



Comparação Energética, Ambiental e Económica de Diferentes Sistemas de Produção de Água Quente Sanitária Aplicado a Um Caso de Estudo

NUNO MIGUEL VIEIRA COUTO

julho de 2025

**Comparação Energética, Ambiental e Económica
de Diferentes Sistemas de Produção de Água
Quente Sanitária Aplicado a Um Caso de Estudo**

Nuno Miguel Vieira Couto

**Dissertação para obtenção do Grau de Mestre em
Engenharia Mecânica, Área de Especialização em
Energia**

**Orientador: Especialista Isabel Maria Garcia Sarmiento Pereira, Professora Adjunta,
ISEP**

Júri:

Presidente:

Doutor Rui Filipe Neves de Araújo Rego, Professor Adjunto, ISEP

Vogais:

Especialista Maria Odete Magalhães Almeida, Professor Adjunto Convidado, ISEP

Porto, julho 2025

Dedicatória

À minha avó Margarida

“ Wear Sunscreen “

Mary Schmich 1997

Resumo

A produção de água quente sanitária (AQS) representa uma fração muito significativa do consumo energético em edifícios, especialmente em contextos de elevada exigência como unidades hospitalares. A crescente preocupação com a eficiência energética e a sustentabilidade ambiental tem impulsionado a procura por soluções tecnológicas mais eficientes, que permitam reduzir os consumos de energia e as emissões de CO₂ associadas. Esta dissertação analisa comparativamente diferentes sistemas de produção de AQS, com base num caso de estudo real, avaliando o desempenho energético, económico e ambiental de várias tecnologias com recurso a bombas de calor, utilizando distintos fluidos frigoríficos (R-744, R-290, R-407C e R-134a), face a uma solução convencional com caldeira a gás natural. A metodologia adotada integra perfis de consumo realistas, dados climáticos ajustados ao município e tabelas de desempenho dos equipamentos, com base num horizonte de exploração de 15 anos. Os resultados evidenciam o impacto das condições exteriores no COP dos sistemas, a relevância da acumulação térmica para a regulação da carga e a importância da escolha do fluido frigorífico na eficiência e impacto ambiental. Conclui-se que a adoção de bombas de calor pode representar reduções na ordem dos 82% ao nível dos custos de exploração, podendo atingir uma redução de até 94% no que diz respeito a emissões de CO₂.

PALAVRAS-CHAVE: Água Quente Sanitária, Hospital, Perfis de consumo, Bomba de calor, Consumos Energéticos, Preparação de AQS

Abstract

The production of domestic hot water (DHW) represents a very significant fraction of energy consumption in buildings, especially in highly demanding contexts such as hospitals. The growing concern for energy efficiency and environmental sustainability has fuelled the search for more efficient technological solutions to reduce energy consumption and associated CO₂ emissions. This dissertation analyses different DHW production systems comparatively, based on a real case study, assessing the energy, economic and environmental performance of various heat pump technologies, using different refrigerants (R-744, R-290, R-407C and R-134a), compared to a conventional solution with a natural gas boiler. The methodology adopted integrates realistic consumption profiles, climate data adjusted to the municipality and equipment performance tables, based on a 15-year operating horizon. The results show the impact of external conditions on the COP of the systems, the importance of thermal accumulation in regulating the load and the importance of the choice of refrigerant in terms of efficiency and environmental impact. It is concluded that the adoption of heat pumps can represent reductions of around 82% in operating costs and can achieve a reduction of up to 94% in CO₂ emissions.

KEYWORDS: Domestic hot water, Hospital, Consumption profiles, Heat pump, Energy consumption, DHW preparation

Índice

Lista de Figuras.....	xiii
Lista de Tabelas.....	xv
Acrónimos e Símbolos.....	xvii
1. Introdução.....	1
1.1. Contextualização.....	1
1.2. Objetivo.....	3
1.3. Metodologia.....	3
1.4. Estrutura do Relatório.....	3
2. Revisão Bibliográfica.....	5
2.1. Estado de Arte.....	5
2.2. Sistemas de Produção de Água Quente Sanitária.....	6
2.2.1. Produção Instantânea.....	6
2.2.2. Produção por Acumulação.....	7
2.2.3. Produção Semi-Instantânea.....	8
2.2.4. Comparação entre Sistemas.....	8
2.3. Perdas de Calor em Sistemas AQS.....	9
2.3.1. Depósitos de Acumulação.....	9
2.3.1.1. Tipos de Ligação da Acumulação.....	10
2.3.1.2. Estratificação da Acumulação.....	11
2.3.2. Rede de Distribuição e Recirculação.....	12
2.4. Legionella nos Sistemas de AQS.....	13
2.4.1. Fatores de Risco e Prevenção.....	13
2.4.2. Legislação Nacional e Standards Internacionais.....	14
2.5. Dimensionamento dos Sistemas de Produção de AQS.....	16
2.5.1. Temperatura da Água da Rede de Abastecimento Urbano.....	16
2.5.2. Temperatura da Água na Acumulação e Abastecimento.....	18
2.5.3. Necessidades em AQS.....	19
2.5.4. Perfis de Consumo de AQS.....	20
2.6. Bombas de Calor e Descarbonização Energética.....	21
2.6.1. Bomba de Calor Ar-Ar.....	24
2.6.2. Bomba de Calor Ar-Água.....	24
2.6.3. Bomba de Calor Água-Água.....	24
2.7. Tipos de Fluidos Frigoríficos.....	25
2.7.1. Propriedades Físico-Química.....	25
2.7.1.1. Propriedades termodinâmicas.....	25
2.7.1.2. Propriedades termofísicas.....	26

2.7.1.3.	Estabilidade Química	26
2.7.1.4.	Segurança	27
2.7.2.	Fluidos Sintéticos	28
2.7.3.	Fluidos Naturais	28
2.7.3.1.	Dióxido de Carbono	29
2.7.3.2.	Hidrocarbonetos	29
2.7.4.	Seleção em Função do Tipo de Aplicação	30
2.8.	Eficiência Energética das Bombas de Calor	31
2.8.1.	Ciclo de Carnot	31
2.8.2.	Ciclo de Lorenz	33
2.8.3.	Impacto da Temperatura da Fonte de Calor	34
2.8.4.	Eficiência Sazonal	34
2.9.	Impacto Ambiental das Bombas de Calor	36
2.9.1.	Potencial de Destruição da Camada de Ozono (ODP)	37
2.9.2.	Potencial de Aquecimento Global (GWP)	37
2.9.3.	Impacto Ambiental de Diferentes Tipos de Frigoríferos	38
2.9.4.	Impacto de Aquecimento Total Equivalente (TEWI)	38
3.	Métodos e Aplicação	42
3.1.	Apresentação do Caso de Estudo	42
3.1.1.	Caracterização do Edifício	42
3.1.2.	Caracterização dos Sistemas de Produção de AQS	43
3.2.	Bases de Dimensionamento do Sistema de Produção de AQS	45
3.2.1.	Necessidades em AQS	45
3.2.2.	Perfis de Consumo de AQS	45
3.2.3.	Temperatura da Água da Rede	46
3.2.4.	Dados Climáticos	47
3.2.5.	Tipologia do Sistema Adotado	47
3.2.6.	Perdas Térmicas na Acumulação e na Distribuição	47
3.2.7.	Necessidades Energéticas para Produção de AQS	47
3.3.	Dimensionamento do Sistema de Produção de AQS	48
3.3.1.	Volume de Acumulação	48
3.3.2.	Potência do Equipamento Produtor de Energia Térmica	48
3.4.	Equipamentos Produtores de Energia Térmica	49
3.4.1.	Eficiência Energética Teórica	49
3.4.2.	Eficiência Energética Real	50
3.4.3.	Custo Estimado ao Primeiro Investimento	52
3.4.4.	Custo Estimado de Manutenção Preventiva	53
3.5.	Consumo Energético para Produção de AQS em Função do Equipamento Produtor ..	53
3.5.1.	Caldeira de Queima de Gás Natural	58

3.5.2. Recuperação de Calor de Chiller e Bomba de Calor Água -Água	58
3.5.3. Bomba de Calor Ar-Água de Fluido Frigorígeno Sintético	59
3.5.4. Bomba de Calor Ar-Água de Fluido Frigorígeno Natural	59
3.5.4.1. Gás Propano (R290)	59
3.5.4.2. Dióxido de Carbono (CO ₂).....	59
3.6. Tarifários Energéticos.....	60
3.6.1. Gás Natural	60
3.6.2. Eletricidade	60
3.7. Custo Energético para Produção de AQS em Função do Equipamento Produtor	60
3.7.1. Caldeira de Queima de Gás Natural.....	61
3.7.2. Recuperação de Calor de Chiller e Bomba de Calor Água-Água	61
3.7.3. Bomba de Calor Ar-Água de Fluido Frigorígeno Sintético	61
3.7.4. Bomba de Calor Ar-Água de Fluido Frigorígeno Natural	62
3.7.4.1. Gás Propano (R290)	62
3.7.4.2. Dióxido de Carbono (CO ₂).....	62
3.8. Impacto Ambiental em Função do Equipamento Produtor de AQS	63
3.8.1. Caldeira de Queima de Gás Natural.....	63
3.8.2. Recuperação de Calor de <i>Chiller</i> e Bomba de Calor Água-Água	64
3.8.3. Bomba de Calor Ar-Água de Fluido Frigorígeno Sintético	64
3.8.4. Bomba de Calor Ar-Água de Fluido Frigorígeno Natural	65
3.8.4.1. Gás Propano (R290)	65
3.8.4.2. Dióxido de Carbono (CO ₂).....	65
4. Resultados e Discussão	68
4.1. Análise Energética	68
4.2. Análise Ambiental	68
4.3. Análise Económica.....	69
4.3.1. Investimento <i>versus</i> Custo de Exploração	69
4.3.2. Investimento <i>versus</i> Impacto Ambiental	70
4.3.3. Custo de Exploração <i>versus</i> Impacto Ambiental.....	71
5. Conclusão	74
5.1. Conclusões finais	75
5.2. Limitações e trabalhos futuros.....	76
Referências.....	78
Declaração de Integridade	84
Anexo A – legenda do Esquema de Princípio.....	86
Anexo B – código python para cálculo de COP teórico R-290	87
Anexo C – código python para cálculo de COP teórico R-744	90

Anexo D – código python para cálculo de COP teórico R-407c	93
Anexo E – Cop's teóricos BC R-290, BC R-407c e bc r-744	96
Anexo F – potência absorvida bc água-água R-134a segundo carga solicitada.....	97

Lista de Figuras

Figura 1 - Esquema de princípio de um sistema de produção instantânea de AQS, adaptado de [12].	7
Figura 2 - Esquema de princípio de um sistema de produção com acumulação, [12].	8
Figura 3 – Variação de temperaturas em depósitos de acumulação com ligação em paralelo a) e Variação de temperaturas em depósitos de acumulação com ligação em série b), adaptado de [12].	11
Figura 4 - Temperatura média do solo a 5 cm [31].	17
Figura 5 - Vendas de bombas de calor, pelas suas diferentes fontes de calor, no mercado europeu entre 2013 e 2023 [40].	22
Figura 6 - Esquema de princípio simplificado de uma bomba de calor [42].	23
Figura 7 - Classificação de fluidos quanto à sua inflamabilidade e toxicidade, adaptado de [61].	27
Figura 8 - Diagrama T-s representativo de um ciclo de Carnot, adaptado de [72].	31
Figura 9 - Representação do ciclo de Carnot e respetivas adaptações para um ciclo real, adaptado de [72].	32
Figura 10 - Princípio do ciclo ideal de Lorenz num diagrama T-s, adaptado de [74].	33
Figura 11 - Linha temporal do desenvolvimento de frigoríficos, adaptado de [77].	37
Figura 12 - Intensidade de emissões na produção elétrica, em 2023, adaptado de [71].	41
Figura 13 - Modelo visual do futuro edifício.	43
Figura 14 - Representação do esquema de princípio do sistema de AQS instalado no edifício.	44
Figura 15 - COP vs temperatura do evaporador R-290, R-134a, R-407C e R744.	50
Figura 16 - Comparação COP calculado inicial versus COP real - R-407c.	51
Figura 17 - Comparação COP calculado versus COP real - R-290.	51
Figura 18 – Comparação COP calculado versus COP real – R-744.	52
Figura 19 - Excerto de folha de cálculo para determinação das necessidades energéticas anuais, R-407c.	54
Figura 20 - Variação do consumo energético diário -- Caldeira.	55
Figura 21 - Variação do consumo energético diário - BC água-água + chiller.	55
Figura 22 - Variação do consumo energético diário - BC R-407c.	56
Figura 23 - Variação do consumo energético diário - BC R-290.	56
Figura 24 - Variação do consumo energético diário - BC R-744.	57
Figura 25 - Comparativo de custos de exploração entre alternativas.	69
Figura 26 - Comparação ambiental vs investimento entre alternativas.	70
Figura 27 - Comparação ambiental vs investimento entre alternativas, incluindo caldeira.	71

Lista de Tabelas

Tabela 1 - Comparação entre sistemas/tecnologias de produção de AQS [11, 12].	9
Tabela 2 - Capacidade de armazenamento energético por m ³ , adaptado de [13]	10
Tabela 3 - Estado da regulamentação e orientações técnicas para prevenção e controlo da Legionella nos países da União Europeia, adaptado de [22]	15
Tabela 4 - Consumos diários de AQS a 60°C, adaptado de [11]	19
Tabela 5 - Consumo diário de AQS para edifícios de comércio e serviços, conforme previsto no Manual SCE, extraído de [32]	20
Tabela 6 - Perfil de consumo médio de AQS do hospital de Chester, adaptado de [36]	21
Tabela 7 - Matriz de decisão para alguns dos fluidos frigoríficos mais utilizados, adaptado de [72]	30
Tabela 8 – Comparação de alguns dos fluidos frigoríficos mais utilizados, quanto ao seu impacto ambiental, adaptado de [80]	38
Tabela 9 - Perfil de consumo para o caso em estudo.	45
Tabela 10 - Temperatura média mensal da água da rede, em °C.	46
Tabela 11 - Custos iniciais por sistema.	53
Tabela 12 - Custos de manutenção por equipamento	53
Tabela 13 - Necessidades energéticas mensais – Caldeira.	58
Tabela 14 - Necessidades energéticas mensais -recuperação de calor de chiller e BC água-água.	58
Tabela 15 - Necessidades energéticas mensais - BC R-407c.	59
Tabela 16 - Necessidades energéticas mensais - BC propano.	59
Tabela 17 - Necessidades energéticas mensais - BC CO ₂ .	60
Tabela 18 - Custos energéticos mensais para produção de AQS – caldeira.	61
Tabela 19 - Custos energéticos mensais para produção de AQS - recuperação de chiller e BC água-água.	61
Tabela 20 - Custos energéticos mensais para produção de AQS - BC R-407c.	62
Tabela 21 - Custos energéticos mensais para produção de AQS - BC R290.	62
Tabela 22 - Custos energéticos mensais para produção de AQS - BC CO ₂ .	62
Tabela 23 - TEWI Recuperação de calor de chiller e BC água-água.	64
Tabela 24 - TEWI BC R-407c.	65
Tabela 25 - Custos energéticos mensais para produção de AQS - BC R290	65
Tabela 26 - Custos energéticos mensais para produção de AQS - BC R744	66

Acrónimos e Símbolos

Lista de Acrónimos

AQS	Água Quente Sanitária
ISEP	Instituto Superior de Engenharia do Porto
P.Porto	Instituto Politécnico do Porto
COP	<i>Coefficient of Performance</i>
SCOP	<i>Seasonal Coefficient of Performance</i>
EER	<i>Rácio de Eficiência Energética</i>
SEER	<i>Rácio de Eficiência Energética Sazonal</i>
IDAE	<i>Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energia</i>
EWGLI	<i>European Working Group for Legionella Infections</i>
ECDC	Centro Europeu de Prevenção e Controlo de Doenças
DGEG	Direção Geral de Energia e Geologia
IPMA	Instituto Português do Mar e da Atmosfera
UE	União Europeia
GWP	<i>Global Warming Potential</i>
TEWI	<i>Total Equivalent Warming Impact</i>
DGW	<i>Direct Global Warming</i>
IWG	<i>Indirect Global Warming</i>
AIE	Agência Internacional de Energia
VDI	<i>Verein Deutscher Ingenieure</i> (Associação de Engenheiros Alemã)

Lista de Símbolos

m	Massa	kg
T	Temperatura	°C
V	Volume	L
Q	Potência térmica	kW
η	Eficiência	%
c_p	Calor específico	kJ/kg.K
t	Tempo	S
ΔT	Variação de temperatura	K
U	Coefficiente de transmissão térmica	W/m ² .K
A	Área	m ²

1. Introdução

1.1. Contextualização

Nas instalações de cuidados de saúde, como os hospitais, a manutenção de elevados padrões sanitários, a higienização dos doentes e os procedimentos médicos dependem da disponibilidade de um fornecimento consistente e fiável de água quente. À escala global, a água quente sanitária (AQS) é um recurso essencial. A produção de AQS possui uma componente significativa no consumo de energia de um edifício, o que contribui tanto para os custos operacionais como para os impactos ambientais. A investigação sobre a otimização da produção e consumo de AQS, particularmente em serviços de elevada procura como os hospitais, tem sido estimulada pela crescente ênfase na eficiência energética dos edifícios, em conjunto com as políticas de sustentabilidade.

Ao contrário das estruturas residenciais ou comerciais, as instalações de cuidados de saúde funcionam 24 horas por dia, 7 dias por semana, o que resulta numa necessidade constante de água quente. O consumo por cama pode variar em função de fatores como a dimensão do hospital, a localização geográfica e ao próprio sistema de produção e distribuição de AQS que equipa o edifício. Estudos demonstraram que o consumo de AQS nos hospitais é um dos serviços com maior consumo de energia, chegando frequentemente a representar uma percentagem de 5% a 15% do consumo total de energia [1, 2].

Uma análise do consumo de água quente hospitalar em Espanha revela que a utilização média de AQS pode atingir níveis significativos por cama e por dia, dependendo do tipo e da condução da instalação e das condições climáticas [3]. Em contrapartida, estudos realizados no Reino Unido sugerem que a água quente sanitária é responsável por uma parte substancial do consumo total de energia dos hospitais, sublinhando a necessidade de soluções energeticamente eficientes [4]. Uma vigilância e uma avaliação precisa destes padrões de consumo são essenciais para a implementação de soluções que otimizem a eficiência energética sem comprometer a qualidade do serviço.

Dada a procura substancial de energia para aquecer a água, os hospitais devem estabelecer políticas que deem prioridade à eficiência energética e hídrica, mantendo simultaneamente os requisitos operacionais e as normas de higiene. O principal objetivo das técnicas de eficiência energética é melhorar os sistemas de aquecimento de água, reduzir os resíduos e, sempre que possível, incorporar fontes de energia renováveis.

É necessário aumentar a adoção de tecnologias de aquecimento de água que sejam energeticamente eficientes. Os métodos convencionais de aquecimento de água aumentam

Introdução

significativamente as emissões de carbono ao dependerem essencialmente de combustíveis fósseis. A infraestrutura dos edifícios atuais pode ser modernizada, reduzindo custos de operação bem como consumos energéticos através da definição de futuros sistemas de aquecimento hospitalar com caldeiras mais eficientes do ponto de vista energético, sistemas de cogeração ou simplesmente através de sistemas mais eficientes como bombas de calor.

A utilização de fontes de energia renováveis, como os coletores solares térmicos e os permutadores de calor, está também a começar a ganhar força no sector da saúde. Os sistemas solares térmicos podem reduzir significativamente a dependência das fontes de energia convencionais, utilizando a radiação solar para aquecer completamente ou preparar a água. Do mesmo modo, a técnica da bomba de calor aumenta efetivamente a temperatura da água utilizando o calor residual ou ambiente, reduzindo assim o consumo global de energia. Estas estratégias vêm juntar-se às iniciativas globais destinadas a promover a utilização de fontes de energia benignas para o ambiente e a descarbonizar o sector da saúde.

A determinação da eficiência e a identificação de potenciais poupanças nos hospitais dependem do conhecimento da quantidade de água quente que consomem. Os valores de consumo, que são frequentemente expressos em litros por cama e por dia, fornecem referências para a avaliação do desempenho e a implementação de estratégias de conservação de água e energia. Para comparar o desempenho energético dos hospitais em várias instalações e áreas, bem como no que respeita à AQS, é necessário estabelecer parâmetros de referência bem definidos.

Apesar dos avanços nas tecnologias de eficiência energética, os hospitais deparam-se com inúmeros desafios quando implementam estratégias de otimização de AQS. A adoção de novas tecnologias é frequentemente impedida pela necessidade de um fornecimento contínuo de água quente e pelas despesas de investimento inicial. Além disso, é necessário manter restrições de temperatura específicas para garantir o cumprimento dos regulamentos de saúde e segurança, o que pode entrar em conflito com os objectivos de eficiência energética. Isto inclui a implementação de estratégias de controlo da Legionella. Para evitar o crescimento bacteriano, os hospitais devem manter a água quente a temperaturas legalmente regulamentadas, que podem exceder os 60°C em certos casos. Isto exige um equilíbrio delicado entre a eficiência energética e a necessidade de manter esta temperatura.

Os hospitais podem atingir elevados padrões no seu serviço de AQS e, simultaneamente, conservar energia através da implementação das melhores práticas e da utilização de novas tecnologias. Os futuros avanços nas tecnologias de aquecimento energeticamente eficientes, os critérios legislativos e os incentivos financeiros serão essenciais para o êxito do fornecimento de AQS sustentável e acessível nos hospitais. Dar prioridade à eficácia da AQS contribuirá para a resiliência a longo prazo da infraestrutura hospitalar, minimizará o impacto ambiental e reduzirá os custos operacionais à medida que o sector dos cuidados de saúde transita para um modelo mais sustentável.

1.2. Objetivo

A dissertação tem como propósito a análise económica, ambiental e energética de vários sistemas de preparação de Água Quente Sanitária com aplicação a um caso de estudo real, num futuro edifício hospitalar que se irá localizar na Maia. No estudo é feita a comparação entre um sistema apoiado por uma bomba de calor ar-água com CO₂ como fluido frigorífero, uma bomba de calor ar-água com propano como fluido frigorífero, uma bomba de calor ar-água com R-407c como fluido frigorífero e ainda uma bomba de calor água-água com R-134a como fluido frigorífero, conjugada com a recuperação de calor dos *chillers*, face à solução de caldeiras de queima de gás natural, prevista em projeto.

A análise compara custos iniciais e de exploração de cada sistema, consumos energéticos e o impacto ambiental durante a exploração, para um horizonte de 15 anos.

1.3. Metodologia

Para o desenvolvimento da presente dissertação procurou-se primeiramente realizar um enquadramento legislativo e técnico sobre o assunto a apresentar. De seguida, realizou-se um breve dimensionamento dos sistemas a adotar para posteriormente avaliar as necessidades energéticas diárias associadas à produção de AQS para um ano de exploração em função das variáveis: temperatura da água da rede, temperatura exterior e fator de potência de cada equipamento.

Consequentemente estudou-se o impacto ambiental e económico de cada sistema.

1.4. Estrutura do Relatório

O presente relatório encontra-se organizado em cinco capítulos principais, que visam apresentar, de forma estruturada e coerente, o desenvolvimento do trabalho efetuado, desde a contextualização do problema até à análise crítica dos resultados obtidos.

No Capítulo 1 é feita a introdução à temática da produção de água quente sanitária, salientando a sua relevância no contexto hospitalar, os objetivos definidos para o estudo e a metodologia geral adotada.

O Capítulo 2 corresponde à revisão bibliográfica, onde são abordados os conceitos fundamentais associados à produção de AQS, os diferentes tipos de sistemas disponíveis, as perdas térmicas associadas à acumulação e distribuição, o enquadramento regulamentar relativo à Legionella, bem como uma análise detalhada das tecnologias baseadas em bombas de calor e os principais refrigerantes utilizados. São ainda explorados aspetos de eficiência energética, impacto ambiental e critérios de seleção de tecnologias em função do contexto de aplicação.

No Capítulo 3 é apresentada a aplicação prática do estudo, com a descrição detalhada do caso de estudo – um edifício hospitalar em fase de projeto. São definidos os pressupostos de dimensionamento, caracterizados os sistemas em análise e quantificadas as necessidades

Introdução

energéticas anuais para a produção de AQS. Este capítulo inclui também a caracterização técnica e económica dos equipamentos selecionados, a estrutura tarifária aplicada, e os métodos de cálculo utilizados para determinar o consumo, custo energético e impacto ambiental de cada solução.

O Capítulo 4 destina-se à análise e discussão dos resultados obtidos. São comparadas as diferentes soluções em termos de investimento inicial, custos operacionais ao longo de 15 anos, e impacto ambiental associado, com base nos indicadores TEWI e emissões diretas/indiretas de CO₂. São ainda analisadas as vantagens e limitações de cada tecnologia, tendo em conta o perfil de consumo e as condições climáticas locais.

Por fim, o Capítulo 5 apresenta as principais conclusões do estudo, sintetizando os resultados mais relevantes e identificando as soluções mais vantajosas em termos globais. São igualmente indicadas as limitações do trabalho desenvolvido e propostas direções para investigação futura, com vista ao aprofundamento da análise e à aplicação prática dos resultados obtidos.

2. Revisão Bibliográfica

A produção de água quente sanitária (AQS) constitui uma função essencial nos edifícios residenciais e de serviços, com particular relevância em ambientes hospitalares, onde a disponibilidade contínua de água quente é uma exigência fundamental. Durante décadas, a atenção concedida à AQS foi relativamente marginal, face à primazia atribuída ao aquecimento ambiente e também à climatização e iluminação. Contudo, com a crescente eficiência térmica da envolvente dos edifícios e a adoção de soluções passivas, o peso relativo da AQS no balanço energético global tem vindo a aumentar de forma significativa [5].

Os seguintes capítulos abordam este tema de uma forma aprofundada e direcionada ao caso de estudo, desde a introdução aos diferentes tipos de produção, dissipação de energia em sistemas e controlo bacteriológico, ao dimensionamento do sistema.

2.1. Estado de Arte

Estudos recentes indicam que, em edifícios com elevados padrões de eficiência energética, a produção de AQS pode representar entre 30% e 50% do consumo energético total [5]. Em edifícios hospitalares, os dados são ainda mais expressivos, atendendo à elevada densidade de ocupação e à frequência intensiva de utilização dos pontos de consumo. Em Espanha, por exemplo, estima-se que o consumo anual médio de AQS seja na ordem dos 40 a 60 m³ por cama hospitalar, com variações consideráveis em função dos perfis de utilização e do tipo de sistema instalado [6].

Esta crescente importância da AQS exige uma abordagem mais rigorosa no planeamento, dimensionamento e operação dos sistemas térmicos que a suportam. Essa abordagem deverá contemplar não apenas a eficiência energética do processo de aquecimento, mas também as perdas associadas ao armazenamento, à distribuição e à circulação. Estudos demonstram que estas perdas, em especial em sistemas centralizados com extensas redes de tubagem e circuitos de retorno, podem representar uma parcela significativa do consumo total, por vezes superior à energia efetivamente utilizada para aquecer a água que chega aos pontos de utilização [5].

A seleção da tecnologia de aquecimento e do fluido frigorigéneo apresenta também importantes implicações ambientais. A substituição de fluidos frigorigéneos sintéticos por alternativas de baixo impacto ambiental —como água, o ar ou o dióxido de carbono— tem sido incentivada por diretrizes internacionais e por compromissos de descarbonização do sector dos edifícios [7]. No entanto, a sua aplicação requer uma análise cuidada das condições de

funcionamento e dos requisitos de segurança, dada a diversidade das propriedades físico-químicas e termodinâmicas dos diversos fluidos.

Para diminuir a dependência energética associada à produção de AQS, foram também investigadas abordagens complementares, como a integração de coletores solares térmicos ou a recuperação de calor das águas residuais. Estas soluções são especialmente úteis em edifícios com perfis de consumo diário elevados, como hospitais ou unidades de habitação partilhada, onde a utilização simultânea de fontes térmicas renováveis é possível devido à simultaneidade da produção e do consumo [8, 9].

Neste contexto, é essencial reforçar a consideração da AQS no contexto da gestão energética dos edifícios. Para aumentar a eficiência e a sustentabilidade, é necessário um conhecimento profundo das tendências de consumo, das perdas do sistema e das oportunidades de integração com soluções renováveis.

2.2. Sistemas de Produção de Água Quente Sanitária

Existem inúmeras tecnologias disponíveis para satisfazer as necessidades de AQS, no entanto podem ser reduzidos a três grandes grupos:

- Produção instantânea;
- Produção por acumulação;
- Produção semi-instantânea.

2.2.1. Produção Instantânea

O método de produção instantânea tem como objetivo a produção consoante a necessidade, reduzindo eventuais perdas por dissipação de calor que possam surgir num sistema com armazenamento de água [10]. Com a deteção de um fluxo de água a produção de água quente dá-se início através de um queimador de alta eficiência ou um elemento elétrico, transferindo instantaneamente o calor para a água fria fornecida pela rede de abastecimento. Ao eliminar a necessidade de armazenamento, estes dispositivos podem poupar energia significativa em habitações ou edifícios com padrões de utilização irregulares.

