



ISEL



Comparação de bombas de calor com diferentes fluidos frigorigéneos

DIOGO DE OLIVEIRA HENRIQUES
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Relatório de Estágio para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, na Área de Especialização de Energia, Refrigeração e Climatização

Orientador:

Doutora Cláudia Sofia Séneca da Luz Casaca

Júri:

Presidente: Doutor Gonçalo Nuno de Oliveira Duarte

Vogais:

Doutor Luís Paulo Coelho Neto

Doutora Cláudia Sofia Séneca da Luz Casaca

Dezembro de 2025

Comparação de bombas de calor com diferentes fluidos frigoríficos

DIOGO DE OLIVEIRA HENRIQUES
(Licenciado em Engenharia Mecânica)

Relatório de Estágio para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, na Área de Especialização de Energia, Refrigeração e Climatização

Orientador:

Doutora Cláudia Sofia Séneca da Luz Casaca, ISEL/IPL

Júri:

Presidente: Doutor Gonçalo Nuno de Oliveira Duarte, ISEL/IPL

Vogais:

Doutor Luís Paulo Coelho Neto, EST/IPCB

Doutora Cláudia Sofia Séneca da Luz Casaca, ISEL/IPL

Dezembro de 2025

Declaração de integridade

Declaro que este relatório de estágio é o resultado da minha investigação pessoal e independente. O seu conteúdo é original e todas as fontes listadas nas referências bibliográficas foram consultadas e estão devidamente mencionadas no texto. Mais declaro que todas as referências científicas e técnicas relevantes para o desenvolvimento do trabalho estão devidamente citadas e constam das referências bibliográficas.

O autor

Lisboa, de de

Comparação de bombas de calor com diferentes fluidos frigorigéneos

Resumo

As bombas de calor são equipamentos de climatização que podem ser implementados em grande parte dos edifícios, assegurando funções de climatização e produção de águas quentes sanitárias.

O presente trabalho tem como objetivo analisar a influência da escolha do fluido frigorigéneo na eficiência de uma bomba de calor de 7 kW, funcionando sob diferentes condições exteriores e/ou interiores. Os fluidos frigorigéneos estudados foram R-290, R-32 e R-410A, por apresentarem propriedades termodinâmicas favoráveis à sua aplicação em bombas de calor e por serem comuns em sistemas atualmente instalados em várias regiões do mundo. A análise foi desenvolvida considerando três localizações representativas de diferentes condições climáticas: Lisboa, com clima ameno e húmido, Bodø na Noruega, com clima frio e húmido e Tatlar na Turquia, com verões quentes e invernos frios, ambos secos. A metodologia baseou-se no cálculo dos indicadores de eficiência energética dos sistemas: COP para o modo de aquecimento e produção de AQS, e EER para o modo de arrefecimento, ao longo do ano. Para esse efeito, foi desenvolvida uma folha de cálculo específica, considerando pressupostos termodinâmicos e parâmetros.

Os resultados obtidos evidenciam que, no modo de produção de AQS, o sistema a R-290 apresentou uma eficiência média 2,7% superior ao R-32 e 9,5% superior ao R-410A, nas três regiões estudadas. No modo de aquecimento para climatização, o R-290 foi, em média, 0,9% mais eficiente que o R-32 e 5% mais eficiente que o R-410A. Para o modo de arrefecimento, o R-290 superou a eficiência média do R-32 em 0,4% com este último a apresentar uma eficiência média 0,2% mais elevada na cidade de Bodø. Contudo, tendo como base o R-410A, o R-290 apresentou valores de EER médios, 11,7% superiores em Lisboa e Tatlar, não sendo possível o sistema a R-410A operar em Bodø, devido a limitações nas temperaturas de funcionamento.

Palavras-chave: Bomba de calor; fluido frigorigéneo; eficiência energética; coeficiente de desempenho; condições de funcionamento

Comparison of heat pumps with different refrigerants

Abstract

Heat pumps are climate control systems that can be implemented in most buildings, providing space conditioning functions as well as domestic hot water production.

The objective of this work is to analyze the influence of the choice of refrigerant on the efficiency of a 7 kW heat pump operating under different outdoor and/or indoor conditions. The refrigerants analyzed were R-290, R-32 and R-410A, as they present thermodynamic properties favorable to their application in heat pump systems and are commonly used in installations currently operating in various regions worldwide. The analysis was carried out considering three locations representative of different climatic conditions: Lisbon, with a mild and humid climate; Bodø, in Norway, with a cold and humid climate; and Tatlar, in Turkey, characterized by hot summers and cold winters, both with dry conditions.

The methodology was based on the calculation of the systems' energy efficiency indicators: COP for heating mode and DHW production, and EER for cooling mode, over the course of a year. For this purpose, a dedicated spreadsheet was developed, considering thermodynamic assumptions and parameters.

The results show that, in DHW production mode, the R-290 system presented an average efficiency 2.7% higher than R-32 and 9.5% higher than R-410A across the three regions studied. In space heating mode, R-290 was, on average, 0.9% more efficient than R-32 and 5% more efficient than R-410A. In cooling mode, R-290 exceeded the average efficiency of R-32 by 0.4%, although R-32 exhibited an average efficiency 0.2% higher in the city of Bodø. However, when compared with R-410A, R-290 showed average EER values 11.7% higher in Lisbon and Tatlar. Operation of the R-410A system in Bodø was not possible due to limitations related to operating temperature ranges.

Keywords: Heat pumps; refrigerant; energy efficiency; coefficient of performance; operating conditions

