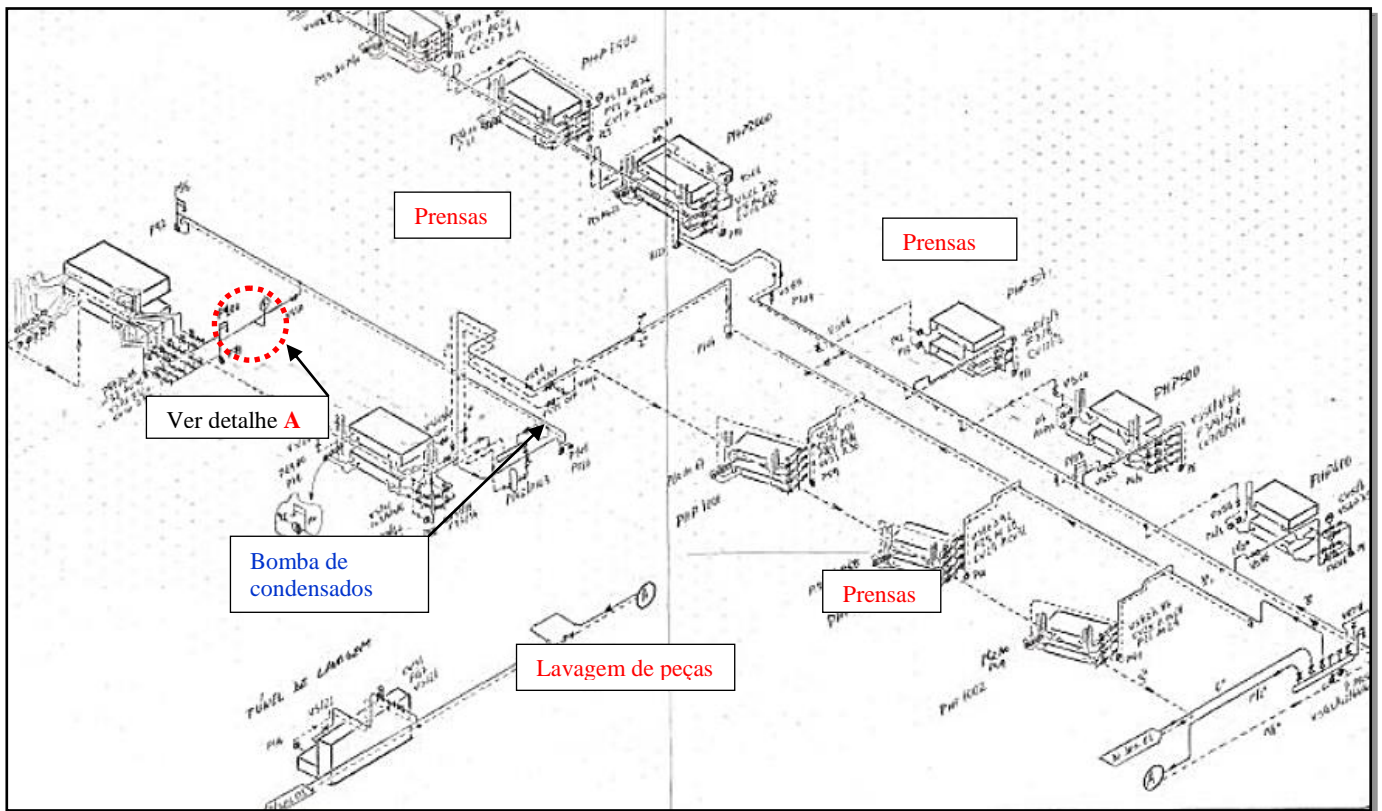


Figura 120 Inapal, esquema simplificado do sector das prensas.

O detalhe A indicado na figura anterior é clarificado na Figura 121.



Figura 121 Inapal, pormenor "A" da estação de válvulas de controlo de vapor.

• Componentes do sistema de vapor

Foram catalogados os seguintes equipamentos:

- 134 Conjuntos de Purga
- 137 Válvulas de seccionamento (não estão incluídas as válvulas associadas aos conjuntos de purga)
- 61 Filtros tipo “Y”(não estão incluídos os filtros associados aos conjuntos de purga)
- 5 Válvulas de segurança.
- 52 Válvulas de controlo pneumáticas.
- 14 Válvulas redutoras de pressão auto-atuadas.
- 9 Válvulas de retenção.
- 4 Contadores (3 de água e 1 de vapor).

Foram fornecidas á empresa, listagens com a globalidade destes componentes devidamente codificados e localizados nos isométricos fornecidos.

• Resumo dos pontos avaliados

Os pontos observados foram os seguintes:

1. Análise de combustão

Com um analisador de combustão, marca “Testo” de gamas e resoluções indicadas na tabela 54, procedemos á análise de combustão com os resultados indicados na tabela 55.

Tabela 53 Gamas e resoluções do analisador Testo.

Measurement parameter	Measurement range	Resolution	Accuracy	Response time t90 @ 22 °C
O ₂	0.0 to 21.0 Vol. %	0.1 vol. %	±0.2 vol. %	30s
CO	0 to 4000 ppm	1 ppm	±20 ppm (0...400 ppm) ±5% v. Mw. (401...2000 ppm) ±10% v. Mw. (2001...4000 ppm)	60s
COamb	0 to 4000 ppm	1 ppm	±20 ppm (0...400 ppm) ±5% v. Mw. (401...2000 ppm) ±10% v. Mw. (2001...4000 ppm)	60s
Draught	-20.00 to 20.00 hPa	0.01 hPa	± 0.03hPa (-3.00 to 3.00 hPa) ±1.5% of meas. val. (rest of range)	-
Measurement parameter	Measurement range	Resolution	Accuracy	Response time t90 @ 22 °C
ΔP	-40.0 to 40.0 hPa	0.1 hPa	± 0.5hPa	-
Flue gas temperature	0.0 to 400.0 °C	0.1°C	± 1°C (0.0 to 100.0°C) ± 1.5% of meas. val. (>100°C)	<50s
Ambient temperature	-20.0 to 100.0 °C	0.1°C	± 1°C	<50s

Tabela 54 Resultados da análise de combustão.

ANÁLISE DA COMBUSTÃO			
	Chama mínima	Chama média	Chama máxima
-Tempo de funcionamento de cada chama (%)	20	60	20
-Temperatura de saída dos gases de combustão (°C)	188	191	203
Composição dos gases de combustão			
- Teor de O ₂ (%):	9,5	6	4,1
- Teor de CO ₂ (%):	6,2	8,4	9,5
- Teor de CO ppm):	8	16	20
- Índice de Opacidade (n°):			
Excesso de ar de combustão (%)	75	37	23

Com estes resultados e seguindo o método das perdas procedeu-se à determinação do rendimento da caldeira e custo do vapor por tonelada. Estes valores constam na tabela 56:

Tabela 55 Determinação do rendimento da caldeira e custo do vapor.

RENDIMENTO TÉRMICO (base PCI)			
Opção - Cálculo pelo Método das Perdas =			η
= 100 – (somatório de todas as perdas) (%)			
	Chama mínima	Chama média	Chama máxima
P_{cv} = Perdas associadas ao combustível nas cinzas volantes (%) (p/ combustível sólido)			
P_{cf} = Perdas associadas ao combustível nas cinzas de fundo (%) (p/ combustível sólido)			
P_{gc} = Perdas associadas ao calor sensível nos gases secos de combustão (%)	10,703	8,041	7,609
P_{H₂O} = Perdas associadas à entalpia do vapor de água nos gases de combustão (%)	2,676	2,708	2,837
P_{co} = Perdas associadas a inqueimados nos gases de combustão (%)	0,198	0,23	0,238
P_p = Perdas associadas às purgas (%)	1,513	1,642	1,647
P_r = Perdas por radiação, convecção e outras perdas não-contabilizáveis (%)	1,5	1,5	1,5
TOTAL DE PERDAS (%)	16,59	14,121	13,831
Rendimento Térmico em cada Chama (%) = 100 - Σ Perdas	83,41	85,879	86,169
DADOS RELATIVOS AO AR			
Custo/ tonelada de vapor (EUR/ t)			33,35

2. Alimentação de água modulante à caldeira GEVA

Neste Gerador de vapor o controlo de nível é garantido por uma sonda capacitiva e controlador com “output” de 4-20 mA para o variador de velocidade da bomba. Aparentemente parece um sistema perfeito. No entanto, atendendo aos gráficos de

desempenho desta bomba, para 0 m³/h (arranque) e os 5m³/h e para uma altura de 110 m, verifica-se que a gama de controlo vai cair entre 85 e 95% da velocidade da bomba ou seja correspondente a um sinal de controlo de 17,6 e 19,2 mA, o que manifestamente se afasta do tipo desejado de controlo modulante sendo na prática um controlo “ON/OFF” (tudo/nada). Não esquecer também da necessidade de termos caudal suficiente de modo a retirar o máximo rendimento do economizador. Uma solução mais interessante passa por controlar a bomba por pressão, neste caso 11 barg e passarmos o controlo de nível para uma válvula automática a instalar a jusante da bomba. Como se sabe, a capacidade de controlo linear modulante de uma válvula é muito mais rápida e eficaz comparativamente à da bomba.

3. Purgas da caldeira

Obtiveram-se os seguintes valores:

- TDS atual.....1476 μS / cm.
- TDS água de alimentação..... 101 μS /cm.
- Custo da água tratada.....1,5 € / m³.
- Produção anual estimada de vapor.....1827,26 Toneladas.

Sendo o valor de TDS admissível. De 4000 μS / cm. Implantando-se um sistema de purga automática controlada, consegue-se a seguinte economia;

- A economia em água tratada será de cerca 87 m³ / ano ou seja, cerca de 130,5 €/ano.....(A)
- E em combustível 1 948 m³N de gás natural, cerca de 954,52 €/ ano.....(B)
- Economia pela recuperação do vapor de reevaporação - 7240 kg/ano de vapor (a 33,3 €/ Ton. Vapor), a economia resultante é de cerca 241€/ ano.....(C)
- Economia adicional pela recuperação de calor do caudal de purga residual -
- 320,3 m³N gás natural/ano, a 0,49 €/m³N tem-se 157 €/ ano.....(D)

A poupança anual é então: A+B+C+D = 1483 €/ ano

4. Falta de 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.....22512 W
- Válvulas de controlo.....5648 W

- Redutoras de pressão.....1960 W
- Purgadores de flutuador.....2720 W

Considerando então o total de 32840 W e um ano de funcionamento da instalação de 4000 horas, a perda ascende a 131360 kW.

5. Desempenho dos conjuntos de purga

Foi efetuado teste ao funcionamento dos purgadores de condensado de vapor, num total de 134 e detetaram-se 17 purgadores com fuga de vapor, o equivalente a 178,1 kg/h. Igualmente considerando um ano de 4000 horas (pois nem todos que estão em fuga estão sempre ligados) tem-se uma perda de cerca 12500 €/ano.

Notas: de acordo com o que foi referido no trabalho esta perda é de 50% da que dá pelo cálculo da equação de Napier.

6. Recuperação do vapor de reevaporação na estação de bombagem de condensado

Partindo da informação relativa ao vapor produzido anualmente de 1.827.260 kg / ano (e que, como já foi referido, será superior, dado os registos em falta) e que o retorno de condensados é de 80 %, o caudal de vapor de reevaporação é de 13,39 % equivale então a 244 789 kg/ ano, que em cerca de 2000 horas representa uma média de 122 kg/ h ou seja cerca de 76 kW/ h que é mais do que suficiente para as necessidades dos balneários por exemplo. As 244,7 toneladas/ ano de vapor recuperadas representam cerca de 8160 €/ ano.

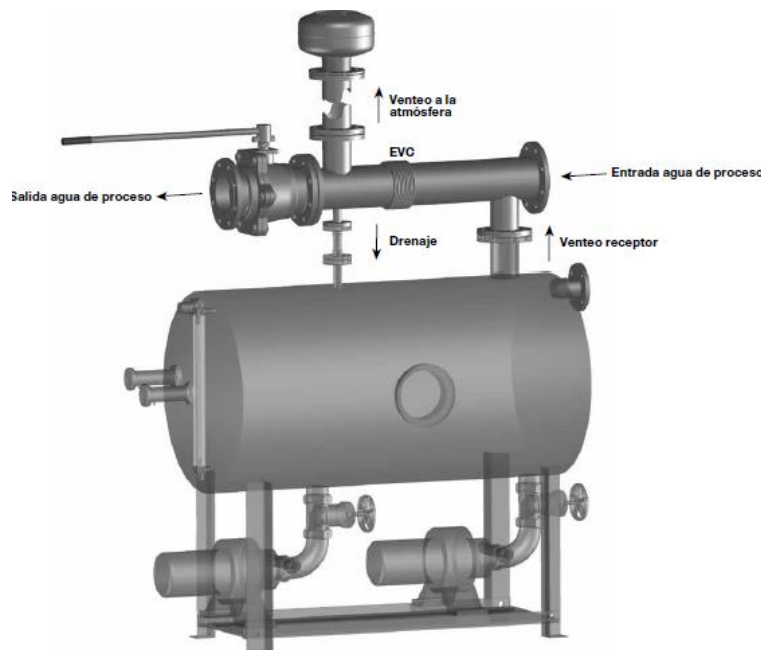


Figura 122 Permutador montado sobre depósito de condensados para recuperação do vapor de *flash* [67].

• **Resumo do potencial de economia de energia (Tabela 57)**

Tabela 56 Resumo do potencial de economia de energia.