No entanto, além de os sistemas sem reservatório poderem ter dificuldade em satisfazer elevadas necessidades simultâneas de água, também exigem elevada potência instantânea disponível. Quando vários pontos de consumo requerem quantidades significativas de água quente ao mesmo tempo, o equipamento produtor pode ter dificuldade em manter a temperatura e o caudal. Estas limitações podem ser atenuadas com recurso a queimadores modulares, sensores de caudal sofisticados e controlos de temperatura [11]. A pegada física reduzida das unidades sem reservatório, o baixo custo de manutenção e a alta fiabilidade são fatores que continuam a atrair bastantes consumidores. Além disso, o reduzido impacto das

condições exteriores no rendimento deste tipo de equipamentos poderá ser um ponto a favor no que diz respeito a climas mais frios.

Nesta configuração, é comum existirem dois circuitos distintos, um primário e um secundário, separados por um permutador de calor, conforme a imagem que se segue. A fonte produtora neste tipo de instalação é geralmente composta por caldeiras ou esquentadores.

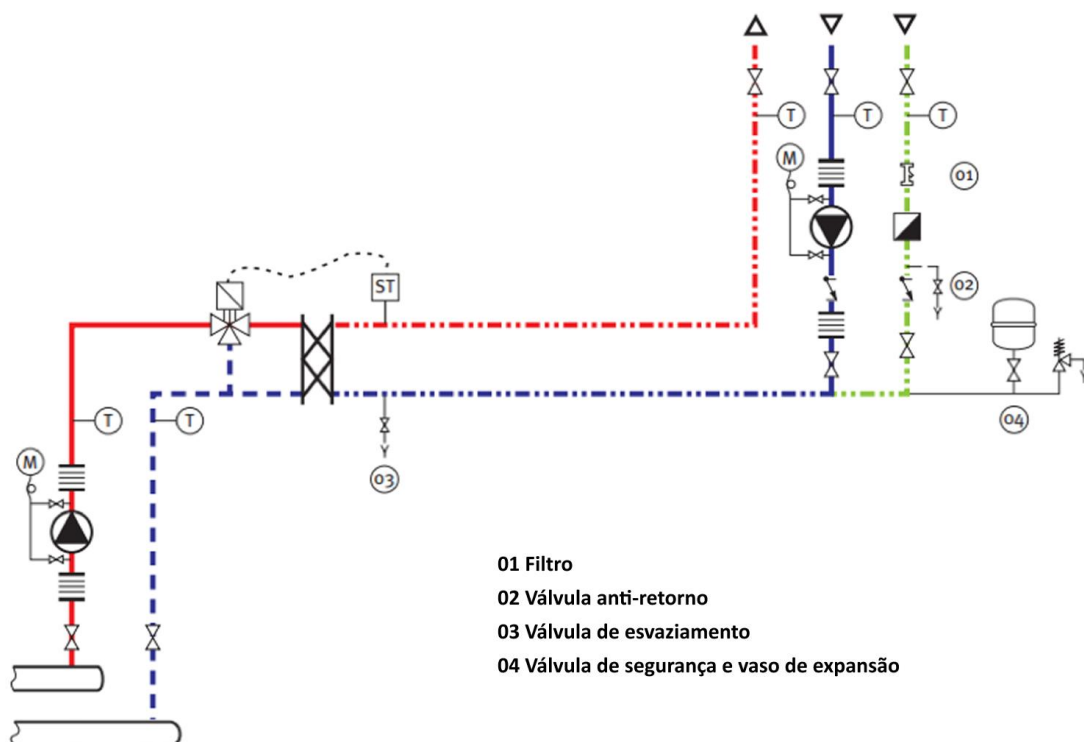


Figura 1 - Esquema de princípio de um sistema de produção instantânea de AQS, adaptado de [12].

Existem ainda dentro desta tipologia de sistema opções como o aquecimento instantâneo direto, isto é, sem recurso a uma divisão de circuitos em primário – circuito fechado do lado do equipamento produtor - e um circuito secundário dedicado à distribuição de AQS, contudo não é abordado uma vez não se enquadrar ao objeto de estudo.

2.2.2. Produção por Acumulação

Tal como o nome indica, este tipo de solução pressupõe a utilização de um depósito para acumulação de água quente. A configuração destes sistemas permite que, quando dimensionados corretamente, o equipamento produtor trabalhe num regime nominal que ofereça uma maior eficiência, reduzindo drasticamente em alguns casos, a potência instalada. Este sistema pode demonstrar-se particularmente eficiente quando combinado com bombas

de calor que possuem uma grande volatilidade em termos de COP face à temperatura ambiente. Pode assim um sistema ser otimizado com vista à produção nos períodos de maior eficiência.

Apesar desta configuração necessitar naturalmente de uma área superior para a instalação do conjunto composto por equipamento produtor, acumulação e acessórios, demonstra-se bastante eficaz quando provida de bons sistemas de isolamento.

Em casos onde a necessidade de acumulação é alta ou a altura do espaço disponível para a alocação dos depósitos é baixa, a solução passa pela conjunção de múltiplos depósitos.

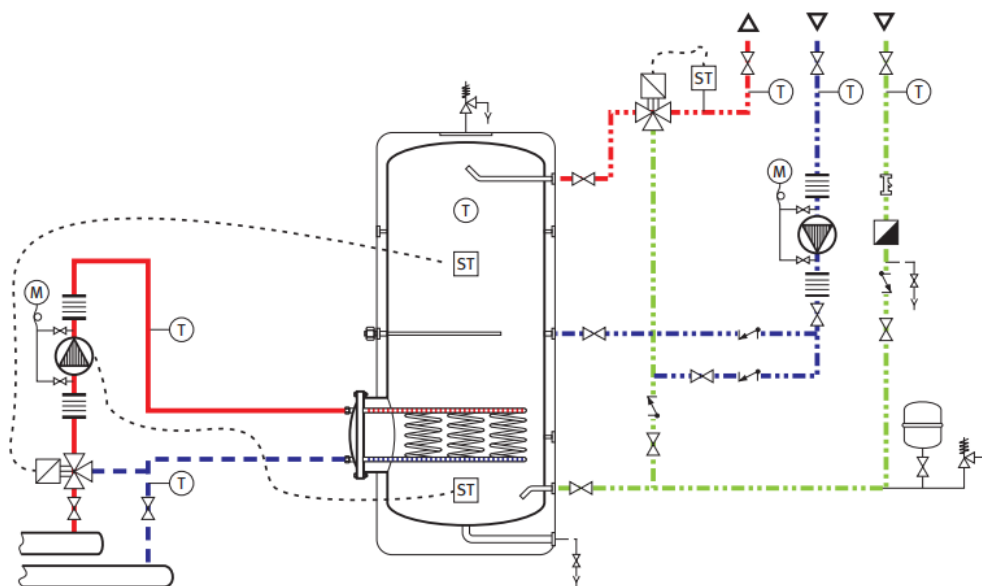


Figura 2 - Esquema de princípio de um sistema de produção com acumulação, [12].

2.2.3. Produção Semi-Instantânea

A produção semi-instantânea pressupõe que as necessidades de AQS numa altura de pico, apenas serão parcialmente satisfeitas com a água acumulada em depósitos. Neste tipo de sistema, a restante componente é assegurada pela produção com recurso ao equipamento de apoio à produção, como por exemplo uma caldeira.

2.2.4. Comparação entre Sistemas

De um modo geral, o tipo de sistema a ser considerado deve ser adequado e dimensionado segundo as necessidades previstas da instalação em questão. Muitas vezes, não só o custo

inicial da instalação pode ser uma restrição, como também o espaço disponível e a irregularidade nos períodos de consumo podem ser um fator bastante limitativo.

A Tabela 1 apresenta um breve resumo da comparação entre os sistemas abordados.

Tabela 1 - Comparação entre sistemas/tecnologias de produção de AQS [11, 12].

Critério	Produção Instantânea	Produção Semi-Instantânea	Produção por Acumulação
Tempo de Resposta à Solicitação	Muito rápido	Rápido com apoio acumulado	Mais lento
Complexidade do Sistema	Baixa	Moderada	Alta
Eficiência Energética	Moderada	Alta	Muito alta (produção em regime ótimo)
Risco de Legionella	Baixo	Médio	Mais elevado
Necessidade de Espaço	Reduzida	Moderada	Alta
Flexibilidade para Picos de Consumo	Limitada	Boa	Muito boa
Custo de Instalação	Baixo	Moderado	Elevado
Integração com Energias Renováveis	Limitada	Boa	Muito boa

Pela análise da tabela, facilmente retiramos que de todos os tipos apresentados, o sistema de produção instantânea é o que apresenta uma maior flexibilidade em termos de tempo de resposta às necessidades e espaço necessário para instalação de equipamentos, a um preço reduzido. Contudo, uma instalação de um sistema com produção por acumulação poderá representar poupanças significativas em termos de custos de exploração, especialmente quando integrado com energias renováveis.

2.3. Perdas de Calor em Sistemas AQS

Os equipamentos de armazenamento de água quente são, naturalmente, elementos fundamentais do sistema, sendo o armazenamento de energia em depósitos de água o método de acumulação de energia mais utilizado [13]. Estes equipamentos possuem uma vasta gama de aplicabilidade no que diz respeito à acumulação de energia, verificando-se a sua presença desde aplicações no setor residencial ao setor industrial e de comércio e serviços.

2.3.1. Depósitos de Acumulação

Para o armazenamento de calor sensível, é vantajoso que o material de armazenamento possua tanto a densidade como o calor específico o mais elevados possível. Apesar de, na presente dissertação se trate de apenas água para consumo, o mesmo princípio aplica-se uma vez que a água apresenta parâmetros bastante favoráveis quando comparada com outros materiais, conforme a tabela 1 [13].

Tabela 2 - Capacidade de armazenamento energético por m³, adaptado de [13]

Material	Calor específico [kJ/(kg·K)]	Calor por volume [MJ/(m ³ ·K)]
Água	4,2	4,2
Óleo	2	1,7
Parafina	2,9	2,6
Madeira	1,8	0,9
Areia	0,8	1,2
Betão/Granito	0,8	2,1
Vidro	0,8	2,2
Aço inoxidável	0,5	3,9
Alumínio	0,9	2,5
Cobre	0,4	3,5
Ouro	0,1	2,5

Apesar de amplamente utilizados, a exploração possui associada uma percentagem de perdas estáticas correspondente à dissipação de energia para o meio ambiente.

Kinga realizou um estudo com recurso a um depósito para armazenamento de água potável com uma capacidade de 350L preparado para receber múltiplas sondas de temperatura, de modo a avaliar as perdas de energia verificadas. As paredes laterais eram isoladas com 10 cm de espessura de lã mineral e o topo com 32 cm, encontrando-se a parte inferior de aço com 8 mm de espessura sem isolamento. As temperaturas oscilavam entre 46°C e 30°C [14].

O estudo verificou que o tanque possuía uma dissipação não uniforme, destacando-se a zona superior como a secção com maiores perdas, face à secção inferior cujas temperaturas caíam em média 5 °C e 1,5 °C respetivamente. Identificou-se ainda que estas perdas resultavam maioritariamente de pontes térmicas e isolamento insuficiente [14]. Este estudo realça a importância da aplicação de isolamento suficiente para que as perdas térmicas por diferença de temperaturas sejam diminutas, e consequentemente tornar este tipo de sistemas ainda mais apelativos de um ponto de vista de uma baixa dissipação de energia.

2.3.1.1. Tipos de Ligação da Acumulação

Conforme evidenciado na Figura 3, nos sistemas com acumulação, a ligação entre vários depósitos poderá ser realizada de duas formas distintas:

- Ligação em paralelo, a);
- Ligação em série, b).

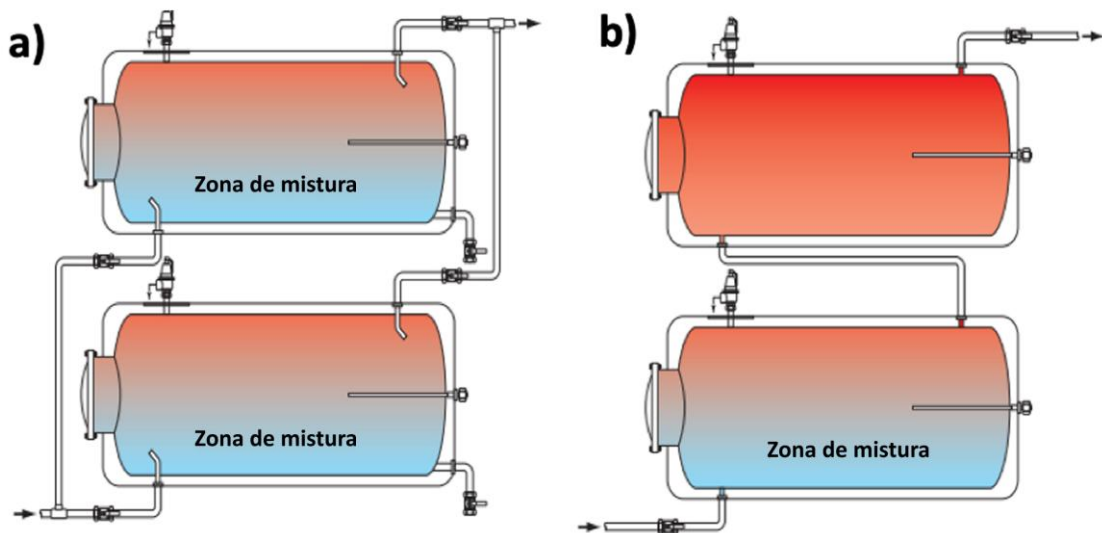


Figura 3 – Variação de temperaturas em depósitos de acumulação com ligação em paralelo a) e Variação de temperaturas em depósitos de acumulação com ligação em série b), adaptado de [12].

A ligação de tanques em paralelo é mais favorável em termos de perda de carga e simplicidade de execução. No entanto, a zona de mistura da água proveniente da rede com a água acumulada no depósito à temperatura de consumo, reduzindo assim o aproveitamento do volume acumulado e aumentando o risco de desenvolvimento de Legionella [12].

Em contraste, num sistema com ligação de depósitos em série, o aproveitamento da estratificação nos depósitos é superior dado ao reduzido volume de mistura. Contudo, além de ser expectável uma perda de carga superior, como também terá de haver uma paragem completa do sistema em caso de intervenção num dos depósitos [12].

Estas zonas de mistura entre água à temperatura de acumulação, dentro do depósito, e a água proveniente da rede, a uma temperatura significativamente abaixo da temperatura de consumo, irão impactar negativamente a eficiência do processo de aquecimento da água para consumo.

2.3.1.2. Estratificação da Acumulação

Um outro fator que importa referir é a estratificação na acumulação, devido à esbelteza dos próprios depósitos. Segundo o *Instituto para la Diversificación y Ahorro de la Energía* (IDAE) [12], este impacto pode ser calculado através do fator de utilização do volume acumulado, $F_{\text{utilização acumulação}}$:

$$F_{\text{utilização acumulação}} = 0,63 + 0,14 \times \frac{H}{D} \quad (1)$$

Onde,

H – Altura do depósito

D – Diâmetro do depósito

Este fator de acumulação depende intrinsecamente da esbelteza do depósito de acumulação. Para configurações em série, este fator apenas se aplica ao depósito que recebe a água proveniente da entrada da rede, ao passo que no caso de uma ligação em paralelo, o fator aplicar-se-á a todos os depósitos.

Veja-se agora o impacto da esbelteza de um depósito no fator de uso quando aplicado a diferentes depósitos considerando o exemplo seguinte considerando três modelos distintos:

- Depósito 1 – 900 x 1450 mm (H x D) -----> $H/D=1,61$;
- Depósito 2 – 1200 x 1660 mm (H x D) -----> $H/D=1,38$;
- Depósito 3 – 1200 x 2110 mm (H x D) -----> $H/D=1,76$;

Aos quais correspondem os fatores de utilização de 86%, 82% e 88%, respetivamente. Verifica-se que quanto mais esbelto o depósito, maior o rendimento do mesmo. Entende-se rapidamente que, quando comparado com uma configuração de depósitos de acumulação horizontal, uma solução vertical é sempre mais eficiente.

2.3.2. Rede de Distribuição e Recirculação

O calor que escapa entre a instalação de aquecimento de água e os pontos de utilização resulta de dois mecanismos interligados: a condução através das paredes da tubagem e o reaquecimento perpétuo imposto pela maioria das estratégias de recirculação. Uma vez que ambos os efeitos aumentam com a área de superfície e a diferença de temperatura, os percursos longos ou os pontos de regulação elevados podem tornar a rede numa carga parasita durante todo o ano. A modelação pormenorizada de um hospital espanhol de média dimensão mostra que - mesmo após a racionalização dos diâmetros dos tubos e dos caudais - o coeficiente global de perda de calor do circuito ditava o equilíbrio em estado estacionário; o caudal de recirculação foi fixado de modo que o retorno nunca arrefecesse mais de 3 °C abaixo da alimentação, bloqueando efetivamente um consumo contínuo de energia na instalação. As medições de campo na mesma instalação confirmaram a magnitude dessa dissipação: a dissipação do circuito de distribuição atingiu cerca de 0,36GWh/ano, um valor superior às próprias necessidades de AQS, em grande parte devido ao facto de muita tubagem, válvulas e acessórios terem o isolamento danificado ou em falta [15].

A análise técnico-económica indicou que a redução do coeficiente de transmissão térmica da tubagem, de sensivelmente 8W/m²/K para aproximadamente 2,5W/m²/K, reduziria essas perdas em cerca de 70% e restauraria a fração solar originalmente esperada do sistema híbrido solar-gás. Este estudo identificou a perda de calor na rede de tubagens como o parâmetro mais

influyente no desempenho anual, superando até o controlo da temperatura de fornecimento [16].

As perdas na tubagem podem ser calculadas segundo a seguinte expressão:

$$q = U * A * (T_{\text{Água}} - T_{\text{Ambiente}}) \quad (2)$$

Onde,

U – Coeficiente de transmissão térmica do conjunto tubagem e isolamento (se aplicável), em W/m²/K;

A – Área da superfície da tubagem, em m²;

T_{Água} – Temperatura da água dentro da tubagem, em °C;

T_{Ambiente} – Temperatura ambiente, em °C.

Apesar desta introdução ao cálculo das perdas térmicas na distribuição e retorno, estas não serão tidas em conta no capítulo “Método e Aplicação” dado ser um fator transversal a qualquer dos sistemas em estudo, pelo que a sua desconsideração não desvirtua qualquer resultado.

No entanto, dado tratar-se de um edifício novo, há a obrigatoriedade de isolar as redes de distribuição de água quente para preparação de AQS que assegure uma resistência não inferior a 0,25 (m².k)/W.

2.4. Legionella nos Sistemas de AQS

O controlo da Legionella e dos agentes patogénicos bacterianos relacionados nos sistemas de água quente sanitária é um objetivo crítico de saúde pública, dado o potencial de doenças como a doença do legionário resultantes da estagnação de água a temperaturas amenas. O controlo bacteriano nos depósitos de acumulação é de elevada importância para mitigar o crescimento bacteriano não só para a manutenção da salubridade, mas também para garantir a longevidade da infraestrutura.

2.4.1. Fatores de Risco e Prevenção

Uma abordagem primária e amplamente aplicada para diminuir as populações de Legionella é manter as temperaturas da água nos tanques de armazenamento e no sistema de distribuição acima de 55 °C [17, 18, 19]. A investigação indica que o risco de proliferação bacteriana aumenta significativamente a temperaturas inferiores a 46 °C, sublinhando a necessidade de uma regulação térmica rigorosa e fiável em todo o sistema. A implementação de sistemas de isolamento térmico e de recirculação adequados é essencial para obter uma distribuição uniforme do calor e gerir eficazmente a acumulação de temperatura. Os níveis de água podem descer abaixo do limiar necessário se estagnarem ou permanecerem na extremidade do sistema, facilitando assim o crescimento de biofilmes bacterianos.

Os sistemas e redes de aquecimento centralizado apresentam ainda outras vulnerabilidades. A preservação prolongada de temperaturas da água abaixo do limiar é mais provável quando

existe uma distância significativa entre o depósito de armazenamento e os pontos de utilização, facilitando assim a colonização. As tubagens degradadas, marcadas pela corrosão interna, facilitam o desenvolvimento de biofilmes e a fixação microbiana. Para reduzir os períodos de paragem, é necessário estabelecer procedimentos que incorporem inspeções de rotina, substituição de elementos corroídos e conceções hidráulicas que minimizem os pontos remotos. A colonização bacteriana é significativamente influenciada pelos materiais das tubagens e pela composição química da água. Apesar de o cobre ser reconhecido pelas suas propriedades antibacterianas, alguns estudos sugerem que os sistemas que utilizam tubagem de cobre apresentam instâncias elevadas de *Legionella* [17, 18, 20].

Estes estudos indicam que as suas propriedades antibacterianas podem ser influenciadas e variar com base na dureza da água, na composição mineral e na concentração de iões metálicos como o cobre e o zinco. Este facto sublinha a necessidade de escolher meticolosamente os materiais e de fazer um controlo da composição química da água.

A formação de biofilme é a principal forma de sobrevivência da *Legionella* em sistemas de água quente [20,21]. As colónias de bactérias incorporadas em biofilmes desenvolvem resistência a técnicas de desinfeção comuns, tais como tratamentos químicos. Em alguns microambientes, as bactérias podem suportar concentrações de desinfetante superiores às das células em suspensão. Além disso, estas células podem ocasionalmente sair dos biofilmes formados, e contaminar novamente o sistema.

O principal fator que influencia a redução da formação de biofilme é, ainda, a regulação da temperatura. Ainda que temperaturas elevadas inibam o crescimento bacteriano, manter de forma consistente esses níveis térmicos em toda a rede é desafiante. A perda de calor em ramais com uso esporádico ou isolamento deficiente pode gerar nichos de desenvolvimento microbiano [17, 19].

Apesar da utilização generalizada de métodos de desinfeção, como a cloração ou o choque térmico periódico, a erradicação eficaz da *Legionella* nos biofilmes continua a ser limitada [20]. O choque térmico — caracterizado por um aumento temporário da temperatura da água acima dos 60 °C — pode eliminar bactérias a curto prazo, mas o risco de contaminação persiste caso a temperatura estabilize rapidamente em níveis inferiores. Acresce que a utilização excessiva desta estratégia pode acelerar fenómenos de corrosão, aumentar o consumo energético e comprometer a integridade de componentes mecânicos do sistema.

2.4.2. Legislação Nacional e Standards Internacionais

Apesar de ser amplamente reconhecida como um problema de saúde pública de escala internacional, a presença de *Legionella* em sistemas de água quente continua a ser abordada de forma desigual entre diferentes países. Os quadros normativos existentes revelam uma considerável heterogeneidade, tanto no grau de obrigatoriedade das medidas impostas, como na abrangência técnica das mesmas. Ainda assim, subsistem alguns princípios essenciais partilhados por diversas abordagens, como a manutenção de temperaturas suficientemente

elevadas para inibir a proliferação bacteriana, a limitação da estagnação da água nas redes prediais e a vigilância contínua de zonas de risco acrescido [22,23,24].

No panorama europeu, Portugal encontra-se associado desde a década de 1980 ao antigo grupo de trabalho europeu sobre infeções por *Legionella* (EWGLI), entretanto integrado no Centro Europeu de Prevenção e Controlo de Doenças (ECDC) [25]. Apesar disso, as orientações técnicas desenvolvidas ao nível comunitário carecem frequentemente da especificidade necessária para serem eficazmente aplicadas aos diferentes contextos nacionais, limitando a sua utilidade prática na regulamentação concreta de sistemas prediais e instalações técnicas [22].

Em termos legislativos, o enquadramento nacional foi significativamente reforçado com a entrada em vigor do Decreto-Lei n.º 52/2018 e da Portaria n.º 25/2021. Estes instrumentos legais estabelecem as obrigações mínimas para a elaboração e implementação de planos de prevenção e controlo, assentes numa avaliação de risco adaptada à realidade específica de cada instalação. Entre os critérios considerados, incluem-se a tipologia e antiguidade dos sistemas, a dimensão da infraestrutura, o tipo de utilização do edifício e o perfil da população exposta, incluindo fatores como a idade e a vulnerabilidade clínica dos utilizadores [26,27].

Tabela 3 - Estado da regulamentação e orientações técnicas para prevenção e controlo da Legionella nos países da União Europeia, adaptado de [22]

País	Objeto de regulamentação/recomendações técnicas					
	Sistemas de água potável	Piscinas de Spa's	Piscinas	Torres de Arrefecimento	Sistemas de Ar Condicionado	Processamento de Água
Portugal						
Austria						
Bélgica (Flanders)						
Bulgária						
Croácia						
Reino Unido						
Finlândia						
França						
Alemanha						
Hungria						
Irlanda						
Itália						
Letónia						
Lituânia						
Países Baixos						
Polónia						
Suécia						
Turquia						

Apesar deste progresso normativo, persistem lacunas relevantes em determinadas áreas técnicas. A ausência de regulamentação obrigatória em domínios como torres de arrefecimento, sistemas de climatização centralizados ou estruturas recreativas com geração de aerossóis coloca Portugal numa posição menos robusta face a países que já adotaram medidas mais abrangentes, como é o caso de França, Alemanha ou Itália [22]. Esta assimetria é

evidenciada em estudos comparativos que analisam a distribuição e o conteúdo das legislações nacionais, revelando variações substanciais entre Estados-membros.

Paralelamente, a investigação científica tem vindo a reforçar a importância de fatores operacionais como a temperatura de armazenamento e distribuição da água, a renovação contínua do volume nos circuitos e a limitação da formação de biofilmes. A evidência aponta para a necessidade de manter valores térmicos superiores a 60 °C para garantir a inibição da bactéria, bem como para a adoção de boas práticas de dimensionamento e manutenção das redes hidráulicas [23,24,28].

Alguns países adotaram modelos operacionais mais detalhados, especialmente em contextos de risco elevado como unidades de saúde. O guia técnico *SHTM 04-01 Parte B*, por exemplo, propõe uma estrutura organizacional definida para a gestão da segurança da água, com atribuições específicas e procedimentos de monitorização sistemática [29]. De forma complementar, documentos como o protocolo *AS AP 19 IP* destacam a importância da articulação entre competências técnicas e responsabilidade institucional para garantir uma resposta eficaz e contínua [30].

A evolução das medidas adotadas revela, assim, um caminho de reforço progressivo da prevenção, mas também a necessidade de maior uniformização e adaptação local. Uma estratégia eficaz exigirá não apenas o reforço normativo, mas também a formação técnica dos intervenientes, a definição clara de responsabilidades operacionais e a implementação sistemática de práticas de manutenção e vigilância adaptadas à tipologia das infraestruturas.

A Tabela 2 apresenta as diferenças na aplicabilidade de medidas de controlo e prevenção de *Legionella* nos diferentes países da União Europeia, onde a cor verde indica que existe regulamentação obrigatória ou recomendações afetas ao assunto e a cor a vermelho indica que não existe.

2.5. Dimensionamento dos Sistemas de Produção de AQS

O dimensionamento de sistemas de preparação de água quente sanitária é crucial para que se garanta um bom funcionamento de todo o edifício, garantindo a disponibilização de um volume de água capaz de satisfazer as solicitações dos serviços prestados num dado edifício.

De seguida realiza-se uma análise aos principais parâmetros para o correto dimensionamento de um sistema de produção de AQS.

2.5.1. Temperatura da Água da Rede de Abastecimento Urbano

Para o dimensionamento de um sistema de produção de AQS, conforme será analisado posteriormente, é necessário estimar a temperatura de entrada de água na rede de distribuição. Uma vez que as redes de distribuição de água encontram-se geralmente

enterradas, a temperatura do solo terá uma grande influência sobre a sua temperatura no ponto de entrega do edifício. Pode-se assim estabelecer que a temperatura no ponto de entrega será aproximada da temperatura do solo.