Acrónimos e Siglas

A2W – Ar-Água

AQS – Água Quente Sanitária

AVAC – Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado

WBT – Temperatura de Bolbo Húmido

DBT – Temperatura de Bolbo Seco

CFC – Clorofluocarbonetos

COP – Coeficiente de Desempenho

DX – Expansão Direta

EER – Razão de Eficiência Energética

GEE – Gases de Efeito Estufa

GWP – Potencial de Aquecimento Global

HC - Hidrocarboneto

HCFC - Hidroclorofluorcarbonetos

HFC – Hidrofluorcarbonetos

HFO - Fluoretos de Hidrogénio

HR – Humidade Relativa

LFL – Limite Inferior de Inflamabilidade

MAC – Ar-condicionado móvel

UTAN – Unidade de Tratamento de Ar Novo

VRF – Caudal de Fluido Frigorígeno Variável

Lista de Simbolos

- c_p – Calor específico da água [kJ/kg.K]
- h – Entalpia específica [kJ/kg]
- m_{AF} – Massa de água fria presente na mistura [kg]
- $\dot{m}_{\text{água}}$ – Caudal mássico máximo de água [kg/s]
- m_{AM} – Massa de água da mistura @ 40 °C [kg]
- \dot{m}_f – Caudal mássico de fluido frigorígeno [kg/s]
- $\dot{m}_{\text{nom.H}_2\text{O}}$ – Caudal mássico nominal de água [kg/s]
- m_{AQ} – Massa de água quente presente na mistura [kg]
- \dot{Q}_{Aquec} – Capacidade de aquecimento [kW]
- $\dot{Q}_{\text{Aquec corr}}$ – Capacidade de aquecimento corrigida [kW]
- \dot{Q}_{Arref} – Capacidade de arrefecimento [kW]
- $\dot{Q}_{\text{Arref corr}}$ – Capacidade de arrefecimento corrigida [kW]
- Q_{cedido} – Quantidade de energia térmica cedida pela água quente do depósito [kJ]
- \dot{Q}_{cond} – Capacidade de condensação [kW]
- \dot{Q}_e – Capacidade de evaporação [kW]
- Q_{recebido} – Quantidade de energia térmica recebida pela água fria da rede [kJ]
- \dot{V}_{ar} – Caudal volúmico de ar que passa pelo permutador de calor da unidade exterior [m³/s]
- \dot{V}_{Ar} – Caudal volúmico máximo de ar [m³/s]
- T_{ADP} - Temperatura de ponto de orvalho da bateria [°C]
- ΔT_{AF} – Diferença entre a temperatura final e inicial da água fria [K]
- ΔT_{AQ} – Diferença entre a temperatura final e inicial da água quente [K]
- $T_{\text{Ar Ent}}$ – Temperatura do ar de entrada [°C]
- $T_{\text{Ar S}}$ – Temperatura do ar de saída [°C]
- $T_{\text{Ar SI}}$ – Temperatura do ar de saída ideal [°C]
- ΔT_{circ} – Diferença térmica da água entre a entrada e saída da bomba de calor [K]

T_{ext} – Temperatura exterior [°C]

T_f – Temperatura final da mistura [°C]

$T_{i\ AF}$ – Temperatura inicial da água fria [K]

$T_{i\ AQ}$ – Temperatura inicial da água quente [K]

$T_{méd\ max}$ – Temperatura média máxima [°C]

$T_{méd\ min}$ – Temperatura média mínima [°C]

$\dot{W}_{\text{água}}$ – Potência térmica da água [kW]

\dot{W}_{Aquec} – Potência absorvida para aquecimento [kW]

\dot{W}_{Arref} – Potência absorvida para arrefecimento [kW]

\dot{W}_{Bomba} – Potência nominal da bomba circuladora [kW]

\dot{W}_{circ} – Potência teórica da bomba circuladora [kW]

\dot{W}_{comp} – Potência do compressor [kW]

$\dot{W}_{\text{elec tot}}$ – Potência elétrica total [kW]

\dot{W}_{Vent} – Potência nominal do ventilador [kW]

ρ – Massa específica [kg/m³]

$\rho_{\text{média}}$ – Massa específica média do ar exterior, entre entrada e saída da unidade exterior [kg/m³]

ω - Humidade específica [g_{vapor}/kg_{ar}]

Índice

Declaração de integridade	i
Resumo	iii
Abstract	v
Acrónimos e Siglas	vii
Lista de Símbolos	ix
Índice	xi
Índice de figuras	xiii
Índice de tabelas	xv
1. Introdução	1
1.1. Enquadramento do Tema	1
1.2. Motivação e objetivos	2
1.3. Estrutura do Trabalho	4
2. Sistemas de AVAC	5
2.1. Sistemas de Expansão Direta	8
2.1.1. <i>Sistemas mono-split e multi-split</i>	8
2.1.2. <i>Unidade Rooftop</i>	9
2.1.3. <i>Unidade Close Control</i>	9
2.1.4. <i>Sistema VRF</i>	10
2.2. Sistemas de Expansão Indireta	11
2.2.1. <i>Chillers</i>	13
2.2.2. <i>Bombas de Calor</i>	15
2.3. Aplicações dos diferentes tipos de bombas de calor.....	20
2.3.1. <i>Residências</i>	21
2.3.2. <i>Pequeno e Grande Comércio</i>	21
2.3.3. <i>Hotéis</i>	22
3. Fluidos Frigoríficos	25
3.1. Evolução Regulamentar.....	29
3.2. Mercado Habitacional – Bombas de Calor	31
3.2.1. <i>Casos de Estudo</i>	31
3.2.2. <i>Seleção dos Fluidos Frigoríficos</i>	34
4. Caso de Estudo	39
4.1. Descrição do Sistema.....	40
4.2. Pressupostos e Condições do Estudo	53
4.3. Instalação em Lisboa.....	58

4.3.1.	<i>Modo de Aquecimento - AQS</i>	59
4.3.2.	<i>Modo de Aquecimento – Climatização</i>	68
4.3.3.	<i>Modo de Arrefecimento – Climatização</i>	73
4.4.	Instalação em Bodø	78
4.4.1.	<i>Modo de Aquecimento - AQS</i>	79
4.4.2.	<i>Modo de Aquecimento – Climatização</i>	88
4.4.3.	<i>Modo de Arrefecimento – Climatização</i>	91
4.5.	Instalação em Tatlar	96
4.5.1.	<i>Modo de Aquecimento - AQS</i>	97
4.5.2.	<i>Modo de Aquecimento – Climatização</i>	107
4.5.3.	<i>Modo de Arrefecimento – Climatização</i>	110
5.	Análise Comparativa Entre Sistemas	115
5.1.	Modo de Aquecimento - AQS.....	116
5.2.	Modo de Aquecimento - Climatização.....	119
5.3.	Modo de Arrefecimento - Climatização	123
6.	Conclusões e trabalho futuro	127
6.1.	Conclusões.....	127
6.2.	Trabalho futuro	129
	Referências	131

Índice de figuras

Figura 2.1 - Diagrama T-s (a) e esquema (b) de um ciclo real de compressão a vapor - Adaptado de [7].....	5
Figura 2.2 - Sistema <i>mono-split</i> (a) e sistema <i>multi-split</i> (b) - Adaptado de [11].....	8
Figura 2.3 - Unidade <i>Rooftop</i> – Adaptado de [13].	9
Figura 2.4 - Unidade <i>Close Control</i> [14].	10
Figura 2.5 – Sistema VRF [15].....	10
Figura 2.6 - Esquema de funcionamento de um <i>Chiller</i> baseado no ciclo de absorção [19].....	12
Figura 2.7 - Circuito hidráulico de um <i>Chiller</i> com torre de arrefecimento - Adaptado de [22]. ...	14
Figura 2.8 - Circuito hidráulico de um <i>Chiller</i> com condensador a ar - Adaptado de [23].	15
Figura 2.9 - Representação esquemática de uma bomba de calor do tipo ar-ar - Adaptado de [24].....	17
Figura 2.10 - Ciclo frigorífico de uma bomba de calor do tipo ar-água - Adaptado de [26].....	18
Figura 2.11 - Valores de temperatura da água e ar para diferentes cidades da Noruega [29]...	19
Figura 3.1 - Gráfico comparativo pressão-temperatura R-22 vs R-410A [57].....	35
Figura 4.1 - Unidade exterior (WH-WDG07LE5) e interior (WH-ADC0509L3E5) de um sistema bomba de calor Panasonic - Adaptado de [67], [68].....	41
Figura 4.2 – Esquema de princípio das bombas de calor ar-água Panasonic a R-410A e R-32 – Adaptado de [69].....	42
Figura 4.3 – Esquema de princípio da bomba de calor ar-água Panasonic a R-290 [70].....	43
Figura 4.4 - Variação da temperatura no interior do depósito de AQS.	44
Figura 4.5 - Controlo para o modo aquecimento + AQS.	45
Figura 4.6 - Variação da capacidade térmica e potência elétrica da bomba de calor a R-290 para diferentes temperaturas exteriores para produção de água quente a 55 °C [70].....	48
Figura 4.7 - Variação da capacidade térmica e potência elétrica da bomba de calor a R-410A para diferentes temperaturas exteriores para produção de água quente a 55 °C [71].....	48
Figura 4.8 - Variação da capacidade térmica e potência elétrica da bomba de calor a R-32 para diferentes temperaturas exteriores para produção de água quente a 55 °C [69].	49
Figura 4.9 - Controlo de descongelação [70].	51
Figura 4.10 - Processo de arrefecimento sensível com diferença térmica de 10 °C.	54
Figura 4.11 - Linha onde estará representada a temperatura de saída do ar ambiente.	56
Figura 4.12 - Condições da temperatura do ar antes e após a passagem pelo permutador de calor na unidade exterior no modo aquecimento (AQS), Janeiro, Lisboa – Adaptado de [84].....	59
Figura 4.13 - Evolução psicrométrica do ar exterior no modo aquecimento (AQS), Janeiro, Lisboa.	60
Figura 4.14 - Condições da temperatura do ar antes e após a passagem pelo permutador de calor na unidade exterior no modo aquecimento (AQS), Agosto, Lisboa – Adaptado de [84].....	64
Figura 4.15 - Evolução psicrométrica do ar exterior no modo aquecimento (AQS), Agosto, Lisboa.	64