Medida(s) de economia de energia proposta (s)	Economia anual de combustível		Investimento (EUR)	"Payback" (anos)	
	em Consumo	em Custos			
	(m ³ /ano)	(GJ/ano)	(EUR/ano)		
Medidor portátil de O ₂	1243,5	47,05	609,32	1200	1,97
Alteração do controlo modulante da caldeira GEVA				2400	
Automatização das purgas de desconcentração (purga+água)	2760,24	104,4	1352,52	2000	1,47
Registo de temperaturas do economizador da caldeira GEVA				450	
Isolamento térmico de válvulas	12497	472,9	6123	10000	1,63
Manter prensas fechadas	2340	88,5	1146,6	0	0
Reparação de purgadores	12833	485,6	6274	2000	0,32
Recuperação vapor "Flash"	17627	667	8337	10000	1,2
TOTAL	49300,7	1865,45	23842,44	28050	1,17647355

8.3. Prio- Biocombustíveis, S.A.

• Identificação da empresa

Nome da Empresa:	Prio Biocombustíveis S.A.		
Endereço da Instalação Fabril:	Terminal de Graneis Líquidos - Porto de Aveiro		
Código Postal:	3834- 907 Gafanha da Nazaré		
Concelho:	Gafanha da Nazaré	Distrito:	Aveiro
Nome/Cargo de Pessoa de Contacto:	Joaquim Rodrigues / Diretor de Manutenção		
Telefone:	234393090	Telefax:	234393099
E-mail:	Joaquim.rodrigues@prioenergy.com	Internet:	www.prioenergy.com
Classificação de atividade económica – CAE	20591		
Principais produtos da Instalação Fabril:	Fabricação de biodiesel		
Data de arranque da Instalação Fabril / Central Térmica:	09-02-2006		
Número de Empregados:	285		

• Breve descrição do processo produtivo da empresa

A Prio Biocombustíveis possui uma unidade de produção de biodiesel no Porto de Aveiro, com capacidade para 113 880 Ton/ ano, com um laboratório de controlo de qualidade em funcionamento 24 horas por dia. Possui ainda para armazenagem um parque de tanques (*Tank farm*). O biodiesel é o nome mais comum dos ésteres metílicos de ácidos gordos (FAME, *Fatty Acid Methyl Ester*), e é produzido através da transesterificação de óleos e gorduras (triglicéridos). O biodiesel PRIO é produzido de acordo com a mais avançada tecnologia seguindo processos e métodos que garantem a qualidade do produto final. Tendo como base as especificações da Norma Europeia de qualidade EN14214. O biodiesel é um combustível alternativo ao gasóleo e já é produzido industrialmente em grande escala em Portugal desde 2006. O biodiesel pode ser utilizado como substituto do

diesel convencional e não exige alterações do motor. Dadas as suas características de inflamabilidade e biodegradabilidade, o biodiesel é uma alternativa ao *diesel*, mais segura e biodegradável.

O biodiesel tem vindo a ser cada vez mais encarado como uma ferramenta de redução de CO₂, tem vindo a assumir uma importância crescente na promoção da sustentabilidade, em Portugal e no restante espaço comunitário. Em Portugal e desde o dia 1 de Janeiro de 2010, todo o gasóleo rodoviário (dito convencional) comercializado no Território Nacional Português tem uma incorporação de 7% de biodiesel pelo que, ao abastecer com Gasóleo em qualquer rede de postos de abastecimento de combustíveis em Portugal, está na realidade a utilizar um **Gasóleo com 7% de biodiesel (B7)**.

A Prio importa óleos vegetais; palma, soja, girassol, colza. Nos últimos tempos também processa óleos usados. Biodiesel é uma mistura de esteres metílicos (FAME), e usa o metanol. No processo observa-se a seguinte reação (Figura 123):

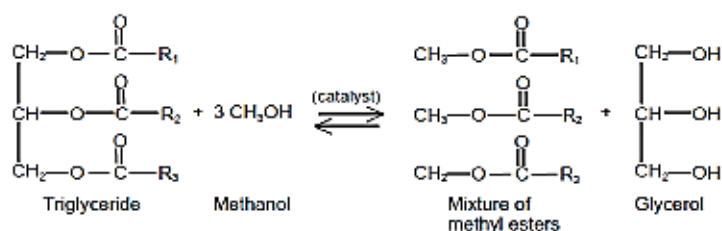


Figura 123 Reação química na produção de biodiesel [68].

As fases de produção são as seguintes [68]:

- Reação do álcool com gordura;
- Catalisador alcalino;
- Separador de fases (decantação);
- Remoção do excesso de álcool;
- Neutralização e lavagem;
- Secagem;
- Filtração para remoção.

O uso de vapor para além das habituais aplicações em permutadores de calor e *reboilers* têm um uso crítico na secagem e separação de fases, em que um dos intervenientes principais é o vácuo. Esta pressão de vácuo é conseguida com *venturis* (ejectores) de vapor em que a sua qualidade é fundamental para o sucesso das operações (nomeadamente, o seu título ser o mais elevado possível). No parque de tanques o vapor é usado em serpentinas

para manter os óleos nas viscosidades pretendidas. A Figura 124 mostra o processo do fabrico de biodiesel.

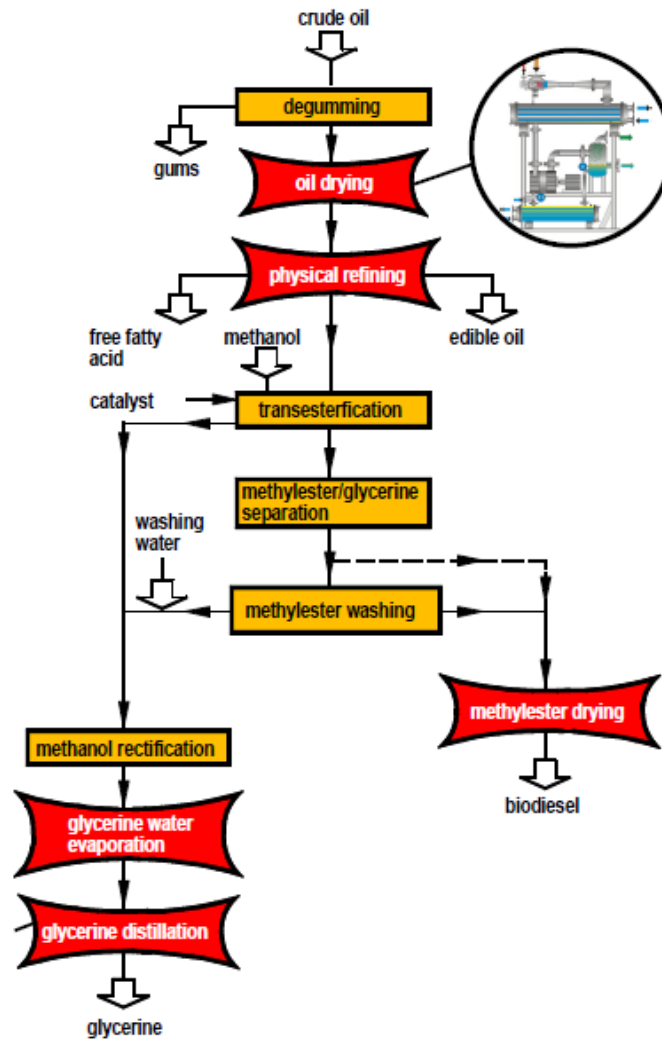


Figura 124 Diagrama no processo de fabrico de biodiesel [69].

• Caracterização do sistema de vapor

A central térmica da PRIO (Figura 125), inclui;

- Gerador de vapor marca “AMBITERMO”, capacidade de produção de 8000 kg/h, timbre 12 bar. Produz vapor a cerca de 9 bar. Possui associado um economizador para pré- aquecimento da água de alimentação. O queimador principal é a gás natural, mas também pode queimar glicerina.
- Desgaseificador.

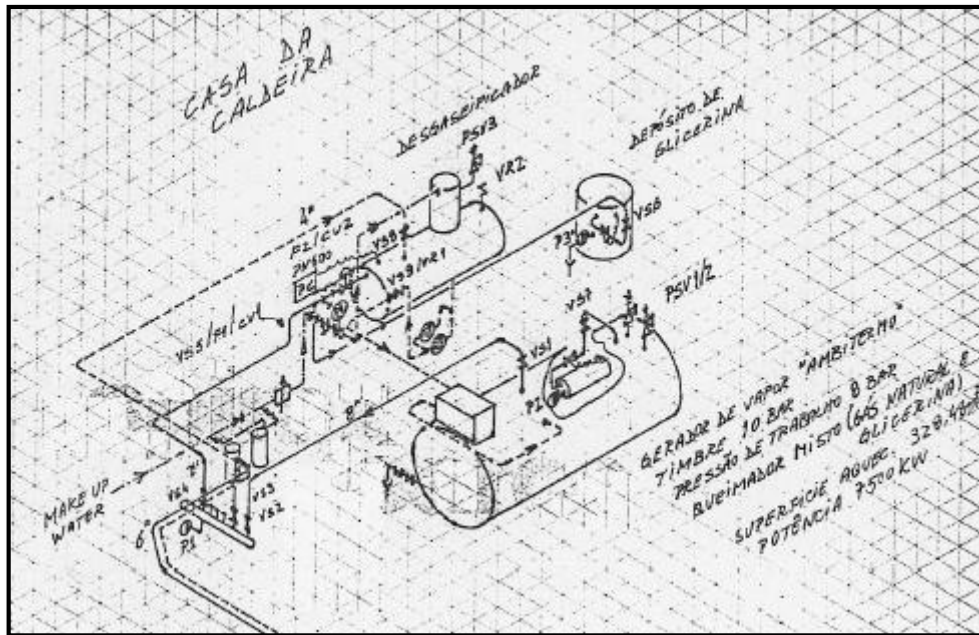


Figura 125 Prio Biocombustíveis, esquema simples da central térmica.

O vapor das caldeiras (Figura 126) é dirigido para um coletor, equipado com várias válvulas, de onde sai a tubagem principal de 8” para a fábrica e tanque de armazenagem. Já no exterior, a tubagem de 8” passa por uma estação de redução de pressão de 8 para 3 barg. Ramifica para a direita em 6” para abastecer vapor toda a refinaria, nas aplicações de permutadores, *reboilers*, colunas e produção de vácuo. Segue em frente em 3” para o parque de tanques.

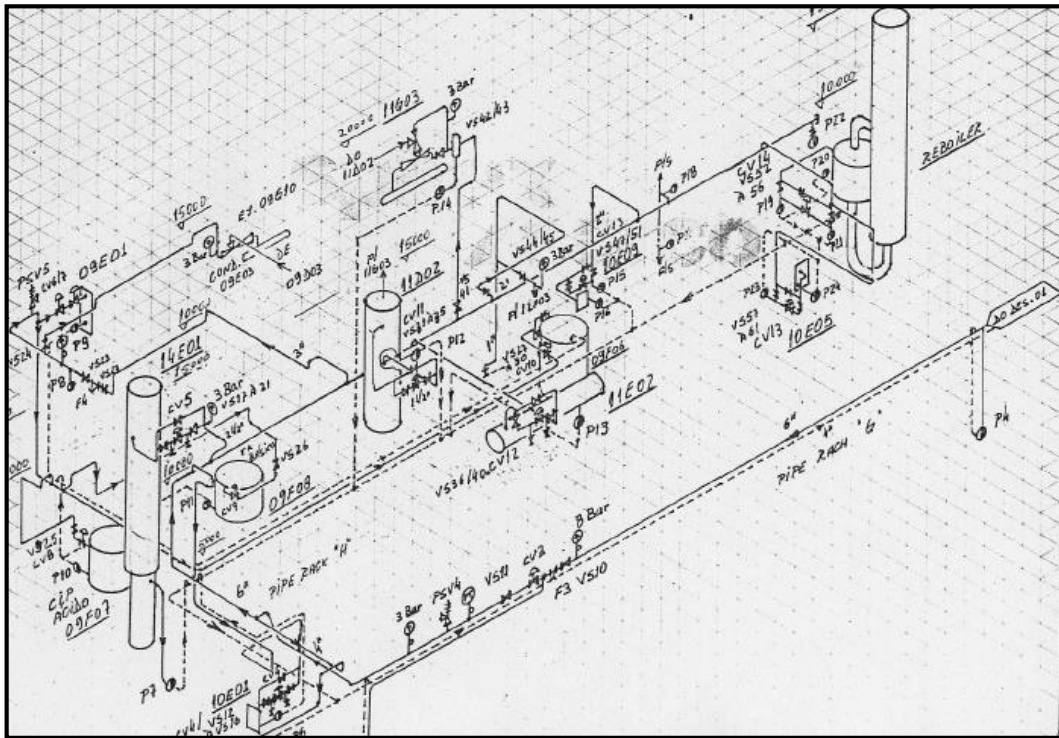


Figura 126 Prio Biocombustíveis, distribuição de vapor para a refinaria.

Finalmente, no parque de tanques e desta tubagem de 3" derivam várias ramificações para as serpentinas de 12 tanques.

• Componentes do sistema de vapor

Foram catalogados os seguintes equipamentos:

- 40 Purgadores.
- 91 Válvulas de seccionamento (não estão incluídas as válvulas associadas aos conjuntos de purga).
- 4 Filtros tipo "Y" (também não estão incluídos os filtros que fazem parte dos conjuntos de purga).
- 5 Válvulas de segurança.
- 24 Válvulas de controlo
- 2 Válvulas de retenção (não estão incluídas as válvulas associadas aos conjuntos de purga).

• **Resumo dos pontos avaliados**

Foram os seguintes os pontos observados:

1. Purgas da caldeira

Obtiveram-se os seguintes valores:

- TDS atual.....340 $\mu\text{S} / \text{cm}$.
- TDS água de alimentação..... 24 $\mu\text{S} / \text{cm}$.
- Custo da água tratada.....1,0 €/ m^3 .
- Produção anual estimada de vapor.....25900 Ton. (3700 kg/h x 7000 horas)

A Prio não pretende ultrapassar o valor de TDS admissível de 2500 $\mu\text{S} / \text{cm}$. Já possuem controlador, apenas o *set point* deverá ser alterado, consegue-se a seguinte economia:

- A economia em água tratada será de cerca 1714 m^3/ano ou seja, cerca de 1714 €/ano.....(A)
 - E em combustível 35095 Nm^3 de gás natural, cerca de 17196 €/ano(B)
- Podem instalar um sistema de recuperação de vapor *flash* e recuperar;
- Economia pela recuperação do vapor de reevaporação - 36251 kg/ano de vapor (a 31 €/ Ton. Vapor), a economia resultante é de cerca 241 €/ ano.....(C)
 - Economia adicional pela recuperação de calor do caudal de purga residual - 843 m^3N gás natural /ano, a 0,49 €/ m^3N tem-se 1590 €/ ano.....(D)

A poupança anual é então de $A+B+C+D = 21623$ €/ano

2. Análise de combustão

Foi efetuada análise de combustão e obtiveram-se os resultados incluídos na Tabela 58.

Tabela 57 Resultado da análise de combustão.