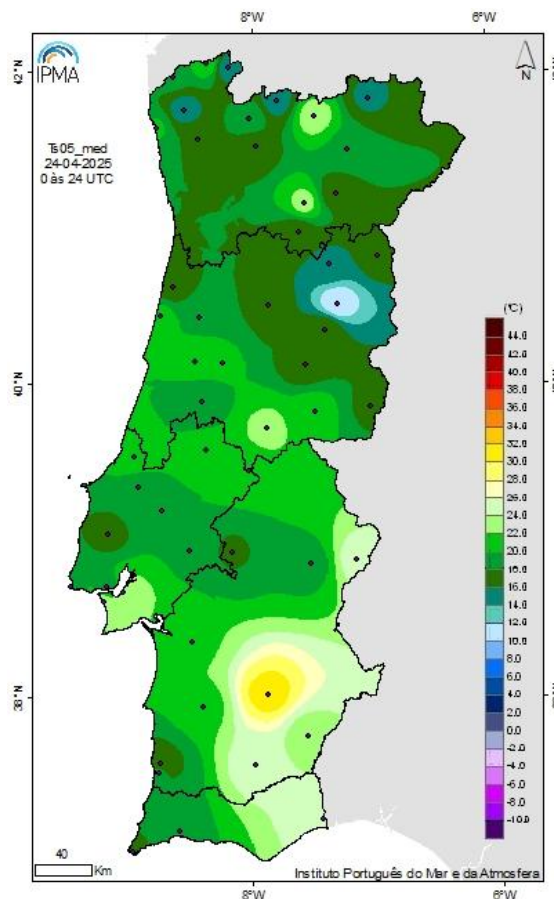


Figura 4 - Temperatura média do solo a 5 cm [31]

A temperatura da água à entrada da rede pode ser retirada segundo a base de dados da folha de cálculo “SCE.ER” disponibilizada pela Direção Geral de Energia e Geologia (DGEG), atualizada para cada município.

É ainda possível corroborar esta informação segundo o IPMA, Instituto Português do Mar e da Atmosfera, através da observação da temperatura média do solo a 5 cm de profundidade a nível nacional. A informação é atualizada diariamente e representada sobre um mapa segundo uma escala de cores, conforme o excerto seguinte.

A informação é obtida operacionalmente por interpolação e é atualizada diariamente a partir dos apuramentos diários da temperatura média do solo a 5 cm profundidade da rede de estações automáticas do IPMA no Continente.

Na figura 4 podem avaliar-se as temperaturas médias do solo a 5 cm de profundidade do dia 24 de abril do presente ano.

Tal como esperado, as zonas Centro e Sul apresentam genericamente uma temperatura média superior, verificando-se a ocorrência dos picos máximos nacionais nas zonas mais secas e interiores do país.

Ao nível da região do Porto, pode ser considerado que a temperatura média anual do solo a 5 cm varia entre 13 °C e 19 °C.

Conforme analisado acima, esta temperatura do solo aproximar-se-á muito da temperatura da água de entrada na rede, sendo um dado fundamental para a análise e dimensionamento dos sistemas de preparação de Águas Quentes Sanitárias.

2.5.2. Temperatura da Água na Acumulação e Abastecimento

Outros dois parâmetros, igualmente importantes no dimensionamento de um sistema de AQS por acumulação, são as temperaturas da água na acumulação e temperatura de consumo definida. Estes dois parâmetros influenciam diretamente o volume de acumulação à temperatura de consumo que um determinado depósito poderá conter para atenuação dos picos de consumo de um edifício.

A expressão que permite calcular o volume total de água à temperatura de consumo, considerando apenas a acumulação no depósito é:

$$V_{Total} = V_{Depósito} * \frac{T_{Acumulação} - T_{Água Rede}}{T_{Consumo} - T_{Água Rede}} * F_{utilização acumulação} \quad (3)$$

Onde,

$V_{Depósito}$ – Volume de acumulação no depósito, em L;

$T_{Acumulação}$ – Temperatura de acumulação de água no depósito, em °C;

$T_{Água Rede}$ – Temperatura da água da rede, em °C;

$T_{Consumo}$ – Temperatura de consumo de AQS, em °C;

$F_{utilização acumulação}$ – Fator da utilização do volume de acumulação (apresentado em 2.3.1.2).

No dimensionamento de qualquer sistema de acumulação é de extrema importância garantir que estas variáveis são conhecidas antes de se proceder à validação da seleção de sistema de acumulação, garantindo assim que as necessidades de consumo são completamente colmatadas em períodos de pico no consumo.

2.5.3. Necessidades em AQS

Para um bom dimensionamento de um sistema de água quente, é necessário um estudo preliminar de modo a garantir que este esteja capacitado para dar resposta às necessidades do edifício. Assim, o dimensionamento de sistemas preparação de Água Quente Sanitária, é fundamentado através de uma previsão do consumo máximo estimado.

Consoante o país em que o edifício se irá inserir e a consequente legislação aplicável, encontram-se estabelecidos parâmetros que permitem a previsão do consumo de AQS mediante o tipo de edifício em estudo.

A título de exemplo, o guia técnico espanhol “*Água Caliente Sanitaria Central*” define através da sua tabela 3 – tabela 4 no presente documento – os consumos diários de AQS a 60°C para um conjunto de edifícios de variadas tipologias [11].

Tabela 4 - Consumos diários de AQS a 60°C, adaptado de [11].

Tipo de edifício	Litros/dia a 60 °C
Habitação unifamiliar	30 por pessoa
Habitação multifamiliar	22 por pessoa
Hospitais e clínicas	55 por cama
Hotel 4☆	70 por cama
Hotel 3☆	55 por cama
Hostel/Hotel 2☆	40 por cama
Hotel/Pensão 1☆	35 por cama
Residências (idosos, estudantes, etc.)	55 por cama
Vestiários/duchas coletivas	15 por serviço
Escola	3 por aluno
Quartéis	20 por pessoa
Fábricas e oficinas	15 por pessoa
Edifícios administrativos	3 por pessoa
Ginásios	20 a 25 por utilizador
Lavandarias	3 a 5 por kg de roupa
Restaurantes	5 a 10 por refeição
Cafetarias	1 por almoço

Ao nível da legislação portuguesa, a Portaria n° 138-I/2021 define o consumo diário de água quente sanitária segundo a Tabela 5:

Tabela 5 - Consumo diário de AQS para edifícios de comércio e serviços, conforme previsto no Manual SCE, extraído de [32]

Tipo de utilização	Consumo de AQS (*)	Variável
Cuidados de saúde sem dormida	10 Litros/cama	
Cuidados de saúde sem dormida e com lavanderia	56 Litros/cama	
Cuidados de saúde com dormida e com lavanderia	88 Litros/cama	
Escolas	(1)	
Escritórios	(1)	
Teatros e anfiteatros	(1)	
Lojas	(1)	
Serviço de refeições tradicional, 2 refeições por dia	21 Litros/pessoa.refeição	
Serviço de refeições self-service, 2 refeições por dia	8 Litros/pessoa.refeição	
Serviço de refeições tradicional, 1 refeição por dia	10 Litros/pessoa.refeição	
Serviço de refeições self-service, 1 refeição por dia	4 Litros/pessoa.refeição	
Hotéis 1 estrela, sem lavanderia	70 Litros/cama	
Hotéis 1 estrela, com lavanderia	96 Litros/cama	
Hotéis 2 estrelas, sem lavanderia	76 Litros/cama	
Hotéis 2 estrelas, com lavanderia	102 Litros/cama	
Hotéis 3 estrelas, sem lavanderia	90 Litros/cama	
Hotéis 3 estrelas, com lavanderia	120 Litros/cama	
Hotéis 4 estrelas ou superior, sem lavanderia	118 Litros/cama	
Hotéis 4 estrelas ou superior, com lavanderia	132 Litros/cama	
Outros edifícios com dormida	Litros/cama	
Recintos desportivos	101 Litros/chuveiro	
(1) Sem consumo de AQS, podendo ser usados valores de outras tipologias de utilização caso estejam previstas		

2.5.4. Perfis de Consumo de AQS

Um dos principais fatores para um bom dimensionamento de um sistema de preparação de água quente, é entender de que forma é solicitado o volume consumido durante os diferentes períodos do dia. Este fator torna-se ainda mais relevante quando se trata da implementação de um sistema com acumulação total em ordem a permitir o dimensionamento da potência de um equipamento produtor que seja capaz de suprir as necessidades durante os períodos de não solicitação.

A análise do perfil de consumo permite conhecer assim a distribuição do consumo total diário ao longo das 24 horas de um dia.

O perfil de consumo de água quente é crítico para o desempenho das bombas de calor, especialmente em sistemas que operam com ciclos transcíticos, como os que utilizam R744. Estes sistemas obtêm melhores desempenhos em regimes contínuos devido à redução de perdas no normal funcionamento do sistema e otimização do número de paragens do sistema [33].

Assim, sistemas com acumulação beneficiam significativamente de desempenhos superiores, amortecendo flutuações e permitindo uma melhor adaptação a perfis de consumo irregulares, o que se traduz numa redução de perdas globais de energia [34,35].

Corless, no seu estudo sobre o consumo de AQS numa unidade hospitalar localizada em West Cheshire no Reino Unido, verificou que o consumo médio do referido hospital seguia sensivelmente a distribuição da Tabela 6 [36]:

Tabela 6 - Perfil de consumo médio de AQS do hospital de Chester, adaptado de [36].

Hora	%
0	0,5%
1	1,5%
2	2,0%
3	1,0%
4	2,0%
5	3,0%
6	4,0%
7	18,0%
8	15,0%
9	12,0%
10	6,0%
11	3,0%
12	4,0%
13	3,5%
14	3,0%
15	3,5%
16	4,0%
17	3,5%
18	3,0%
19	2,5%
20	2,0%
21	1,5%
22	1,0%
23	0,5%

É possível observar que o pico de consumo de água quente se regista entre as 7 e as 10 horas da manhã. A este período de 3 horas corresponde sensivelmente a 45% do consumo total diário médio registado.

2.6. Bombas de Calor e Descarbonização Energética

Com o acordo de Paris em 2015, 197 países ratificaram o seu compromisso na redução da emissão de gases responsáveis pelo efeito de estufa [37]. Desde então, têm sido tomadas medidas que procuram incentivar um futuro mais sustentável, concentrada numa baixa produção de carbono. Este objetivo pressupõe a descarbonização de alguns setores de energia como o setor da energia para aquecimento, eletricidade e transportes. Destes, o aquecimento é o setor com maior peso no que toca a consumo de energia [38], sendo responsável por cerca

de metade do consumo de toda a energia consumida na União Europeia (UE). do quais apenas cerca de 25% é proveniente de fontes renováveis [39]. Da energia consumida para aquecimento, 51% é absorvida pela indústria e 46% por edifícios para aquecimento de espaços e água quente sanitária. Em 2021, a uma escala global, a energia proveniente de fontes renováveis apenas supriu cerca de 11% das necessidades [39].

Esta informação fornece uma profundidade adicional à questão e elucida a transição energética nesta indústria, assegurando que esta assenta numa base mais sustentável. A rápida expansão atual das fontes renováveis faz com que a adoção de energia com uma pegada de carbono reduzida, como as bombas de calor e outras tecnologias, seja uma abordagem lógica para transformar esta indústria.

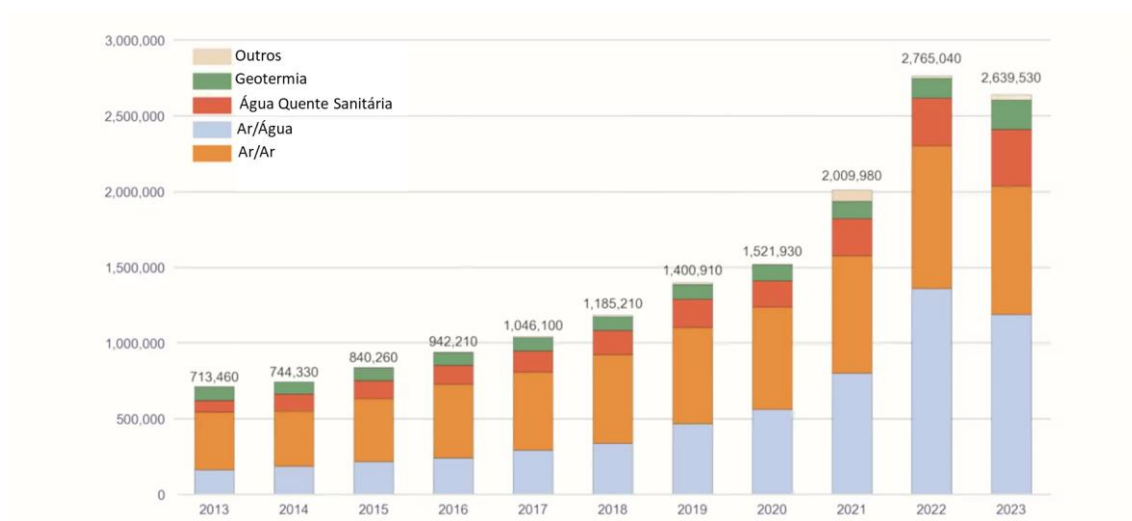


Figura 5 - Vendas de bombas de calor, pelas suas diferentes fontes de calor, no mercado europeu entre 2013 e 2023 [40].

As bombas de calor possuem na verdade um princípio de funcionamento que é na sua génese bastante simples na verdade. Muito à semelhança do funcionamento de uma arca frigorífica, o intuito do equipamento é absorver energia de uma fonte exterior e dissipá-la na zona de conforto, recorrendo a uma quantidade mínima de eletricidade. Este sistema pode, resumidamente, descrever-se como constituída por dois conjuntos de permutadores de calor, um posicionado na zona de conforto e outro na zona da fonte de energia externa em que ambos poderão trabalhar como evaporador e condensador, um fluido frigorigéneo, que normalmente transita entre o estado líquido e o estado gasoso, responsável pelo transporte do calor de um conjunto de permutadores para o outro, e ainda um conjunto de válvulas para expansão do fluido de trabalho e reversibilidade dos circuitos. Assim, o mesmo sistema poderá ora fornecer ou remover calor da zona de conforto, consoante a estação de funcionamento (aquecimento/arrefecimento). As bombas de calor, para além da climatização de espaços, podem ainda ser afetas, exclusiva ou simultaneamente a acumuladores para produção de água quente sanitária. As bombas de calor são assim considerados sistemas eficientes e ecológicos

[41]. As fontes de energia externa de uma bomba de calor podem ter essencialmente três origens: ar, água e solo.

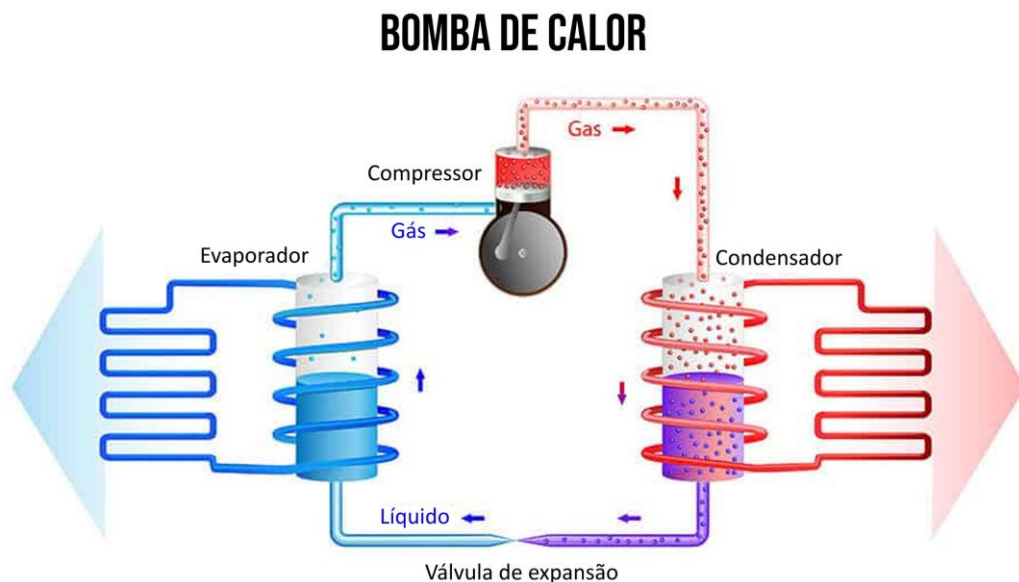


Figura 6 - Esquema de princípio simplificado de uma bomba de calor [42]

Numa fase da tecnologia em que a eficácia das bombas de calor na redução das emissões de carbono tem sido cada vez mais reforçada, como é possível confirmar em [43,44,45], Sandvall *et al* consideram no seu estudo [46], as bombas de calor como uma opção mais vantajosa comparativamente com outras tecnologias como painéis solares. Além disso, um estudo centrado no quadro energético dinamarquês sugere que a utilização de bombas de calor poderia levar a uma redução de 16% nos custos do sistema e a uma redução de 70% na utilização de biomassa até 2035, em comparação com um cenário sem integração de bombas de calor [47]. Num estudo semelhante, a investigação sobre o aquecimento de espaços em edifícios residenciais sugere uma redução potencial do consumo de energia primária e das emissões associadas de cerca de 30% em comparação com os sistemas de aquecimento a gás natural [48].

Existem três principais tecnologias de bombas de calor de ciclo de compressão implementadas no mercado global: bombas de calor Ar-Ar, bombas de calor Ar-Água e bombas de calor Água-Água. A sua classificação refere-se à fonte primária ao qual o equipamento recorre para captação de energia. Existem ainda sistemas híbridos que possuem uma fonte secundária associada, para auxílio e aproveitamento de energia disponível no local.

Os nomes das bombas de calor – como “Ar-Ar” – descrevem as fontes a partir das quais captam energia e o meio utilizado para difundir essa mesma energia. Assim, a primeira parte do seu nome indica a fonte de calor e a segunda o meio de transferência.

2.6.1. Bomba de Calor Ar-Ar

Uma bomba de calor ar-ar extrai calor do ar exterior e transfere-o diretamente para o ar interior. Isto significa que tanto a fonte de calor como o dissipador de calor são ar.

Estes sistemas são valorizados pelo seu coeficiente de desempenho (COP) relativamente elevado e pelo conforto térmico. As bombas de calor ar-ar podem atingir um COP de cerca de 3,54 em condições controladas. Apesar de serem uma das opções mais económicas, este desempenho posiciona-as acima dos sistemas ar-água e abaixo dos sistemas água-água em termos de eficiência. Em climas frios, as bombas de calor ar-ar mantêm um melhor desempenho do que os sistemas ar-água, com uma menor diminuição do COP à medida que as temperaturas exteriores descem [49,50].

Possuem um custo de instalação significativamente mais baixo, face às restantes alternativas, mantendo um elevado rendimento, contudo destinam-se apenas a sistemas de climatização e não à produção de AQS.

2.6.2. Bomba de Calor Ar-Água

As bombas de calor ar-água extraem o calor do ar exterior e transferem-no para a água, sendo posteriormente utilizada para preparação de água quente sanitária ou aquecimento ambiente através de, por exemplo, radiadores, sistemas de pavimento radiante ou ventiloconvetores.

Apesar de o COP deste tipo de sistemas ser geralmente inferior ao dos sistemas ar-ar (cerca de 3,40), a distribuição é realizada de forma mais uniforme ao nível da velocidade e temperatura e no interior, o que pode aumentar o conforto em determinadas aplicações [49,50].

As bombas de calor ar-água podem também ser otimizadas de acordo com a temperatura da água a fornecer, o que pode traduzir-se em melhorias significativas na eficiência energética e consequentemente uma redução no consumo energético [51].

São particularmente eficazes quando combinadas com depósitos de armazenamento de água, permitindo que o sistema funcione de forma mais eficiente, armazenando energia durante os períodos mais favoráveis e libertando-a durante os períodos menos favoráveis, aumentando o desempenho sazonal [32].

2.6.3. Bomba de Calor Água-Água

As bombas de calor água-água extraem calor de uma fonte de água (como águas subterrâneas ou um lago) e transferem-no para outro circuito de água, normalmente utilizado para aquecer ou arrefecer edifícios. Neste caso, tanto a fonte como o dissipador são água. Este tipo de bombas de calor é frequentemente utilizado quando existe uma fonte de água estável e a otimização da eficiência é uma prioridade.

Estes sistemas estão entre os mais eficientes, com um COP elevado de 3,73. As bombas de calor água-água proporcionam um desempenho consistente, diminuindo a sua dependência das flutuações da temperatura do ar ambiente [49]. Embora os modelos de cálculo atuais possuam um certo grau de erro, é possível que haja variações no consumo de energia de aproximadamente 30% [52]. Estes sistemas são particularmente úteis em ambientes industriais ou em grandes estruturas, onde uma fonte de calor fiável e altamente eficiente é facilmente acessível.

Por outro lado, nas regiões de clima frio, é essencial garantir a solidificação da água no permutador durante os períodos críticos.

2.7. Tipos de Fluidos Frigorígeos

Os fluidos frigorígeos são a força vital dos sistemas de refrigeração e a sua eficiência desempenha um papel crucial no desempenho global dos equipamentos. O processo de seleção de um fluido para uma determinada aplicação, varia de acordo com as suas propriedades específicas [53] e níveis de desempenho, segurança e impacto ambiental. Os frigorígeos podem assim ser classificados de acordo com a sua composição química e eficiência.

2.7.1. Propriedades Físico-Química

A seleção de um fluido frigorígeo deve ser realizada com vista a maximização da eficiência energética e reduzido impacto ambiental para o tipo de aplicação desejada. A sua seleção estará sempre dependente de propriedades termodinâmicas, propriedades químicas, características de ciclos de refrigeração para diferentes condições de evaporação ou arrefecimento e condensação, pressão de operação, entre outros.

Idealmente, um frigorígeo deveria cumprir com todos estes requisitos, no entanto, esta revela-se uma tarefa deveras difícil de concretizar. Assim, a seleção de um fluido passa escolha daquele que, dentro de todos os parâmetros, deverá apresentar um desempenho global mais adequado.

2.7.1.1. Propriedades termodinâmicas

As propriedades termodinâmicas de um fluido dependem essencialmente da temperatura crítica, ponto de ebulição, estrutura molecular e o seu próprio peso. Estas propriedades estão internamente ligadas com os ciclos termodinâmicos e a sua eficiência. O ponto de ebulição está diretamente relacionado com a pressão de operação do sistema, ao passo que, quanto maior a temperatura crítica, maior o COP (coeficiente de desempenho), mas menor a capacidade

volumétrica. Estas características permitem assim a otimização do sistema ao nível do compressor e unidade de refrigeração [54,55].

2.7.1.2. Propriedades termofísicas

As propriedades termofísicas de um fluido, tais como a densidade, condutividade térmica, viscosidade dinâmica e cinemática e tensão superficial, são essenciais para o controlo da eficiência de um dissipador de calor, quer este trabalhe como evaporador ou condensador.

A viscosidade e densidade afetam diretamente a resistência à circulação do fluido no um sistema.

A inflamabilidade e toxicidade são duas propriedades associadas principalmente aos hidrocarbonetos halogenados [56], tendo implicações diretas na resistência do escoamento do fluido no sistema. Quanto menor a viscosidade de um fluido, mais energeticamente eficiente será o sistema [57].

Uma outra característica termofísica de um fluido é a sua temperatura de evaporação mediante a pressão à qual se encontra exposto no sistema. Um frigorigéneo com um ponto crítico baixo possuirá um coeficiente de desempenho menor. A pressão do vapor será inferior, comparativamente com gases com um ponto crítico superior e possuirá um sobreaquecimento do compressor mais elevado.

O calor específico possui comportamentos diametralmente desejáveis perante o estado gasoso e o estado líquido. Um frigorigéneo na fase líquida será tanto mais atrativo quanto menor for o calor específico, de forma a otimizar o seu subarrefecimento antes da expansão. No entanto, um calor específico de vapor elevado é igualmente vantajoso, associado a uma viscosidade baixa, minimizando o sobreaquecimento na zona de sucção do compressor, aumentando indiretamente a longevidade do compressor [58,59].

2.7.1.3. Estabilidade Química

A estabilidade de um fluido é uma característica própria de cada frigorigéneo. Esta estabilidade pode ser definida segundo propriedades como a inflamabilidade, explosividade e temperatura de desintegração.

O processo de descomposição da amónia começa a partir dos 250°C, ao passo que o CO₂ apenas começa a desintegrar-se quando atinge temperaturas superiores a 1500°C. Consoante o tipo de fluido utilizado no pelo sistema, este pode necessitar de lubrificação. Contudo, a presença de óleos diminui a estabilidade de um gás. Estes óleos são utilizados em muitos sistemas para reduzir a fricção e desgaste em pontos de fricção e selar juntas. Outros elementos e impurezas que se possam dissolver com os frigorigéneos, como a água, podem não só comprometer a

fiabilidade dos componentes do sistema, como ainda afetar negativamente as propriedades termodinâmicas de um refrigerante [60].

2.7.1.4. Segurança

A transição dos HFC com elevado GWP para alternativas ambientalmente mais amigáveis, transferiu a preocupação dominante de segurança para os sistemas de refrigeração e bombas de calor da destruição da camada de ozônio para a inflamabilidade, toxicidade e pressões de funcionamento elevadas. As normas referidas neste capítulo pretendem fornecer um conjunto integrado de medidas capaz de prevenir acidentes, atenuar as suas consequências e proteger pessoas, bens e o ambiente ao longo do ciclo de vida de um sistema.

Aumento de Flamabilidade ↑	Maior Flamabilidade	A3	B3
	Menor Flamabilidade	A2	B2
		A2L*	B2L*
Sem Propagação de Chama	A1	B1	
		Menor Toxicidade	Maior Toxicidade

Aumento de Toxicidade →

* A2L e B2L são fluidos refrigerantes com menor inflamabilidade e uma velocidade máxima de queima ≤ 10 cm/s

Figura 7 - Classificação de fluidos quanto à sua inflamabilidade e toxicidade, adaptado de [61].

A norma EN 378 e a série IEC 60335 formam uma arquitetura de segurança complementar para a atual tecnologia de refrigeração e bombas de calor. A norma EN 378 rege toda a instalação – desde a conceção até à desativação – abordando a pressão, a toxicidade, a inflamabilidade e o impacto ambiental em quatro partes coordenadas, enquanto a norma IEC 60335 protege o próprio aparelho limitando a tensão nominal e prescreve testes elétricos, mecânicos e de resistência ao fogo exaustivos para o funcionamento do equipamento. Em conjunto, oferecem uma segurança entre o ecossistema. A norma EN 378 classifica as ocupações e as localizações dos equipamentos e exige que seja atribuída ao fluido uma classe de segurança (A1 a B3) [62,63].

Uma ligação fundamental entre as duas normas é o limite máximo de carga de gás. Para um fluido A2L utilizado num espaço público, a norma EN 378 estabelece:

$$m_{\text{máx}} = \min(1.5 * \sqrt{V}, 0.3 * V) \quad (4)$$

Onde,

V – Volume do espaço, em m³.

Para cargas superiores, é necessário adotar sistemas de segurança e controle, como assegurar ventilação contínua e a paragem do sistema e recolha de fluido automático em caso de deteção de fuga.

2.7.2. Fluidos Sintéticos

Os fluidos frigorigéneos sintéticos, como os CFC's e HFC's, foram o ponto de viragem para os modernos sistemas de refrigeração e climatização. Compostos principalmente por hidrocarbonetos halogenados, foram inquestionavelmente motores no desenvolvimento industrial tendo, no entanto, degradado adversamente o meio ambiente. O R-11 e o R-12 foram dos primeiros fluidos a serem amplamente utilizados pela sua não toxicidade, inflamabilidade e estabilidade química [64]. No entanto, o seu forte impacto no meio ambiente, tornou-se o motivo central para a elaboração e celebração dos diversos protocolos e tratados já aqui mencionados. Desde então, estes frigorigéneos evoluíram significativamente ao longo dos anos devido à regulamentação ambiental e aos avanços tecnológicos.

2.7.3. Fluidos Naturais

Os frigorigéneos naturais, categoria na qual naturalmente se enquadra o dióxido de carbono, mas também o amoníaco, água e ar, trata-se de elementos que se encontram naturalmente e, de um modo geral, abundantemente no planeta. O termo “frigorigéneos naturais” é utilizado para descrever substâncias não sintéticas presentes na natureza, resultantes de processos bioquímicos.

Este tipo de fluidos possui um potencial de destruição da camada de ozono e um potencial de aquecimento global muito próximos de zero. Apesar de a água possuir um bom desempenho, conseguindo superar as eficiências de outros fluidos como o amoníaco e propano, em condições de evaporação a 35°C, trabalha com elevados caudais e pressões, acabando por afastar substancialmente o interesse neste tipo de equipamentos [65,66]. Do mesmo modo, o ar, atendendo aos caudais volúmicos necessários transportar, acaba por se tornar uma solução pouco apelativa, demonstrando-se uma solução onerosa, com grandes necessidades de espaço para instalação do sistema.

2.7.3.1. Dióxido de Carbono

Dióxido de carbono é um fluido bem conhecido. Começou por ser utilizado no fim do século XIX em sistemas de refrigeração por compressão de vapor, vastamente aplicados em navios.

Apesar de ter sido descontinuado logo após a invenção dos CFC's, o CO₂ volta de novo a suscitar interesse entre a comunidade dos frigoríficos. Possuindo um ODP de zero e um GWP de 1 – entre 0.01% e 0.7% comparativamente com o GWP dos CFC's, HCFC's e HFC's – e a sua não inflamabilidade, tornam-no um dos fluidos menos prejudiciais ao ambiente atualmente utilizados e mais promissores para perpetuação num futuro próximo.