Figura 4.16 - Relação COP e WBT para produção de AQS, Lisboa.	67
Figura 4.17 - Relação COP e WBT em modo aquecimento (climatização), Lisboa.	72
Figura 4.18 - Condições da temperatura do ar antes e após a passagem pelo permutador de calor na unidade exterior no modo arrefecimento, Agosto, Lisboa – Adaptado de [84].	73
Figura 4.19 - Evolução psicrométrica do ar exterior no modo arrefecimento, Agosto, Lisboa....	74
Figura 4.20 - Relação EER e WBT em modo arrefecimento (climatização), Lisboa.	77
Figura 4.21 - Condições da temperatura do ar antes e após a passagem pelo permutador de calor na unidade exterior no modo aquecimento (AQS), Janeiro, Bodø – Adaptado de [84].	80
Figura 4.22 - Evolução psicrométrica do ar exterior no modo aquecimento (AQS), Janeiro, Bodø.	81
Figura 4.23 - Ativação da função de descongelação para os 12 meses do ano, Bodø.....	82
Figura 4.24 - Condições da temperatura do ar antes e após a passagem pelo permutador de calor na unidade exterior no modo aquecimento (AQS), Julho, Bodø – Adaptado de [84].	84
Figura 4.25 - Evolução psicrométrica do ar exterior no modo aquecimento (AQS), Julho, Bodø.	85
Figura 4.26 - Relação COP e WBT para produção de AQS, Bodø.	87
Figura 4.27 - Relação COP e WBT em modo aquecimento (climatização), Bodø.....	90
Figura 4.28 - Condições da temperatura do ar antes e após a passagem pelo permutador de calor na unidade exterior no modo arrefecimento, Julho, Bodø – Adaptado de [84]	91
Figura 4.29 - Evolução psicrométrica do ar exterior no modo arrefecimento, Julho (Bodø).	92
Figura 4.30 - Relação EER e WBT em modo arrefecimento (climatização), Bodø.....	95
Figura 4.31 - Condições da temperatura do ar antes e após a passagem pelo permutador de calor na unidade exterior no modo aquecimento (AQS), Janeiro, Tatlar – Adaptado de [84]	98
Figura 4.32 - Evolução psicrométrica do ar exterior no modo aquecimento (AQS), Janeiro, Tatlar.....	98
Figura 4.33 - Ativação da função de descongelação para os 12 meses do ano, Tatlar	100
Figura 4.34 - Condições da temperatura do ar antes e após a passagem pelo permutador de calor na unidade exterior no modo aquecimento (AQS), Agosto, Tatlar – Adaptado de [84]	102
Figura 4.35 - Evolução psicrométrica do ar exterior no modo aquecimento (AQS), Agosto, Tatlar.....	103
Figura 4.36 - Relação COP e WBT para produção de AQS, Tatlar.....	106
Figura 4.37 - Relação COP e WBT em modo aquecimento (climatização), Tatlar.	109
Figura 4.38 - Condições da temperatura do ar antes e após a passagem pelo permutador de calor na unidade exterior no modo arrefecimento, Agosto, Tatlar – Adaptado de [84]	110
Figura 4.39 - Evolução psicrométrica do ar exterior no modo arrefecimento, Agosto, Tatlar...	111
Figura 4.40 - Relação EER e WBT em modo arrefecimento (climatização), Tatlar.....	114

Índice de tabelas

Tabela 3.1 - Classificação de fluidos frigoríficos com base a sua inflamabilidade e toxicidade [41].....	28
Tabela 3.2 - Características de fluidos frigoríficos que poderão e que fazem parte de um sistema de bomba de calor ar-ar e ar-água com aplicações domésticas [41], [54], [55], [56].....	32
Tabela 3.3 - Propriedades físicas R-410A [57], [58].	36
Tabela 3.4 - Propriedades físicas R-32 [61], [62].....	36
Tabela 3.5 - Propriedades físicas R-290 [58], [64].....	37
Tabela 4.1 Requerimento energético para edifícios residenciais [66].....	40
Tabela 4.2 - Modelos das unidades exteriores e interiores das bombas de calor ar-água Panasonic com os fluidos frigoríficos utilizados.	46
Tabela 4.3 - Características técnicas dos respetivos modelos de bombas de calor [69], [70], [71].....	47
Tabela 4.4 - Parâmetros que definem os pontos de entrada e saída do ar exterior.....	54
Tabela 4.5 - Perfil climático médio, Lisboa - Adaptado de [83].	58
Tabela 4.6 - Valores entálpicos do ciclo de refrigeração por compressão de vapor dos fluidos frigoríficos R-290, R-410A e R-32 no modo de aquecimento (AQS), Janeiro, Lisboa....	60
Tabela 4.7 - $Q_{Aquec\ corr}$, mf , W_{comp} e Q_e para os diferentes modelos de bombas de calor no modo de aquecimento (AQS), Janeiro, Lisboa.....	61
Tabela 4.8 - Potência elétrica total para os diferentes modelos de bombas de calor no modo de aquecimento (AQS), Janeiro, Lisboa.	63
Tabela 4.9 - Valores entálpicos do ciclo de refrigeração por compressão de vapor dos fluidos frigoríficos R-290, R-410A e R-32 no modo de aquecimento (AQS), Agosto, Lisboa. ...	65
Tabela 4.10 - $Q_{Aquec\ corr}$, mf , W_{comp} e Q_e para os diferentes modelos de bombas de calor no modo de aquecimento (AQS), Agosto, Lisboa.	65
Tabela 4.11 - Potência elétrica total para os diferentes modelos de bombas de calor no modo de aquecimento (AQS), Agosto, Lisboa.	67
Tabela 4.12 - Valores entálpicos específica que definem o ciclo frigorífico dos fluidos frigoríficos R-290, R-410A e R-32 no modo aquecimento (climatização), Janeiro, Lisboa.	68
Tabela 4.13 - Capacidade de aquecimento e potência absorvida da bomba de calor a R-410A para diferentes temperaturas exteriores para produção de água quente a 40 °C [71].....	69
Tabela 4.14 - Capacidade de aquecimento e potência absorvida da bomba de calor a R-290 para diferentes temperaturas exteriores para produção de água quente a 40 °C – Adaptado de [70].....	70
Tabela 4.15 - Capacidade de aquecimento e potência absorvida da bomba de calor a R-32 para diferentes temperaturas exteriores para produção de água quente a 40 °C – Adaptado de [69].....	70