ANÁLISE DA COMBUSTÃO	
-Temperatura de saída dos gases de combustão (°C)	120,8
Composição dos gases de combustão	
- Teor de O ₂ (%):	3,03
- Teor de CO ₂ (%):	11,9
- Teor de NO(ppm):	73
- Teor de NO _x (ppm):	77
- Teor de CO(ppm):	0
- Eficiência %	93,3
Excesso de ar de combustão (%)	4,15

Com estes resultados e seguindo o método das perdas procedeu-se à determinação do rendimento da caldeira e custo do vapor por tonelada. Estes valores constam Tabela 59.

Tabela 58 Rendimento da caldeira.

RENDIMENTO TÉRMICO (base PCI)	
Opção - Cálculo pelo Método das Perdas =	
$\eta = 100 - (\text{somatório de todas as perdas}) (\%)$	
Perdas	
P_{cv} = Perdas associadas ao combustível nas cinzas volantes (%) (p/ combustível sólido)	
P_{cf} = Perdas associadas ao combustível nas cinzas de fundo (%) (p/ combustível sólido)	
P_{gc} = Perdas associadas ao calor sensível nos gases secos de combustão (%)	3,345
P_{H2O} = Perdas associadas à entalpia do vapor de água nos gases de combustão (%)	0,22
P_{CO} = Perdas associadas a inqueimados nos gases de combustão (%)	0
P_p = Perdas associadas às purgas (%)	0,042
P_r = Perdas por radiação, convecção e outras perdas não-contabilizáveis (%)	0,016
TOTAL DE PERDAS (%)	3,623
Rendimento Térmico em cada Chama (%) = 100 - Σ Perdas	96,377
CUSTO DO VAPOR	
Custo/ tonelada de vapor (EUR/ t)	31,86

Este bom desempenho está relacionado com o facto de a empresa que efetua as regulações do queimador se ter deslocado à empresa uns dias antes; por isso, estes valores estavam um pouco baixos. É importante a análise frequente aos gases de combustão de modo a solicitar a afinação do queimador antecipadamente, e não numa base temporal (por exemplo anual, que é o mais comum).

3. Emissões de vapor por válvulas de globo

As 91 válvulas de seccionamento aplicadas nas tubagens de vapor são do tipo em que a vedação é de empanque tradicional. A opção gradual por válvulas de globo com vedação por fole reduz drasticamente os custos de manutenção, bem como custos de energia. Na realidade, numa válvula de globo com vedação por empanque (mesmo nova) tem de existir uma folga na haste, que permita a sua rotação e elevação. Sendo assim, esta folga com cerca de 0,025 mm, equivale a um orifício de 1 mm de diâmetro (para válvulas novas). Dada a dificuldade de se determinar a simultaneidade de funcionamento, considerou-se um

ano de trabalho médio de 1500 horas (cerca de 20% das 7000 horas de funcionamento da Fábrica). A perda estimada está reunida na tabela 60, que se segue.

Tabela 59 Emissões de vapor nas válvulas de seccionamento.

Diâmetro	Pressão bar	Fuga Kg/h	Quantidade	Total fugas	Custo anual
200	8	3	2	6	240
150	8	3	2	6	240
150	3	2,8	3	8,4	336
100	3	2,8	2	5,6	224
80	3	2,8	2	5,6	224
65	3	2,8	10	28	1.120
50	3	2,8	17	47,6	1.904
40	3	2,8	11	30,8	1.232
32	3	2,4	4	9,6	384
25	3	2,4	9	21,6	864
20	3	2,4	10	24	960
15	3	2,4	19	45,6	1.824
Totais			91	238,8	9.552,00 €

4. Alagamento com condensado de vapor, nos permutadores 10E01 e 10E09

Atendendo que a maior parte das aplicações nesta instalação incluem válvulas de controlo por temperatura com *set point* baixo, verifica-se a ocorrência da paragem e acumulação de condensado, resultando em controlo de temperatura ineficaz, ocorrência de “martelos de água” e danificação dos tubulares. O rendimento destes permutadores é assim reduzido em mais de 15%. Deve-se optar por instalar bombas/purgador.

5. Desempenho dos conjuntos de purga

Foi efetuado teste ao funcionamento dos purgadores de condensado de vapor, num total de 40 e detetaram-se 9 purgadores com fuga de vapor, equivalente a 113,43 kg/h. Considerando uma média de 1500 horas, pois nem todos que estão em fuga estão sempre ligados, tem-se uma perda de cerca 5262,76 €/ano.

• **Resumo do potencial de economia de energia (tabela 61)**

Tabela 60 Resumo do potencial de economia de energia.

Medida(s) de economia de energia proposta (s)	Economia anual de combustível		Investimento (EUR)	“Payback” (anos)	
	em Consumo				em Custos
	(m ³ /ano)	(GJ/ano)	(EUR/ano)		
Controlo de TDS- <i>alteração do set point</i>	35095	1327	17196	0	0
Recuperação do calor das purgas da caldeira	1438	54,43	2713	4500	1,65
Substituição gradual das válvulas de globo por válvulas com vedação por fole de aço inoxidável.	17536	663	8592	16000	1,86
Reparação de purgadores	10738	406	5262	2000	0,38
TOTAL	64807	2450,43	33763	22500	0,66640998

8.4. ISEP – Laboratório de Química

- Identificação

Nome da Empresa:	ISEP- Laboratório de Química		
Endereço da Instalação Fabril:	Rua Dr. António Bernardino de Almeida, 431		
Código Postal:	4200-072 Porto		
Concelho:	Porto	Distrito:	Porto
Nome/Cargo de Pessoa de Contacto:	Dra. Nídia Caetano /		
Data de arranque da Central Térmica:	2005		

- Breve descrição

Transcreve-se descrição da página da *internet* [70]:

“O Laboratório de Química e Biologia (LQB) engloba vários espaços laboratoriais dedicados a áreas específicas, nomeadamente, a Química Orgânica e Inorgânica (257 m²), os Métodos Instrumentais de Análise (222 m²), a Bioquímica e Microbiologia (193 m²), os Materiais e Corrosão (115 m²).

No LQB é lecionado um grande número de unidades curriculares com temáticas muito diversas, nomeadamente:

- LICENCIATURA EM ENGENHARIA QUÍMICA (Laboratórios I, Laboratórios II, Laboratórios III, Laboratórios IV, Materiais e Corrosão);
- LICENCIATURA EM ENGENHARIA DE COMPUTAÇÃO E INSTRUMENTAÇÃO MÉDICA (Bioquímica, Biossensores);
- LICENCIATURA EM ENGENHARIA DE INSTRUMENTAÇÃO E METROLOGIA (Química, Instrumentação Analítica);
- LICENCIATURA EM ENGENHARIA DE SISTEMAS (Química Aplicada);
- MESTRADO ENGENHARIA MECÂNICA - RAMO MATERIAIS E TECNOLOGIAS DE FABRICO (Degradação e Proteção de Superfícies).

• Caracterização do sistema de vapor

A central térmica da do Laboratório inclui:

- Gerador de vapor de tubos de água, vaporização rápida, marca “Ferreira de Carvalho & Brandão”, capacidade de produção de 250 kg/h de vapor a 8 bar.
- Tanque de condensados e descalcificador.

O vapor sai da caldeira em tubagem de 1” e ainda na central térmica, passa por uma estação de medição do caudal de vapor. Entra no Laboratório (Figura 127), propriamente dito e logo de seguida deriva em duas linhas, ambas de 1”. Do lado direito, alimenta 2 reatores e um evaporador e do lado esquerdo, um permutador de carcaça e tubos e um depósito com serpentina.



Figura 127 ISEP- Laboratório de Química.

O isométrico que se segue (Figura 128) dá uma ideia de como a instalação se desenvolve.

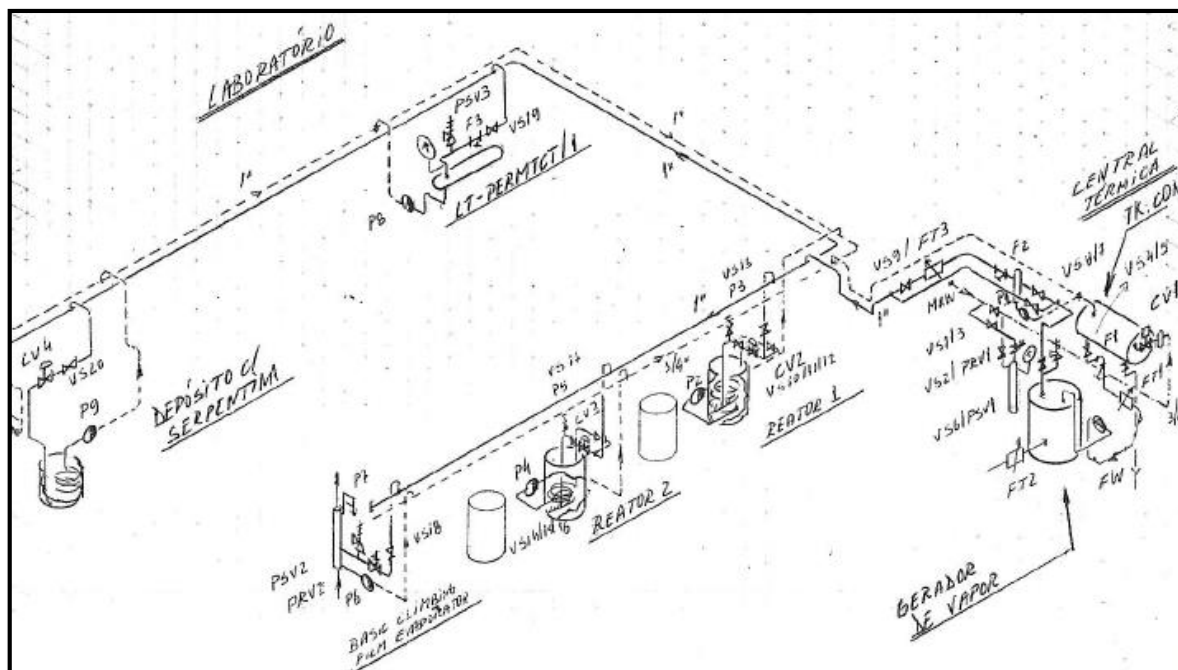


Figura 128 ISEP- Laboratório de Química- distribuição de vapor.

• Componentes do sistema de vapor

Foram catalogados os seguintes equipamentos:

- 10 Purgadores.
- 20 Válvulas de seccionamento (não estão incluídas as válvulas associadas aos conjuntos de purga).
- 3 Filtros tipo “Y” (também não estão incluídos os filtros que fazem parte dos conjuntos de purga).
- 2 Válvulas redutoras de pressão.
- 3 Válvulas de segurança.
- 4 Válvulas de controlo
- 3 Contadores (água de alimentação, gás natural e vapor).

• Resumo dos pontos avaliados

Esta instalação de vapor pelo seu carácter educacional, não é uma instalação consumidora intensiva de vapor. As medidas abordadas são basicamente medidas de otimização dos vários processos de distribuição de vapor, transferência de calor e recolha de condensados. Não sendo propriamente medidas típicas de recuperação de energia, a sua aplicação conduzirá a economias nos consumos de combustível de pelo menos 3 a 5%.

Resumidamente os pontos observados foram os seguintes:

1. Geradores de vaporização rápida (condições necessárias para um bom desempenho)

O que confere a este tipo de geradores, características interessantes, em especial em termos de segurança, é o facto de não existir água, (fase líquida) acumulada no seu interior. Significa isto que é introduzida na serpentina por meio de bomba doseadora, a quantidade de água necessária e suficiente para ser vaporizada com o calor produzido pelo queimador, funcionando estes dois elementos em perfeita sincronia. No entanto, na prática, o caudal de água de alimentação é superior em cerca de 10% acima do vapor produzido de modo a garantir: que a água não é toda evaporada. Assegura-se desta forma que não é produzido vapor sobreaquecido e ao mesmo tempo providencia-se um veículo de saída da caldeira dos sólidos dissolvidos que entraram com a água de alimentação. Caso contrário, haveria deposição no interior da serpentina, conduzindo a um sobreaquecimento e à sua eventual rotura. Este acréscimo de água deverá ser removido por um separador de humidade instalado na saída de vapor da caldeira.

“Atualmente, o condensado que é purgado do separador de humidade é descarregado imediatamente para o tanque de condensados, arrastando sólidos dissolvidos.”

2. Válvula de “bypass” ao contador de vapor

Qualquer instalador de “piping” considera que é boa prática prevenir qualquer avaria de uma válvula de controlo, redutora de pressão, contador, purgador, etc., com a instalação, lateral ao equipamento, de uma válvula que de forma temporária possa garantir a continuidade dos processos para o caso de alguma avaria do equipamento principal. Esta solução está amplamente difundida pela globalidade das instalações. Normalmente, quando há necessidade de se manobrar estas válvulas e após a resolução do problema que justificou a sua abertura, pretende-se retomar a posição de seccionamento. Infelizmente verifica-se que na maior parte dos casos a válvula de *bypass* deixou de vedar convenientemente e surgem então perturbações nos contadores, nas válvulas de controlo e conjuntos de purga

3. Filtros tipo “Y”

Conforme se pode verificar pela figura seguinte (Figura 129), a posição do filtro tem implicações de danos no equipamento, que precisamente deveria proteger. Os filtros tipo “y” da instalação estão montados com a rede para baixo.

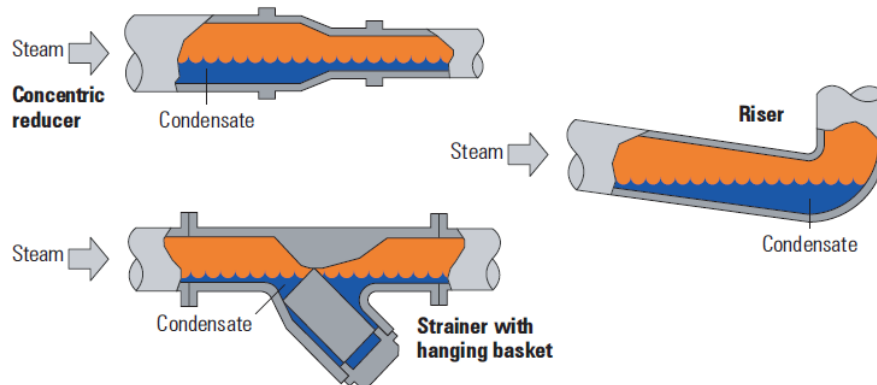


Figura 129 Acumulação de condensado em filtros e reduções [19]

4. Ramais de vapor- com conjuntos de controlo de temperatura a uma cota inferior à das tubagens principais de vapor, sem purgas a montante

Quando a válvula de controlo e/ ou de seccionamento está fechada inicia-se um processo de concentração/ acumulação de condensado. Imediatamente após a abertura da válvula, este condensado será arrastado com o vapor, conduzindo a problemas de laminagem no interior das válvulas e ao desenvolvimento de “martelos de água”.