A sua baixa densidade líquida permite a utilização de componentes de menores dimensões e cargas de gás num sistema [66]. Por outro lado, a sua massa molar reduzida aliada a elevadas pressões de trabalho, reduzem o fluxo volumétrico. No entanto, a sua operação com temperaturas ambiente altas e temperatura do ponto crítico reduzida, trouxe algumas dificuldades no desenvolvimento da tecnologia, uma vez que o seu desempenho se demonstrava substancialmente baixo comparativamente com hidrofluorcarbonetos tradicionais.

No entanto, a realização de vários estudos permitiu o desenvolvimento de vários elementos internos com o objetivo de melhorar o desempenho energético do sistema [68,69].

A utilização de um ejetor em vez de uma válvula de expansão foi uma das principais evoluções. Esta permitiu, não só um aumento na capacidade de arrefecimento, como também uma diminuição do consumo do compressor.

No presente, as principais aplicações de sistemas a CO₂ encontram-se maioritariamente presentes em três grandes setores: indústria, comércio e transportes.

2.7.3.2. Hidrocarbonetos

Os hidrocarbonetos (HC's), como o propano, o metano e o butano, são fluidos frigoríficos naturais com um potencial nulo de destruição da camada de ozono e um baixo potencial de aquecimento global sendo o propano um dos mais utilizados. Possuem ótimas propriedades termodinâmicas, contudo, apesar do seu reduzido impacto no ambiente devido ao curto período de presença na atmosfera, a inflamabilidade dos hidrocarbonetos é um desafio vigente na sua utilização. No entanto, estas questões de inflamabilidade podem ser controladas através da redução da carga de gás do sistema e criando um ambiente bem ventilado, tendo presente que todos estes pontos elencados são fatores que limitam o sistema quanto à potência e dimensão [70].

2.7.4. Seleção em Função do Tipo de Aplicação

O CO₂ funciona eficientemente a altas pressões e temperaturas, com uma temperatura crítica de 31,06°C e uma capacidade de refrigeração de 22.600 kJ/kg, superando o amoníaco em aplicações de alta temperatura, tais como sistemas de água quente sanitária (AQS). Os sistemas de CO₂ também geram COPs superiores em condições transcíticas, particularmente em aplicações como a refrigeração de supermercados. Embora o amónio seja competitivo com COPs na gama de 3,8 a 4,8, é mais adequado para uso industrial e sistemas subcríticos [19, 22].

O CO₂ é considerado seguro para ambientes sensíveis, como hospitais, devido à sua não inflamabilidade e não toxicidade. Por outro lado, o amoníaco é combustível e tóxico, exigindo a implementação de protocolos de segurança rigorosos. Além disso, o sistema é ainda mais complicado e custa mais devido à natureza corrosiva do amoníaco, que restringe a sua compatibilidade com materiais comuns, como o cobre. O CO₂ é quimicamente estável, o que facilita a sua integração numa variedade de aplicações [39,71].

Tabela 7 - Matriz de decisão para alguns dos fluidos frigoríficos mais utilizados, adaptado de [72].

Legenda	Parâmetro	R-12	R-32	R-134a	R-290	R-744	R-717	Decisão
Temperatura Máxima de Operação	MROA (°C)	251,8	161,8	181,8	376,8	1726,9	426,85	↑
Temperatura de Congelamento	T _{FP} (°C)	-157,5	-137	-97	-188	-78	-77,73	↑
Temperatura de Ebulição	T _{NBP} (°C)	-29,5	-51,65	-26,06	-42,11	-78,46	-33,3	↑
Temperatura Crítica	T _{CP} (°C)	111,97	78,11	74,66	96,74	31,1	132,25	↑
Temperatura Ignição Instantânea	T _{IG} (°C)	757	708	455	505	inf	460	↑
Pressão de Operação no Evaporador	P _{Evap} (bar)	1,82	4,88	1,63	2,916	22,908	2,3617	↓
Pressão de Operação no Condensador	P _{Cond} (bar)	7,45	15,68	6,89	10,29	72,137	11,672	↓
Pressão Crítica	P _{Crit} (bar)	41,3	57,8	40,6	46,55	73,77	113,3	↑
Volume Específico	V _{sp} (m ³ /kg)	0,091	0,0749	0,1206	0,1538	0,01646	0,50868	↓
Viscosidade Dinâmica (Líquido)	μ _l (μPa·s)	178,8	155,4	183,1	92,188	43,768	125,45	↓
Viscosidade Dinâmica (Vapor)	μ _v (μPa·s)	11,85	12,97	15,11	8,15	15,7	9,95	↓
Condutividade Térmica (Líquido)	k _l (m-W/m-K)	65,3	81,2	78,99	91,409	95,356	95,35	↑
Condutividade Térmica (Vapor)	k _v (m-W/m-K)	10,6	11,8	13,46	14,561	98,023	96,083	↑
Calor Latente de Vaporização	h _{lg} (kJ/kg)	136,2	177,64	173,1	506,72	60,575	1144,4	↑
Densidade (Líquido)	ρ _l (kg/m ³)	1292,7	1047	1207	479,02	593,51	593,3	↑
Densidade (Vapor)	ρ _v (kg/m ³)	42,06	50,7	31,85	0,955	0,978	0,978	↑
Calor Específico a Pressão Constante	C _p (298 K)	74	94,4	80,5	45,99	44,01	35,637	↑
Massa Fluido	M (kg/kmol)	4,09	3,04	6,45	3,02	3,44	3,02	↓

O perfil de alta segurança e o desempenho do CO₂ tornam-no ideal para aplicações como em hospitais e outros ambientes com requisitos de segurança muito estritos. Destaca-se em aplicações de alta temperatura, como o aquecimento de água quente sanitária, ao passo que o amoníaco se adequa melhor em situações de refrigeração industrial, beneficiando-se de baixo custo e alta eficiência, sendo limitada em aplicações residenciais ou de saúde devido a questões de segurança [66,71].

A tabela 7 representa uma matriz de decisão, fazendo um comparativo entre os principais fluidos frigoríficos utilizados na indústria.

2.8. Eficiência Energética das Bombas de Calor

No que diz respeito a bombas de calor, existem vários ciclos termodinâmicos que são utilizados para simular e estudar o funcionamento e desempenho de determinados tipos de sistemas. Face aos sistemas em análise, dar-se-á destaque aos ciclos de Carnot e de Lorenz, sendo estes os ciclos mais apropriados.

2.8.1. Ciclo de Carnot

O ciclo de Carnot, trata o ciclo mais eficiente de todos. Um ciclo reversível e tem como base quatro processos distintos caracterizados pelos pontos esquematizados na figura seguinte: uma compressão isentrópica com recurso a trabalho gerado por um compressor (1_c-2_c); a rejeição de calor isotérmica num condensador (2_c-3_c); um processo de expansão isentrópico (3_c-4_c); e ainda a absorção de calor isotérmico num evaporador (4_c-1_c).

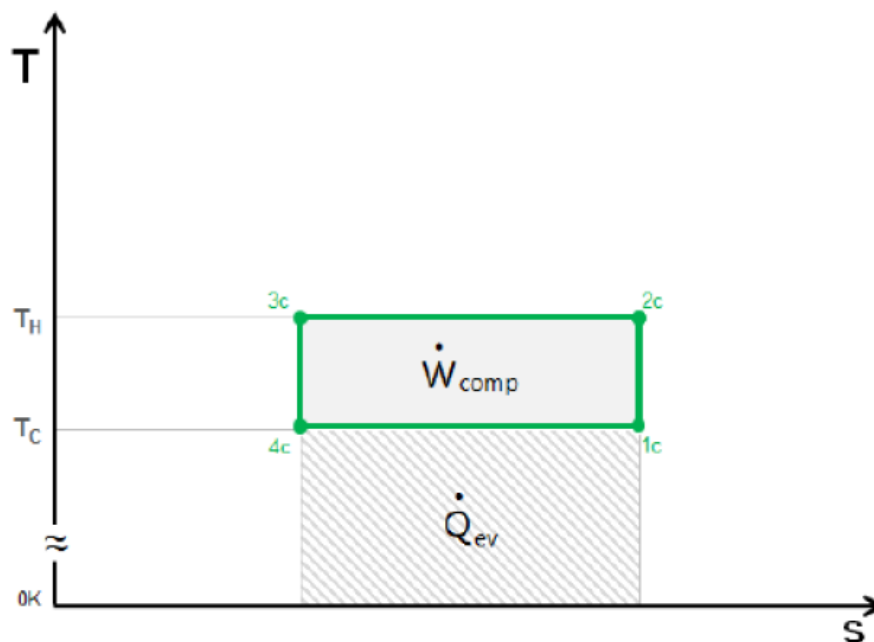


Figura 8 - Diagrama T-s representativo de um ciclo de Carnot, adaptado de [72]

O ciclo de compressão de vapor é utilizado para refrigeração utilizando por base o calor latente de um fluido frigorigéneo para absorver e dissipar calor para um dado caudal mássico. O fluido é assim trabalhado entre o estado líquido e gasoso a temperaturas que dependem da sua pressão dentro dos pontos de congelamento e ponto crítico [5]. O ciclo de Carnot estabelece, portanto, o COP teórico máximo de um sistema através da equação seguinte.

$$COP = \frac{T_c}{T_h - T_c} \quad (5)$$

Contudo, o ciclo de Carnot é reconhecido como o ciclo ideal uma vez que este ciclo não tem em consideração irreversibilidades, isto é, perdas induzidas no sistema pelos componentes do mesmo, sendo os efeitos de fricção um dos principais responsáveis pelo aumento da entropia no circuito.

Para uma aproximação mais real, o ciclo de Carnot pode ser adaptado para um ciclo padrão, onde se pretende representar o impacto das propriedades do fluido frigorígeno nas irreversibilidades do sistema. Este ciclo pode ainda ser adaptado ao ciclo real, muito semelhante ao que ocorre nos sistemas subcríticos de bombas de calor, onde é tido em consideração as perdas de pressão tanto no condensador como no evaporador e válvula de expansão, aumentando diretamente o trabalho necessário introduzir pelo compressor. É ainda considerado um ligeiro ganho térmico induzido no circuito pelo pela componente do rendimento do compressor transformada em energia térmica. Por outro lado, o controlo preciso do estágio condensação é processo extramente difícil de se obter, resultando num fluido subarrefecido à entrada da válvula de expansão.

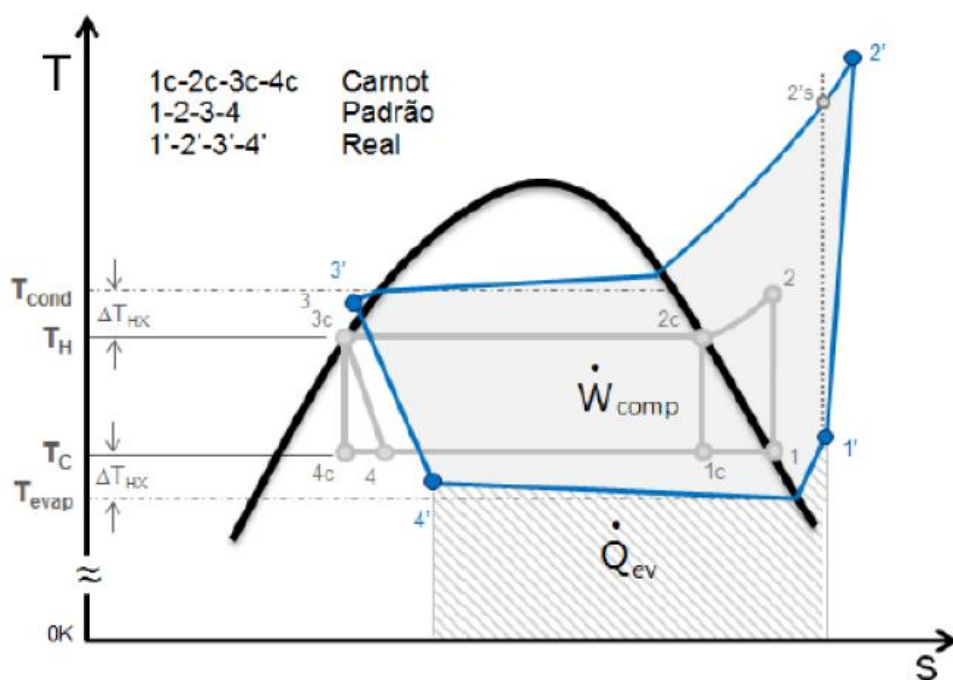


Figura 9 - Representação do ciclo de Carnot e respetivas adaptações para um ciclo real, adaptado de [72].

Naturalmente, todas estas figuras apresentadas anteriormente, reduzem a complexidade da maioria dos sistemas. Existem alguns conceitos teóricos ultrapassados numa situação real de modo a garantir o bom funcionamento e longevidade de alguns equipamentos, em particular o compressor. Num ciclo convencional, o vapor obtido no fim do estágio de evaporação (4-1) é assumido como saturado e seco, no entanto é importante referir que, dado a dificuldade no

controlo preciso destes pontos, tal como já mencionado acima, o fluido acaba muitas vezes por permanecer mais tempo no evaporador, de modo a garantir o seu sobreaquecimento evitando assim a sucção de partículas no estado líquido, incompressíveis, para o compressor (1-1') e consequentemente danos graves neste componente. Do mesmo modo, no extremo oposto, onde num ciclo ideal é considerado um fluido líquido e saturado à saída do condensador, temos um fluido subarrefecido por fim a evitar a vaporização – *flash gas* – na sua interação com componentes no seu circuito, processo este que acaba por possuir um efeito positivo no COP do sistema [73].

2.8.2. Ciclo de Lorenz

Em comparação ao ciclo de Carnot, o ciclo de Lorenz trata sistemas que operam acima do ponto crítico do fluido com uma dissipação de calor com temperatura variável, em contraste às pressões e temperaturas constantes no ciclo convencional, motivo pelo qual o ciclo de Carnot não se adequa corretamente a sistemas transcrito.

A figura seguinte representa o ciclo ideal de Lorenz:

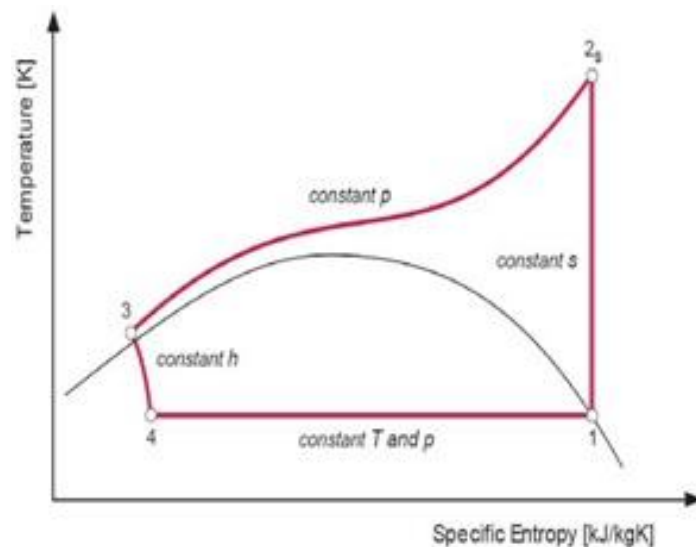


Figura 10 - Princípio do ciclo ideal de Lorenz num diagrama T-s, adaptado de [74].

Encontrando-se o fluido, no ciclo de Lorenz, acima do ponto crítico, a rejeição de calor será exclusivamente através da variação de calor sensível, face à rejeição latente cuja ocorrência verifica-se no ciclo anteriormente estudado. Contudo, os processos que constituem este ciclo são os mesmos utilizados num sistema subcrítico.

O COP do ciclo de Lorenz pode ser calculado através da seguinte equação:

$$COP_{lz} = \frac{T_{2s} - T_3}{(T_{2s} - T_3) - T_4 * \ln\left(\frac{T_{2s}}{T_3}\right)} \quad (6)$$

Onde,

T_{2s} – temperatura do fluido à entrada do *gas cooler*;

T_3 – temperatura do fluido à saída do *gas cooler*;

T_4 – temperatura de evaporação.

2.8.3. Impacto da Temperatura da Fonte de Calor

As condições ambientais influenciam significativamente o desempenho das bombas de calor utilizadas na produção de água quente sanitária. A eficiência do ciclo transcrito de R-744 é altamente sensível às variações na temperatura ambiente devido às elevadas pressões necessárias ao funcionamento transcrito, resultando em perdas de COP mais pronunciadas em ambientes mais frios, especialmente quando se requerem temperaturas mais elevadas da água quente (acima de 60 °C) [52,75,76].

Um outro ponto que importa referir é a formação de gelo nas serpentinas externas em condições de ar frio e húmido. O acréscimo de ciclos de degelo pode penalizar sazonalmente o COP entre 5% e 10% [77]. Sistemas com R-290 e R-134a apresentam desempenhos mais estáveis devido a menores razões de compressão necessárias, menores perdas por irreversibilidades termodinâmicas e menores pressões absolutas, o que se traduz em reduções típicas do COP na ordem de 10% a 15% nas mesmas condições [35,78].

2.8.4. Eficiência Sazonal

O COP é um bom indicativo de performance para condições de funcionamento estabelecidas, o que implica necessariamente uma análise num curto período de tempo. No entanto é interessante poder realizar uma análise mais alargada que possa traduzir a eficiência média sazonal dos equipamentos. O SCOP (*Seasonal Coefficient of Performance*) surge fruto dessa necessidade. Este parâmetro, para além de permitir uma avaliação mais realista do desempenho dos equipamentos ao longo do ano, o SCOP assume particular relevância no contexto da comparação entre tecnologias e no apoio à seleção de sistemas mais eficientes para zonas climáticas específicas.

A norma EN 14825 estabelece um conjunto de condições padronizadas que integram diferentes regimes de carga que viram entre os 100% e os 5% mediante horas bin – horas em que a temperatura exterior é inferior a 15°C – e períodos de aquecimento que variam de acordo com o clima em que o equipamento será instalado (quente, moderado ou frio). O SCOP avalia o desempenho mediante quatro temperaturas exteriores de referência (-7°C, 2°C, 7°C e 12°C), permitindo uma perspetiva mais realista da sua utilização real. O cálculo do SCOP contempla

ainda os consumos de energia elétrica associados a fases de stand-by e descongelação, frequentemente ignorados nas análises fundamentadas apenas no COP. Esta abordagem mais abrangente torna o SCOP um parâmetro crucial na conceção e otimização de sistemas de climatização e aquecimento de água, especialmente quando se pretende cumprir exigências regulamentares ou obter classificações energéticas mais elevadas.

De forma análoga ao que ocorre na relação entre o COP e o SCOP em modo de aquecimento, o EER (*Energy Efficiency Ratio*) e o SEER (*Seasonal Energy Efficiency Ratio*) são utilizados para avaliar o desempenho dos sistemas em modo de arrefecimento.

Ao passo que o EER é definido segundo a potência térmica e a potência absorvida no dia mais quente do ano, o COP é definido para uma temperatura média de inverno.

O EER representa a eficiência sob condições nominais de carga total, sendo, tal como o COP, limitado por não refletir variações típicas na utilização, como cargas parciais e condições climáticas variáveis.

Em contrapartida, o SEER, definido igualmente pela norma EN 14825, avalia a eficiência sazonal dos equipamentos de arrefecimento considerando também temperaturas bin, sendo que neste caso se trata de temperaturas acima de 17°C, em que o número de horas de aquecimento bin se encontra referenciada a uma cidade central europeia, Estrasburgo. O método considera um total de 2602 horas no período de arrefecimento a diferentes cargas de funcionamento

Existe ainda um método aplicado apenas na Europa, ESEER (*European Seasonal Energy Efficiency Ratio*), que toma em consideração a eficiência à carga de 100%, 75%, 50% e 25% para as temperaturas de 35°C, 30°C, 25°C e 20°C, respetivamente. É feita, posteriormente, uma distribuição das horas de funcionamento por períodos definidos mediante as temperaturas exteriores:

- 3% das horas em funcionamento a uma carga de 100%;
- 33% das horas em funcionamento a uma carga de 75%;
- 41% das horas em funcionamento a uma carga de 50%;
- 23% das horas em funcionamento a uma carga de 25%.

Embora o SCOP e o SEER utilizem metodologias semelhantes de cálculo, estes parâmetros não são diretamente comparáveis entre si, uma vez que refletem modos de funcionamento distintos. Em contrapartida, a análise conjunta destes indicadores, oferece uma visão abrangente da eficiência anual de um sistema.

Estes métodos são muito semelhantes entre si, no entanto não são exatos. Para uma avaliação real da eficiência do sistema, é necessária uma análise considerando cargas e períodos de operação aproximadas a cada país ou até local de instalação do equipamento.

2.9. Impacto Ambiental das Bombas de Calor

Um fluido frigorígeno é uma substância ou mistura que pela sua exposição a ciclos termodinâmicos reversíveis torna possível a sua utilização na transferência de calor entre fontes de calor e zonas de dissipação.

Uma das maiores motivações para o desenvolvimento desta tecnologia tratou-se da necessidade de conservação de alimentos durante longas travessias nos oceanos, no início do século XX.

Um fluido frigorígeno quando exposto aos ciclos térmicos, sujeito a uma mudança de fase reversível entre os estados líquido e gasoso. Em sistemas como os que se encontram em frigoríficos, equipamentos de ar condicionado e bombas de calor, o frigorígeno funciona como um meio de transferência de calor, facilitando a troca de energia térmica entre várias fontes e recetores de energia, tais como reservatórios.

Nos últimos 40 anos, a escolha de fluidos frigorígenos tem sofrido diversas transformações.

O impacto extremamente nocivo dos fluidos frigorígenos no meio ambiente, levou à celebração de diversos protocolos como contingência para o limite e eliminação progressiva de gases com elevado potencial de destruição da camada de ozono e de aquecimento global. Em 1987, o Protocolo de Montreal bane a utilização de hidrocarbonatos halogenados contendo o seu efeito altamente destrutivo sobre a camada de ozono. Em 1997, o Protocolo de Quioto vem estabelecer uma meta para o término da utilização dos frigorígenos com elevado GWP utilizados em sistemas modernos de climatização e refrigeração. O Acordo de Paris vem em 2016 reforçar a necessidade de acelerar o processo de transição para fluidos menos prejudiciais.

A Figura 11 representa a evolução no desenvolvimento do fabrico e utilização dos fluidos frigorígenos ao longo das décadas, face à consciência ambiental.

As propriedades ideais de um fluido frigorígeno poderão ser identificadas como [5]:

- Calor latente de vaporização elevado;
- Elevada densidade de sucção do gás;
- Pressões positivas nas fases de evaporação e condensação;
- Temperatura crítica e ponto triplo afastado do intervalo de trabalho;
- Quimicamente estável perante os materiais que compõe o sistema de refrigeração;
- Miscível com lubrificantes;
- Não corrosivo;
- Não tóxico;
- Não inflamável;
- Impacto ambiental baixo;
- Baixo custo

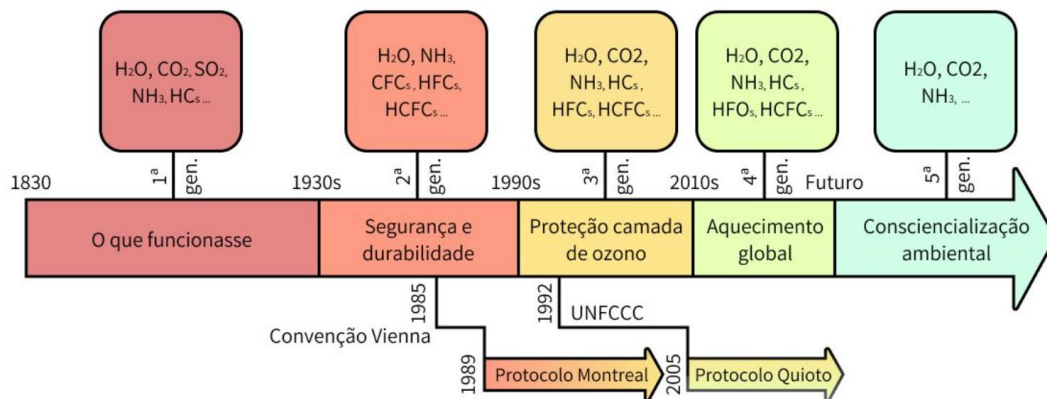


Figura 11 - Linha temporal do desenvolvimento de frigorigéneos, adaptado de [77].

2.9.1. Potencial de Destruição da Camada de Ozono (ODP)

A descoberta do impacto da emissão de clorofluorcarbonetos (CFC's) levantou uma imediata preocupação global uma vez que a produção de fluidos frigorigéneos apenas representavam 10% de toda a utilização global de CFC's. Os restantes 90% estavam distribuídos entre espumas para isolamentos, solventes e aerossóis para spray. O protocolo de Montreal assinado em 1987 exigiu uma rápida resposta da indústria que se viu obrigada a dar início a um processo adaptativo, por forma a fasear a extinção da utilização destes compostos até 1995, passando por uma versão mais amigável do ambiente, os hidroclorofluorcarbonetos (HCFC's). Os HCFC's rapidamente viram o desenvolvimento do seu próprio plano de desuso com as subsequentes revisões do protocolo de Montreal [5,9]. Prevê-se que a utilização dos HCFC's seja completamente abolida em 2030 [9].

De forma a possibilitar a comparação da capacidade de destruição da camada de ozono de diferentes gases, desenvolveu-se um indicador internacionalmente conhecido como ODP (*Ozone Depletion Potential*).

2.9.2. Potencial de Aquecimento Global (GWP)

Desde o fim do século XX, período em que se iniciaram os estudos quanto ao tema, o aquecimento global surge como uma das questões mais gravosas dos presentes dias.

Surgiu então a necessidade de um indicador que permitisse a classificação e comparação de substâncias quanto ao seu potencial de aquecimento global, como métrica para aprimorar estratégias economicamente eficazes para o controlo da emissão deste tipo de gases [6].

Assim foi criado o GWP (*Global Warming Potential*) que pode ser definido como um indicador comparativo do impacto climático da emissão de um dado gás face à emissão da mesma quantidade de dióxido de carbono [9].

2.9.3. Impacto Ambiental de Diferentes Tipos de Refrigerantes

A seleção do fluido refrigerante desempenha um papel fundamental no equilíbrio entre a sustentabilidade ambiental, a eficiência operacional e a segurança.

O CO₂ (R-744) e o propano (R-290) são ambientalmente menos impactantes relativamente aos fluidos refrigerantes sintéticos como o R-134a e o R-22.

Tanto o CO₂ como o amoníaco têm um ODP de 0, assegurando que não danificam a camada de ozono. As emissões do ciclo de vida da produção de CO₂ e propano são muito semelhantes (praticamente nulas) e não muito distantes do ODP dos fluidos refrigerantes sintéticos mais recentes [39,65,70].

No entanto, a grande variação verifica-se ao nível do GWP. Este parâmetro atinge valores na ordem das centenas, e muito recorrentemente, milhares conforme se pode concluir da Tabela 8.

A tabela 8 representa uma matriz de decisão, fazendo um comparativo do impacto ambiental entre os principais fluidos refrigerantes utilizados na indústria.

Da tabela apresentada, quando comparados fluidos sintéticos com fluidos naturais, verifica-se que o impacto pode ser sensivelmente até 8100% superior face ao potencial de aquecimento global do dióxido de carbono e do amoníaco.

Tabela 8 – Comparação de alguns dos fluidos refrigerantes mais utilizados, quanto ao seu impacto ambiental, adaptado de [80]

Legenda	Parâmetro	R-12	R-32	R-134a	R-290	R-744	R-717
Potencial de Destruição da Camada de Ozono	ODP	1	0	0	0	0	0
Potencial de Aquecimento Global (100 Years)	GWP(100 anos)	8100	675	1430	20	1	0
Longevidade na Atmosfera	Vida (anos)	100	4,9	14	12	1	0,019

2.9.4. Impacto de Aquecimento Total Equivalente (TEWI)

A escolha de um fluido refrigerante impacta diretamente na sustentabilidade de um dado sistema.

Avaliar a escolha de uma bomba de calor, por exemplo, tendo por base a sua sustentabilidade, muito provavelmente irá envolver a comparação de diversos equipamentos com diferentes tecnologias e sistemas. O índice TEWI (*Total Equivalent Warming Impact*) representa o comportamento de um equipamento termo refrigerado durante o seu período de vida útil no

que diz respeito à emissão de gases de estufa, medindo aproximadamente a sua contribuição direta e indireta.

O impacto ambiental de um equipamento depende de vários parâmetros. Desde a quantidade de gás frigorígeno e tipo de tecnologia que utiliza às condições de operação e emissão de CO₂ associada à produção, manutenção e descarte do equipamento.

Estudos recentes realizados em demonstram que a maior parcela que compõe as emissões indiretas deste tipo de sistemas está na verdade relacionada com o tipo de energia consumida pelos equipamentos. Observou-se na análise equivalente de emissões horária em países com uma produção de energia elétrica à base de energias renováveis que a operação destes equipamentos poderia atingir porções 5 vezes inferiores relativamente à sua mesma utilização em países com produção de energia elétrica à base de gás natural.