Tabela 4.16 - $QA_{quec\ corr}$, mf , W_{comp} , Q_e , W_{vent} e WC_{circ} para os diferentes modelos de bombas de calor no modo aquecimento (climatização), Janeiro, Lisboa.....	70
Tabela 4.17 - Potência elétrica total para os diferentes modelos de bombas de calor no modo de aquecimento (climatização), Janeiro, Lisboa.	71
Tabela 4.18 - Condições do ar exterior nos cenários 1 e 2, antes e após a passagem do ar pelas alhetas da unidade exterior.	74
Tabela 4.19 - Valores entálpicos específicos que definem o ciclo frigorífico dos fluidos frigorigêneos R-290, R-410A e R-32, no modo arrefecimento, Agosto, Lisboa.....	75
Tabela 4.20 - Capacidade de arrefecimento e potência absorvida da bomba de calor a R-290 para diferentes temperaturas exteriores para produção de água fria a 7 °C [70].....	75
Tabela 4.21 - Capacidade de arrefecimento e potência absorvida da bomba de calor a R-410A para diferentes temperaturas exteriores para produção de água fria a 7 °C [71].....	76
Tabela 4.22 - Capacidade de arrefecimento e potência absorvida da bomba de calor a R-32 para diferentes temperaturas exteriores para produção de água fria a 7 °C [69].....	76
Tabela 4.23 - $Q_{Arref\ corr}$, mf , W_{comp} , Q_{cond} , W_{vent} e WC_{circ} para os modelos de bombas de calor no modo arrefecimento, Agosto, Lisboa.....	76
Tabela 4.24 - Potência elétrica total para os diferentes modelos de bombas de calor no modo de arrefecimento, Agosto, Lisboa.	77
Tabela 4.25 - Perfil climático médio, BodØ - Adaptado de [85]......	79
Tabela 4.26 - Valores entálpicos específicos do ciclo de refrigeração por compressão de vapor dos fluidos frigorigêneos R-290, R-410A e R-32 no modo de aquecimento (AQS), Janeiro, BodØ.	81
Tabela 4.27 - $QA_{quec\ corr}$, mf , W_{comp} e Q_e para os diferentes modelos de bombas de calor no modo de aquecimento (AQS), Janeiro, BodØ.	82
Tabela 4.28 - Potência elétrica total para os diferentes modelos de bombas de calor no modo de aquecimento (AQS), Janeiro, BodØ.	84
Tabela 4.29 - Valores entálpicos específicos do ciclo de refrigeração por compressão de vapor dos fluidos frigorigêneos R-290, R-410A e R-32 no modo de aquecimento (AQS), Julho, BodØ.....	85
Tabela 4.30 - $QA_{quec\ corr}$, mf , W_{comp} , Q_e , W_{vent} e WC_{circ} para os diferentes modelos de bombas de calor no modo aquecimento (AQS), Julho, BodØ.	86
Tabela 4.31 - Potência elétrica total para os diferentes modelos de bombas de calor no modo de aquecimento (AQS), Julho, BodØ.	86
Tabela 4.32 - Valores entálpicos específicos que definem o ciclo frigorífico dos fluidos frigorigêneos R-290, R-410A e R-32 no modo aquecimento (climatização), Janeiro, BodØ.	88
Tabela 4.33 - $QA_{quec\ corr}$, mf , W_{comp} , Q_e , W_{vent} e WC_{circ} para os diferentes modelos de bombas de calor no modo aquecimento (climatização), Janeiro, BodØ.....	89
Tabela 4.34 - Potência elétrica total para os diferentes modelos de bombas de calor no modo de aquecimento (climatização), Janeiro, BodØ.....	89

Tabela 4.35 - Valores entálpicos específicos que definem o ciclo frigorífico dos fluidos frigoríficos R-290, R-410A e R-32, no modo arrefecimento, Julho, Bodø.....	92
Tabela 4.36 - $Q_{Arref\ corr}$, mf , W_{comp} , Q_{cond} , W_{vent} e $WCirc$ para os modelos de bombas de calor no modo arrefecimento, Julho, Bodø.....	94
Tabela 4.37 - Potência elétrica total para os diferentes modelos de bombas de calor no modo de arrefecimento, Julho, Bodø.....	94
Tabela 4.38 - Perfil climático médio, Tatlar - Adaptado de [87].....	96
Tabela 4.39 - Valores entálpicos específicos do ciclo de refrigeração por compressão de vapor dos fluidos frigoríficos R-290, R-410A e R-32 no modo de aquecimento (AQS), Janeiro, Tatlar.....	99
Tabela 4.40 - $QAquec\ corr$, mf , W_{comp} e Q_e para os diferentes modelos de bombas de calor no modo de aquecimento (AQS), Janeiro, Tatlar.....	100
Tabela 4.41 - Potência elétrica total para os diferentes modelos de bombas de calor no modo de aquecimento (AQS), Janeiro, Tatlar.....	102
Tabela 4.42 - Valores entálpicos específicos do ciclo de refrigeração por compressão de vapor dos fluidos frigoríficos R-290, R-410A e R-32 no modo de aquecimento (AQS), Agosto, Tatlar.....	103
Tabela 4.43 - $QAquec\ corr$, mf , W_{comp} e Q_e para os diferentes modelos de bombas de calor no modo de aquecimento (AQS), Agosto, Tatlar.....	104
Tabela 4.44 - Potência elétrica total para os diferentes modelos de bombas de calor no modo de aquecimento (AQS), Agosto, Tatlar.....	105
Tabela 4.45 - Valores entálpicos específicos que definem o ciclo frigorífico dos fluidos frigoríficos R-290, R-410A e R-32 no modo aquecimento (climatização), Janeiro, Tatlar.....	107
Tabela 4.46 - $QAquec\ corr$, mf , W_{comp} , Q_e , W_{vent} e $WCirc$ para os diferentes modelos de bombas de calor no modo aquecimento (climatização), Janeiro, Tatlar.....	108
Tabela 4.47 - Potência elétrica total para os diferentes modelos de bombas de calor no modo de aquecimento (climatização), Janeiro, Tatlar.....	109
Tabela 4.48 - Valores entálpicos específicos que definem o ciclo frigorífico dos fluidos frigoríficos R-290, R-410A e R-32, no modo arrefecimento, Agosto, Tatlar.....	111
Tabela 4.49 - $Q_{Arref\ corr}$, mf , W_{comp} , Q_{cond} , W_{vent} e $WCirc$ para os modelos de bombas de calor no modo arrefecimento, Agosto, Tatlar.....	112
Tabela 4.50 - Potência elétrica total para os diferentes modelos de bombas de calor no modo de arrefecimento, Agosto, Tatlar.....	113
Tabela 5.1 - Comparação entre cidades do COP para o sistema a R-290 no modo de aquecimento - AQS.....	116
Tabela 5.2 - Comparação entre cidades do COP para o sistema a R-410A no modo de aquecimento - AQS.....	117
Tabela 5.3 - Comparação entre cidades da potência elétrica total para o sistema a R-32 no modo de aquecimento - AQS.....	118