Para contornar este problema, devem-se instalar conjuntos de purga a montante das válvulas de controlo ou então instalar a válvula de controlo imediatamente a seguir à picagem de vapor

5. Purgas fim de linha e eliminação de ar

Claramente, no fim de linha junto ao sistema “*Basic Climbing Film Evaporator*” **falta um destes conjuntos de purga fim de linha.**

O ar, como se sabe, é um fluido com excelentes propriedades isolantes. Sempre que uma instalação de vapor se enche de ar (e se este não for removido) quando a instalação entrar de novo em funcionamento, o 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. *Nos finais de linha desta instalação, recomenda-se a montagem de eliminadores de ar.*

6. Reator 1 e 2- contrapressão dos condensados

É aceite que a pressão de vapor num permutador de calor é mais que suficiente para forçar o condensado a sair. No entanto existem duas condições no processo que podem impedir que o condensado seja drenado:

- Contrapressão no purgador, muito elevada;
- Pressão de vapor no permutador muito baixa.

Quando alguma destas ocorre, não há pressão diferencial suficiente para mover o condensado do permutador através do purgador, para a linha de retorno. Então, o condensado não é drenado e o permutador começa a ficar alagado com água, diminuindo a troca térmica.

Supondo que num reator temos uma solução de água à temperatura inicial de 15°C e pretendemos elevar a sua temperatura para 60°C, usando vapor a 7 barg. A contrapressão após o purgador é de cerca 4 metros. A evolução das temperaturas é estimada na seguinte folha de cálculo (Figura 130) com curvas de temperaturas correspondentes.

GRÁFICO "STALL" PARA TEMPERATURA DE ENTRADA VARIÁVEL.						
Reator 1 e 2						
ISEP- Laboratório de Química				Data : 22 Junho 2015		
Tin =	15	T Vapor @	0,7 MPa = 170,5			
Tout =	60					
Tsaturação à contrapressão de		110	(Elevação 4 mca)			
0,04 MPa=						
Carga %	Tin	Tout	T vapor	LMTD	T 4 mca	
100	15	60	170,50	132	110	
90	19,5	60	159,45	119	110	
80	24	60	148,40	105	110	
70	28,5	60	137,35	92	110	
60	33	60	126,30	79	110	
50	37,5	60	115,25	66	110	
40	42	60	104,20	53	110	
30	46,5	60	93,15	40	110	
20	51	60	82,10	26	110	
10	55,5	60	71,05	13	110	
1	59,55	60	61,11	1	110	

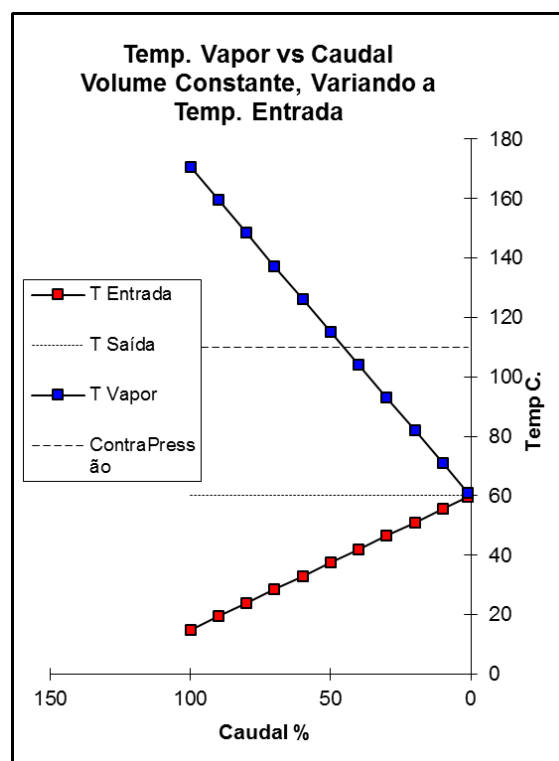


Figura 130 Evolução de temperaturas e pressões.

Pela figura anterior é possível confirmar que, sensivelmente próximo de 40°C, deixa de haver diferencial de pressão para a descarga dos condensados. Inicia-se a situação em que $P_1 < P_2$. Quer dizer que a partir deste ponto (*stall point*) o condensado deveria ser bombeado. *O custo de equipamentos para esta bombagem ainda é significativo e atendendo à finalidade educacional da instalação uma solução mais expedita e económica, passa por instalar a jusante da válvula de controlo de temperatura, uma válvula anti vácuo (igual á que está instalada na serpentina de injeção direta de vapor) e em paralelo com o purgador, instalar outro mas a uma cota superior em cerca de 300 mm e a descarregar para esgoto atmosférico. Obviamente que esta não é a solução ideal, pois perde-se uma quantidade apreciável de condensado.*

7. Desenho das serpentinas

As serpentinas instaladas nestes reatores são circulares e possuem um comprimento de cerca cinco perímetros interiores do tanque. O vapor entra por cima e a saída do condensado dá-se no extremo final da serpentina. Este desenho provoca alagamento da serpentina num troço apreciável, conduzindo a problemas de instabilidade de controlo, redução da capacidade de transferência de calor, desenvolvimento de choques hidráulicos e danos na própria serpentina. Estes problemas ficarão praticamente resolvidos se for efetuado um corte vertical na serpentina, soldando um coletor de entrada de vapor um pouco mais largo que a serpentina e outro coletor para escoamento de condensados.

8. Outros detalhes

- Falta de isolamento das paredes dos depósitos e válvulas de vapor;
- Em todos os conjuntos de purga estão instaladas em paralelo, válvulas de purga manuais para garantir o escoamento de condensado acumulado nos períodos de paragem. Verificou-se que estas válvulas estavam fechadas, podendo-se concluir que são abertas no início do funcionamento do equipamento, para purgar o condensado acumulado. *A sequência mais correta é a de abrir estas válvulas logo que o equipamento seja desligado ou a caldeira seja desligada, permitindo escoamento imediato ficando os espaços de vapor livres de condensado. Deverão ser mantidas abertas durante todo o período de paragem. Esta sequência minimiza os problemas de corrosão e abreviam o aquecimento inicial do equipamento.*
- Falta de purgas a montante das válvulas de controlo, ou então falta deslocar estas para uma cota superior ao do ramal de vapor.
- Corrigir posição do purgador n.º 9 e instalar válvula de retenção no conjunto n.º 10.

8.5. Exemplo de fábrica de derivados de soja

• Breve descrição da produção

Trata-se de uma fábrica de produtos derivados de soja; leite de soja, sobremesas, substitutos de iogurtes, barras de cereais. (Infelizmente não se conseguiu em tempo útil, autorização para a descrição da produção desta empresa)

• Caracterização do sistema de vapor

A central térmica inclui:

- Gerador de vapor marca “*Babcock & Wanson*”, capacidade de produção de 8000 kg/ h, timbre 14 bar. Produz vapor a cerca de 8 bar. Possui associado um economizador para pré- aquecimento da água de alimentação. O queimador principal é a gás natural.
- Tanque de recolha de condensados.

O vapor da caldeira é dirigido para um coletor, com cinco saídas:

- Uma saída em $\frac{3}{4}$ ” para aquecimento do tanque de condensados. Com efeito, uma parte do vapor é consumido diretamente, por exemplo em barreiras de vapor. Logo o caudal de água de reposição é significativo, implicado que a temperatura da água do tanque é relativamente baixa e então é usado vapor para baixar o teor de oxigénio.
- Uma saída em 2” que ramifica para uma redutora de pressão para 1 bar para tanque acético, segue em frente para a preparação da mistura em um permutador de placas, sendo a pressão reduzida para 3 bar.
- A terceira saída em 4” passa por uma estação de redução de vapor para 3 bar e devido ao aumento do volume específico a tubagem passa para 8”. Vai alimentar o CIP das bebidas (processo de lavagem e esterilização), barreiras de vapor, homogeneizador e para a linha de iogurtes.
- A quarta saída em 3” vai alimentar para o tratamento UHT (Figura 131) direto da Tetra. Pack “*Therm Aseptic VTIS*”, passa por uma redução de pressão para 3 bar e o vapor é consumido diretamente e em permutador de placas.

Flow chart for Tetra Therm Aseptic VTIS based on tubular heat exchanger

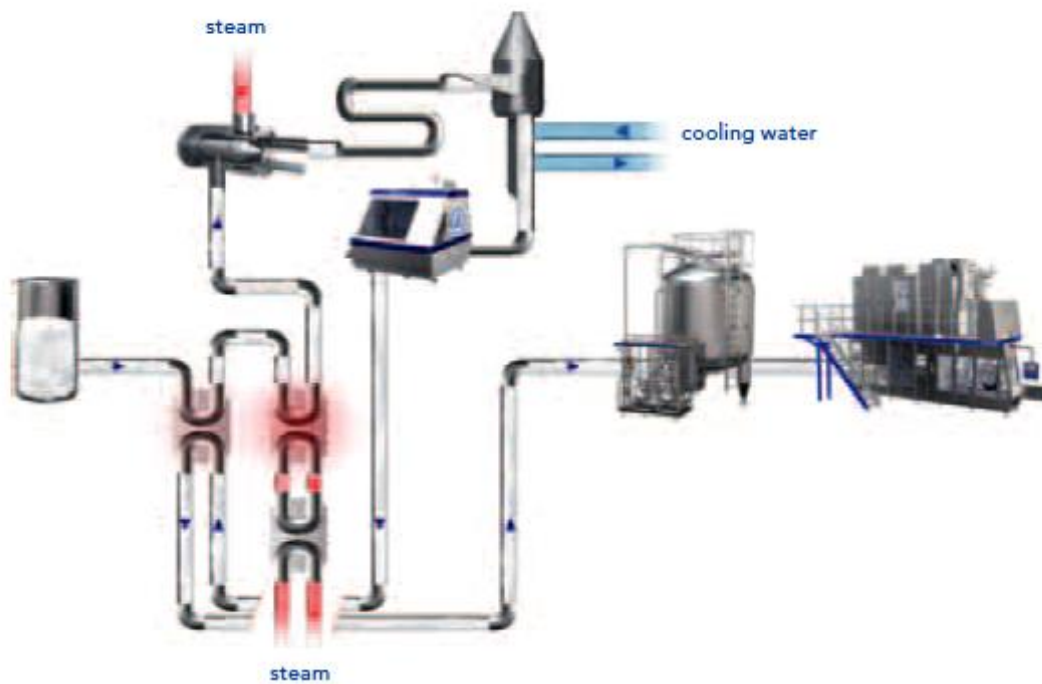


Figura 131 Tratamento UHT [71].

- Finalmente a última saída é em 4", reduz para 6 bar e em 5" segue para a CIP da extração da soja e permutadores de placas da mistura de soja e desativação da enzima.

Esta distribuição de vapor está representada na Figura 132.

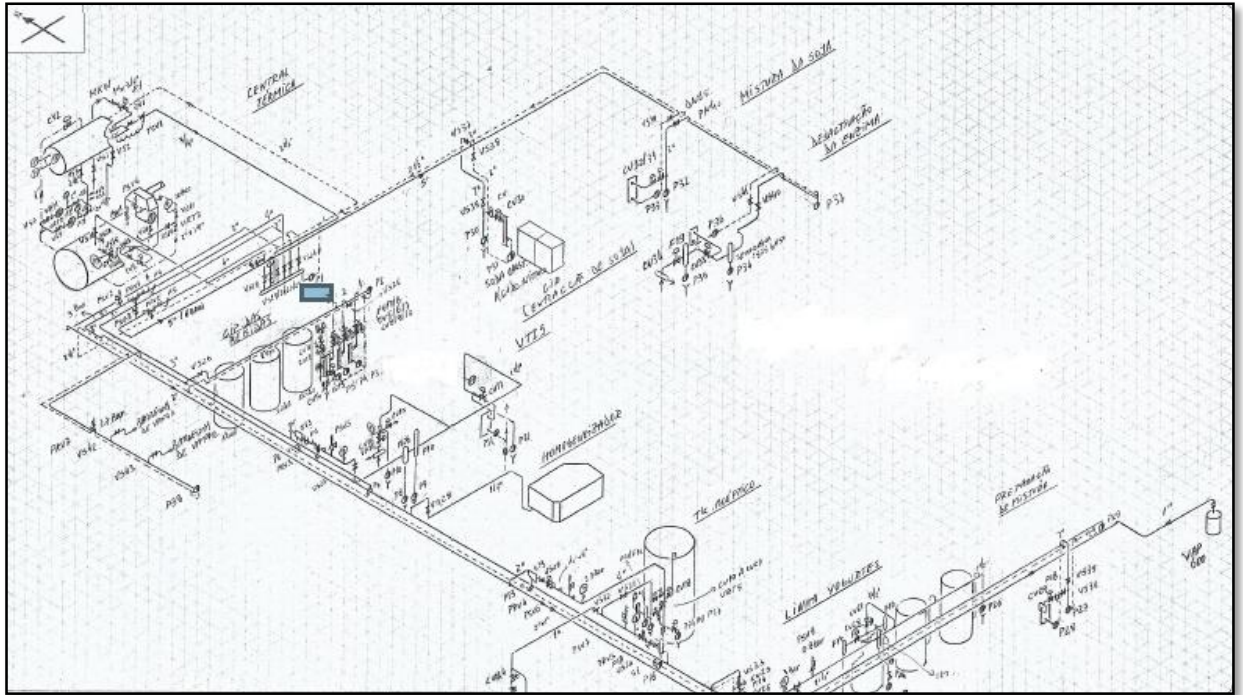


Figura 132 Fábrica de derivados de soja- distribuição de vapor.