Simultaneamente, concluiu-se que a operação de equipamentos com cargas de gás abaixo do requerido poderá originar um aumento de emissões que ultrapassa os 25% face à sua utilização em condições normais de funcionamento.

O cálculo do índice é dado em toneladas de CO₂ equivalente e pode ser caracterizado pela soma de dois grandes componentes, o impacto direto no aquecimento global (DGW) e o impacto indireto (IGW):

$$TEWI = DWG + IGW \quad (7)$$

O DGW mede as emissões diretas:

$$DGW = (GWP * L * M * n) + (GWP * M(1 - a)) \quad (8)$$

Onde:

GWP – Potencial de aquecimento Global;

L – Taxa de perdas anuais;

M – Carga de gás frigorígeno, em [kg];

n – Vida útil da unidade, em anos;

a – Fator de recuperação (quantidade de gás extraído e reciclado antes do descarte do equipamento).

Nesta função é possível analisar dois termos distintos. Ao passo que o primeiro tem por base a consideração de contribuições de emissões devido a fugas durante o seu período de utilização, o segundo caracteriza-se pela contabilização das emissões relativas à percentagem de fluido que não será possível recolher e portanto, irá permanecer no equipamento após o seu descarte.

O IGW, tal como o nome sugere, mede as emissões indiretas:

$$IGW = (n * E * B) + (C * Ms) + (n * G * U) \quad (9)$$

Revisão Bibliográfica

Onde:

n – Vida útil da unidade, em anos;

E – Consumo total de energia por ano, em kWh;

B – Intensidade de emissão de CO₂, em Kg_{CO2}/kWh;

C – Fator de conversão de emissões de CO₂ devido à produção, manutenção e eliminação da unidade, em kg_{CO2}/kg;

Ms -massa total do equipamento, em [kg];

G – Consumo anual de energia de origem fóssil, em kWh;

U – Fator de conversão de combustíveis fósseis [kgCO₂].

Este segundo termo pode ser decomposto como a soma de 3 análises distintas, onde a primeira relaciona-se com as emissões que podem ser atribuídas ao consumo elétrico da unidade (que poderá ser obtido através de simulação dinâmica, por exemplo), e a segunda contabiliza as emissões libertadas para produção, manutenção e eliminação da unidade.

Já o terceiro termo, pressupõe a avaliação da libertação de CO₂ necessária para produção de energia segundo o índice “B”, componente que, varia substancialmente consoante o país a que o equipamento se destina a ser instalado.

A imagem seguinte apresenta e compara valores de alguns países quanto à intensidade carbónica na geração de eletricidade, em 2023.

Portugal é tradicionalmente um país com clima ameno, mas pobre energeticamente. O conjunto destes dois fatores poderiam tornar Portugal num país com um nível de intensidade carbónica superior. No entanto, com objetivo de se fazerem cumprir as políticas europeias relativas à descarbonização e eficiência energética, em 2021 o país decidiu encerrar as últimas centrais a carvão, colocando Portugal como o 4º país da União Europeia a tornar-se energeticamente independente de centrais a carvão.

Portugal possui uma grande componente elétrica proveniente de fontes renováveis, como a hídrica, eólica e fotovoltaica, componente esta que chega a representar mensalmente 81.3% da energia total produzida [10,79].

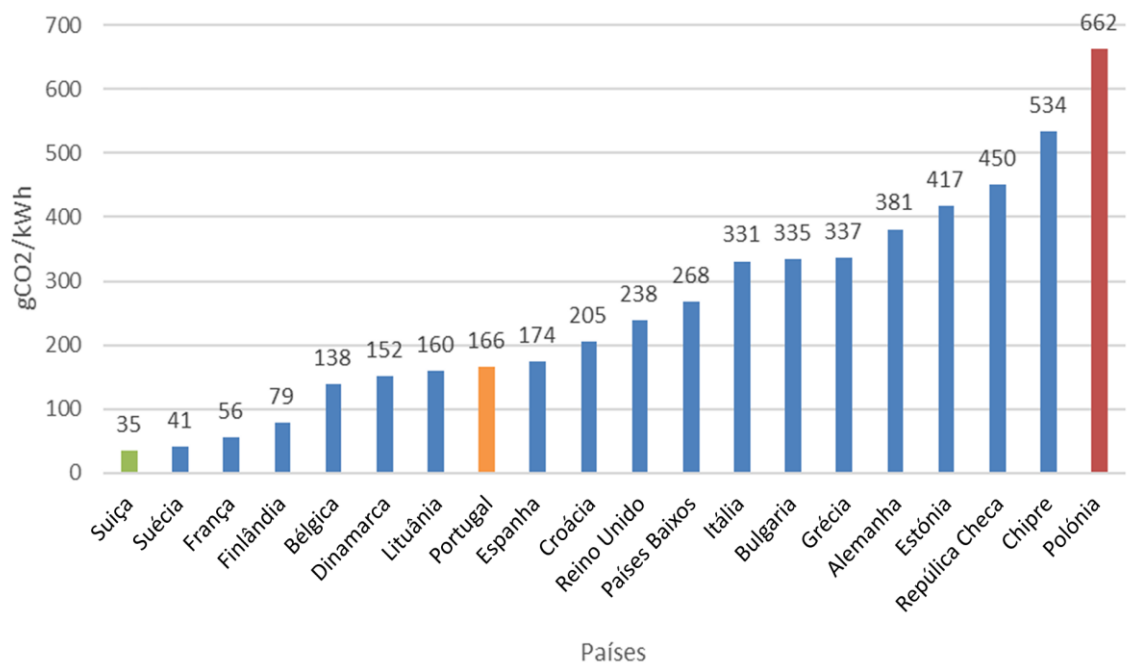


Figura 12 - Intensidade de emissões na produção elétrica, em 2023, adaptado de [71].

3. Métodos e Aplicação

3.1. Apresentação do Caso de Estudo

O presente estudo realiza uma análise energética, ambiental e económica de diferentes sistemas de produção de Água Quente Sanitária com base num caso de estudo de um projeto existente.

Pretende-se assim, com o desenvolvimento deste trabalho, comparar económica e ecologicamente o desempenho de diversas opções quanto aos sistemas de produção de água quente sanitária, com acumulação, para o hospital em estudo, tratando-se as seguintes variantes:

- Sistema de AQS com produção térmica com recurso a caldeiras a gás natural (solução inicial);
- Sistema de AQS com produção térmica com recurso a recuperação de calor dos *chiller's* (existente) e apoio de um Booster (R-134a) – 1x EW-HT_-0182 de 82kW, Mistubishi Electric;
- Sistema de AQS com produção térmica com recurso a bomba de calor com fluido frigorigéneo sintético (R-407c) – 1x AW-HT_-CA-E_-0262 de 76kW, Mistubishi Electric;
- Sistema de AQS com produção térmica com recurso a bomba de calor com fluido frigorigéneo natural - propano (R-290) – 1x 61AQ 80P de 76kW, Carrier;
- Sistema de AQS com produção térmica com recurso a bomba de calor com fluido frigorigéneo natural - dióxido de carbono (R-744) – 2x QAHV-N560YA-HPB(-BS) de 40kW cada, Mistubishi Electric.

3.1.1. Caracterização do Edifício

O caso de estudo sobre o qual a presente dissertação se debruça será o projeto de um Hospital a construir na cidade da Maia. A construção do edifício encontra-se em fases preliminares de desenvolvimento à presente data.

O edifício com cerca de 15 000 m² de área útil construção será constituído por 6 pisos no total. O piso térreo será destinado essencialmente a estacionamento e zonas técnicas, incluindo uma lavandaria, e os cinco superiores acomodarão diversas unidades de cuidados, entre elas, blocos

operatórios e especialidades de dentária e fisioterapia. O edifício possui ainda ao dispor dos utentes, zonas dedicadas à realização de exames médicos, nomeadamente, ressonância magnética, ecografias, entre outros. O hospital possui ainda uma unidade de internamento que se irá instalar ao nível do penúltimo piso, com 50 quartos duplos.



Figura 13 - Modelo visual do futuro edifício.

3.1.2. Caracterização dos Sistemas de Produção de AQS

O sistema para produção de Água Quente Sanitária projetada para colmatação das necessidades do edifício é constituído por 3 caldeiras a gás natural com sensivelmente 240kW de potência cada, perfazendo um total de 720kW em que, 100kW se destinam às necessidades da cozinha em pleno funcionamento para confeção de alimentos, 545kW se destinam ao aquecimento ambiente e 75kW são dedicados à preparação de água quente sanitária. A acumulação de Água Quente Sanitária é feita em dois depósitos de 2000 litros cada.

Existem ainda dois *chillers* de 443kW cada, dedicados à produção de água gelada para climatização. O esquema de princípio segue a base representada na Figura 14, legenda em detalhe no ANEXO A.

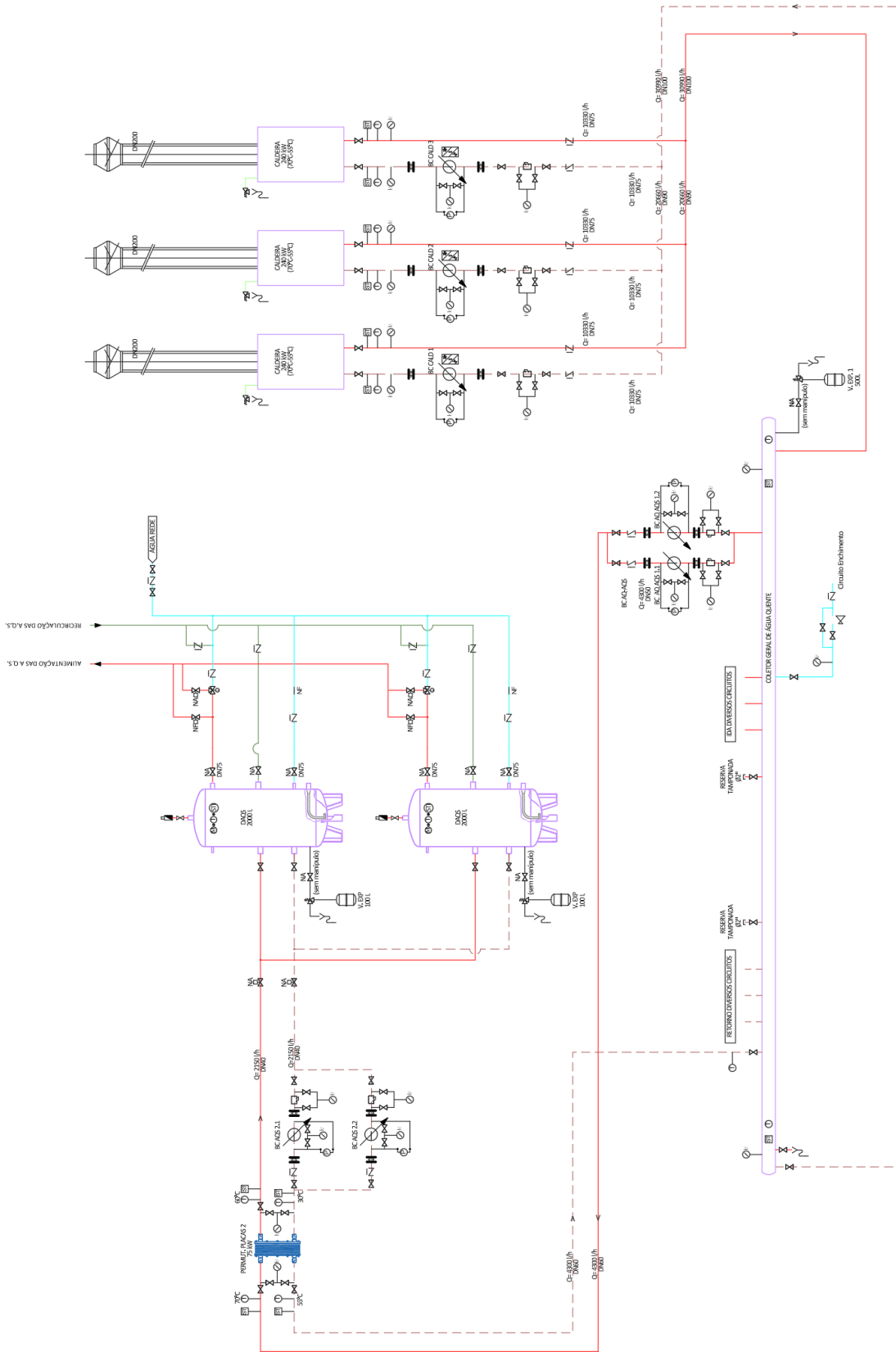


Figura 14 - Representação do esquema de princípio do sistema de AQS instalado no edifício.

3.2. Bases de Dimensionamento do Sistema de Produção de AQS

3.2.1. Necessidades em AQS

Dado o caso de estudo se centrar numa unidade hospitalar, a análise será inteiramente realizada tendo apenas em consideração essa tipologia de edifícios.

Para o presente caso, tomou-se como base de dimensionamento os valores de consumo mencionados na portaria 138-I/2021 explanados na tabela 5 apresentada em 2.5.3.

Considerou-se assim 88L/cama para os quartos de internamento e 10L/pessoa para a preparação das refeições no restaurante.

Tendo por base os valores acima mencionados, e de modo a permitir o cálculo do volume de água quente sanitária consumida diariamente admitiu-se ainda os seguintes pressupostos:

- N° de camas do hospital = 100 camas (50 quartos duplos) com 60% de simultaneidade;
- N° de refeições servidas = 320 refeições (160 lugares no restaurante x 2 ocupações em cada lugar), 2 vezes ao dia (período de almoço e jantar), com 70% de simultaneidade.

Os coeficientes de simultaneidade foram arbitrados de modo a traduzir uma situação mais real onde, naturalmente, nem todos os utentes tomem banho simultaneamente no mesmo período do dia e que nem todos os lugares sejam ocupados no restaurante.

Obteve-se assim um consumo total de 9760 litros diários de água quente sanitária.

3.2.2. Perfis de Consumo de AQS

Para determinação do perfil de consumo, e por falta de mais fontes de informação, adotou-se o perfil de consumo mencionado no capítulo 2.5.4.

Obteve-se assim o seguinte perfil de consumo:

Tabela 9 - Perfil de consumo para o caso em estudo.

Hora	Consumo AQS [L]
0	48,80
1	146,40
2	195,20
3	97,60
4	195,20
5	292,80
6	390,40

Hora	Consumo AQS [L]
7	1756,80
8	1464,00
9	1171,20
10	585,60
11	292,80
12	390,40
13	341,60
14	292,80
15	341,60
16	390,40
17	341,60
18	292,80
19	244,00
20	195,20
21	146,40
22	97,60
23	48,80

Sendo um edifício para prestação de cuidados de saúde, assume-se que o perfil de consumo não deverá possuir grandes desvios durante o ano.

Sabendo que o período de “pico” se verifica entre as 7h e as 10h, é necessário garantir para o mesmo um volume total de 4392 litros.

3.2.3. Temperatura da Água da Rede

Para a temperatura da água da rede, utilizou-se como fonte de informação a base de dados da folha de cálculo “SCE.ER” disponibilizada pela Direção Geral de Energia e Geologia (DGEG), atualizada para o município do Porto.

Consideraram-se assim as seguintes temperaturas para cada mês do ano apresentadas na Tabela 10:

Tabela 10 - Temperatura média mensal da água da rede, em °C.

Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez
13	14	15	15	16	18	19	19	18	17	15	14

3.2.4. Dados Climáticos

As temperaturas horárias exteriores foram obtidas com recurso à folha SCE.CLIMA (v1.0) disponibilizada pela DGEG, adaptada ao município da Maia. Estes dados foram utilizados para determinação das condições de operação dos equipamentos de produção de AQS para determinação da potência absorvida em cada caso, de acordo com o equipamento em estudo.

3.2.5. Tipologia do Sistema Adotado

O sistema adotado possui uma tipologia de produção semi-instantânea.

Conforme validado em capítulos anteriores, este tipo de tipologia permite uma resposta rápida às necessidades – se bem dimensionado – e simultaneamente atenuar os períodos de consumo mais elevados, diminuindo assim a necessidade de uma potência de para produção superior.

3.2.6. Perdas Térmicas na Acumulação e na Distribuição

Tal como mencionado anteriormente, os sistemas de produção e distribuição de AQS não são isentos de perdas por dissipação térmica, e como tal, o sistema em assunto não é exceção.

De modo a simplificar o cálculo das perdas relativas à acumulação, foram consideradas segundo a informação do fornecedor dos depósitos. Consideraram-se assim perdas no depósito de 174W por hora.

As perdas na distribuição e recirculação, não foram consideradas dado o seu impacto de teor reduzido e por se verificarem uma constante em todos os sistemas analisados, não desvirtualizando o seu estudo.

3.2.7. Necessidades Energéticas para Produção de AQS

As necessidades energéticas para a produção de água quente sanitária podem ser calculadas pela seguinte expressão:

$$E = P_{Absorvida} * \text{horas de funcionamento necessárias [kWh]} \quad (10)$$

A potência absorvida é determinada para cada sistema em função do COP teórico obtido da temperatura exterior a uma carga de 100%. O n° de horas de funcionamento necessárias são determinadas em função da potência solicitada naquele período e da potência térmica nominal do equipamento.

3.3. Dimensionamento do Sistema de Produção de AQS

3.3.1. Volume de Acumulação

Sabendo que o sistema adotado seria um sistema de produção por acumulação, procurou-se garantir um volume de acumulação que permitisse colmatar sensivelmente a 100% o consumo no período de pico.

Determinaram-se assim dois depósitos de 2000 litros cada, com 1360 mm de diâmetro e 2280 mm de altura, perfazendo 4000 L. A estes depósitos corresponde um fator de utilização $F_{utilização}$ de 0,86.

3.3.2. Potência do Equipamento Produtor de Energia Térmica

A potência do equipamento definiu-se mediante o tempo de restituição da temperatura da água de consumo nos depósitos de 2 horas, segundo a seguinte expressão:

$$P = \frac{V_{Acumulação} * (T_{Água Consumo} - T_{Água Rede})}{860 * t_{Restituição}} \quad (11)$$

Onde,

P – Potência necessária, em kW;

$V_{Acumulação}$ – Volume de acumulação dos depósitos, em °C;

$T_{Água Consumo}$ – Temperatura da água de consumo, em °C;

$T_{Água Rede}$ – Temperatura da água da rede (varia consoante o mês), em °C;

$t_{Restituição}$ – Tempo definido para a reposição da temperatura da água nos depósitos, em horas.

Sabendo que:

- $V_{Acumulação} = 4000$ L;
- $T_{Água Consumo} = 45$ °C;
- $T_{Água Rede} = 13$ °C (caso mais desfavorável, janeiro);
- $t_{Restituição} = 2$ horas.

Obtém-se assim, uma potência necessária para reestabelecer totalmente a água no depósito a 60 °C de 74,4kW.

3.4. Equipamentos Produtores de Energia Térmica

3.4.1. Eficiência Energética Teórica

Inicialmente começou por se definir parâmetros padrão para todas as simulações, tomando-se apenas uma diferença de temperatura de 5°C face ao fluido e as temperaturas no condensador e a temperatura no evaporador, isto é, temperatura exterior. No entanto verificaram-se discrepâncias bastante consideráveis ao nível dos COP's, que superavam os 50% no caso do R-290 e 30% no caso do R-407c.

Houve assim necessidade de adaptar estes dados de entrada face a condições mais realistas, apresentadas mais abaixo. Estes ajustes permitiram aproximar os valores do COP para valores com desvios inferiores a 7% face aos pontos conhecidos do fabricante.

Os valores foram obtidos com recurso ao CoolProp. O código de programação associado ao cálculo poderá ser consultado no ANEXO B, ANEXO C e ANEXO D.

As condições iniciais estabelecidas para determinação da evolução do COP para o R-407C de acordo com os seguintes parâmetros:

- Temperatura no condensador – 70°C;
- Temperatura no evaporador – Temperatura Exterior - 10°C;
- Subarrefecimento e sobreaquecimento – 1°C.

A imagem seguinte representa o ciclo a R-407c com uma temperatura exterior de 10°C.

As condições iniciais estabelecidas para determinação da evolução do COP para o R-290 de acordo com os seguintes parâmetros:

- Temperatura no condensador – 80°C;
- Temperatura no evaporador – Temperatura Exterior – 10°C;
- Subarrefecimento e sobreaquecimento – 1°C.

Como a bomba de calor a CO₂ trabalha segundo um ciclo transcrito – conforme apresentado no capítulo 2.7 e 2.8 – as condições iniciais foram ajustadas para:

- Temperatura de saída do condensador (*gas cooler*) – 105°C;
- Temperatura de saída do condensador (*gas cooler*) – 85°C;
- ΔT condensador (*gas cooler*) – 20°C;
- Temperatura no evaporador – Temperatura Exterior - 10°C.

Este estudo não se realizou para o caso do R-134a uma vez que, por se tratar de uma bomba de calor água-água, o fator temperatura exterior possui um impacto muito reduzido no seu desempenho.

Os resultados obtidos espelham-se na Figura 15. É possível identificar que para temperaturas de evaporação baixas, os COP's dos equipamentos situam-se numa região muito próxima para todos os fluidos. Contudo, é possível identificar que, naturalmente o aumento das temperaturas resulta numa diminuição do trabalho realizado pelo compressor, refletindo-se no aumento dos COP's em todos os casos.

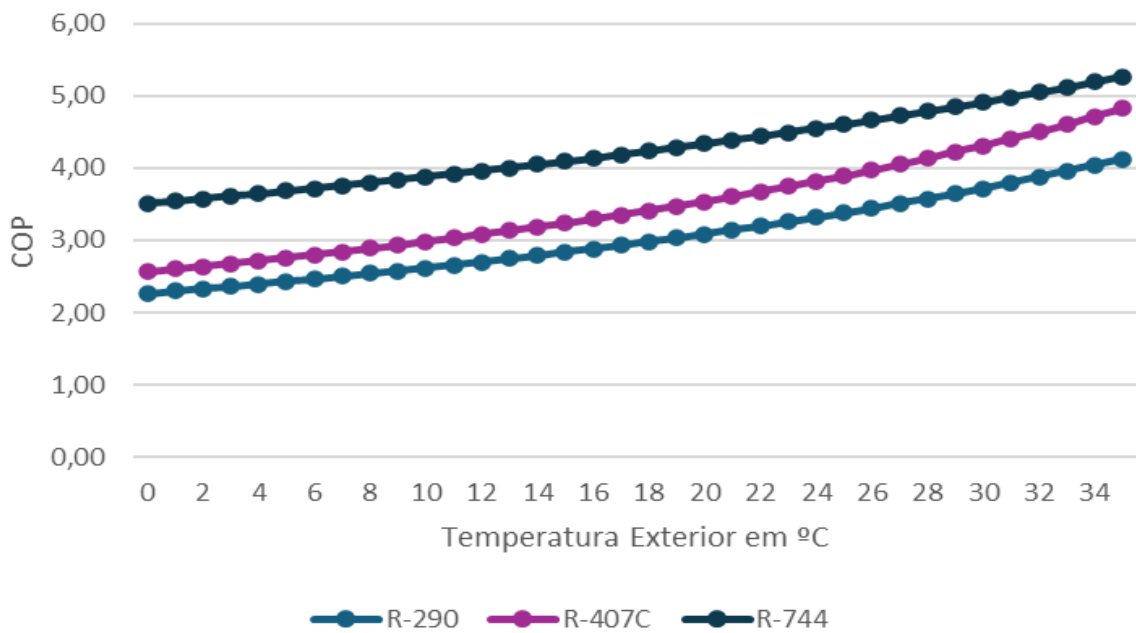


Figura 15 - COP vs temperatura do evaporador R-290, R-134a, R-407C e R744.

Os valores obtidos podem ser consultados em formato de tabela no ANEXO E.

3.4.2. Eficiência Energética Real

Não foi possível obter as condições de funcionamento dos equipamentos em função das diferentes condições exteriores estudadas, pelo que serão utilizados os dados obtidos no capítulo anterior para extrapolar o comportamento dos referidos equipamentos relativamente às temperaturas exteriores verificadas ao longo dos 365 dias do ano.

No entanto, é possível comparar os resultados obtidos com pontos de funcionamento dos equipamentos, garantidos pelo fabricante.

No caso da bomba de calor água-água (*booster*), esta análise não é realizada pois considera-se que as condições de funcionamento do equipamento se mantêm constantes ao longo do ano, já que a fonte de calor é a água proveniente da recuperação do *chiller* a temperatura constante.

Analisando a Figura 16 é possível comparar a evolução do COP teórico para uma bomba de calor com R-407c como fluido frigorigéneo face ao único ponto real conhecido para o equipamento real.

O ponto real conhecido é fornecido para uma temperatura exterior de 4°C a uma carga de operação de 100%, correspondendo um COP de 2,54.

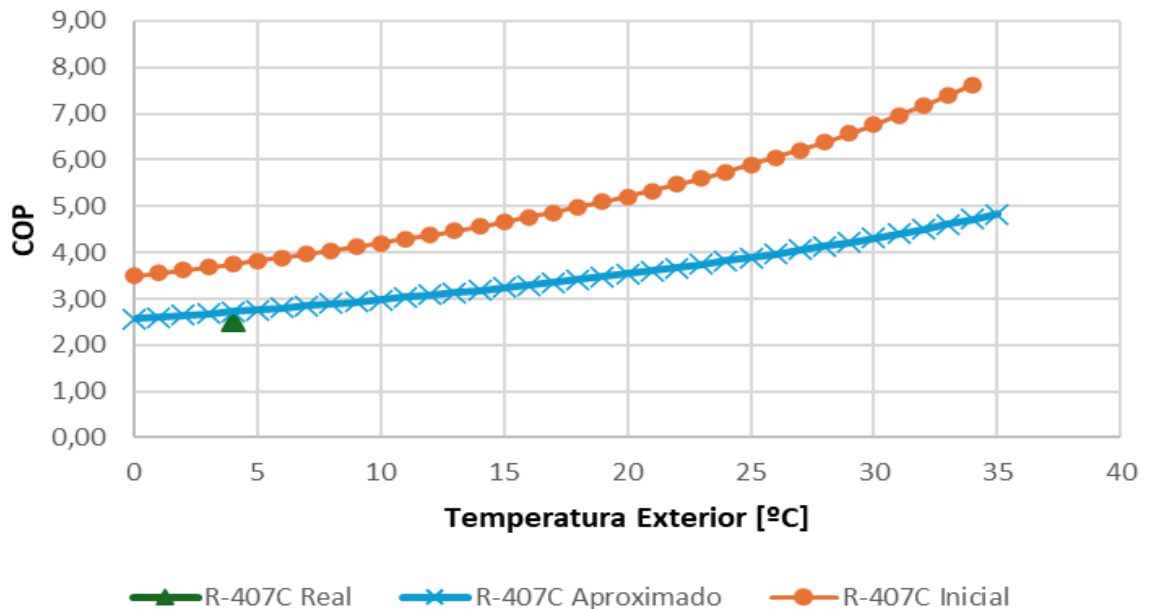


Figura 16 - Comparação COP calculado inicial versus COP real - R-407c.

Conhecendo apenas um ponto de funcionamento real é difícil avaliar o desvio dos valores, no entanto, para o referido caso, verifica-se que o COP teórico passou de 32% superior para apenas 6,6% face ao ponto real.

A Figura 17 compara o COP teórico para uma bomba de calor com R-290 com os seguintes pontos reais, fornecidos pelo fabricante:

- 7,0°C | COP = 2,44;

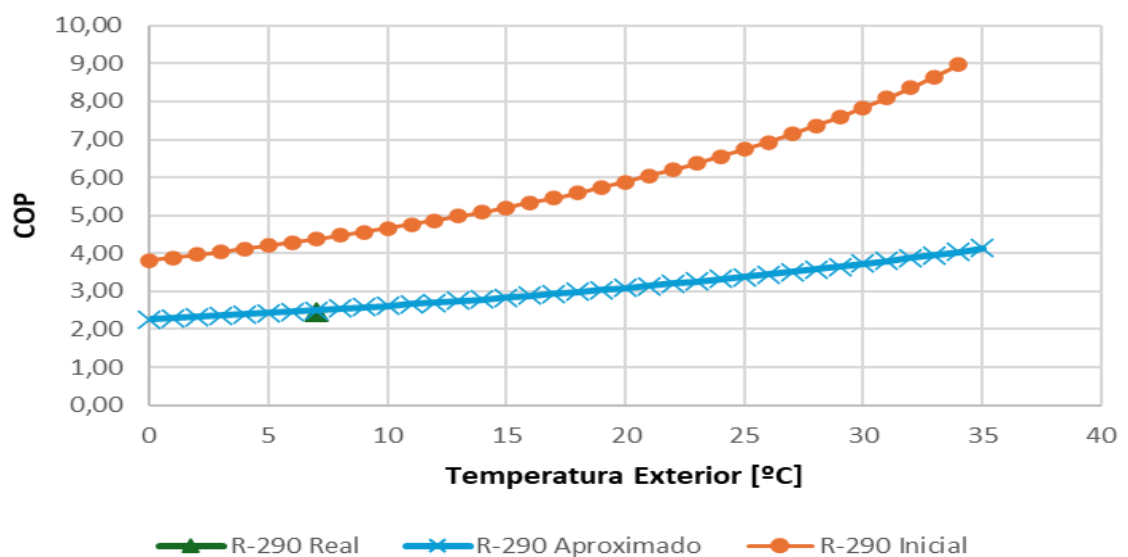


Figura 17 - Comparação COP calculado versus COP real - R-290.