Tabela 5.4 - Valores de COP médio, máximo e mínimo para as cidades de Lisboa, Bodø e Tatlar para R-290, R-410A e R-32 para a produção de AQS.....	118
Tabela 5.5 - Comparação entre cidades da potência elétrica total para o sistema a R-290 no modo de aquecimento - climatização.....	119
Tabela 5.6 - Comparação entre cidades da potência elétrica total para o sistema a R-410A no modo de aquecimento - climatização.....	120
Tabela 5.7 - Comparação entre cidades da potência elétrica total para o sistema a R-32 no modo de aquecimento - climatização.....	121
Tabela 5.8 - Valores de COP médio, máximo e mínimo para as cidades de Lisboa, Bodø e Tatlar para R-290, R-410A e R-32 para aquecimento (climatização).....	122
Tabela 5.9 - Comparação entre cidades da potência elétrica total para o sistema a R-290 no modo de arrefecimento - climatização.....	123
Tabela 5.10 - Comparação entre cidades da potência elétrica total para o sistema a R-410A no modo de arrefecimento - climatização.....	124
Tabela 5.11 - Comparação entre cidades da potência elétrica total para o sistema a R-32 no modo de arrefecimento - climatização.....	125
Tabela 5.12 - Valores de EER médio, máximo e mínimo para as cidades de Lisboa, Bodø e Tatlar para R-290, R-410A e R-32 para arrefecimento (climatização)	126

1. Introdução

1.1. Enquadramento do Tema

Desde tempos primórdios, que o Homem tem conseguido criar calor de forma artificial, através da queima de matéria-prima, como é o exemplo da madeira. Contudo, o efeito de arrefecimento artificial foi apenas possível em meados de 1834, com a criação do primeiro equipamento de refrigeração com o ciclo de refrigeração por compressão de vapor, para a produção de gelo, pelo americano Jacob Perkins, sendo que o primeiro equipamento com ciclo de absorção, a amoníaco, ocorreu apenas em 1851, pelo francês Ferdinand Carré [1]. Porém, os equipamentos de climatização baseados na queima de combustíveis fósseis, obtiveram maior destaque devido aos baixos preços desta matéria-prima. Foi apenas em 1970, com a crise do petróleo, que se começou a dar maior atenção aos benefícios da utilização de equipamentos elétricos, tendo sido a razão para um aumento da implementação de bombas de calor de capacidade constante, principalmente em residências [2].

Atualmente, com o aumento da temperatura média global, as temperaturas exteriores registadas são cada vez mais extremas, sendo registados todos os anos novos recordes de temperaturas máximas e mínimas exteriores, o que provoca um aumento na procura de sistemas de climatização. A este aumento está associado um aumento da produção de gases de efeito estufa (GEE), ligado ao aumento de consumo de energia elétrica.

Desta forma, surge a necessidade de adotar tecnologias e equipamentos, que permitam proporcionar soluções eficientes energeticamente e que proporcionem conforto térmico. Um destes equipamentos é a bomba de calor de capacidade variável. Este tipo de bombas de calor, apresenta maior eficiência quando comparada com a de capacidade constante, uma vez que permite ajustar dinamicamente a velocidade do compressor, com tecnologia *inverter*. Assim, o equipamento em causa permite operar de forma precisa, consumindo apenas a energia necessária para manter as condições térmicas desejáveis, proporcionando um menor consumo energético. Porém, outros fatores que influenciam a eficiência deste equipamento, são o fluido frigorigéneo adotado e a temperatura exterior.

Com a procura de um aumento da eficiência energética e redução das emissões de GEE, surge a necessidade de assegurar a construção de edifícios mais eficientes termicamente, uma vez que em média, para um país na região sul da Europa, está associado um consumo médio entre 60 e 90 kWh/m². Por outro lado, para um país no

centro ou norte da Europa, o consumo médio varia entre 175 e 235 kWh/m² [3]. Deverá ainda ser incentivada a substituição de sistemas de climatização antigos e, conseqüentemente, em operação com fluidos frigorigêneos com elevado índice de potencial de aquecimento global, *Global Warming Potencial*, (GWP), por sistemas com um menor impacto ambiental, tanto a nível de fabrico como a nível de operação, adotando fluido de trabalho com menor GWP.

Garantir a introdução no mercado de equipamentos de climatização com elevada eficiência energética, também é uma medida que não deve ser desprezada. Em 2016, 50% do consumo de energia elétrica na União Europeia destinava-se à alimentação de sistemas de climatização e refrigeração, sendo que 80% desse consumo era utilizado em edifícios, sendo que apenas 18% da energia primária, provém de fontes renováveis [3].

A bomba de calor, com inversão de ciclo, é o tipo de equipamento que permite boas eficiências energéticas, utilizando fluidos frigorigêneos de baixo impacto ambiental, podendo ser adotada em edifícios habitacionais, de forma individual com potências a variar entre 5 a 7 kW, ou em edifícios de serviços como escritórios ou hotéis, com potências a partir de 12 kW.

De acordo com o plano REPowerEU, existe uma meta para implantar 10 milhões de bombas de calor hidrónicas até 2027 e mais 30 milhões até 2030 [4], o que demonstra o potencial de poupança energético e eficiências deste tipo de equipamento.

1.2. Motivação e objetivos

O tema em estudo tem vindo a ganhar crescente relevância nos últimos anos, motivado pelas alterações climáticas globais que cada vez mais impactam as vidas das pessoas. Porém, existe a necessidade de continuar a garantir o conforto térmico das pessoas. A procura de soluções tecnológicas que permitam compatibilizar a mitigação dos impactos ambientais com a garantia de conforto térmico para os ocupantes de edifícios tem-se tornado uma prioridade tanto para a comunidade científica como para os decisores políticos e industriais [5].

Neste contexto, os sistemas de climatização desempenham um papel determinante, dado que representam uma parcela significativa do consumo energético do setor dos edifícios na Europa. Assim, torna-se imperativo desenvolver e aplicar tecnologias que assegurem elevada eficiência energética e uma pegada de carbono reduzida, acompanhadas da utilização de fluidos frigorigêneos com baixo impacto ambiental, em particular no que respeita ao potencial de aquecimento global (GWP) e ao potencial de destruição da camada de ozono (ODP).