• **Componentes do sistema de vapor**

Foram catalogados os seguintes equipamentos:

- **38 Conjuntos de Purga.**
- **43 Válvulas de seccionamento** (não estão incluídas as válvulas associadas aos conjuntos de purga).
- **19 Filtros tipo “Y”** (não estão incluídos os filtros associados aos conjuntos de purga).
- **8 Válvulas de segurança.**
- **34 Válvulas de controlo pneumáticas.**
- **7 Válvulas redutoras de pressão auto-atuadas.**
- **5 Válvulas de retenção.**
- **1 Válvula termostática.**

• **Resumo dos pontos avaliados**

1) Central térmica

- Custo anual de combustível de 169 344 € para a produção de 4 827,7 toneladas de vapor, o **custo estimado para a tonelada de vapor é de cerca 35 €.**

• **Purgas da caldeira**

Obtiveram-se os seguintes valores:

- TSD atual.....350 $\mu\text{S/cm}$.
- TSD admissível.....4000 $\mu\text{S/cm}$.
- TSD água de alimentação.....25 $\mu\text{S/cm}$.
- Custo da água tratada.....1,0 €/m³.

- A economia em água tratada será de cerca 340 m³ / ano ou seja, cerca de 340 €/ano.....(A)
- E em combustível 7,441 Nm³ de gás natural, cerca de 3 646 €/ano.....(B)

Podem instalar um sistema de recuperação de vapor *flash* e recuperar:

- Economia pela recuperação do vapor de reevaporação - 4 434 kg/ ano de vapor (a 35 €/ Ton. vapor), a economia resultante é de 155 €/ano.....(C)
- Economia adicional pela recuperação de calor do caudal de purga residual - 207,0 m³N de gás natural/ ano, a 0,49 €/Nm³ obtém-se 101 €/ano.....(D)

A poupança anual é então de A+B+C+D = 4242 €/ ano

- Perda de vapor por incorreta regulação das válvulas de segurança (seguir recomendações do ponto 4.5.3).
- **Tubagem de vapor 3/4” para o aquecimento do tanque de condensados não possui isolamento** - são cerca de 250 W/m ou seja cerca de 600 € de perda num ano de 4000 horas.
- **Porta principal da Central Térmica parcialmente aberta** - faz reduzir a temperatura ambiente e por conseguinte também a temperatura de entrada do ar usado no processo de combustão.
- **Tubagem de vapor para tanque de condensados** - não possui válvula de retenção, podendo haver retorno de condensado para a tubagem de vapor sempre que

este esteja seccionado no coletor. Também o uso de acessórios galvanizados não é recomendado em sistemas de vapor.

2) Falta de isolamento térmico em válvulas

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 que a perda por válvulas de seccionamento seja de 9 196 W.

Considerando, então o total de 9 196 W e um ano de funcionamento da instalação de 4000 horas, a perda ascende a 36 784 k Wh (Tabela 62).

Tabela 61 Fábrica de derivados de soja - perdas por radiação em válvulas.

Horas de trabalho por ano	4000																										
Custo do Gás Natural €/Nm ³	0,49																										
Só pode alterar as células a amarelo																											
Produto/DN	15	Qua	20	Qua	25	Qua	32	Qua	40	Qua	50	Qua	65	Qua	80	Qua	100	Qua	125	Qua	150	Qua	200	Qua	Tot. W	Diferença	Invest.€
Válvula não isolada	125	3	150	0	185	6	230	0	260	11	310	3	365	3	435	3	500	2	650	2	760	2	900	0	11495		
Válvula isolada	25		30		37		46		52		62		73		87		100		130		152		180		2299	9196	
Custo do Jacket	41		44		52		56		57		68		84		95		114		137		170		228				2645
Poupança anual em kW																									36784	kWatt	
Poupança anual em €																									2192,13	Euros	
Investimento total em €																									2645,00	Euros	
Recuperação do investimento em meses																									14,48	Meses	

3) Tratamento UHT (VTIS)

- Dotar de isolamento térmico o separador de humidade tipo 1808 de DN80 dada a sua grande massa.
- Purgador nº 11 do permutador de placas está a descarregar para um circuito de água quente que pensamos estar a cerca de 3 bar, ou seja cerca de 30 m.c.a. de contra-pressão. Assim, esta ligação deverá ser corrigida.
- Resolver a fuga de vapor no filtro estéril de vapor.
- Aparentemente é crítico que o vapor a controlar pela válvula *Masoneilan* CV16 seja isento de arrastamento de condensado, pelo que se deve instalar a montante desta válvula de controlo um conjunto de purga.
- Também os conjuntos de purga do filtro estéril e do separador deverão ser aproximados, minimizando consumos de vapor e poderão ter o condensado recuperado.
- O manómetro a jusante do conjunto redutor deve ser substituído, uma vez que, não está a indicar a pressão corretamente.

4) Linha de iogurtes

Filtro estéril de vapor geral- necessário instalar purgador de modo a reduzir consumo de vapor. É muito significativa a diferença de consumo de vapor com purgador ou com válvula manual.

5) Desempenho dos conjuntos de purga

Dos 38 purgadores incluídos no levantamento, estão a perder vapor os que se incluem na tabela seguinte (Tabela 63).

Tabela 62 Lista de purgadores em fuga.

TAG	Localização Detalhada	Marca	Modelo	DN	Lig	TP	Horas	P1	Adeq.	Aplicação	Estado	Ações	Observ	Fuga vapor, kg/h	Perda vapor/Ton. ano	Emissões CO2/Ton. Ano
20	Barreiras de vapor	Spirax	MST21H	20	R	PB	4000	1	Sim	Selo vapor	FG		800 €/ano	5,71	22,86	3,52
30	Montante CV30	Spirax	TD42H	25	R	TD	4000	6	Não	Purga CV	CR	Substituir	600 €/ano	4,3	17,143	2,64
32	Montante CV31	Spirax	TD42H	25	R	TD	4000	6	Não	Purga CV	CR	Substituir	600 €/ano	4,3	17,143	2,64
34	Separador 1808	Spirax	TD42H	25	R	TD	4000	6	Não	Separador	CR	Substituir	600 €/ano	4,3	17,143	2,64
35	Filtro estéril de vapor	Spirax	TD42H	25	R	TD	4000	6	Não	Fil.estéril	CR	Substituir	600 €/ano	4,3	17,143	2,64
TOTAIS													3200 €/ano	21,432	91,432	14,080528

• **Resumo do potencial de economia de energia (Tabela 64)**

Tabela 63 Resumo do potencial de economia de energia.

Medida(s) de economia de energia proposta (s)	Economia anual de combustível		Investimento	“Payback”	
	em Consumo				(EUR)
	(m3/ano)	(GJ/ano)	(EUR/ano)		
Medidor portátil de O2	1243,5	47,05	609,32	1200	1,97
Alteração do set- point das purgas de desconcentração e recuperação de vapor flash	8757,14	331,34	4242	3000	0,71
Tubagem de aquecimento do tanque condensados	1224,74	46,34	600	2000	1,47
Isolamento térmico de válvulas	3488,68	132	1715	2600	1,51
Reparação de purgadores	6545	275	3200	600	0,19
TOTAL	21259,1	831,73	10366,32	9400	0,90678273

8.6. Exemplo de fábrica de cartão canelado

• Breve descrição da produção

A fábrica consiste principalmente numa máquina, representada muito simplificada na figura 133, denominada **Caneladora**.

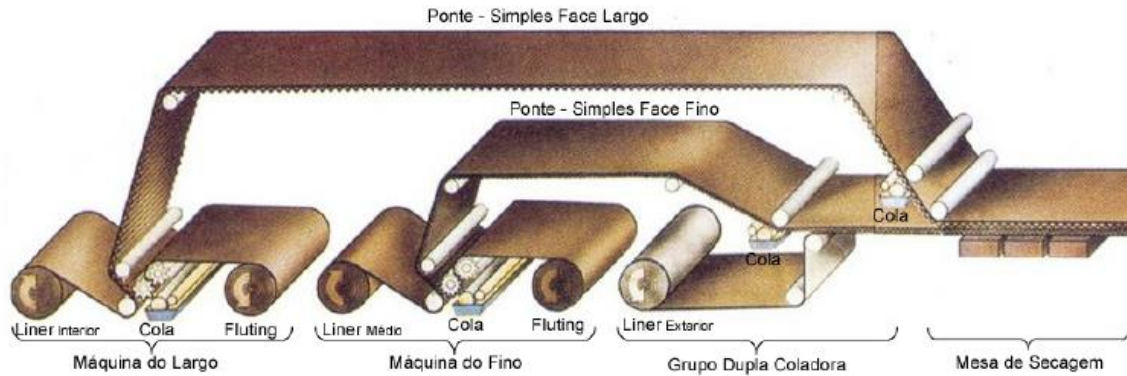


Figura 133 Esquema simplificado da caneladora [72].

A caneladora inclui; três grupos de cilindros pesados, construídos em aço e que são aquecidos a vapor normalmente á pressão de 14 bar. No início da máquina, estão montados dois rolos de papel *Kraft*. Um rolo alimenta os cilindros que fazem o canelado e depois este é colado a duas camadas de papel que envolvem o canelado. Em seguida, o conjunto é colado a um grupo de três cilindros verticais conhecido por encoladeira. Finalmente o tapete com o cartão canelado passa por três grupos de mesas aquecidas e daqui sai para o corte e preparação para expedição ou para o fabrico de embalagens. Há inúmeras variantes deste tipo de cartão, mas o que interessa neste trabalho é mais a técnica de utilização do vapor.

• Descrição do sistema de vapor

A temperatura requerida para alguns sectores de cilindros e o 1º grupo de mesas aquecida ronda 180/190°C. Daí que para garantia de se atingir no processo estas temperaturas, o gerador de vapor tem um timbre de 17 bar e produz cerca de 4000 kg/h de vapor entre 13,5 a 14 bar.

Até há três décadas atrás a alimentação de vapor era feita de forma tradicional com redutoras de pressão e purgadores de flutuador nas saídas dos cilindros. Como é fácil de imaginar, estas máquinas que tem um regime de funcionamento contínuo, produziam após os purgadores quantidades significativas de vapor de reevaporação. Era visível no tanque de condensados uma perda de energia de 10 a 15%. Atualmente quase todas as empresas de fabrico de cartão canelado, adotaram, pelo menos parcialmente, um sistema de vapor em que os cilindros são alimentados com vapor com um caudal superior cerca de 15 a 20% do que aquilo que a máquina consome nominalmente. Deste modo, provoca-se uma saída de condensado com ainda algum vapor e a maior velocidade, causando um efeito de arrasto

de condensado nas paredes dos cilindros. Este efeito conhecido por “ *blowtrought*” melhora substancialmente a transferência de calor. A saída dos cilindros em vez de purgadores possuem orifícios calibrados, adequadamente ligados a válvulas de controlo de pressão diferencial. Este condensado com o vapor adicional segue para tanques de *flash* onde se faz a separação do vapor e vai depois alimentar outros cilindros de média pressão e o 2º grupo de mesas. Por sua vez, destes consumidores vai novamente para outro tanque de *flash* e o vapor reevaporado irá alimentar chuveiros e o 3º grupo de mesas. Finalmente o condensado por meio de bombas com *NPSH* adequado bombeiam o condensado diretamente para a caldeira. *É aqui que se poupa a maior parte do vapor que deixa de ser perdido para a atmosfera.*

• **Alterações propostas**

A empresa em questão tem efetivamente o condensado a ser dirigido para a caldeira, mas possui controlo unicamente de temperatura das mesas Não têm controlo de pressão diferencial que corrija os caudais de arrasto. Acontece então, que por excesso de pressão uma válvula de alívio existente no tanque da bomba de condensados, abre muitas vezes, perdendo algum vapor que poderia ser recuperado. Mas, o mais grave é que a falta de controlo é evidente na temperatura dos cilindros, obrigando a manter a máquina em velocidades de 60 a 80 metros por minuto, quando é possível atingirem-se neste tipo de máquinas velocidades bem superiores a 150 metros por minuto.

Tipicamente as pressões e caudais andam dentro dos valores da seguinte tabela (Tabela 65).

Tabela 64 Pressões e caudais típicos de uma caneladora [73].

14 bar - 920 kg/h	9 bar - 2490 Kg/h	5 bar - 200 kg/h	1 bar - 600 kg/h
- Cilindros caneladores - Cilindros de pressão - 1º Grupo de mesas	- Pré- aquecedores - Pré- condicionadores - 2º Grupo de mesas	- 3º Grupo de mesas	- Chuveiros

Para se conseguir um aumento considerável da velocidade da máquina, recomendam-se as alterações propostas no esquema seguinte (Figura 134), onde se pode verificar a introdução de válvulas electropneumáticas para controlo dos caudais de vapor que alimentam os cilindros em função de uma pressão diferencial fixa. Também estão incluídos dois termocompressores que vão ajudar no arrasto e no funcionamento estável da cascata de pressões.