No caso da bomba de calor R-290 é possível constar que a diferença entre COP teórico inicial e COP real era bastante mais significativa, com um desvio de sensivelmente 44%. A adaptação dos parâmetros iniciais permitiu a aproximação do COP teórico ao COP real ao reduzir a esta diferença para apenas 2,53%.

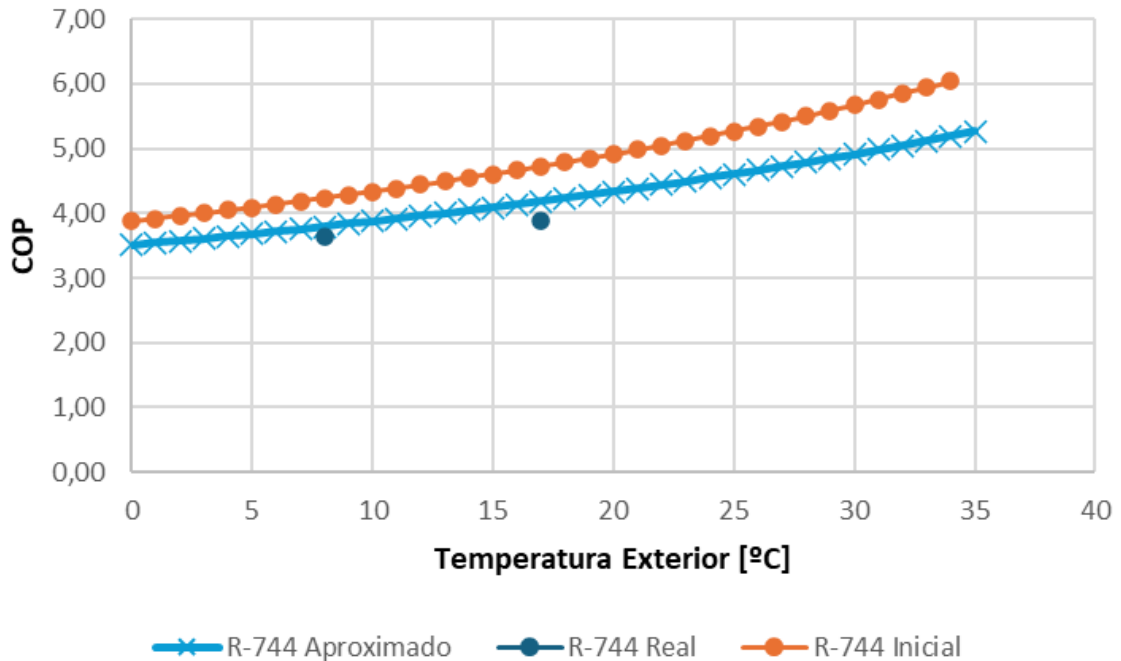


Figura 18 – Comparação COP calculado versus COP real – R-744.

No que diz respeito ao COP teórico da bomba de calor a CO₂, pela Figura 18 constata-se que é de todos o possui um maior número de pontos reais de comparação, ainda que sejam apenas dois, apresentando uma divergência média de 4,5%.

Esta análise torna visível que para uma comparação verdadeiramente realista é necessário reunir informação o mais credível possível por parte do fornecedor, uma vez que o COP é influenciado não só pelo tipo de fluido sobre o qual opera o ciclo termodinâmico, como também da capacidade de desempenho do próprio equipamento nas mais adversas condições.

Dado a potência absorvida de acordo com a carga solicitada ter sido disponibilizada para a bomba de calor água-água, utilizaram-se esses valores para a simulação. Os valores podem ser consultados no ANEXO F, em formato de tabela.

3.4.3. Custo Estimado ao Primeiro Investimento

Os custos estimados para o investimento foram partilhados pelos fornecedores das marcas. A tabela seguinte resume o custo inicial das diferentes soluções:

Tabela 11 - Custos iniciais por sistema.

Unidade Produtora	Quantidade	Marca	Modelo	Fluido Frigorígeno	Δ do Custo Inicial por Sistema
Caldeira	3	Vaillant	ecoCraft exclusiv	-	*
Recuperação do Chiller + BC água-água	1	Mitsubishi Electric	EW-HT /0182	R-134a	24 380,00 €
Bomba de calor fluido sintético	1	Mitsubishi Electric	AW-HT /CA-E /0262	R-407c	30 930,00 €
bomba de calor - Propano	1	Carrier	61AQ	R-290	45 020,00 €
bomba de calor - CO2	2	Mitsubishi Electric	QAHV-N560YA-HPB(-BS)	R-744	43 693,00 €

Notas:
 * - Não se considerou o custo inicial da caldeira dado já ser um equipamento integrante do sistema de climatização;
 O custo do sistema com BC água-água já comporta o valor de 3 531€ associado ao kit de recuperação de calor do chiller.

O custo inicial das caldeiras não foi tido em consideração uma vez já serem parte integrante do edifício projetado, auxiliando apenas a produção de AQS. Do mesmo modo, não foi contabilizado o valor do *chiller*.

Importa ainda referir que o valor apresentado no caso com recuperação de calor do *chiller* com bomba de calor água-água, é o resultado da soma do valor do *booster* (BC água-água) com o acessório para recuperação de calor do *chiller*.

3.4.4. Custo Estimado de Manutenção Preventiva

Os custos estimados para a manutenção foram partilhados pelos fornecedores das marcas. A tabela seguinte resume o custo de manutenção das diferentes soluções:

Tabela 12 - Custos de manutenção por equipamento.

Unidade Produtora	Quantidade	Marca	Modelo	Fluido Frigorígeno	Custos Manutenção Anuais por Equipamento*
Caldeira	3	Vaillant	ecoCraft exclusiv	-	300,00 €
BC Fluido Sintético	1	Mistubishi Electric	AW-HT/CA-E/0262	R-407c	400,00 €
Recuperação Chiller + BC Água-Água	1	Mistubishi Electric	EW-HT/0182	R-134a	400,00 €
BC CO2	2	Mistubishi Electric	QAHV-N560YA-HPB(-BS)	R-744	450,00 €
BC Propano	1	Carrier	61AQ	R-290	500,00 €

3.5. Consumo Energético para Produção de AQS em Função do Equipamento Produtor

Após obtenção de todos os dados relativos às variações horárias das temperaturas exteriores e flutuações mensais da temperatura da água da rede para o município da Maia, procurou estabelecer-se um cálculo para obtenção das necessidades energéticas diárias, para colmatar o consumo horário de AQS previsto no edifício. Para tal criou-se uma folha de cálculo de modo a representar a evolução das condições de dimensionamento e o respetivo impacto nas necessidades energéticas do edifício, para as 8760 horas anuais. A folha de cálculo seguiu para

Métodos e Aplicação

cada sistema em estudo a configuração apresentada na Figura 19. Para simplificar os cálculos, considerou-se uma temperatura constante de 60°C para o volume acumulação.

Mês	Dia	Hora	Temp. Água da Rede [°C]	Consumo 45°C [L]	Consumo 60°C [L]	Perdas Estáticas Depósito [W]	Energia Térmica para Aquecimento do Volume de Água [kW]	Potência Térmica Cumulativa para Restituição do Volume de Água Consumida [kW]	% de Hora de Funcionamento [1 H]	Temperatura Exterior [°C]	Temperatura Exterior Corrigida [°C]	Energia Consumida por hora do dia [kWh]
Jan	1	0	13,2	48,8	33,2	348	2,15			6,73	7,00	
Jan	1	1	13,2	146,4	99,5	348	5,76			6,23	6,00	
Jan	1	2	13,2	195,2	132,6	348	7,57			5,83	6,00	
Jan	1	3	13,2	97,6	66,3	348	3,96			5,53	6,00	
Jan	1	4	13,2	195,2	132,6	348	7,57			5,23	5,00	
Jan	1	5	13,2	292,8	199,0	348	11,18			5,13	5,00	
Jan	1	6	13,2	390,4	265,3	348	14,79	52,97	66%	5,03	5,00	14,4
Jan	1	7	13,2	1756,8	1193,8	348	65,32	65,32	82%	5,33	5,00	17,7
Jan	1	8	13,2	1464,0	994,8	348	54,49	54,49	68%	6,13	6,00	14,6
Jan	1	9	13,2	1171,2	795,9	348	43,66			7,33	7,00	
Jan	1	10	13,2	585,6	397,9	348	22,00	65,67	82%	8,63	9,00	17,1

Figura 19 - Excerto de folha de cálculo para determinação das necessidades energéticas anuais, R-407c.

A figura anterior apresenta as primeiras 10 horas do primeiro dia do ano, no entanto estende-se até às 24 horas do dia 31 de dezembro. Assim, as primeiras três colunas representam o mês, dia e hora, respetivamente, do período em análise.

Nas três colunas seguintes encontra-se representada a temperatura da água da rede associada a cada mês, o volume de água consumida a 45°C segundo o perfil de consumo definido no ponto 3.2.2 e ainda o respetivo volume de água a 60°C consumida do depósito na mistura com a água a temperatura da água da rede para obtenção do volume de consumo a 45°C em cada hora.

De acordo com o volume horário de água a 60°C necessário para mistura, é possível estabelecer a potência horária necessária restituir no depósito devido ao consumo, que por sua vez associado às perdas no depósito, perfaz as necessidades térmicas horárias totais, necessárias fornecer ao depósito para restituição da temperatura do volume de acumulação.

Este processo repetiu-se para todos os sistemas, com exceção do sistema de caldeiras onde, devido ao baixo impacto das condições exteriores no seu desempenho, se considerou um rendimento de 98,4% independentemente do período de funcionamento.

Definiu-se ainda uma carga percentual mínima de trabalho da unidade produtora, que se fixou sensivelmente nos 60% – com exceção da bomba de calor água-água cuja carga mínima de trabalho se fixou nos 50% – evitando arranques e interrupções sucessivos do equipamento, ao longo de um dia e garantindo um aumento na sua longevidade.

Por fim, ajustaram-se os períodos de trabalho da unidade considerando a carga mínima de funcionamento da unidade, estabelecido anteriormente, conjugando sempre que possível com os períodos do dia com temperatura exterior mais elevada, de modo a maximizar o rendimento do processo.

Para obtenção dos consumos energéticos, como não foi possível obter a curva da potência absorvida dos equipamentos face à temperatura exterior, utilizaram-se os dados teóricos obtidos no capítulo 3.4.1. considerando a operação dos equipamentos a uma carga de 100%.

Extrapolaram-se de seguida as potências consumidas pelos equipamentos, face à temperatura exterior registada na hora de funcionamento para cada dia do respetivo mês em estudo.

Obtiveram-se assim os resultados que se materializam de seguida.

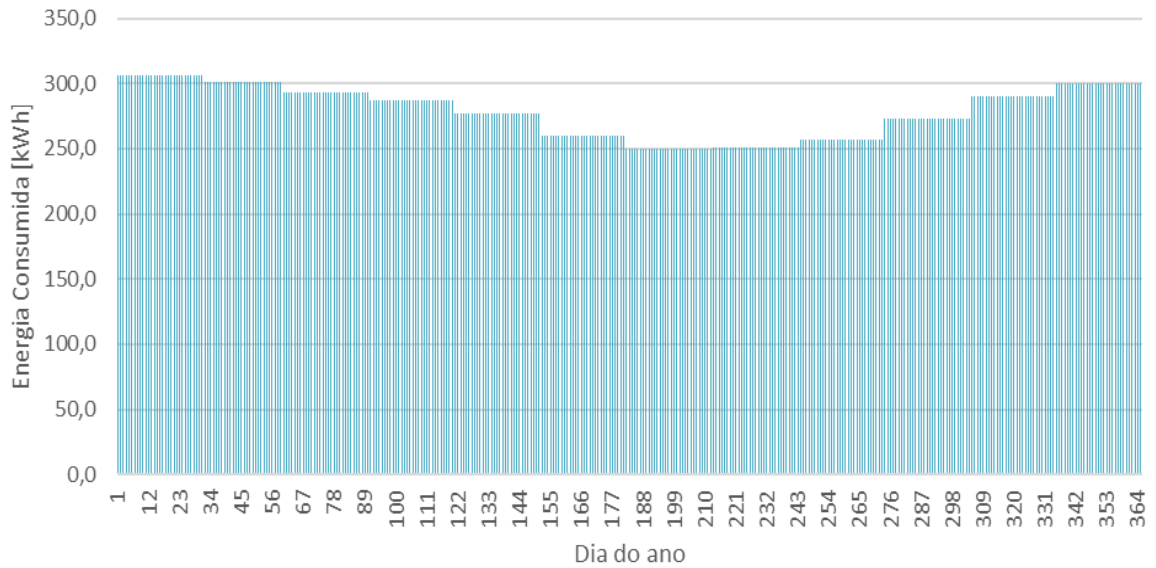


Figura 20 - Variação do consumo energético diário -- Caldeira.

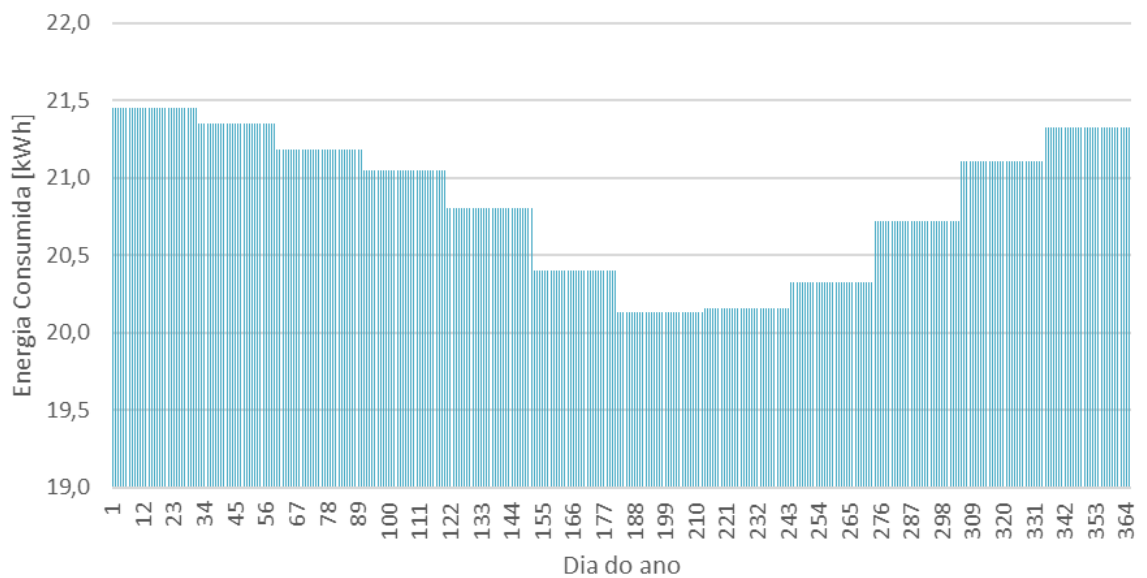


Figura 21 - Variação do consumo energético diário - BC água-água + chiller.

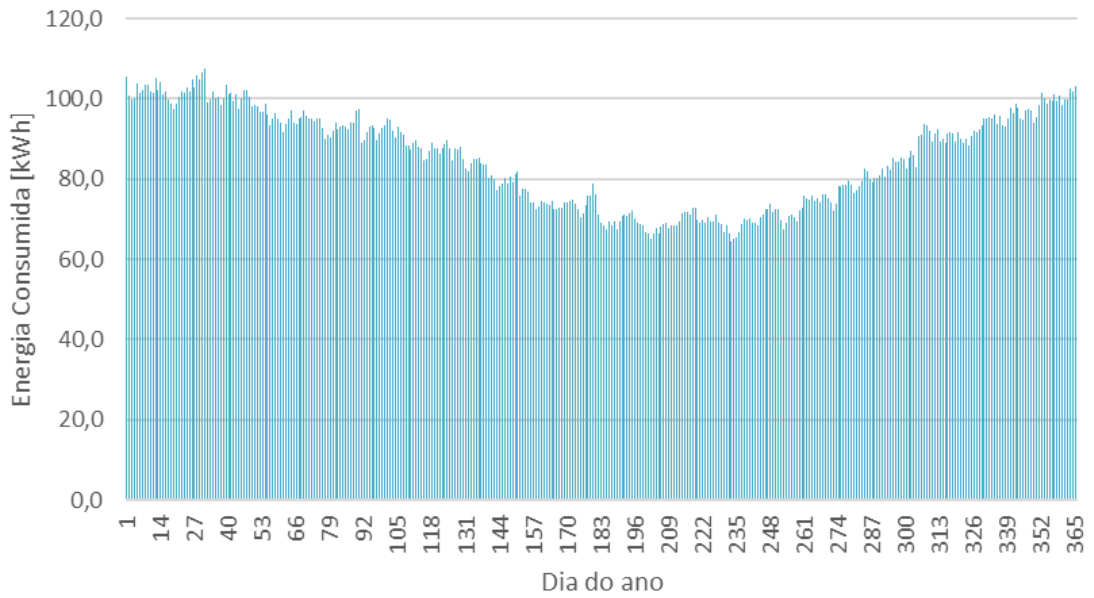


Figura 22 - Variação do consumo energético diário - BC R-407c.

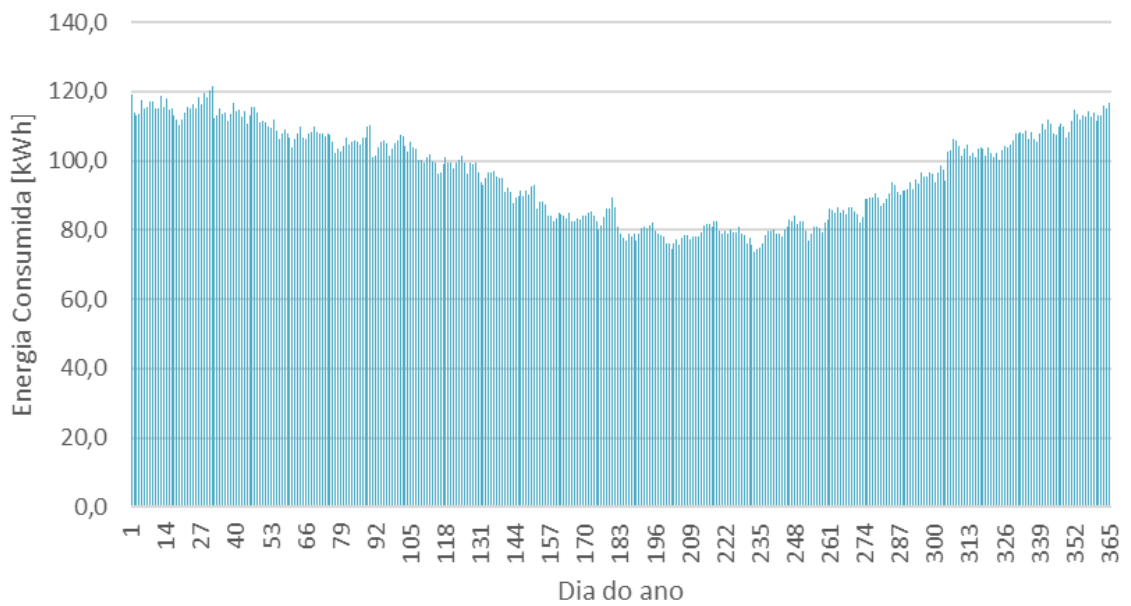


Figura 23 - Variação do consumo energético diário - BC R-290.

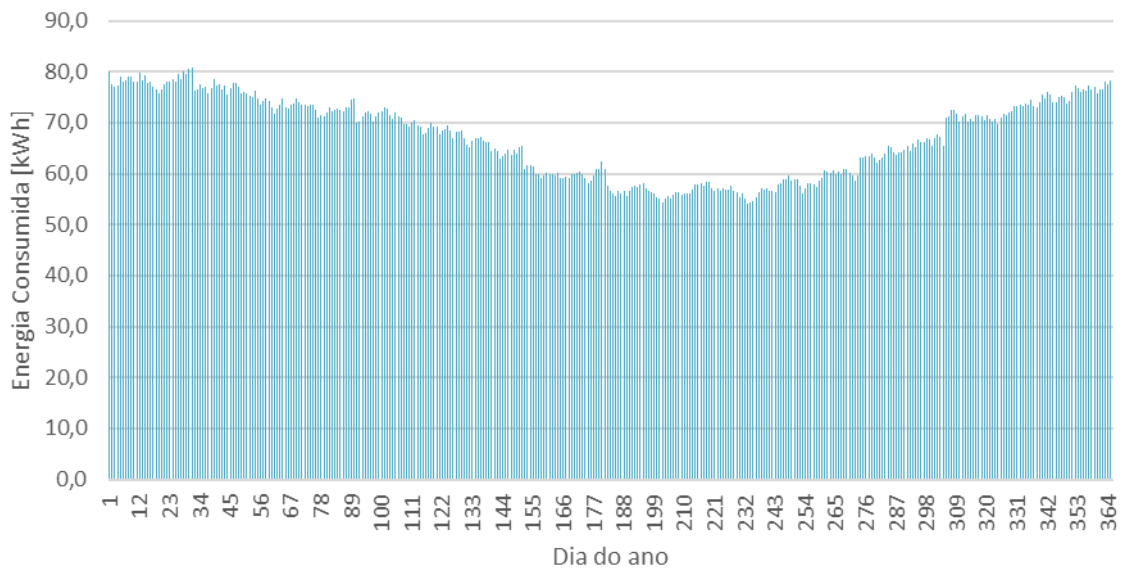


Figura 24 - Variação do consumo energético diário - BC R-744.

Quando comparados os gráficos dos consumos energéticos dos sistemas com bombas de calor ar-água com o sistema com caldeira e o sistema com recuperação de calor do *chiller* e bomba de calor água-água, nota-se uma discrepância na variação dos consumos energéticos. Em detalhe, verifica-se que para os dois últimos sistemas, apenas se verifica uma variação mensal, ao passo que, nos restantes casos de estudo constata-se que esta variação é diária. Este fenómeno dá-se devido ao tipo de funcionamento de cada sistema.

No caso da caldeira, dado se considerar a eficiência constante ao longo do ano, independentemente das condições de funcionamento, a única variável que impacta a potência consumida é na verdade a potência solicitada em cada dia determinada a partir do valor da temperatura da água da rede. O facto de os dados obtidos apenas terem em consideração uma variação mensal das temperaturas da água da rede, é expectável que a evolução anual dos consumos no caso do sistema com caldeira seja o apresentado na Figura 20. A variação máxima entre a potência consumida registada neste caso é de 18%.

No que respeita ao sistema composto pela recuperação de calor do *chiller* e bomba de calor água-água, o gráfico 21 apresenta um desenvolvimento esperado. A variação mensal neste caso é indiretamente justificada pela variação da temperatura da água da rede. Esta alternância de temperaturas é repercutida na potência térmica acumulada necessária reestabelecer nos depósitos, que por sua vez implicará diferentes cargas de funcionamento do equipamento para os mesmos períodos de restituição onde, em função dessas cargas de funcionamento, está associada uma dada potência absorvida. A variação máxima entre a potência consumida registada é de 6%.

A variação diária nos consumos de energia dos restantes casos é justificada pelo impacto significativo da temperatura exterior no COP das bombas de calor, e consequentemente, nas respetivas potências absorvidas. A variação máxima registada é de 40%, 39% e 33% para a bomba de calor a R-407c, R-290 e R-744, respetivamente.

3.5.1. Caldeira de Queima de Gás Natural

Os resultados obtidos para o estudo com caldeira como equipamento produtor são apresentados na Tabela 13.

Tabela 13 - Necessidades energéticas mensais – Caldeira.

Jan [kWh]	Fev [kWh]	Mar [kWh]	Abr [kWh]	Mai [kWh]	Jun [kWh]	Jul [kWh]	Ago [kWh]	Set [kWh]	Out [kWh]	Nov [kWh]	Dez [kWh]
11631	10330	11140	10562	10505	9563	9495	9528	9459	10378	10658	11390

A partir desta tabela, é possível prever que as necessidades energéticas anuais para preparação de Água Quente Sanitária no edifício, com caldeira como fonte produtora, serão aproximadamente 124 641kWh.

3.5.2. Recuperação de Calor de Chiller e Bomba de Calor Água - Água

Assumindo que a recuperação de calor é justamente suficiente ou superior para colmatar a potência necessária para elevar a temperatura da água à temperatura da água da rede até aos 45°C, garantindo uma carga mínima de trabalho de sensivelmente 40%. Assim, a bomba de calor água-água fica apenas responsável por elevar a temperatura da água nos depósitos dos 45°C aos 60°C. Os resultados obtidos para o estudo com recuperação de chiller conjugada com uma bomba de calor água-água são apresentados na Tabela 14.

Tabela 14 - Necessidades energéticas mensais -recuperação de calor de *chiller* e BC água-água.

Jan [kWh]	Fev [kWh]	Mar [kWh]	Abr [kWh]	Mai [kWh]	Jun [kWh]	Jul [kWh]	Ago [kWh]	Set [kWh]	Out [kWh]	Nov [kWh]	Dez [kWh]
665	598	657	631	645	612	624	625	610	642	633	661

Da tabela, é possível prever que as necessidades energéticas anuais para preparação de AQS no edifício, com o referido sistema como fonte produtora, serão aproximadamente 7 602kWh. O COP médio anual obtido foi de 5,77.

Importa ainda referir que os valores apresentados contemplam já o consumo energético associado ao funcionamento da bomba circuladora, no período de funcionamento do sistema.

3.5.3. Bomba de Calor Ar-Água de Fluido Frigorigéneo Sintético

Os resultados obtidos para o estudo da bomba de calor com fluido R-407c são apresentados na Tabela 15.

Tabela 15 - Necessidades energéticas mensais - BC R-407c.

Jan [kWh]	Fev [kWh]	Mar [kWh]	Abr [kWh]	Mai [kWh]	Jun [kWh]	Jul [kWh]	Ago [kWh]	Set [kWh]	Out [kWh]	Nov [kWh]	Dez [kWh]
3889	3396	3572	3314	3168	2731	2612	2633	2678	3094	3370	3723

Pela tabela, é possível prever que as necessidades energéticas anuais para preparação de AQS no edifício, com a bomba de calor com fluido sintético como fonte produtora, serão aproximadamente 38 183kWh. O COP médio anual obtido foi de 3,21.

3.5.4. Bomba de Calor Ar-Água de Fluido Frigorigéneo Natural

3.5.4.1. Gás Propano (R290)

Os resultados obtidos para o estudo da bomba de calor com fluido R-290 são apresentados na Tabela 16.

É possível prever que as necessidades energéticas anuais para preparação de AQS no edifício, com a bomba de calor com fluido sintético como fonte produtora, serão aproximadamente 43 361kWh. O COP médio anual obtido foi de 2,83.

Tabela 16 - Necessidades energéticas mensais - BC propano.

Jan [kWh]	Fev [kWh]	Mar [kWh]	Abr [kWh]	Mai [kWh]	Jun [kWh]	Jul [kWh]	Ago [kWh]	Set [kWh]	Out [kWh]	Nov [kWh]	Dez [kWh]
4402	3847	4049	3759	3600	3111	2980	3004	3052	3517	3822	4217

3.5.4.2. Dióxido de Carbono (CO₂)

Os resultados obtidos para o estudo da bomba de calor com fluido R-744 são apresentados na Tabela 17.

Conclui-se assim que as necessidades energéticas anuais para preparação de AQS no edifício, com a bomba de calor a CO₂ como fonte produtora, serão aproximadamente 30 108kWh. O COP médio anual obtido foi de 4,07.

Tabela 17 - Necessidades energéticas mensais - BC CO₂.

Jan [kWh]	Fev [kWh]	Mar [kWh]	Abr [kWh]	Mai [kWh]	Jun [kWh]	Jul [kWh]	Ago [kWh]	Set [kWh]	Out [kWh]	Nov [kWh]	Dez [kWh]
2977	2615	2774	2592	2513	2208	2140	2153	2172	2464	2630	2872

3.6. Tarifários Energéticos

3.6.1. Gás Natural

As tarifas praticadas para o gás natural pelas companhias podem ser consultadas segundo a base de dados de preços médios ponderados de gás natural na indústria, em Portugal, disponibilizadas pela DGEG e atualizadas ao ano de 2024.

Segundo informações do cliente, por experiência em edifícios da mesma tipologia e dimensões, é expectável que o consumo de gás natural se situe próximo dos 840 000kWh por ano.

Verifica-se assim que o preço praticado do gás natural é expectável que ronde os 35€/GJ correspondente a sensivelmente 0,126 €/kWh.