O presente trabalho incide sobre o desempenho de bombas de calor do tipo ar-água, consideradas como uma das soluções mais promissoras no contexto da transição energética e da estratégia de descarbonização do setor dos edifícios. Como caso de estudo, foram analisadas as bombas de calor do tipo ar-água da marca *Panasonic – Heating & Cooling Solutions*, em virtude do estágio curricular realizado nesta empresa, o que permitiu articular o trabalho académico com a aplicação prática. Esta escolha permite não apenas avaliar equipamentos com forte implementação no mercado europeu, mas também explorar, em ambiente real de desenvolvimento e inovação, as soluções tecnológicas aplicadas pela marca no campo da eficiência energética e da climatização sustentável.

Apesar da atual crise energética e climática, existe ainda a necessidade de manter o conforto térmico no interior de um espaço, bem como a produção de Água Quente Sanitária (AQS), com especial atenção para uso doméstico. Aliado à redução do consumo energético, a implementação de diferentes programas como Fit to 55 e REpowerEU, promovem a adoção de novas tecnologias e equipamentos mais eficientes de forma a reduzir a emissão de GEE. Porém, a emissão de gases poluentes está também presente nos equipamentos de climatização, em forma de gás frigorífero. Exemplos destes gases são o R-22, R-134a, que tem um elevado índice de GWP. Com o objetivo de reduzir o impacto ambiental provocado pela introdução destes gases na atmosfera, foram introduzidos diversos programas tais como, Protocolo de Montreal, em 1987, com o objetivo de controlar e eliminar de forma gradual a utilização de clorofluorcarbonetos (CFC's) e hidrofluorcarbonetos (HFC's) [6], o regulamento Europeu F-Gas, que visa a redução gradual de 79% até 2030 de HFC's e obrigação de recuperação e reciclagem de gases fluorados usados em equipamentos e promove a adoção de sistemas com fluidos naturais como é o caso do propano (R-290) [4].

Neste cenário, a bomba de calor de ciclo reversível e capacidade variável, surge como uma solução tecnológica de elevado potencial, capaz de operar tanto em modo de aquecimento como em modo de arrefecimento, assegurando níveis de eficiência superiores face a sistemas convencionais.

Tendo em conta o exposto, os objetivos do presente trabalho são:

- Analisar o desempenho energético de uma bomba de calor do tipo ar-água de gama doméstica (7 kW), destinadas a climatização e produção de AQS, em condições de funcionamento típicas para o contexto residencial;
- Comparar diferentes fluidos frigoríferos (R-290, R-32 e R-410A), avaliando o impacto das suas propriedades termodinâmicas no desempenho dos equipamentos e na eficiência global dos sistemas;

- Avaliar o comportamento das bombas de calor em distintos cenários de operação, considerando variações nas condições exteriores de funcionamento, de forma a identificar limitações e oportunidades de otimização.
- Contribuir para a discussão científica e técnica sobre a integração de bombas de calor ar-água como solução sustentável para a climatização e produção de AQS, em consonância com os objetivos de descarbonização europeus.

Desta forma, este trabalho visa fornecer evidência técnico-científica que apoie a adoção de soluções energeticamente eficientes e ambientalmente sustentáveis, reforçando a importância da inovação tecnológica no setor do Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado (AVAC) e Refrigeração.

1.3. Estrutura do Trabalho

O presente trabalho encontra-se organizado em quatro capítulos. No presente capítulo é realizado o enquadramento do tema, identificando-se a motivação que sustenta a sua relevância, bem como os objetivos a atingir e a estrutura global do documento.

No segundo capítulo procede-se à análise de um sistema de AVAC, com a identificação dos principais equipamentos que permitem a climatização de espaços interiores. São igualmente apresentados exemplos de aplicação de bombas de calor, de forma a contextualizar a sua utilização prática.

O terceiro capítulo dedica-se ao estudo dos fluidos frigorigéneos, apresentando as suas principais características físicas e propriedades termodinâmicas, com especial enfoque nos fluidos selecionados para análise ao longo do trabalho. Adicionalmente, são identificados os regulamentos e diretivas da União Europeia relevantes no que respeita à utilização e transição para fluidos de menor impacto ambiental.

O quarto capítulo é dedicado ao caso de estudo, onde são determinados os desempenhos das bombas de calor com os diferentes fluidos frigorigéneos e diferentes condições climatéricas.

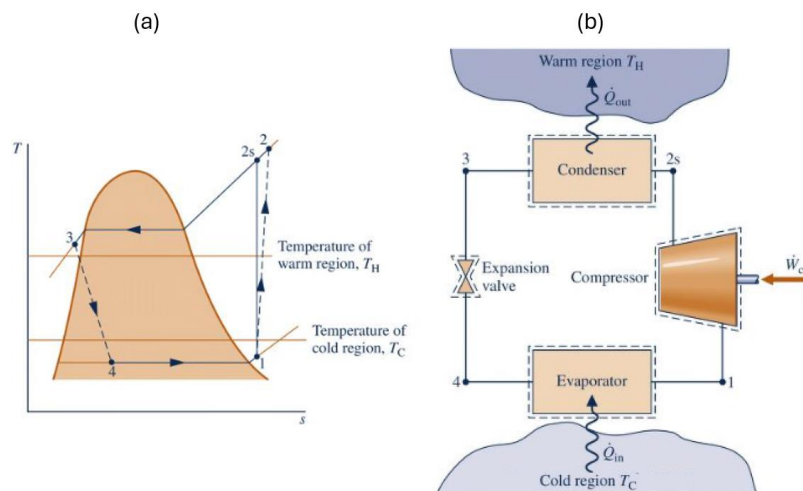
A análise aos resultados obtidos é realizada no capítulo cinco, comparando os resultados obtidos no capítulo quatro, evidenciando as diferenças entre os sistemas a R-290, R-32 e a R-410A.

Por fim, no capítulo seis, são apresentadas as conclusões e identificados tópicos a serem abordados no futuro.

2. Sistemas de AVAC

Os sistemas de Aquecimento, Ventilação e Ar condicionado (AVAC), são projetados para controlar as condições termo-higrométricas e a qualidade do ar interior em edifícios e espaços confinados, garantindo conforto térmico e salubridade. Estes sistemas baseiam-se na integração de diversos equipamentos e tecnologias, permitindo a regulação de variáveis como temperatura, humidade relativa, renovação do ar e concentração de poluentes, através dos processos de aquecimento, arrefecimento, ventilação e filtração do ar.

O princípio de funcionamento dos sistemas de climatização assenta, na sua maioria, no ciclo de refrigeração por compressão de vapor, um processo termodinâmico que permite a transferência de calor entre diferentes ambientes mediante a utilização de um fluido de trabalho, designado por fluido frigorigéneo. O ciclo de refrigeração por compressão de vapor é composto por quatro processos fundamentais, estando representados na Figura 2.1: compressão, condensação, expansão e evaporação, sendo estes realizados por componentes essenciais como o compressor, o condensador, a válvula de expansão e o evaporador, respetivamente.



O fluido frigorigéneo entra no compressor no estado de vapor sobreaquecido (1), onde é submetido a um processo de compressão adiabática. Idealmente, este processo resulta num aumento significativo da pressão, mas também da temperatura do fluido, conduzindo-o a um estado de vapor sobreaquecido de maior entalpia específica (2s). Contudo, o processo de compressão real é irreversível, devido à presença de ineficiências mecânicas e termodinâmicas. As perdas de energia por atrito interno e as

trocas térmicas indesejadas com o meio envolvente originam um aumento da entropia, implicando que o trabalho real requerido seja superior ao trabalho ideal previsto numa compressão isentrópica. Como consequência, a temperatura à saída deste componente (2) será superior, em comparação à temperatura de saída no caso de compressão isentrópica (2s).