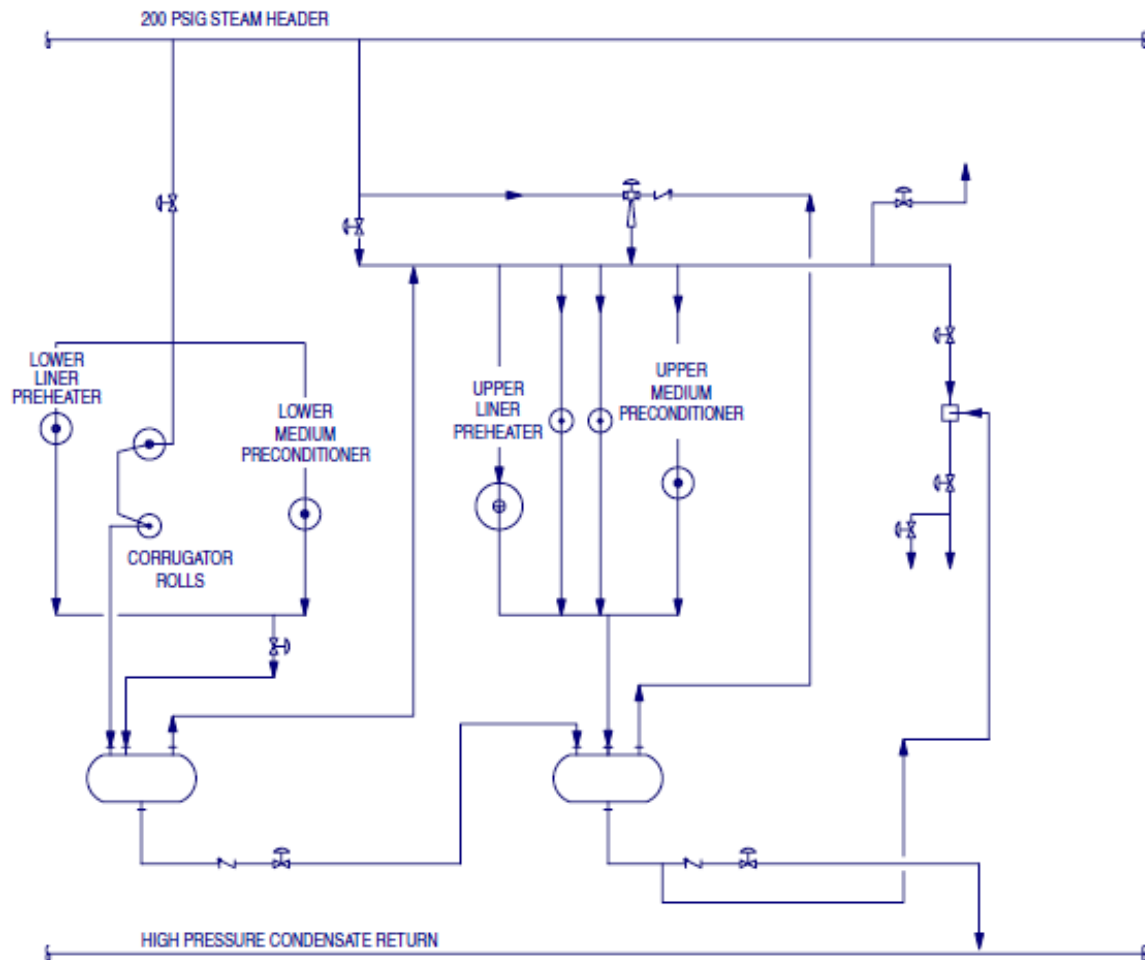


Figura 134 Sistema de vapor com controlo de pressão diferencial e arrasto numa Caneladora [73].

Ainda uma medida que é muito importante tem a ver com as mesas de aquecimento. Estes grupos de mesas possuem controlo de temperatura e o “*set point*” é alterado algumas vezes conforme o tipo de produção. Não esquecendo que o sistema de condensados está pressurizado, pode dar-se o caso (principalmente no 3º grupo em que a temperatura é inferior) de a pressão ser inferior à pressão dos condensados. Neste caso o condensado não é descarregado das prensas e acumula nas mesas, provocando problemas no controlo de temperatura. Esta é uma aplicação típica para a instalação de bombas/purgador, conforme se exemplifica no esquema abaixo (Figura 135).

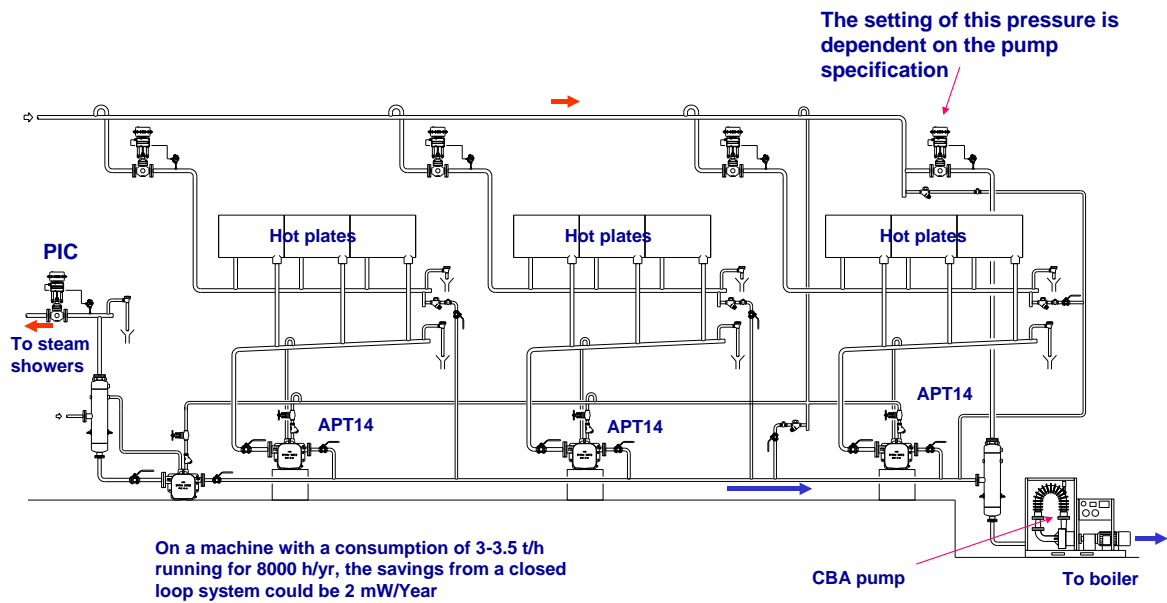


Figura 135 Drenagem e bombagem de condensado das mesas de uma Caneladora [74].

8.7. Hospitais – vapor para humidificação

No projeto de edifício modernos, normalmente tem-se em consideração, proteger e isolar os seus ocupantes dos efeitos hostis do ruído externo, das manifestações atmosféricas adversas e da poluição, sendo o ar interior do edifício pelo menos parcialmente recirculado (normalmente em hospitais o ar é 100% novo). Após algum tempo este ar, torna-se viciado e impróprio de ser respirado. Com efeito, um ar de qualidade pobre pode induzir entre os vários ocupantes dos edifícios, condições sintomáticas como, dores de cabeça, sonolência, dores de garganta e estados febris. Este fenómeno tem vindo a ser conhecido como “Síndrome dos Edifícios Doentes”. Diversos estudos têm demonstrado que a principal causa dos problemas respiratórios, tem a ver com *bioaerosóis* os quais causam, infeções, reações tóxicas e conduzir a reações alérgicas. Estes *bioaerosóis* vêm de fungos que se encontram normalmente no nosso meio ambiente e são transportados por germes ou poeiras e podem causar uma série de doenças respiratórias.

Baixos níveis de Humidade Relativa (*HR*) aumentam a evaporação das membranas mucosas dos olhos, nariz, boca, garganta e do sistema respiratório, secando-as e tornando-as menos eficientes na regulação destes organismos. O aumento da incidência das queixas de problemas respiratórios, durante o Inverno, é normalmente associado a baixos níveis de Humidade Relativa. Estudos epidemiológicos têm concluído que as menores taxas de doenças respiratórias se verificam em ocupantes de edifícios em que o nível de *HR* se situa

entre 30 a 60% (a temperaturas ambiente normais). No entanto, níveis extremos de humidade (quer muito baixos, quer muito elevados) são os de maior detrimento para o conforto humano, produtividade e saúde. Na figura seguinte (Figura 136), é possível observar os efeitos que a humidade tem em várias condições.

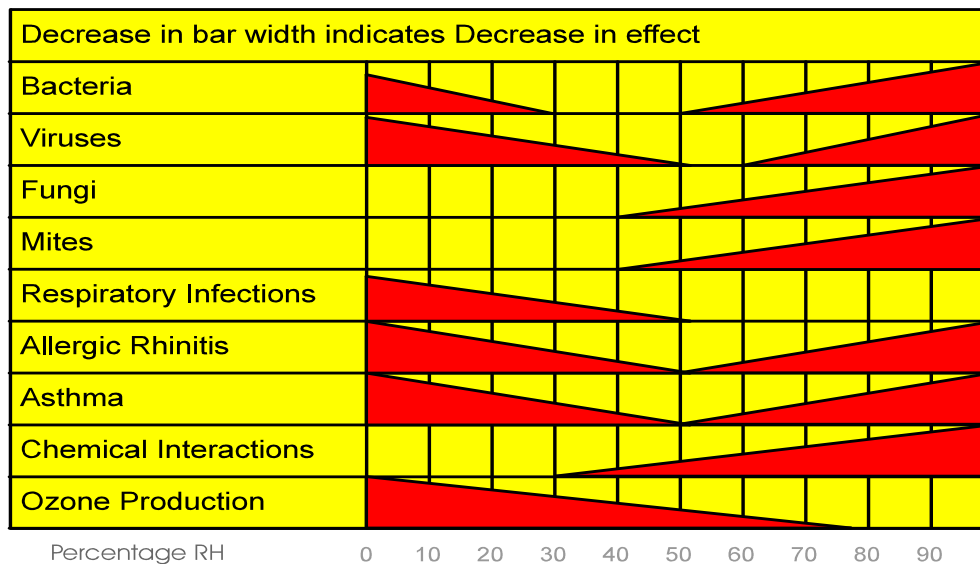


Figura 136 Humidade relativa vs efeitos [26].

O maior efeito é na gama ótima, de humidade entre 30 e 50%. É nesta gama que a mortalidade das bactérias é maior e para níveis de humidade superiores a 40% as infeções respiratórias prevalecem menos. Já os fungos desenvolvem-se para humidades semelhantes.

Os hospitais são sem dúvida, os locais onde a exigência da qualidade do ar é francamente maior. Com efeito, blocos operatórios, unidades de cuidados intensivos e enfermarias de doenças respiratórias, são humidificados de modo a manter-se uma humidade controlada de aproximadamente 55%. Em primeiro lugar, estas condições conduzem à redução do risco de explosão dos gases combustíveis (oxigénio) e maior conforto dos pacientes. Ao mesmo tempo, alguns estudos têm demonstrado que com este valor de *HR* em conjunto com uma temperatura de aproximadamente 22°C, são as condições ideais para os espaços de trabalho de cirurgiões e anestesistas.

A *HR* tem um efeito muito significativo no controle das infeções dos recém-nascidos. A 50% de *HR*, a mortalidade de certos organismos é elevada e os vírus ficam bastante enfraquecidos. Também, não esquecer que humidades muito elevadas, favorecem o crescimento de organismos patogénicos (bactérias).

Humidificadores com manutenção deficiente são potenciais possuidores de microrganismos. É de vital importância a limpeza regular dos humidificadores e drenagem dos reservatórios.

Ultimamente, tem sido opção dos hospitais da Europa, o progressivo abandono dos humidificadores elétricos de reservatório de água, dado poderem formar-se polos de contaminação, sendo a melhor opção humidificadores de injeção direta de vapor, não falando ainda das vantagens económicas que esta opção ainda possibilita.

• Situação em Portugal

Em Portugal, principalmente na última década o projeto dos novos hospitais abandonou a instalação de geradores de vapor centralizados. As cozinhas passaram para gás natural, o AVAC e AQS com caldeiras de água quente, deixaram de ter lavandarias próprias. Relativamente à humidificação e esterilização optaram por pequenos geradores de vapor elétricos. Supostamente, a instalação de geradores de vapor centralizados, implicaria a contratação de pelo menos 4 fogueiros o que aparentemente tornava esta opção muito onerosa.

Considerando a capacidade de vapor total que alguns novos hospitais tem de possuir:

- Hospital da CUF Porto - 19 UTA's: capacidade de vapor 109 kg/h (82 kW).
- Hospital de Braga - 44 UTA's: capacidade de vapor 625 kg/h (468 kW).
- Hospital Padre Américo - 33 UTA's: capacidade de vapor 1300 kg/h (975 kW).
- Hospital das Descobertas - 42 UTA's: capacidade de vapor 1100 kg/h (825 kW).

A adicionar a estes há mais de uma dezena de hospitais novos e a piorar o cenário, em alguns hospitais mais antigos, com geradores de vapor instalados e a funcionar, foram instalados humidificadores elétricos para abastecer alguns dos novos serviços.

Sem entrar em grandes cálculos tome-se o seguinte exemplo:

- Da energia máxima de 1000 kW considere-se em contínuo uma média anual de apenas 30%, ou seja 300 kW.
- Assumindo o custo do kWh de 0,15 € e um ano de 8600 horas obtém-se o total de:
 $300 \text{ kWh} \times 0,15 \text{ €} \times 8600 \text{ h} = \mathbf{387\ 000 \text{ €/ano}}$ **(Ce 1)**
- Sendo a opção vapor de caldeiras centralizadas, o custo por kg de vapor normalmente situa-se em cerca de 0,03 €. Assumindo também o consumo médio/hora por ano de 30 % do total de 1300 kg/h, obtém-se:

$$1300 \text{ kg/h} \times 0,3 \times 8600 \text{ h} \times 0,03 \text{ €} = 100 \text{ 620 €/ano} \quad (\text{Ce 2})$$

A economia em energia será de $(\text{Ce1} - \text{Ce2}) = 286 \text{ 380 €/ ano}$ (Ce).

Obviamente que não se está a considerar uma série de fatores como o custo dos fogueiros, mas também os consumíveis dos humidificadores elétricos ultrapassam largamente o custo de um ou dois fogueiros.

Também, em termos sanitários, os humidificadores elétricos são particularmente suscetíveis de contaminações (nomeadamente à legionela) sempre que estejam desligados. Os humidificadores de injeção direta de vapor utilizam lanças de vapor com serpentinas internas que mesmo quando não há necessidade de vapor, a lança se mantém sempre quente (Figura 137).

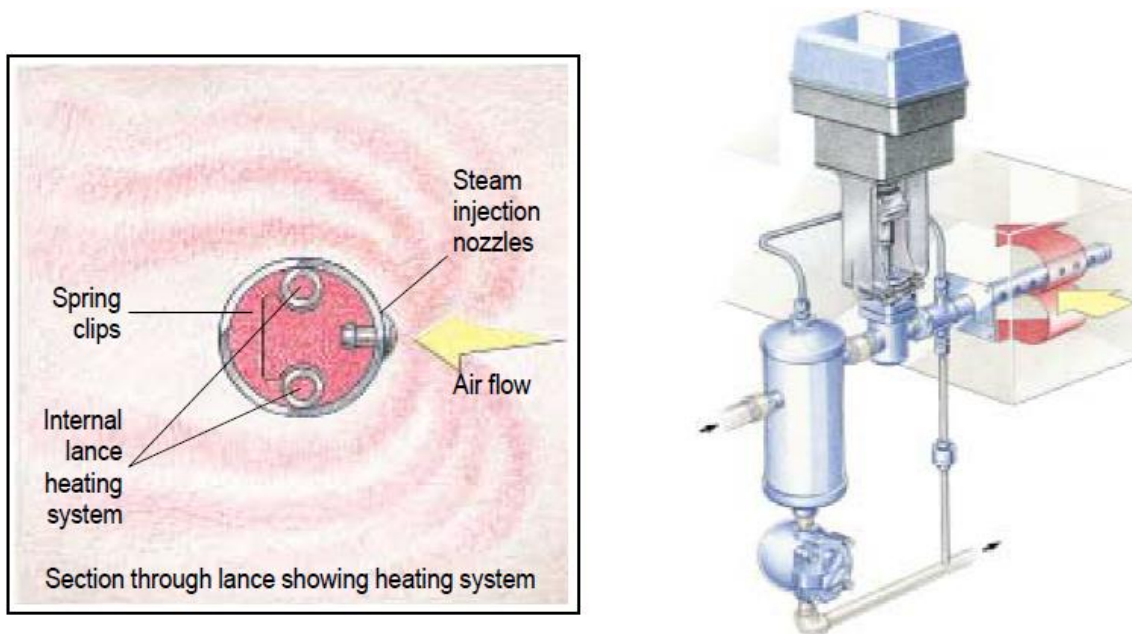


Figura 137 Humidificador de injeção direta e pormenor da lança [75].