3.6.2. Eletricidade

As tarifas praticadas para a eletricidade pelas companhias podem ser consultadas segundo a base de dados de preços médios ponderados de energia elétrica na indústria, em Portugal, disponibilizadas pela DGEG e atualizadas ao ano de 2024.

Segundo informações do cliente, por experiência em edifícios da mesma tipologia e dimensões, é expectável que o consumo anual de eletricidade seja superior a 150 000MWh.

Verifica-se assim que o preço praticado do gás natural é expectável que ronde os 0,17 €/kWh.

3.7. Custo Energético para Produção de AQS em Função do Equipamento Produtor

Após obtidas as necessidades energéticas para cada equipamento, calcularam-se os custos associados.

3.7.1. Caldeira de Queima de Gás Natural

Às necessidades apresentadas na Tabela 13 correspondem os seguintes custos apresentados na Tabela 18.

Tabela 18 - Custos energéticos mensais para produção de AQS – caldeira.

Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez
1 466 €	1 302 €	1 404 €	1 331 €	1 324 €	1 205 €	1 196 €	1 201 €	1 192 €	1 308 €	1 343 €	1 435 €

A preparação de Água Quente Sanitária através do equipamento em questão representa um custo energético anual de sensivelmente 15 705€.

3.7.2. Recuperação de Calor de Chiller e Bomba de Calor Água-Água

A Tabela 19 apresenta os custos energéticos associados às necessidades de produção apresentados na Tabela 14.

A preparação de Água Quente Sanitária através do equipamento em questão representa um custo energético anual de sensivelmente 1 292€.

Tabela 19 - Custos energéticos mensais para produção de AQS - recuperação de *chiller* e BC água-água.

Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez
113 €	102 €	112 €	107 €	110 €	104 €	106 €	106 €	104 €	109 €	108 €	112 €

3.7.3. Bomba de Calor Ar-Água de Fluido Frigorífero Sintético

A seguinte tabela representa os custos energéticos obtidos para colmatar as necessidades energéticas do sistema.

O custo energético anual decorrente da utilização prevista para a bomba de calor a R-407c é sensivelmente 6 491€

Métodos e Aplicação

Tabela 20 - Custos energéticos mensais para produção de AQS - BC R-407c.

Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez
661 €	577 €	607 €	563 €	539 €	464 €	444 €	448 €	455 €	526 €	573 €	633 €

3.7.4. Bomba de Calor Ar-Água de Fluido Frigorigéneo Natural

3.7.4.1. Gás Propano (R290)

A seguinte tabela representa os custos energéticos obtidos para colmatar as necessidades energéticas do sistema com bomba de calor a R-290.

Tabela 21 - Custos energéticos mensais para produção de AQS - BC R290.

Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez
748 €	654 €	688 €	639 €	612 €	529 €	507 €	511 €	519 €	598 €	650 €	717 €

O custo energético anual decorrente da utilização prevista para este sistema é de 7 371€

3.7.4.2. Dióxido de Carbono (CO₂)

A Tabela 22 representa os custos energéticos obtidos para colmatar as necessidades energéticas do sistema com bomba de calor a R-744.

Tabela 22 - Custos energéticos mensais para produção de AQS - BC CO₂

Jan	Fev	Mar	Abr	Mai	Jun	Jul	Ago	Set	Out	Nov	Dez
506 €	444 €	472 €	441 €	427 €	375 €	364 €	366 €	369 €	419 €	447 €	488 €

O custo energético anual decorrente da utilização prevista para este sistema é de 5 118€

3.8. Impacto Ambiental em Função do Equipamento Produtor de AQS

Conforme apresentado no capítulo 2.9, o *Total Equivalent Warming Impact* pode ser calculado através da seguinte fórmula:

$$TEWI = DWG + IGW \quad (7)$$

Onde,

$$DGW = (GWP * L * M * n) + (GWP * M(1 - a)) \quad (8)$$

E,

$$IGW = (n * E * B) + (C * Ms) + (n * G * U) \quad (9)$$

De modo a simplificar o cálculo, decidiu-se remover o segundo e terceiro termo das contribuições indiretas, que contabilizam as emissões libertadas para produção, manutenção e eliminação da unidade e libertação de CO₂ necessária para produção de energia, respetivamente, uma vez se terem demonstrado dificuldades em se obterem valores para estas duas componentes. Deste modo,

$$TEWI = (GWP * L * M * n) + (GWP * M(1 - a)) + (n * E * B) \quad (12)$$

3.8.1. Caldeira de Queima de Gás Natural

Apesar de o conceito de TEWI ser direcionado à aplicação a equipamentos com ciclo frigorigéneo, podemos no caso das caldeiras, contabilizar as emissões de CO₂ emitido através da queima do gás natural para produção de energia calorífica.

Sabendo que:

$$CO_2 \text{ emitido} = FE * FO * \frac{PCI}{PCS} * Consumo \text{ GN} \quad (13)$$

Onde,

FE – Fator de emissão específico de Gás Natural publicado pela APA: 56,6 kg CO₂/GJ;

FO – Fator de oxidação para a combustão de Gás Natural publicado pela APA: 0,995;

PCI – Poder calorífico inferior de referência do Gás Natural: 0,03844 GJ/m³;

PCS – Poder calorífico superior de referência do Gás Natural: 11,667 kWh/m³;

Consumo GN – Consumo de Gás Natural, expresso em kWh.

Pode chegar-se assim à conclusão de que a queima de gás natural através da caldeira para produção de AQS poderá gerar uma libertação de cerca de 23 127 kg de CO₂ por ano, revelando-se cerca de 346 908 kg de CO₂ num período de 15 anos.

3.8.2. Recuperação de Calor de *Chiller* e Bomba de Calor Água-Água

Conforme o método de cálculo do TEWI apresentado acima, para a caso de recuperação de calor de *chiller* e bomba de calor água-água, obteve-se um TEWI de 19 634 kg de CO₂, onde apenas 7% deste valor é relativo a emissões diretas, conforme a Tabela 23.

Considerando-se:

- GWP = 1300;
- L – Taxa de perdas anuais em Kg = 1% da carga de gás [Kg];
- M – Carga de gás = 7 Kg;
- n – Vida útil da unidade = 15 anos;
- a – Fator de recuperação de gás = 0,95;
- E – Consumo anual de energia = 7 602kWh;
- B – Intensidade de emissão de CO₂ = 0,166 KgCO₂/kWh (retirado da figura 12).

Tabela 23 - TEWI Recuperação de calor de *chiller* e BC água-água.

Contribuições Diretas [Kg CO ₂]	Contribuições Indiretas [Kg CO ₂]	TEWI [Kg CO ₂]
1 411	18 930	20 341

3.8.3. Bomba de Calor Ar-Água de Fluido Frigorigéneo Sintético

Igualmente conforme o método de cálculo do TEWI apresentado nos capítulos acima, para a caso de bomba de calor R-407c, obteve-se um TEWI de 103 885 kg de CO₂, onde 8% deste valor é relativo a emissões diretas.

Considerando:

- GWP = 1624;
- L – Taxa de perdas anuais em Kg = 1% da carga de gás [Kg];
- M – Carga de gás = 35 Kg;
- n – Vida útil da unidade = 15 anos;
- a – Fator de recuperação de gás = 0,995;
- E – Consumo anual de energia = 38 183kWh;
- B – Intensidade de emissão de CO₂ = 0,166 KgCO₂/kWh (retirado da Figura 12).

Obtiveram-se os dados relativos à Tabela 24.

Tabela 24 - TEWI BC R-407c.

Contribuições Diretas [Kg CO ₂]	Contribuições Indiretas [Kg CO ₂]	TEWI [Kg CO ₂]
8 810	95 075	103 885

3.8.4. Bomba de Calor Ar-Água de Fluido Frigorigéneo Natural

3.8.4.1. Gás Propano (R290)

Utilizando o mesmo método de cálculo do TEWI acima apresentado, para a caso de bomba de calor R-290, obteve-se um TEWI de 107 995 kg de CO₂, onde 99,97% deste valor é relativo a emissões indiretas, conforme Tabela 25.

Considerando-se:

- GWP = 1;
- L – Taxa de perdas anuais em Kg = 1% da carga de gás [Kg];
- M – Carga de gás =6,0 Kg;
- n – Vida útil da unidade = 15 anos;
- a – Fator de recuperação de gás = 0,995;
- E – Consumo anual de energia = 43 361kWh;
- B – Intensidade de emissão de CO₂ = 0,166 KgCO₂/kWh (retirado da figura 12).

Tabela 25 - Custos energéticos mensais para produção de AQS - BC R290

Contribuições Diretas [Kg CO ₂]	Contribuições Indiretas [Kg CO ₂]	TEWI [Kg CO ₂]
3	107 968	107 971

3.8.4.2. Dióxido de Carbono (CO₂)

Do mesmo modo, para a caso de bomba de calor R-744, considerando:

- GWP = 3;
- L – Taxa de perdas anuais em Kg = 1% da carga de gás [Kg];
- M – Carga de gás =2 x 6,5 Kg;
- n – Vida útil da unidade = 15 anos;
- a – Fator de recuperação de gás = 0,995;
- E – Consumo anual de energia = 30 108kWh;
- B – Intensidade de emissão de CO₂ = 0,166 KgCO₂/kWh (retirado da figura 12).

Obteve-se um TEWI de 74 971 kg de CO₂, onde praticamente 100% (99,997%) deste valor é relativo a emissões indiretas.

Métodos e Aplicação

Tabela 26 - Custos energéticos mensais para produção de AQS - BC R744

Contribuições Diretas [Kg CO ₂]	Contribuições Indiretas [Kg CO ₂]	TEWI [Kg CO ₂]
2	74 969	74 971

4. Resultados e Discussão

4.1. Análise Energética

Analisando energeticamente os sistemas alternativos com a caldeira, é notável a diferença verificada para com o caso da recuperação com bomba de calor água-água. Tal como esperado, as necessidades energéticas associadas a este sistema alternativo são os menores verificados entre todos os sistemas estudados, muito graças à energia aproveitada pela rejeição de calor proveniente do ciclo de frio do *chiller*. Sendo 94% mais eficiente do que a solução atual, este sistema alternativo destaca-se isoladamente dos restantes casos em estudo, como a solução mais energeticamente eficiente.

Já as bombas de calor ar-água situam-se num patamar próximo entre si, sendo o sistema com bomba de calor a CO₂, o segundo sistema estudado mais eficiente com uma redução das necessidades energéticas anuais na ordem dos 76%, valor este próximo dos 69% e 65% da solução com bomba de calor a R-407c e a propano, respetivamente.

4.2. Análise Ambiental

Como não poderia deixar de ser, as soluções com maior destaque neste parâmetro, continuam a ser os sistemas com recuperação de calor do *chiller* e bomba de calor água-água, pela positiva e a solução com caldeira no hemisfério oposto. A libertação de CO₂ resultante da queima de gás natural é extremamente avultada quando colocada em comparação.

Por outro lado, as necessidades energéticas reduzidas, aliadas à baixa carga de fluido presente no sistema com bomba de calor água-água permite que, apesar da sua operação sobre um fluido com elevado GWP, consiga ainda assim o menor impacto ambiental dentro das soluções estudadas.

4.3. Análise Económica

4.3.1. Investimento *versus* Custo de Exploração

Analisando os dados de um ponto de vista de investimento inicial, importa frisar novamente que, como as caldeiras são parte integrante do projeto, estando sobretudo afetas à produção de água quente para climatização, o seu custo inicial foi desconsiderado – até porque a potência de apenas uma caldeira é substancialmente superior ao necessário dimensionado no decorrer deste estudo e como tal, o seu custo inicial é também substancialmente superior ao de um equipamento com a potência mais próximo da requerida para o caso.

Assim sendo, é natural que o sistema com recuperação de calor do *chiller* e bomba de calor água-água se destaque claramente de qualquer uma das restantes alternativas, pelo mesmo motivo. Sendo o sistema mais barato do conjunto, este é evidenciado rapidamente pelo seu valor. Representando ainda uma fração do consumo mesmo das soluções com outras bombas de calor (devido ao aproveitamento do calor rejeitado pelo *chiller*), esta solução é claramente a solução mais interessante a um nível global de custos.

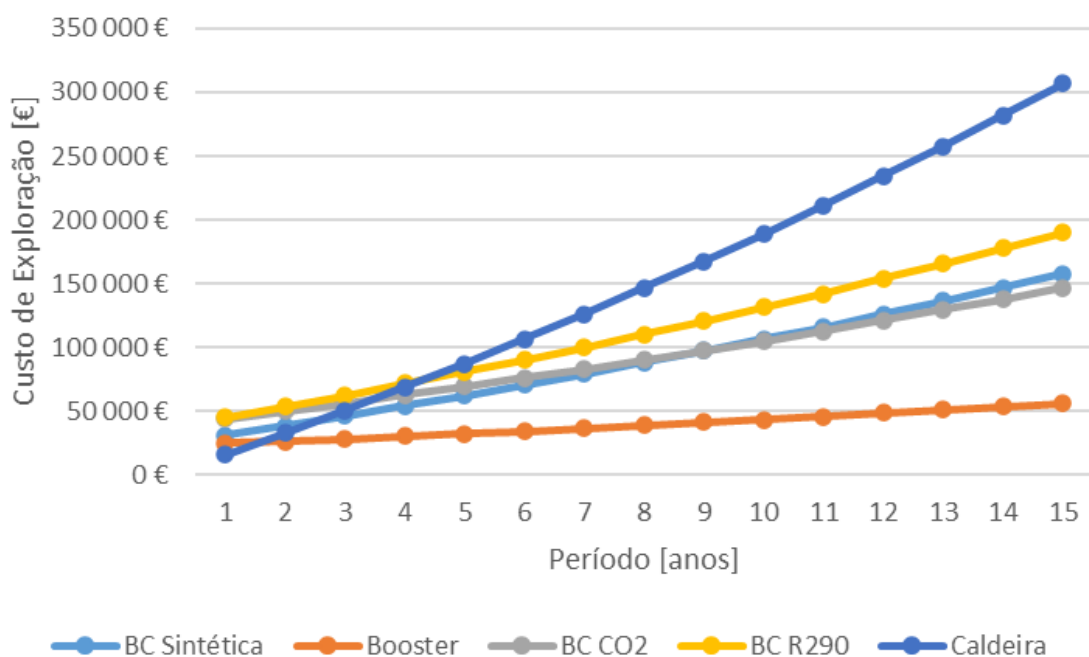


Figura 25 - Comparativo de custos de exploração entre alternativas.

Analisando, contudo, a Figura 25, é possível verificar que apesar de soluções com diferentes fluidos, os sistemas de bomba de calor, independentemente do custo inicial intrínseco de cada sistema, possuem um padrão na evolução dos custos de exploração completamente distinta do sistema a caldeiras previsto em projeto.

Verifica-se ainda que, face à solução atual a instalar no edifício, o período de retorno é extremamente curto, pelo que bastariam sensivelmente apenas 4,5 anos de exploração para que qualquer alternativa às caldeiras começasse a ser mais vantajosa.

É de se notar que a adoção de sistemas suportados por bombas de calor para a preparação de AQS podem, ao fim de 15 anos, significar poupanças na ordem dos 82% nos custos de exploração face à solução com caldeiras no caso da utilização da recuperação de calor do *chiller* associado ao *booster*, e reduções na ordem dos 52%, 49% e 38% no caso das BC R-744, R-407c e R-290, respetivamente.

4.3.2. Investimento *versus* Impacto Ambiental

Quando comparados apenas os sistemas de bomba de calor, é fácil entender que o sistema com a recuperação de calor do *chiller* e BC água-água é o mais vantajoso. Apesar de ser o sistema que utiliza o fluido mais prejudicial ao meio ambiente, também é o sistema com menor carga de gás. Este é um fator altamente competitivo no que toca à segurança ambiental.

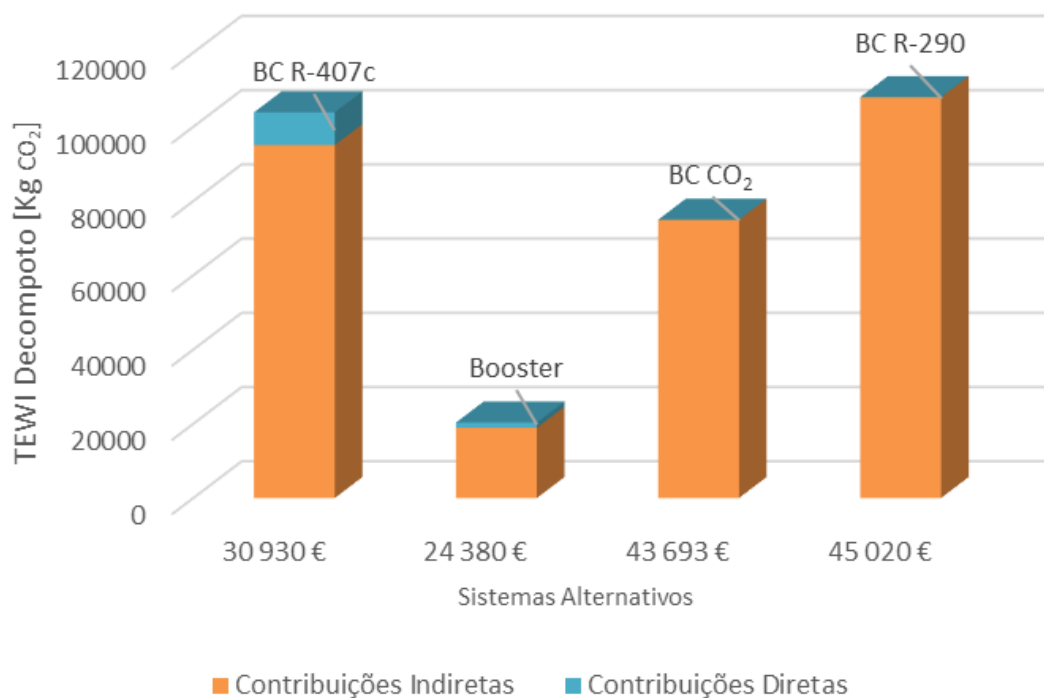


Figura 26 - Comparação ambiental vs investimento entre alternativas.

Analisando um pouco os restantes sistemas, nota-se que os equipamentos que trabalham os fluidos naturais se situam num patamar muito próximo. A principal diferença entre estes dois sistemas e o sistema a R-407c é essencialmente a componente das contribuições diretas.

Este padrão representa o que poderá ser um limiar máximo para equipamentos de uma certa dimensão e massa.

Quando se coloca em análise as emissões de CO₂ da caldeira, libertadas pela queima do gás natural, verifica-se todo um novo contexto. Este caso, torna qualquer uma das restantes alternativas, muito mais atrativas quando se trata do presente tópico.

As reduções ao nível das emissões de CO₂ podem atingir percentagens muito elevadas, podendo rondar os 94%, quando comparadas as emissões do sistema de bomba de calor água-água e a caldeira.

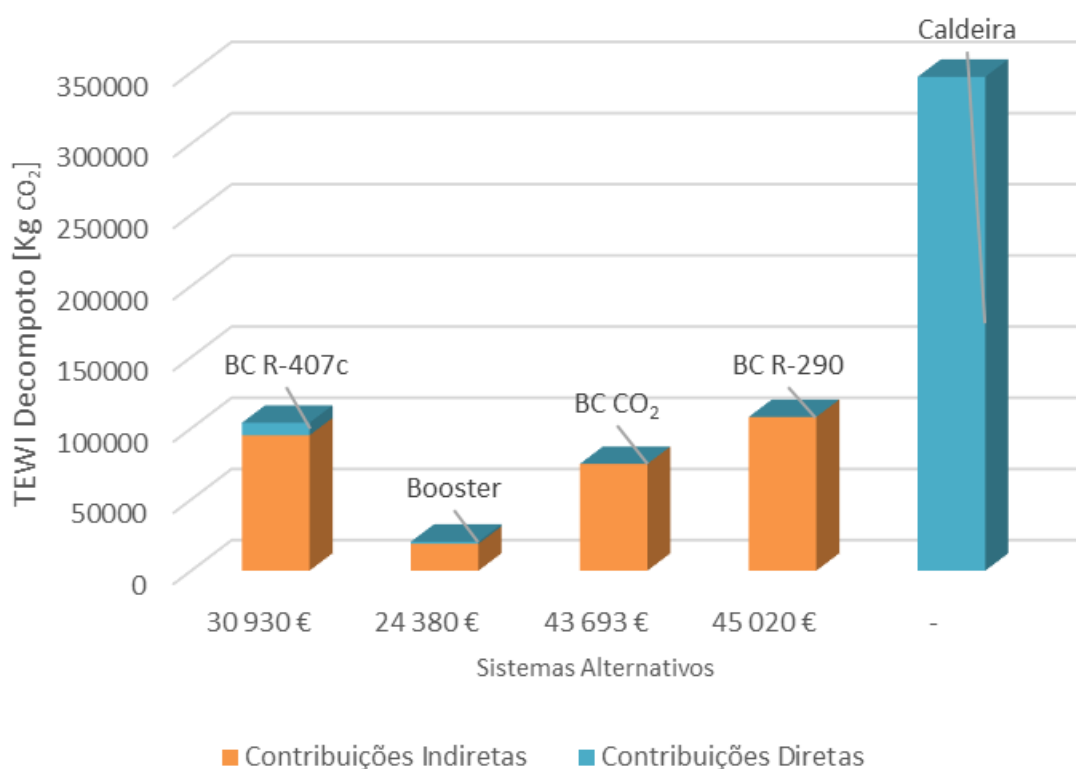


Figura 27 - Comparação ambiental vs investimento entre alternativas, incluindo caldeira.

4.3.3. Custo de Exploração *versus* Impacto Ambiental

O custo de exploração face ao impacto ambiental é indiretamente um fator cada vez mais dominante, devido às crescentes exigências regulamentares impostas globalmente.

Um ponto importante salientar relativamente às Figuras 25 e 27 é o facto de as bombas de calor que operam com fluidos naturais são as que possuem um investimento superior. Este dado é expectável, não fosse este um tema largamente debatido e incentivado a nível global. Tendo sido alvo de um novo interesse, é natural que atingir a maturidade da tecnologia necessária ao

Resultados e Discussão

estabelecimento destes fluidos no mercado seja um processo moroso e com margem para desenvolvimento técnico e científico com o objetivo de tornar a tecnologia mais acessível.

De um modo objetivo, a solução composta pela bomba de calor água-água associada à recuperação e calor do *chiller*, é a solução que apresenta melhores resultados. No entanto o sistema com bomba de calor a R-744 demonstra também neste parâmetro um desempenho superior face aos restantes sistemas analisados.

5. Conclusão

O principal objetivo deste estudo foi avaliar vários métodos de produção de água quente sanitária (AQS) num contexto hospitalar, centrando-se em considerações técnicas, energéticas e ambientais. Os métodos utilizados envolviam bombas de calor que utilizavam vários fluidos frigorigéneos: R-134a, R-407c, R-290 e R-744. O método utilizado envolveu a criação e análise de folhas de cálculo para determinar as necessidades energéticas anuais para cada caso de estudo, de acordo com o seu desempenho a temperaturas externas variáveis e períodos de funcionamento parciais. Teve-se também em consideração a variação da temperatura da água da rede e o padrão de utilização horária.

A análise demonstra que a bomba de calor água-água com recuperação de calor do *chiller* é a escolha mais económica a médio e longo prazo, desde que estejam reunidos os requisitos mínimos para garantir uma instalação funcional. Este sistema baseia-se em dois pressupostos fundamentais. Em primeiro lugar, pressupõe a existência de necessidades de arrefecimento consistentes e substanciais ao longo dos dias e ao longo do ano. E em segundo lugar, pressupõe que a recuperação do *chiller* é suficiente para dar uma resposta eficaz perante as necessidades de AQS.

Verificou-se que as bombas de calor que utilizam fluidos frigorigéneos naturais possuem custos iniciais mais elevados. Este facto deve-se principalmente ao panorama ambiental existente e ao custo associado à sua maturidade tecnológica. Após 8 a 9 anos, o sistema com bomba de calor a CO₂ torna-se cada vez mais competitivo, principalmente devido à redução dos custos de operação. O custo inicial da bomba de calor R-407c é cerca de 30% inferior comparativamente às bombas de calor com fluidos naturais, no entanto, no final do período de 15 anos de operação estudado, os custos de exploração são comparáveis aos dos sistemas a R-290 e R-744.

Ainda que os custos iniciais relativos à instalação de um sistema com caldeiras possam ser reduzidos face ao panorama em estudo, a operação deste sistema revela-se ser sem dúvida o mais dispendioso devido ao consumo substancial de gás natural na combustão. Ao fim de sensivelmente 4,5 anos, os custos de exploração acumulados excedem os das alternativas com bomba de calor, tornando-o muito menos viável economicamente a longo prazo.

A avaliação do impacto ambiental, revela disparidades significativas entre os sistemas. Foi demonstrado que o sistema com bomba de calor água-água com recuperação de calor do *chiller* apresenta o menor impacto ambiental, principalmente devido ao efeito sinérgico entre a recuperação de calor e a carga reduzida de fluido frigorigéneo, sendo responsável apenas pelo incremento de um ΔT de 15°C, aumentando a temperatura da água acumulada de 45°C para 60°C.

Na outra ponta do espectro, o sistema com caldeira representa a opção mais poluente para o ambiente, devido às emissões diretas de CO₂ inerentes à combustão do gás natural. Comparando com os sistemas de bomba de calor com R290, R-407c, R744 e o sistema água-água a R-134a, revela que o sistema com caldeira emite mais 69%, 70%, 78% e 94% de CO₂, respetivamente, do que os restantes sistemas. Isto demonstra claramente o desenquadramento de sistemas com caldeira perante a metas ambientais de descarbonização.

O elevado investimento inicial não só representa o desenvolvimento técnico necessário, mas também necessária adaptação do mercado e maturação da tecnologia atual. Porém, a análise a médio e longo prazo revela custos de exploração relativamente reduzidos face às alternativas estudadas.

Conclui-se assim que os custos iniciais de investimento mais elevados, associados aos sistemas que operam com fluidos frigorigéneos naturais, não devem ser tomados como um obstáculo, mas sim como o reflexo de uma mudança tecnológica para soluções sustentáveis, no alinhamento com as metas globais de transição energética.

De um ponto de vista objetivo, o sistema de bomba de calor água-água com recuperação de calor do *chiller* pode ser considerado como a solução com melhor desempenho global, no entanto, entre os sistemas independentes, isto é, sem necessidade de um sistema auxiliar, as bombas de calor que operam com fluidos naturais, emergem como as soluções mais promissoras, alinhadas com as estratégias de sustentabilidade e eficiência energética, justificando o custo inicial mais elevado ao longo da vida útil esperada desses sistemas, sendo que com especial destaque no sistema com bomba de calor R-744.

Esta solução demonstra ser a solução independente mais equilibrada, oferecendo um ótimo desempenho entre os três vetores: investimento, custo de exploração e impacto ambiental.

5.1. Conclusões finais

De um modo geral, quando comparadas as alternativas estudadas à solução inicial de caldeiras, demonstraram-se não apenas capazes, mas também com a potencialidade de representar um impacto positivo substancial, não só ao nível de custos de exploração, como também a nível ambiental, com claro destaque para a solução com recuperação de calor de *chiller* e bomba de calor água-água. Esta demonstrou-se uma solução deveras interessante, não apenas a um nível económico, mas também a nível ambiental.

Porém, numa perspetiva na qual não fosse possível adaptar apenas a recuperação de calor do *chiller* a uma bomba de calor água-água, a solução com bomba de calor a CO₂ acaba por ser a solução mais promissora a médio/longo prazo em termos económicos e ambientais.

5.2. Limitações e trabalhos futuros

Embora o estudo tenha conseguido atingir os objetivos propostos, reconhecem-se limitações, nomeadamente a ausência de uma simulação dinâmica com controlo em tempo real, a consideração de apenas um perfil-tipo de consumo e a exclusão de uma análise económica detalhada. Estes aspetos abrem caminho para investigações futuras, que deverão incluir simulações transientes, otimização do controlo de ciclos e integração com fontes renováveis, como solar térmico ou fotovoltaico, visando maximizar a eficiência e a sustentabilidade do sistema de produção de AQS.

Por fim a complementar e dar continuidade a este trabalho, entende-se que seria pertinente desenvolver os seguintes tópicos:

- Desenvolvimento de um cálculo expedito que permita realizar a análise diária anual para vários sistemas;
- Estudo de um sistema dedicado a AQS composto por bomba de calor ar-água e bomba de calor água-água (*booster*);
- Alargar o estudo a edifícios existentes e respetiva monitorização de consumos;
- Simulação da variação da temperatura no depósito;
- Estudar o impacto da implementação conjunta de bombas de calor para produção de água quente e refrigerada para climatização, eliminando a utilização da recuperação de *chiller's*.