Após a compressão, o fluido é conduzido para o condensador, onde ocorre a rejeição de calor para o meio circundante. O condensador funciona como permutador de calor que promove a condensação do fluido frigorigéneo transferindo energia térmica para o fluido secundário ou para o ar exterior, consoante a aplicação. Durante esta etapa, o fluido frigorigéneo sofre um processo de arrefecimento progressivo, passando do estado de vapor sobreaquecido para líquido saturado e, posteriormente, para líquido subarrefecido, permitindo um maior aproveitamento térmico (3). Numa análise real ao processo deverá verificar-se uma ligeira redução da pressão de trabalho, sendo esta resultante das perdas de carga na tubagem e no próprio permutador.

De seguida, o fluido frigorigéneo é encaminhado para o dispositivo de expansão, cuja função é reduzir a sua pressão, da pressão de condensação para a pressão de evaporação. Esta redução abrupta de pressão provoca igualmente uma diminuição da temperatura do fluido, tornando-a inferior à do ambiente, do qual se pretende extrair calor. Como consequência, o fluido frigorigéneo passa do estado de líquido subarrefecido para uma mistura bifásica de líquido e vapor (4).

Posteriormente, o fluido entra no evaporador, onde ocorre a absorção de calor do ambiente circundante. Neste permutador de calor, a energia térmica disponível no meio ambiente é transferida para o fluido frigorigéneo, promovendo a sua vaporização.

Devido a perdas de carga inerentes ao escoamento, a pressão de serviço tende a reduzir ao longo do percurso no evaporador. O processo de mudança de fase decorre a temperatura praticamente constante, sendo o fluido convertido de mistura bifásica para vapor saturado e, em alguns casos, para vapor ligeiramente sobreaquecido. Este sobreaquecimento residual garante que apenas vapor entra no compressor, prevenindo a ocorrência de golpe de líquido e consequentes danos mecânicos (1). No ciclo ideal de compressão de vapor, esta etapa corresponderia à passagem da mistura bifásica para vapor saturado [8].

Para avaliar e comparar o desempenho energético dos equipamentos de climatização, foram desenvolvidos indicadores normalizados, entre os quais se destacam o coeficiente de desempenho (COP – *Coefficient of Performance*) e a razão de eficiência energética (EER – *Energy Efficiency Ratio*). Ambos os índices representam a eficiência

de uma bomba de calor: o EER é utilizado no modo de arrefecimento, enquanto o COP se aplica ao modo de aquecimento.

Mais especificamente, o COP é definido como a razão entre a capacidade de aquecimento, \dot{Q}_{Aquec} , e a potência absorvida para aquecimento, \dot{W}_{Aquec} [9], tal como se descreve na equação 2.1.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{Aquec}}{\dot{W}_{Aquec}} \quad (2.1)$$

onde,

\dot{Q}_{Aquec} – Capacidade de aquecimento [kW];

\dot{W}_{Aquec} – Potência absorvida para aquecimento [kW].

Relativamente ao EER, este define-se como a razão entre a capacidade de arrefecimento, \dot{Q}_{Arref} , e a potência absorvida para arrefecimento, \dot{W}_{Arref} [9], sendo definida pela equação 2.2.

$$EER = \frac{\dot{Q}_{Arref}}{\dot{W}_{Arref}} \quad (2.2)$$

onde,

\dot{Q}_{Arref} – Capacidade de arrefecimento [kW];

\dot{W}_{Arref} – Potência absorvida para arrefecimento [kW].

A maioria dos sistemas de climatização, baseiam-se no ciclo de refrigeração por compressão de vapor. No entanto, estes sistemas podem ser classificados em duas categorias principais de acordo com a forma como ocorre a transferência de energia: térmica: sistemas de expansão direta e sistemas de expansão indireta. Nos sistemas de expansão direta (DX), o fluido frigorigéneo realiza diretamente a troca de térmica com o ar interior ou com o meio a climatizar. Alguns exemplos de equipamentos que utilizam este tipo de sistemas são: unidades *mono-split* e *multi-split*, sistemas de caudal de fluido frigorigéneo variável (VRF), unidades de precisão (*Close Control*) e unidades *Rooftop*.

Por outro lado, nos sistemas de expansão indireta, o fluido frigorigéneo não troca calor diretamente com o ar do espaço condicionado, mas sim com um fluido secundário, geralmente água ou uma mistura de água e aditivos anticongelantes (como glicóis). Este fluido secundário circula através de permutadores de calor e é responsável por realizar a troca térmica com o ar interior. Os exemplos mais comuns de sistemas de expansão indireta são as bombas de calor ar-água e os *Chillers*.

2.1. Sistemas de Expansão Direta

2.1.1. Sistemas mono-split e multi-split

Os sistemas de expansão direta (DX), representados na Figura 2.2, podem ser subdivididos em sistemas *mono-split* e *multi-split*, de acordo com o número de unidades interiores conectadas a uma única unidade exterior.

Nos sistemas *mono-split*, e como exemplificado na Figura 2.2, a instalação é constituída por uma única unidade exterior, localizada no ambiente exterior do edifício, e uma unidade interior, responsável pela climatização do espaço. A unidade interior pode apresentar diferentes configurações construtivas, tais como do tipo conduta, cassete, mural, de chão ou de teto, permitindo a adaptação às exigências arquitetónicas e funcionais do espaço.

Por outro lado, os sistemas *multi-split* possibilitam a ligação de várias unidades interiores a uma única unidade exterior, como é possível observar na Figura 2.2. Esta configuração permite climatizar diferentes zonas de um edifício, otimizando o espaço exterior pela redução do número de unidades exteriores instaladas. Dependendo da tecnologia adotada, as unidades interiores podem ser controladas de forma individual ou centralizada [10].

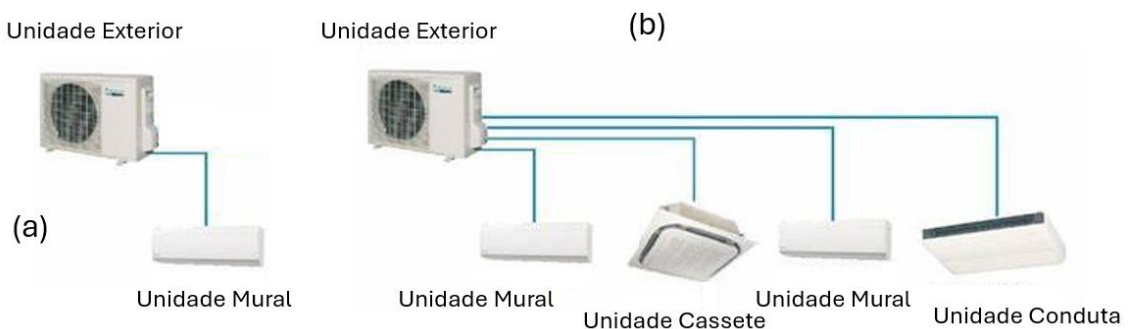


Figura 2.2 - Sistema *mono-split* (a) e sistema *multi-split* (b) - Adaptado de [11].