Relativamente aos esterilizadores com caldeira elétrica, é muitíssimo frequente a rejeição de alguns processos de esterilização provocados pela má qualidade do vapor.

• **Uso de permutadores para produção de vapor limpo**

Um exemplo interessante de como se pode contornar os custos de “fogueiros” é a solução do Hospital Santo António, no Porto.

Este hospital não abdicou de ter um vapor de boa qualidade para humidificação (são 45 unidades) e para a esterilização. Esta qualidade é garantida por um permutador com

volume adequado para vapor produzido a partir de água desmineralizada (Figura 138). A fonte térmica usada neste permutador é óleo térmico proveniente de caldeira dedicada para estes permutadores (possuem duas unidades). As caldeiras de óleo térmico não necessitam da presença de fogueiros.



Figura 138 Gerador de vapor limpo [76].

8.8. Malhas Sonix

• Identificação da empresa

Nome da Empresa:	Malhas Sonix S.A.		
Endereço da Instalação Fabril:	Rua Filipa Borges 1163 a 1245		
Código Postal:	4750-822 Barcelos		
Concelho:	Barcelos	Distrito:	Braga
Nome/Cargo de Pessoa de Contacto:	João Ferreira / CEO		
Telefone:	253 802 040	Telefax:	253 821 906
E-mail:	Joao.ferreira@sonix.pt	Internet:	www.sonix.pt
Classificação de atividade económica – CAE	14140		
Principais produtos da Instalação Fabril:	Confeção de vestuário interior/ branqueamento e tinturaria		
Data de arranque da Instalação Fabril / Central Térmica:	01-01-1965		
Número de Empregados:	172		

A empresa Malhas Sonix SA, com sede em Vila Frescaíña S. Martinho, Barcelos, foi fundada há cerca de 50 anos e chegou a empregar mais de 400 trabalhadores; chegou a fazer parte da lista das maiores e mais conceituadas empresas do sector. Recentemente, e após um período conturbado, a empresa Malhas Sonix foi adquirida pelo grupo Dias Têxtil. Trata-se de uma empresa especializada na confeção em malha e em serviços de tinturaria e vem assim juntar-se ao conceituado grupo constituído pelas empresas Dias Têxtil, sediada em Barroelas e especializada na confeção em malha, a *Modelmalhas*, localizada em Barcelos e especializada na área da tricotagem, e a *Startex*, unidade de confeção polivalente implantada na Tunísia.

Recentemente, as Malhas Sonix S.A., foi a primeira Têxtil em Portugal a receber a certificação europeia **STeP**. O STeP (*Sustainable Textile Production*) [77] é um sistema de certificação para fabricantes, retalhista e marcas, da cadeia de fornecimento têxtil, que pretendam comunicar, aos consumidores, os seus resultados em matéria de produção sustentável, de forma transparente, credível e clara. Esta certificação é aplicável a instalações produtivas de todas as fases do processamento têxtil, desde a produção de fibras, fição, tecelagem, tricotagem até ao acabamento e confeção.

• **Descrição do sistema de vapor**

A central térmica (Figura 139) inclui um gerador de vapor *Ygnis*, timbre 10 bar, com a capacidade de produzir 10750 kg/h de vapor a cerca de 9 bar. O queimador é a gás natural, mas o gerador possui um recuperador de calor dos gases de escape de uma cogeração, “Soternix” que atualmente também tem como responsabilidade a gestão desta central. A tubagem de vapor sai da caldeira em 6” e termina num coletor geral. Deste coletor saí uma tubagem de 5” para a tinturaria e acabamentos e outra de 3” para a secção de ferros e prensas.

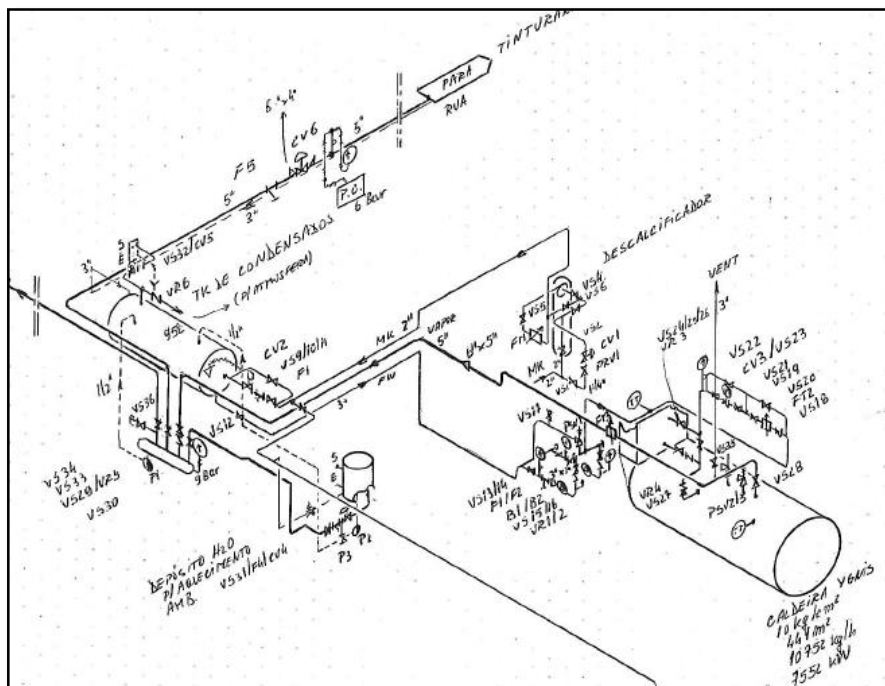


Figura 139 Malhas Sonix- central térmica.

Ainda na central, a tubagem que vai para a tinturaria passa uma estação de redução de pressão de 9 para 6 bar. A tinturaria de malha inclui duas secções, uma com máquinas mais recentes e é conhecida pela tinturaria “nova” (Figura 140) e a outra a tinturaria “antiga” (Figura 141).

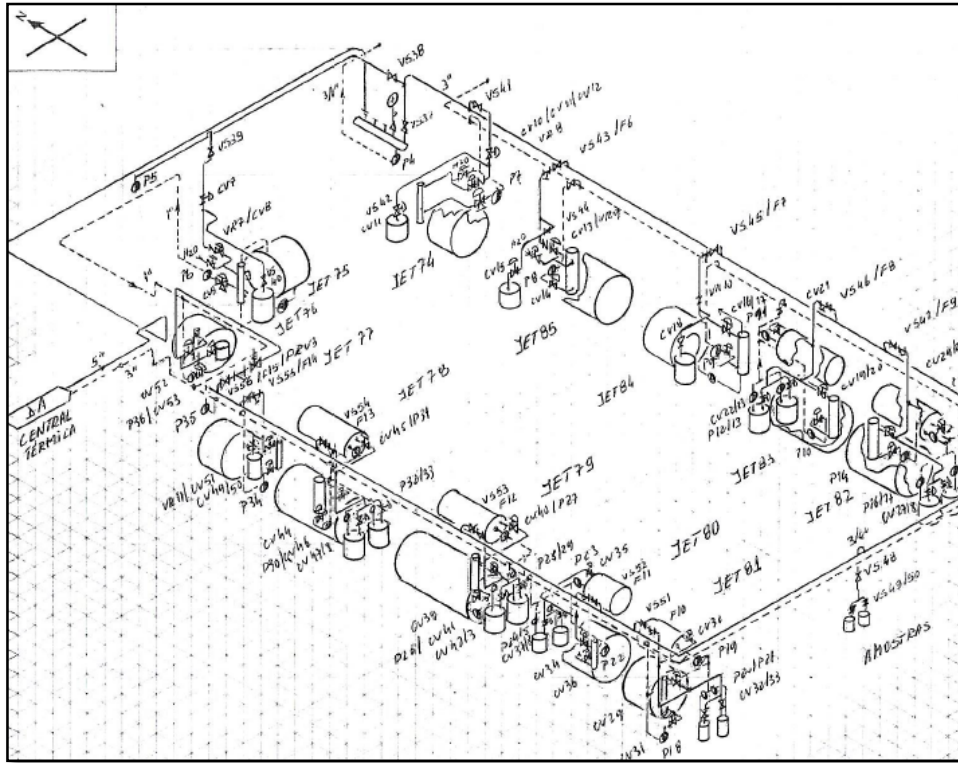


Figura 140 Malhas Sonix- tinturaria “nova”.

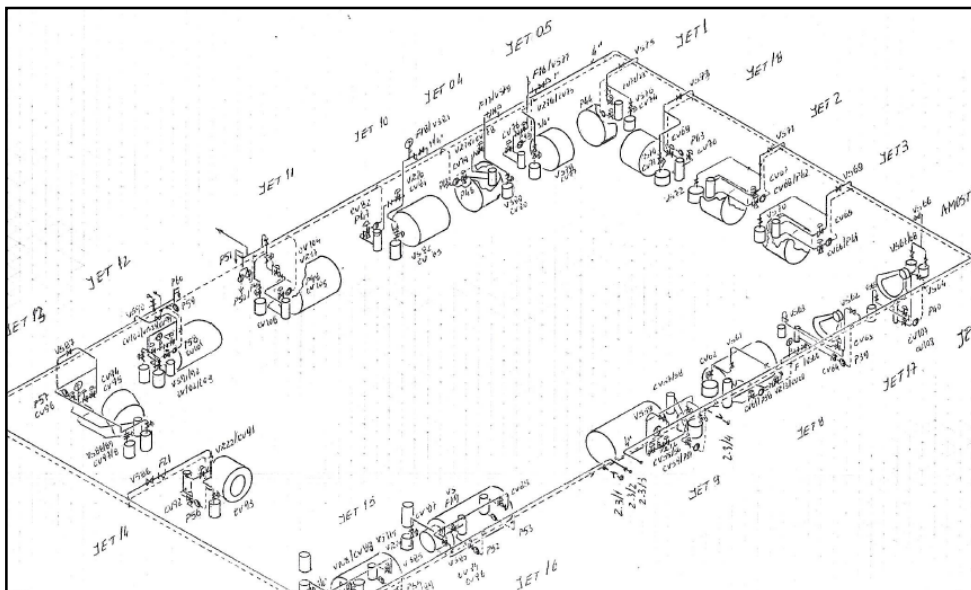


Figura 141 Malhas Sonix- tinturaria “antiga”.

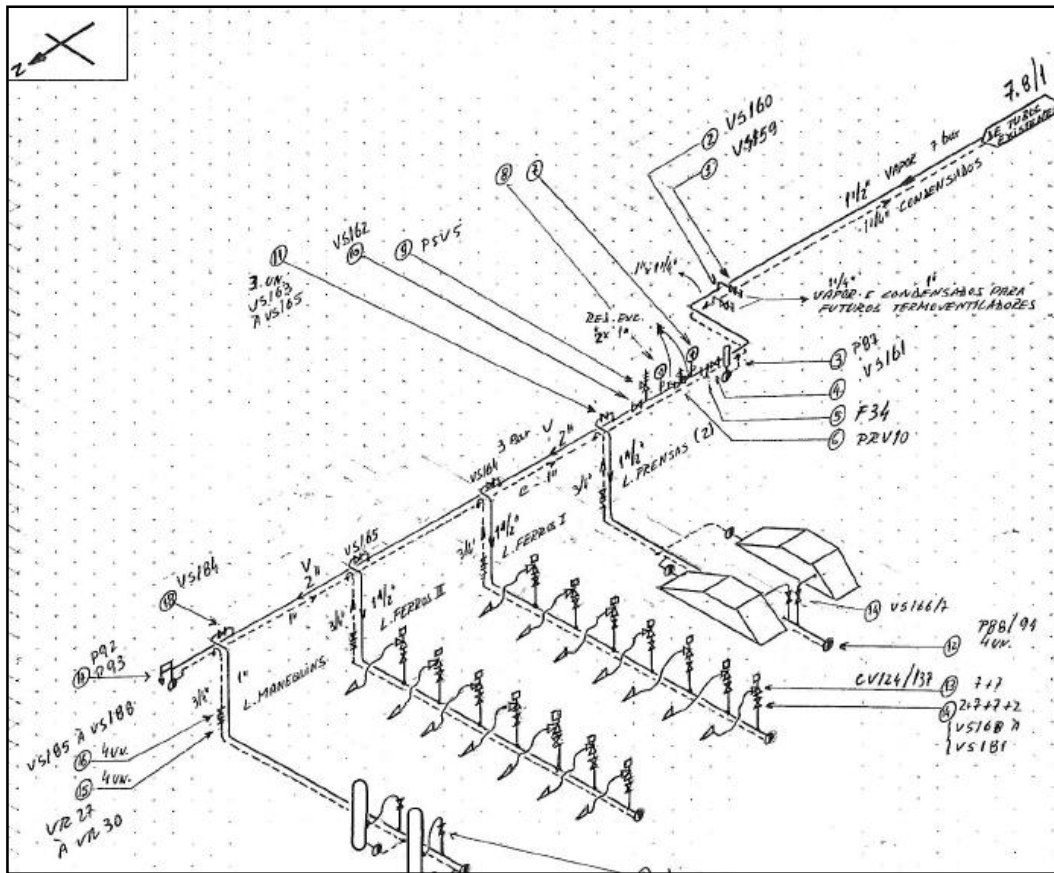


Figura 143 Malhas Sonix – secção de ferros e prensas.