Referências

- [1] – G. Sánchez-Barroso, J. González-Domínguez, and J. García-Sanz-Calcedo, “Potential savings in dhw facilities through the use of solar thermal energy in the hospitals of extremadura Spain” *International Journal of Environmental Research and Public Health*, vol. 17, no. 8, Apr. 2020, doi: 10.3390/ijerph17082658.
- [2] – T. Kitzberger, D. Kilian, J. Kotik, and T. Pröll, “Comprehensive analysis of the performance and intrinsic energy losses of centralized Domestic Hot Water (DHW) systems in commercial (educational) buildings,” *Energy and Buildings*, vol. 195, pp. 126–138, Jul. 2019, doi: 10.1016/j.enbuild.2019.05.016.
- [3] – A. G. González, J. García-Sanz-Calcedo, D. R. Salgado, and A. Mena, “A quantitative analysis of cold water for human consumption in hospitals in Spain” *Journal of Healthcare Engineering*, vol. 2016, 2016, doi: 10.1155/2016/6534823.
- [4] – H. Facilities Scotland, “The control of Legionella, hygiene, ‘safe’ hot water, cold water and drinking water systems Emerging technologies Part A: Solar domestic hot water heating” 2015.
- [5] – Guy F. Hundy, Albert R. Trott, & Thomas C. Welch. (2016) - *Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps* (5a Edição). McGraw-Hill Book Company.
- [6] – Lashof, D. A., & Ahuja, D. R. (1990). *Relative contributions of greenhouse gas emissions to global warming. Nature*, 344(6266), 529–531. <https://doi.org/10.1038/344529a0>;
- [7] – <https://cielowigle.com/blog/ductless-heat-pumps/>, visitado em 06/05/2024
- [8] – International Energy Agency, I. (n.d.). *World Energy Outlook Special Report The Future of Heat Pumps*. www.iea.org
- [9] – <https://www.unep.org/ozonaction/who-we-are/about-montreal-protocol> , consultado em 20/05/2024;
- [10] – F. Martins, P. Moura, and A. T. de Almeida, “The Role of Electrification in the Decarbonization of the Energy Sector in Portugal” *Energies*, vol. 15, no. 5. MDPI, Mar. 01, 2022. doi: 10.3390/en15051759.
- [11] – 2019 ASHRAE handbook. *Heating, ventilating, and air-conditioning applications*. ASHRAE, 2019.
- [12] – IDAE - *Guía técnica de agua caliente sanitaria central*, IDAE, 2010;
- [13] – L. F. Cabeza, “Advances in thermal energy storage systems: Methods and applications in *Advances in Thermal Energy Storage Systems: Methods and Applications*” Elsevier, 2020, pp. 37–54. doi: 10.1016/B978-0-12-819885-8.00002-4.
- [14] – T. Cholewa, K. Dopieralska, A. Siuta-Olcha, M. Studzińska, and P. Lubelska, “Experimental and Theoretical Studies of Heat Losses from the Hot Water Storage Tank Annual Set The Environment Protection Experimental and Theoretical Studies of Heat Losses from the Hot Water Storage Tank”, Volume 18, 2016.

- [15] – A. Atienza-Márquez, F. Domínguez-Muñoz, F. Fernández Hernández, and J. M. Cejudo López, “Solar thermal hot water system in hospitals: Robust design methodology considering uncertainties” *Renewable Energy*, vol. 234, Nov. 2024, doi: 10.1016/j.renene.2024.121163.
- [16] – A. Atienza-Márquez, F. Domínguez Muñoz, F. Fernández Hernández, and J. M. Cejudo López, “Domestic hot water production system in a hospital: Energy audit and evaluation of measures to boost the solar contribution” *Energy*, vol. 261, Dec. 2022, doi: 10.1016/j.energy.2022.125275.
- [17] – T. Kistemann et al., “Utilizing big data to determine the temperature dependency of *Legionella* in hot water systems” *Water Supply*, vol. 24, no. 6, pp. 2116–2126, Jun. 2024, doi: 10.2166/ws.2024.133.
- [18] – W. Mathys, J. Stanke, M. Harmuth, and E. Junge-Mathys, “Occurrence of *Legionella* in hot water systems of single-family residences in suburbs of two German cities with special reference to solar and district heating” *International Journal of Hygiene and Environmental Health*, vol. 211, no. 1–2, pp. 179–185, Mar. 2008, doi: 10.1016/j.ijheh.2007.02.004.
- [19] – E. van Kenhove, J. Laverge, and A. Janssens, “Thermodynamic And Biologic Modelling Of *Legionella Pneumophila* In Biofilms In Domestic Hot Water Systems”
- [20] – S. Saby, A. Vidal, and H. Suty, “Resistance of *Legionella* to disinfection in hot water distribution systems”;
- [21] – E. L. Sciuto et al., “Environmental management of legionella in domestic water systems: Consolidated and innovative approaches for disinfection methods and risk assessment” *Microorganisms*, vol. 9, no. 3. MDPI AG, pp. 1–22, Mar. 01, 2021. doi: 10.3390/microorganisms9030577.
- [22] – E. van Kenhove, K. Dinne, A. Janssens, and J. Laverge, “Overview and comparison of *Legionella* regulations worldwide” *American Journal of Infection Control*, vol. 47, no. 8. Mosby Inc., pp. 968–978, Aug. 01, 2019. doi: 10.1016/j.ajic.2018.10.006.
- [23] – P. Neksfít, H. Rekstad, G. R. Zakeri, and P. A. Schiefloe, “CO₂-heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results”
- [24] – B. T. Austin and K. Sumathy, “Transcritical carbon dioxide heat pump systems: A review” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 15, no. 8. pp. 4013–4029, Oct. 2011. doi: 10.1016/j.rser.2011.07.021.
- [25] – S. Beatriz and L. Piedade, “Analysis of *Legionella*’s Presence and Concentration in Water Systems Control”
- [26] – Portaria n.º 25/2021 de 29 de janeiro, Diário da República, 2021, Lisboa;
- [27] – Decreto-lei n.º 52/2018 de 20 de agosto de 2018, Diário da República, 2018;

Referências

- [28] – Rony, R. U., Yang, H., Krishnan, S., & Song, J. (2019). “Recent advances in transcritical CO₂ (R744) heat pump system: A review”, *Energies*, 12(3). <https://doi.org/10.3390/en12030457>
- [29] – Scottish Health Technical Memorandum 04-01, “Water safety for healthcare premises Part B: Operational management”, NHS, 2014, Escócia;
- [30] – 2019 ASHRAE handbook. *Heating, ventilating, and air-conditioning applications*, ASHRAE, 2019;
- [31] – https://www.ipma.pt/pt/agrometeorologia/mapas/diario/index.jsp?page=dts5_co.xml, Visitado a 23/04/2025;
- [32] – Portaria n.º 138-I/2021 de 1 de julho, Diário da República, 2021, Lisboa
- [33] – P. Wu, Z. Wang, X. Li, Z. Xu, Y. Yang, and Q. Yang, “Energy-saving analysis of air source heat pump integrated with a water storage tank for heating applications” *Building and Environment*, vol. 180, Aug. 2020, doi: 10.1016/j.buildenv.2020.107029.
- [34] – L. Aresti, P. Christodoulides, and G. Florides, “A review of the design aspects of ground heat exchangers,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 92. Elsevier Ltd, pp. 757–773, Sep. 01, 2018. doi: 10.1016/j.rser.2018.04.053.
- [35] – A. G. González, J. García-Sanz-Calcedo, D. R. Salgado, and A. Mena, “A quantitative analysis of cold water for human consumption in hospitals in Spain” *Journal of Healthcare Engineering*, vol. 2016, 2016, doi: 10.1155/2016/6534823.
- [36] – D. K. Corless, “Hospital-services A field study of hot water consumption in a modern hospital ward unit: New guidelines for hot water services should take into account changes in nursing and management practice” *Building Research & Information*, vol. 19, no. 3, pp. 183–191, Maio 1991, doi: 10.1080/09613219108727123.
- [37] – *Heat pumps and our low-carbon future: A comprehensive review*
- [38] – Gaur, A., Fitiwi, D. and Curtis, J., 2021. “Heat pumps and our low-carbon future: A comprehensive review” *Energy Research & Social Science*, 71, p.101764
- [39] – <https://www.iea.org/reports/renewables-2021/renewable-heat?mode=heat®ion=World&publication=2021>, consultado em 01/05/2024
- [40] – Azau, S. (2024). *Heat pump sales fall by 5% while EU delays action. European Heat Pump Association.*
- [41] – P. Neksfitt, H. Rekstad, G. R. Zakeri, and P. A. Schiefloe, “CO₂-heat pump water heater: characteristics, system design and experimental results.
- [42] – <https://cielowigle.com/blog/ductless-heat-pumps/>, visitado em 06/05/2024
- [43] – Gaur, A. S., Fitiwi, D. Z., & Curtis, J. (2021). *Heat pumps and our low-carbon future: A comprehensive review. In Energy Research and Social Science* (Vol. 71). Elsevier Ltd. <https://doi.org/10.1016/j.erss.2020.101764>
- [44] – Carroll, P., Chesser, M., & Lyons, P. (2020). *Air Source Heat Pumps field studies: A systematic literature review. In Renewable and Sustainable Energy Reviews* (Vol. 134). Elsevier Ltd. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2020.110275>

- [45] – <https://cielowigle.com/blog/ductless-heat-pumps/>, visitado em 06/05/2024
- [46] – Sandvall, A. F., Ahlgren, E. O., & Ekvall, T. (2017). *Low-energy buildings heat supply—Modelling of energy systems and carbon emissions impacts*. *Energy Policy*, 111, 371–382. <https://doi.org/10.1016/j.enpol.2017.09.007>
- [47] – Petrović, S. N., & Karlsson, K. B. (2016). *Residential heat pumps in the future Danish energy system*. *Energy*, 114, 787–797. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2016.08.007>
- [48] – Jarre, M., Noussan, M., & Simonetti, M. (2018). *Primary energy consumption of heat pumps in high renewable share electricity mixes*. *Energy Conversion and Management*, 171, 1339–1351. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2018.06.067>
- [49] – U. Çakir, K. Çomakli, Ö. Çomakli, and S. Karsli, “An experimental exergetic comparison of four different heat pump systems working at same conditions: As air to air, air to water, water to water and water to air” *Energy*, vol. 58, pp. 210–219, Sep. 2013, doi:10.1016/j.energy.2013.06.014.
- [50] – B. Xiao, L. He, S. Zhang, T. Kong, B. Hu, and R. Z. Wang, “Comparison and analysis on air-to-air and air-to-water heat pump heating systems” *Renewable Energy*, vol. 146, pp. 1888–1896, Feb. 2020, doi: 10.1016/j.renene.2019.08.033.
- [51] – Y. Sun, X. Chen, S. Wu, W. Wei, W. Wang, and S. Deng, “Performance analysis of air source heat pump space heating system with an adaptive control for supply water temperature” *Applied Thermal Engineering*, vol. 211, Jul. 2022, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2022.118401
- [52] – Y. Zhang, N. Akkurt, J. Yuan, Z. Xiao, Q. Wang, and W. Gang, “Study on model uncertainty of water source heat pump and impact on decision making” *Energy and Buildings*, vol. 216, Jun. 2020, doi: 10.1016/j.enbuild.2020.109950.
- [53] – Meunier, F. (2013). *Adsorption heat powered heat pumps*. *Applied Thermal Engineering*, 61(2), 830–836. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2013.04.050>
- [54] – McLinden, M. O., Brown, J. S., Brignoli, R., Kazakov, A. F., & Domanski, P. A. (2017). *Limited options for low-global-warming-potential refrigerants*. *Nature Communications*, 8. <https://doi.org/10.1038/ncomms14476>
- [55] – Hamza, A., & Khan, T. A. (2020). *Comparative Performance of Low-GWP Refrigerants as Substitutes for R-134a in a Vapor Compression Refrigeration System*. *Arabian Journal for Science and Engineering*, 45(7), 5697–5712. <https://doi.org/10.1007/s13369-020-04525-3>
- [56] – Palm, B. (2011, May). *Refrigerants of the Future*. 10th IEA Heat Pump Conference.
- [57] – Oruç et al. (2015). *Characteristics of Some New Generation Refrigerants with Low GWP*. *Energy Procedia*, 75, 1452–1457. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2015.07.258>
- [58] – Venkatarathnam, G., & Murthy, S. S. (2012). *Refrigerants for Vapour Compression Refrigeration Systems*.
- [59] – He, M. G., Song, X. Z., Liu, H., & Zhang, Y. (2014). *Application of natural refrigerant propane and propane/isobutane in large capacity chest freezer*. *Applied Thermal Engineering*, 70(1), 732–736. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.05.097>

Referências

- [60] – A. Ikem, I., A. Ubi, P., I. Ibeh, M., E. Ofem, S., & T. Assam, A. (2018). *REVIEW OF REFRIGERANTS FOR STEAM COMPRESSION REFRIGERATION MACHINES*. *International Journal of Engineering and Technology*, 10(4), 1172–1180. <https://doi.org/10.21817/ijet/2018/v10i4/181004056>
- [61] – ASHRAE - “*Update on New Refrigerants Designations and Safty Classifications*”, ASHRAE, 2022;
- [62] – ASHRAE - “*Introduction to Refrigeration Standard EN 378.*”, ASHRAE
- [63] – R. Dan, *Introduction to IEC 60335 – Household and similar electrical appliances – Safety*, 2008
- [64] – Weeratunge, H., Hoog, J. de, Dunstall, S., Narsilio, G., & Halgamuge, S. (2018). *Life Cycle Cost Optimization of a Solar Assisted Ground Source Heat Pump System*. *IEEE Power and Energy Society General Meeting*, 2018-August. <https://doi.org/10.1109/PESGM.2018.8586063>
- [65] – Kilcarslan, A., & Müller, N. (2005). *A comparative study of water as a refrigerant with some current refrigerants*. *International Journal of Energy Research*, 29(11), 947–959. <https://doi.org/10.1002/er.1084>
- [66] – Lachner, B. F., Nellis, G. F., & Reindl, D. T. (2007). “*The commercial feasibility of the use of water vapor as a refrigerant*” *International Journal of Refrigeration*, 30(4), 699–708. <https://doi.org/10.1016/j.iirefrig.2006.09.009>
- [67] – Abas, N., Kalair, A. R., Khan, N., Haider, A., Saleem, Z., & Saleem, M. S. (2018). *Natural and synthetic refrigerants, global warming: A review*. In *Renewable and Sustainable Energy Reviews* (Vol. 90, pp. 557–569). Elsevier Ltd. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.03.099>
- [68] – Pérez-García, V., Rodríguez-Muñoz, J. L., Ramírez-Minguela, J. J., Belman-Flores, J. M., & Méndez-Díaz, S. (2016). *Comparative analysis of energy improvements in single transcritical cycle in refrigeration mode*. *Applied Thermal Engineering*, 99, 866–872. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.01.092>
- [69] – Llopis, R., Cabello, R., Sánchez, D., & Torrella, E. (2015). “*Energy improvements of CO2 transcritical refrigeration cycles using dedicated mechanical subcooling*”, *International Journal of Refrigeration*, 55, 129–141. <https://doi.org/10.1016/j.iirefrig.2015.03.016>
- [70] – Savitha, D. C., Ranjith, P. K., Talawar, B., & Rana Pratap Reddy, N. (2022). “*Refrigerants for sustainable environment—a literature review*” *International Journal of Sustainable Energy*, 41(3), 235–256. <https://doi.org/10.1080/14786451.2021.1928129>
- [71] – <https://ourworldindata.org/grapher/carbon-intensity-electricity?tab=chart&time=2010..latest&country=PRT~AFG~EST~POL~NLD~SWE~CHE~FRA~LTU~DNK~BEL~ITA~DEU~CYP~HRV~CZE~FIN~GRC~ESP~GBR~BGR>, consultado em 01/06/2024;
- [72] – N. Abas, A. R. Kalair, N. Khan, A. Haider, Z. Saleem, and M. S. Saleem, “*Natural and synthetic refrigerants, global warming: A review*” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 90. Elsevier Ltd, pp. 557–569, Jul. 01, 2018. doi: 10.1016/j.rser.2018.03.099.
- [73] – Portella Montagner, G. – *Um Estudo da Aplicação de Ciclos Transcríticos de CO2 em Sistemas Comerciais de Refrigeração*, Universidade Federal de Santa Catarina, Florianópolis, 2013

- [74] – https://www.esru.strath.ac.uk/EandE/Web_sites/10-11/ASHP_CO2/lit-thermo.html, consultado em 05/06/2024;
- [75] – G. Lorentzen, “*Revival of carbon dioxide as a refrigerant*” 1994, NTH, N-7034.
- [76] – J. W. Lund and A. N. Toth, “*Direct utilization of geothermal energy 2020 worldwide review*” *Geothermics*, vol. 90, Feb. 2021, doi: 10.1016/j.geothermics.2020.101915.
- [77] – S. S. Vali, T. P. Setty, and A. Babu, “*Analytical computation of thermodynamic performance parameters of actual vapour compression refrigeration system with R22, R32, R-134a, R152a, R290 and R1270*” *MATEC Web of Conferences*, vol. 144, p. 04009, 2018, doi: 10.1051/mateconf/201814404009.
- [78] – https://www.researchgate.net/publication/362800350_Global_Warming_Potential_of_New_Gaseous_Refrigerants_Used_in_Chillers_in_HVAC_Systems/figures?lo=1 – Consultado em 23/05/2024
- [79] – APREN, Boletim Eletricidade Renovável, APREN dezembro 2023, Lisboa
- [80] – N. Abas, A. R. Kalair, N. Khan, A. Haider, Z. Saleem, and M. S. Saleem, “*Natural and synthetic refrigerants, global warming: A review*” *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 90. Elsevier Ltd, pp. 557–569, Jul. 01, 2018. doi: 10.1016/j.rser.2018.03.099.

Declaração de Integridade

Declaro ter conduzido este trabalho académico com integridade. Não plagiei ou apliquei qualquer forma de uso indevido de informações ou falsificação de resultados ao longo do processo que levou à sua elaboração.




























Declaro que o trabalho apresentado neste documento é original e de minha autoria, não tendo sido utilizado anteriormente para nenhum outro fim.

Declaro ainda que tenho pleno conhecimento do Código de Conduta Ética do P.PORTO.

NOME: Nuno Miguel Vieira Couto

ISEP, Porto, 14 de junho de 2025

Anexo A – LEGENDA DO ESQUEMA DE PRINCÍPIO

	Tubagem de água fria - ida - PPR		Vaso de expansao
	Tubagem de água fria - retorno - PPR		Ligação a esgoto
	Tubagem de água quente - ida - PPR		Filtro
	Tubagem de água quente - retorno - PPR		Válvula de segurança
	Tubagem de água fria da rede - PPR		Fluxostato com haste
	Tubagem de água fria - ida - Ferro Preto		Termómetro com haste
	Tubagem de água fria - retorno - Ferro Preto		Sonda de temperatura com haste
	Válvula de corte tipo macho esférico		Pressostato diferencial
	Válvula dinâmica de regulação de caudal com tomada de pressão		Válvula redutora de pressão
	Válvula de retenção		Válvula de diferencial de pressão
	Válvula de corte normalmente aberta		Junta antivibrática
	Bomba simples de caudal variável		Válvula de 2 vias motorizada, modulante
	Válvula de corte normalmente fechada		Válvula de 2 vias motorizada, on/off
	Válvula de 3 vias on-off termostática		

Anexo B – CÓDIGO PYTHON PARA CÁLCULO DE COP TEÓRICO R-290

Código para cálculo do COP máximo teórico R-290:

```
import numpy as np
import pandas as pd
import matplotlib.pyplot as plt
from CoolProp.CoolProp import PropsSI

# -----
# Parâmetros
# -----

fluids = ['R290'] # Fluido
colors = ['g'] # Cores para o gráfico
T_cond = 273.15 + 80 # Condensação 80°C
(K)
superheat = 1 # Sobreaquecimento
(K)
subcooling = 1 # Subarrefecimento
(K)
eta_isentropic = 1 # Eficiência

# Temperaturas exteriores (evaporação) - 0 a 35 °C, inteiros
T_outside_C = np.arange(0, 36, 1, dtype=int) # °C
T_evap_range = T_outside_C + 273.15 - 10 # K

# -----
# Cálculo do COP
```

```

# -----
# -----
COP_data: dict[str, list[float]] = {}

for fluid in fluids:
    COP_list = []
    for T_evap in T_evap_range:
        try:
            # Pressões de evaporação e condensação
            p_evap = PropsSI('P', 'T', T_evap, 'Q', 1, fluid)
            p_cond = PropsSI('P', 'T', T_cond, 'Q', 0, fluid)

            # Ponto 1 (saída do evaporador)
            T1 = T_evap + superheat
            h1 = PropsSI('H', 'T', T1, 'P', p_evap, fluid)
            s1 = PropsSI('S', 'T', T1, 'P', p_evap, fluid)

            # Compressão isentrópica teórica & real
            h2s = PropsSI('H', 'P', p_cond, 'S', s1, fluid)
            h2 = h1 + (h2s - h1) / eta_isentropic

            # Condensador (ponto 3)
            h3 = PropsSI('H', 'T', T_cond - subcooling, 'P',
p_cond, fluid)

            # Trabalho e calor
            w_in = h2 - h1
            q_out = h2 - h3

            COP_list.append(np.nan if (w_in <= 0 or q_out <= 0)
else q_out / w_in)
        except Exception:
            COP_list.append(np.nan)
    COP_data[fluid] = COP_list

```

Anexo B

```
# -----  
-----  
# Exportação para Excel  
# -----  
-----  
df = pd.DataFrame(COP_data, index=T_outside_C)  
df.index.name = "T exterior (°C)"  
  
excel_file = "COP_R290_80.xlsx"  
df.to_excel(excel_file)  
print(f"Tabela de COP exportada para {excel_file}")  
  
# -----  
-----  
# Gráfico  
# -----  
-----  
plt.figure(figsize=(10, 6))  
for fluid, color in zip(fluids, colors):  
    plt.plot(T_outside_C, COP_data[fluid], label=fluid,  
            color=color)  
  
plt.xlabel("Temperatura Exterior (°C)")  
plt.ylabel("COP")  
plt.title("COP - Ciclo de Compressão de Vapor")  
plt.grid(True)  
plt.legend()  
plt.tight_layout()  
plt.show()  
  
# -----  
-----  
# Fim --
```

Anexo C – CÓDIGO PYTHON PARA CÁLCULO DE COP TEÓRICO R-744

Código para cálculo do COP máximo teórico R-744:

```
import numpy as np
import pandas as pd
import matplotlib.pyplot as plt

# -----
# -----
# Função COP_LZ
# -----
# -----

def cop_lz(T2s, T3, T4):
    """Retorna o COP_CO2 dado T2s, T3 e T4 (todas em Kelvin)."""
    deltaT = T2s - T3
    try:
        ln_term = np.log(T2s / T3)
        denominator = deltaT - T4 * ln_term
        return deltaT / denominator if denominator != 0 else
np.nan
    except ZeroDivisionError:
        return np.nan
    except Exception:
        return np.nan

# -----
# -----
# Dados de entrada
# -----
# -----
```

Anexo C

```
T_evap_C = np.arange(0, 36, 1)    # Temperatura de evaporação T4
(°C)

T3_C = 85                        # Saída do gas cooler (°C)
DeltaT_gc = 20                   # Diferença T2s - T3 (°C)

# Conversão para Kelvin
T3_K = T3_C + 273.15
T2s_K = T3_K + DeltaT_gc
T4_K_array = T_evap_C + 273.15 - 10

# -----
# Cálculo de COP_LZ para cada T4
# -----
cop_values = [cop_lz(T2s_K, T3_K, T4_K) for T4_K in T4_K_array]

# -----
# Exportação para Excel
# -----
df = pd.DataFrame({
    'T4 (°C)': T_evap_C,
    'COP_LZ': cop_values
})

excel_file = 'COP_CO2.xlsx'
df.to_excel(excel_file, index=False)
print(f"Tabela de COP_LZ exportada para {excel_file}")

# -----
# Gráfico dos resultados
```

```
# -----  
-----  
  
plt.figure(figsize=(8, 5))  
plt.plot(T_evap_C, cop_values, color='black', linewidth=1.5)  
plt.xlabel(r"$T_4$ - Temperatura de Evaporação (°C)",  
fontsize=12)  
plt.ylabel(r"$COP_{CO2}$", fontsize=12)  
plt.grid(True, linestyle='--', alpha=0.6)  
plt.tight_layout()  
plt.show()  
  
# -----  
-----  
  
# Fim --
```

Anexo D – CÓDIGO PYTHON PARA CÁLCULO DE COP TEÓRICO R-407C

Código para cálculo do COP máximo teórico R-407c:

```
import numpy as np
import pandas as pd
import matplotlib.pyplot as plt
from CoolProp.CoolProp import PropsSI

# -----
# Parâmetros
# -----

fluids = ['R-407C'] # Fluidos
colors = ['b', 'g', 'r'] # Cores para o gráfico
T_cond = 273.15 + 70 # Condensação 70 °C (K)
superheat = 1 # Subreaquecimento (K)
subcooling = 1 # Subarrefecimento (K)
eta_isentropic = 1 # Eficiência

# Temperaturas exteriores (evaporação) - 0 a 35 °C, inteiros
T_outside_C = np.arange(0, 36, 1, dtype=int) # °C
T_evap_range = T_outside_C + 273.15 - 10 # K

# -----
# Cálculo do COP
# -----
```

```

COP_data: dict[str, list[float]] = {}

for fluid in fluids:
    COP_list = []
    for T_evap in T_evap_range:
        try:
            # Pressões de evaporação e condensação
            p_evap = PropsSI('P', 'T', T_evap, 'Q', 1, fluid)
            p_cond = PropsSI('P', 'T', T_cond, 'Q', 0, fluid)

            # Ponto 1 (saída do evaporador)
            T1 = T_evap + superheat
            h1 = PropsSI('H', 'T', T1, 'P', p_evap, fluid)
            s1 = PropsSI('S', 'T', T1, 'P', p_evap, fluid)

            # Compressão isentrópica teórica & real
            h2s = PropsSI('H', 'P', p_cond, 'S', s1, fluid)
            h2 = h1 + (h2s - h1) / eta_isentropic

            # Condensador (ponto 3)
            h3 = PropsSI('H', 'T', T_cond - subcooling, 'P',
p_cond, fluid)

            # Trabalho e calor
            w_in = h2 - h1
            q_out = h2 - h3

            COP_list.append(np.nan if (w_in <= 0 or q_out <= 0)
else q_out / w_in)
        except Exception:
            COP_list.append(np.nan)
    COP_data[fluid] = COP_list

```

Anexo D

```
# -----  
-----  
# Exportação para Excel  
# -----  
-----  
df = pd.DataFrame(COP_data, index=T_outside_C)  
df.index.name = "T exterior (°C)"  
  
excel_file = "COP_R-407c_70.xlsx"  
df.to_excel(excel_file)  
print(f"Tabela de COP exportada para {excel_file}")  
  
# -----  
-----  
# Gráfico  
# -----  
-----  
plt.figure(figsize=(10, 6))  
for fluid, color in zip(fluids, colors):  
    plt.plot(T_outside_C, COP_data[fluid], label=fluid,  
            color=color)  
  
plt.xlabel("Temperatura Exterior (°C)")  
plt.ylabel("COP")  
plt.title("COP R-407c")  
plt.grid(True)  
plt.legend()  
plt.tight_layout()  
plt.show()  
  
# -----  
-----  
# Fim  
# -----  
-----
```

Anexo E – COP'S TEÓRICOS BC R-290, BC R-407C E BC R-744

Temperatura Exterior [°C]	BC R-290	BC R-407C	BC R-744
1	2,26	2,57	3,51
2	2,30	2,60	3,54
3	2,33	2,64	3,58
4	2,36	2,68	3,61
5	2,40	2,72	3,65
6	2,43	2,76	3,68
7	2,47	2,80	3,72
8	2,50	2,85	3,76
9	2,54	2,89	3,80
10	2,58	2,94	3,84
11	2,62	2,98	3,88
12	2,66	3,03	3,92
13	2,70	3,08	3,96
14	2,75	3,13	4,00
15	2,79	3,18	4,05
16	2,84	3,24	4,09
17	2,88	3,29	4,14
18	2,93	3,35	4,19
19	2,98	3,41	4,23
20	3,03	3,47	4,28
21	3,09	3,54	4,33
22	3,14	3,60	4,39
23	3,20	3,67	4,44
24	3,26	3,74	4,49
25	3,32	3,82	4,55
26	3,38	3,89	4,61
27	3,44	3,97	4,66
28	3,51	4,05	4,72
29	3,58	4,13	4,79
30	3,65	4,22	4,85
31	3,72	4,31	4,91
32	3,80	4,41	4,98
33	3,88	4,51	5,05
34	3,96	4,61	5,12
35	4,04	4,71	5,19

**Anexo F – POTÊNCIA ABSORVIDA BC ÁGUA-ÁGUA R-134A
SEGUNDO CARGA SOLICITADA**

Carga [%]	Potência Absorvida [kW]
100	13,5
90	12,2
80	10,9
70	9,6
60	8,3
50	7,0