• Componentes do sistema de vapor

Foram catalogados os seguintes equipamentos:

- 98 Purgadores, P1 ao P98.
- 198 Válvulas de seccionamento, VS 1 á VS 198 (não estão incluídas as válvulas associadas aos conjuntos de purga).
- 35 Filtros tipo “Y”, F1 ao F 35 (não estão incluídos os filtros associados aos conjuntos de purga).
- 30 Válvulas de retenção, VR1 à VR30 (também não estão incluídas as válvulas associadas aos conjuntos de purga).
- 5 Válvulas de segurança, PSV1 à PSV5.
- 139 Válvulas de controlo, CV 1 à CV 139 (40 pneumáticas).
- 10 Válvulas redutoras de pressão auto- atuadas, PRV1 à PRV10 .
- 3 Contadores, FT 1 ao FT3 (dois de água e um de vapor).
- 1 Válvula termostáticas, TCV01.

• **Resumo dos pontos avaliados**

1) Central térmica.

Embora a central térmica seja da responsabilidade de outra empresa, alertamos para algumas situações que merecem algumas melhorias:

- Automatizar as purgas da caldeira.
- Corrigir tanque de purgas. O que está instalado é demasiadamente pequeno não havendo volume nem tempo suficiente para a desejada condensação de vapor *flash* das purgas da caldeira, antes de ser dirigida para esgoto.
- Implantar a recirculação da água do tanque de condensados de modo a reduzir a estratificação da temperatura da água.
- Manter as portas da central para as exteriores fechadas, de modo a não baixar a temperatura ambiente da Central.

Foi montado um sistema de recuperação de calor do vapor de exaustão do tanque de condensados. O sistema aplicado recupera cerca de 45 kW no aquecimento de água para os pisos radiantes da área comercial. Resulta uma poupança de cerca 60 kg/h de vapor que num ano de 3000 horas (no Inverno) representa cerca de 180 toneladas de vapor ou seja cerca de 6300 €/ ano.

2) Distribuição de vapor

Foram feitas as seguintes recomendações:

- Subir válvulas de controlo ou instalar purgas de linha a montante das válvulas de controlo;
- Rodar 90°C todos os filtros tipo Y de modo a evitar acumulação de condensado.
- Instalar nos finais de linha, eliminadores de ar automáticos;
- Perdas por radiação - em 161 equipamentos de vapor, válvulas de seccionamento, filtros, válvulas de controlo, válvulas redutoras, estimou-se uma perda de energia de cerca 174 MWh ou seja cerca de 9500 €/ ano. O investimento em “camisas” de isolamento para estes componentes é recuperado em pouco mais de um ano.

3) Tinturaria e lavandaria

Equacionar da necessidade de bombeamento de condensado de modo a reduzir a contrapressão nos purgadores e aumentar a eficiência das máquinas.

4) Desempenho dos conjuntos de purga

Por razões de processo, apenas foram testados os purgadores aplicados em purgas de linha e coletores. Futuramente será feito teste aos restantes purgadores.

- De um total de **98** purgadores, 82 não foram testados pelos motivos já enunciados atrás, 4 encontram-se com perda de vapor, 9 apresentam bom funcionamento e 2 conjuntos de purga estavam com vapor seccionado e um está bloqueado. A perda de energia associada aos purgadores em fuga ascende a **3 840 €/ano** (se o vapor for resultado da queima de gás natural);
- Este valor é de cerca 50 % da perda teórica:
 - As emissões anuais de **CO₂** e **C** equivalentes são: **19,7 Toneladas/ ano de CO₂** e **5,43 toneladas de C** (lembramos que a necessidade da aquisição de toneladas de CO₂ para além da licença atribuída pode ascender a cerca de 20 € a tonelada).

• **Resumo do potencial de economia de energia (Tabela 66)**

Tabela 65 Resumo do potencial de economia de energia.

Medida(s) de economia de energia proposta (s)	Economia anual de combustível		Investimento (EUR)	“Payback” (anos)	
	em Consumo	em Custos			
	(m ³ /ano)	(GJ/ano)	(EUR/ano)		
Isolamento térmico de válvulas	19424	735	9522	10500	1,63
Reparação de purgadores	8024	298	3840	2000	0,32
Recuperação vapor "Flash"	12678	487	6300	4000	1,2
TOTAL	40126	1520	19662	16500	0,83918218

8.9. Resultados e conclusões

Este trabalho tinha inicialmente dois objetivos: tentar condensar num só estudo princípios e boas práticas na utilização de vapor, independentemente da fonte térmica utilizada na produção de vapor, e tentar confirmar em campo em algumas instalações de diferentes sectores, toda aquela informação. Para além de todas as competências pessoais neste tema, a investigação de conceitos e principalmente de “*benchmarking*”, atendendo aos recursos disponíveis hoje em dia, o que parecia uma tarefa relativamente fácil, efetivamente tornou-se difícil, pois a informação é relativamente escassa. Nos Estados Unidos, através do seu Departamento de Energia (DOE), desde há algumas décadas se têm preocupado em organizar eventos, iniciativas, publicações na economia de energia associada à produção e utilização de vapor. No entanto, na Europa só de alguns anos para cá é que se tem notado outra atitude relativamente a este tema. E com mais intensidade na atualidade, por exemplo, com o projeto de *benchmarking*, *Bess* e a plataforma ODYSSEE- MURE - *Energy efficiency trends and policies*, que pretende recolher e trabalhar em contínuo dados e informações dos vários membros da U.E. Para esta plataforma, a ADENE tem contribuído com várias experiências dos SGCIE (Sistema de Gestão dos Consumos Intensivos de Energia). No entanto, as Auditorias que estão na base destes sistemas de gestão têm aparentemente privilegiado mais os sistemas elétricos, com alguns esquecimentos nos sistemas de vapor, atendendo às oportunidades de poupança evidentes e muitas vezes ignoradas. Há em sistemas de vapor alguma falta de sensibilização, em parte devido aos custos exorbitantes dos contadores de vapor, comparativamente aos de energia elétrica. No entanto, alguma coisa terá de ser feita pois o potencial de economia de energia ainda é bastante apreciável.

Ao contrário de variadíssimos estudos que incluem no ciclo de vapor; a produção, distribuição, consumo e recuperação de condensado – considerou-se importante incluir também, o tratamento de água, atendendo à importância que tem na transferência de calor as superfícies sem incrustações. É uma parte que normalmente os responsáveis das centrais térmicas delegam totalmente nas empresas de tratamento de águas e não possuem sistemas de monitorização em contínuo. Muitas das vezes só ao fim de um ou mais anos e quando os tubulares dos geradores tem roturas, é que há consciencialização do problema.

Na produção de vapor, verifica-se que um dos problemas de perda de energia tem a ver com o excesso de ar. Mais uma vez, só se tem esta perceção aquando da visita anual das empresas de assistência técnica aos queimadores que fazem a sua calibração; nessa ocasião

é que se verifica o quanto representa este excesso. Claro que sistemas automáticos e em linha, de análise e controlo de combustão são caríssimos, mas um simples analisador de O₂, calcula com bastante rigor, e pode antecipar da necessidade de calibração do queimador e sistema de entrada de ar. Na distribuição abordou-se o dimensionamento das tubagens, necessidade de purgas a montante das válvulas de controlo, redução de pressão com válvulas redutoras tradicionais e destacou-se a experiência americana no uso de micro turbinas para a redução de pressão com produção simultânea de eletricidade. Em Portugal não se conhecem instalações com esta opção, mas já existem fabricantes da República Checa e Áustria que têm tido sucesso em algumas dezenas de instalações de redução de pressão por diversos países europeus (UK, Alemanha, R. Checa, França, etc.). Para determinação de consumos de vapor, para projeto ou mesmo para estimativa de máquinas existentes, disponibilizou-se uma série de equações destinadas aos casos mais comuns. Deu-se especial relevo ao problema que se verifica numa grande percentagem de permutadores de calor, que é a estagnação de condensado “*stalled conditions*”. Tentou-se também evidenciar as vantagens da recuperação de *vapor de flash* (infelizmente de pouca tradição em Portugal) para além da evolução para termocompressores.

Toda esta informação e ferramentas foram pelo menos de algum modo utilizadas nos vários levantamentos efetuados. Por limitações de agenda dos vários intervenientes, estes levantamentos em campo demoraram cerca de dois a três dias cada. Pode-se dizer, e lembrando um termo usado pelos auditores energéticos, que se tratou em cada empresa de um “*walk trough*” mais demorado. É aceitável considerarem nas auditorias energéticas um fecho de 10% de energia que não está devidamente identificada. Coloca-se a hipótese de alguma desta energia estar em alguns dos pontos referidos neste trabalho. Mesmo com estas limitações, o total de energia com potencial de recuperação em quatro empresas está resumido no quadro seguinte (Tabela 67)

Tabela 66 Resumo do potencial de economia de energia no conjunto de quatro empresas.

Medida(s) de economia de energia proposta (s)	Economia anual de combustível		Investimento (EUR)	“Payback” (anos)	
	em Consumo				em Custos
	(m ³ /ano)	(GJ/ano)	(EUR/ano)		
Medidor portátil de O ₂	2487	94,1	1218,64	2400	1,97
Alteração do controlo modulante da caldeira				2400	
Automatização das purgas de desconcentração (purga+água)	2760,24	104,4	1352,52	2000	1,48
Alteração do set-point de TSD e recuperação das purgas	45290,14	1712,77	24147	7500	0,31
Registo de temperaturas do economizador				450	
Isolamento térmico de válvulas	35409,68	1339,9	17360	23100	1,33
Substituição gradual das válvulas de globo por válvulas com vedação por fole de aço inoxidável	17536	663	8592	16000	1,86
Isolamento térmico tubo vapor para TK condensados	1224,74	46,34	600	882	1,47
Manter prensas fechadas	2340	88,5	1146,6	0	0,00
Reparação de purgadores	38141	1464,6	18620	6600	0,35
Recuperação vapor "Flash"	30299	1154	14637	14000	0,96
TOTAL	175488	6667,61	87673,76	75332	0,86

Da análise da tabela anterior é possível retirar algumas conclusões:

- O potencial na combustão não foi muito elevado pois as empresas visadas já possuem economizador;
- Especial destaque do potencial de poupança, nomeadamente na automatização e recuperação das purgas da caldeira, no isolamento térmico de válvulas, na reparação de purgadores e no aproveitamento de vapor *flash*;
- Nesta tabela, nas medidas coincidentes, o resultado é o somatório;
- Não estão incluídos valores do Laboratório do ISEP dado que a instalação estava com a caldeira parada, resumindo-se o levantamento a recomendações de pequenas alterações na instalação;
- Também não estão incluídos valores para a empresa de cartão canelado. No entanto a melhoria proposta permitirá duplicar a velocidade da máquina e obviamente resultará numa mais-valia certamente significativa;
- Sobre a opção, de os hospitais usarem vapor de caldeiras centralizadas, dedicadas para humedificação e esterilização em detrimento dos pequenos geradores elétricos, o exemplo do ponto anterior é bem explícito na economia de mais de 60 %.

Finalmente, apresenta-se um guia muito simples do potencial de economia, que foi preparado com base nas informações recolhidas para este trabalho (Tabela 68). Trata-se de uma primeira abordagem e que se pretende melhorar/retificar em trabalhos futuros.

Tabela 67 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 degaseificação	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 “flash” da exaustão dos tanques de condensado	3		
Recuperação do vapor “flash” com termocompressores	3		
TOTAIS	57	0	0
ISEP- MESTRADO EM ENERGIAS ALTERNATIVAS 2013/ 2015		Versão 0.0	

Referências Documentais

- [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, Yunus 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 N° 942-9030-44-8.*
- [17] www.scan-tronic.dk - *Página da “Scan-tronic”, fabricante de analisadores de combustão.*
- [18] www.cleanboiler.org
- [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.
- [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.
- [30] GESTRA, Flowserve- *Gestra Guide.* 818600-01 - © Gestra AG- Bremen. Printed in Germany 02-2010.
- [31] TLV – *Removing air from steam -* www.tlv.com
- [32] .MACOGA SA – *Metal expansion Joints-* www.macoga.com
- [33] EWEN- *Gestão de energia e Ambiente- Valve Jackets -* www.ewen-energy.com
- [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
- [36] U.S. Department of Energy (DOE) - “Replace Pressure-Reducing Valves with Backpressure Turbogenerators”. *Steam Tip Sheet #20. January 2012.*
- [37] TECHNOPA GmbH, Austria – *S2E micro turbines.* www.technopa.eu.
- [38] PORDATA - <http://www.pordata.pt/Subtema/Portugal/Energia-90>
- [39] SULIVAN, 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.
- [42] LESER – “*Engineering*” (*World of safety valves*). Manual disponível online em www.leser.com/en/tools/.
- [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.
- [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*”.
- [53] www.armstronginternational.com – Fabricante de Purgadores e outros equipamentos de vapor.
- [54] www.nifes.co.uk – *NIFES (National Industrial Fuel Efficiency Service) are one of the UK’s leading engineering consultants.*
- [55] www.swagelocenergy.com – Consultores de energia.
- [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] WORLS BANK INSTITUTE - <http://data.worldbank.org/indicator/all>.
- [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.*
- [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.*

- [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.
- [69] KÖRTING HANNOVER AG. – “Detailed Information about Vacuum Systems in the Biodiesel Process”. *Prospekt 217 – 07.08.-Schb-Krf*.
- [70] <http://www.deq.isep.ipp.pt> – ISEP - Departamento de Química.
- [71] TETRA PAK – “*Tetra Therm® Aseptic VTIS Direct UHT treatment unit.*” © 2010, *Tetra Pak Processing Systems*, 10243en2, 2010-09.
- [72] www.anipc.pt – Página da Internet da “Associação Nacional Dos Industriais De Papel e Cartão.”
- [73] Kadant Johnson Inc. – “*Corrugator Steam Systems*”. *Corrugator Steam Sys-3000 US* 06/2012. ©2012 Kadant Inc.
- [74] SPIRAX- SARCO INC. USA – “*Hook Ups, Design of Fluid Systems.* 2004
- [75] SPIRAX- SARCO - “*Direct steam injection humidifiers*” SB-P795-05. 2000.
- [76] SPIRAX- SARCO – “*CSM-K high capacity clean steam generator*”. SB-P486-07 CH Issue 1. 2007
- [77] www.oeko-tex.com – “*Sustainable Textile Production (STeP)*”.