Estes sistemas são amplamente utilizados em edifícios residenciais e em pequenos edifícios comerciais devido à sua facilidade de instalação, custos de investimento reduzidos e baixo nível de ruído durante a operação. No entanto, apresentam algumas limitações, como a distância máxima admissível entre a unidade exterior e as interiores. Além disso, nos sistemas *mono-split* convencionais, a operação está limitada a um único modo (arrefecimento ou aquecimento), não sendo adequados para instalações que requeiram a operação simultânea de ambos os modos.

2.1.2. Unidade *Rooftop*

A unidade *Rooftop*, representada na Figura 2.3, é um equipamento autónomo e compacto concebido para trabalhar de forma independente, sem necessidade de integração com outros sistemas de climatização. Esta unidade destina-se predominantemente à climatização de espaços comerciais e de serviços de média e grande dimensão, assegurando o tratamento térmico de elevados caudais de ar. A sua instalação requer a ligação a redes de condutas, que permitem a distribuição do ar climatizado pelo espaço do edifício [12]. O fluido que é enviado para o sistema de condutas é o ar que se encontra termicamente tratado no interior da unidade através de um ciclo de refrigeração por compressão de vapor (conforme descrito no capítulo 0), em que um permutador de calor é utilizado para realizar a transferência de energia térmica entre o fluido frigorigéneo e o ar a insuflar no espaço interior.



Figura 2.3 - Unidade *Rooftop* – Adaptado de [13].

2.1.3. Unidade *Close Control*

A unidade *Close Control*, como a que é apresentada na Figura 2.4, é concebida para aplicações que exigem elevada precisão no controlo das condições ambientais, nomeadamente em locais de elevada carga térmica ou onde a estabilidade térmica é essencial, como em salas de servidores e laboratórios [14].

Estes sistemas permitem regular com grande exatidão a temperatura e a humidade relativa, garantindo condições operacionais estáveis para equipamentos sensíveis. Frequentemente, incluem ainda sistemas redundantes para assegurar o funcionamento contínuo em caso de falha de componentes. Por este motivo, são considerados equipamentos indispensáveis em aplicações críticas, nas quais a manutenção de condições ambientais rigorosamente controladas é imperativa para evitar falhas operacionais ou perda de dados.



Figura 2.4 - Unidade *Close Control* [14].

2.1.4. Sistema VRF

Um sistema do tipo caudal de fluido frigorigéneo variável (VRF – *Variable Refrigerant Flow*), conforme apresentado na Figura 2.5, permite a climatização de edifícios com necessidades térmicas diferenciadas em várias zonas. Nestes sistemas, a unidade exterior regula a quantidade de fluido frigorigéneo fornecido a cada unidade interior, ajustando-se dinamicamente à carga térmica de cada espaço a climatizar.

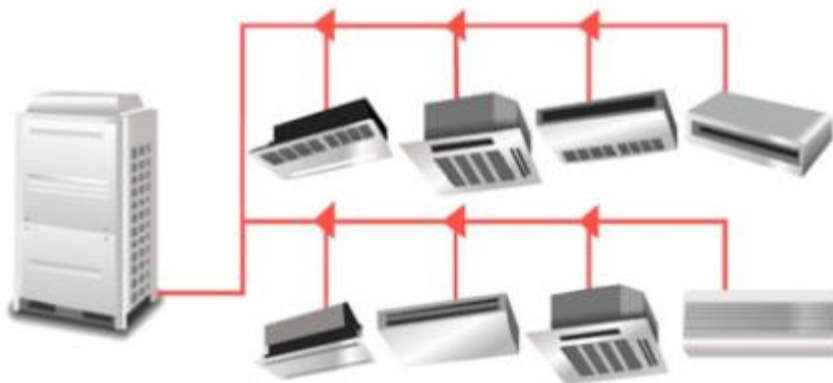


Figura 2.5 – Sistema VRF [15].

Os sistemas VRF podem ser classificados em duas tipologias:

- Sistema de 2 tubos que está limitado a funcionar apenas no modo de arrefecimento ou aquecimento, não sendo possível a operação simultânea dos dois modos;

- Sistema de 3 tubos, que permite a operação simultânea em modo de arrefecimento e aquecimento, sendo necessário a adoção de um sistema de recuperação de calor [16].

Entre as principais vantagens do sistema VRF destacam-se o baixo consumo elétrico, versatilidade e a ausência de bombas de circulação para o fluido frigorigéneo. Contudo, a conceção e dimensionamento destes sistemas devem considerar cuidadosamente o coeficiente de simultaneidade, definido como a relação entre a potência instalada das unidades interiores e a capacidade da unidade exterior instalada, que deve situar-se entre 50% e 150% [17]. Além disso, os sistemas VRF requerem quantidades significativas de fluido frigorigéneo, o que impõe a necessidade de verificação da conformidade com a norma EN 378 [18]. Esta norma estabelece critérios de segurança para sistemas de refrigeração, assegurando que, em caso de fuga, a concentração de fluido frigorigéneo no compartimento mais pequeno alimentado pelo sistema não ultrapasse os limites permitidos, que variam em função das características do fluido frigorigéneo utilizado.

2.2 Sistemas de Expansão Indireta

Os sistemas de expansão indireta distinguem-se por utilizarem circuitos hidráulicos, nos quais um fluido térmico – geralmente água ou uma solução aquosa aditivada (por exemplo, água-glicol) – circula através de um circuito hidráulico, permitindo a transferência de calor para os equipamentos terminais. Dependendo da função desempenhada pelo equipamento principal, este circuito pode fornecer água fria ou água aquecida para vários equipamentos de climatização.

Quando o sistema produz apenas água fria, o equipamento denomina-se por *Chiller*. Caso o equipamento seja capaz de fornecer tanto água fria como aquecida, adota-se a designação de bomba de calor. Estes equipamentos podem ainda ser classificados consoante o princípio termodinâmico de funcionamento, sendo os mais comuns aqueles que operam com o ciclo de refrigeração por compressão de vapor, como descrito no capítulo 2 e ilustrado na Figura 2.1, ou alternativamente, com o ciclo de absorção.

No caso do *Chiller* de absorção, o processo de remoção de calor do fluido térmico ocorre a partir da energia térmica proveniente de processos industriais, de cogeração ou de outras fontes de calor residual. Estes equipamentos são constituídos por evaporador, condensador, absorvedor, gerador e bomba de solução, eliminando a necessidade de um compressor mecânico, sendo esta a principal diferença em relação ao ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

Num ciclo de absorção típico, a extração de calor ocorre a baixas pressões e temperaturas, recorrendo a uma mistura binária formada por um fluido frigorígeno e um agente absorvente, sendo mais comum a combinação água e brometo de lítio (LiBr). No evaporador, o fluido frigorígeno evapora ao absorver calor do circuito hidráulico, promovendo o arrefecimento da água. O vapor gerado é absorvido no absorvedor, normalmente LiBr, formando uma solução concentrada que é enviada para o gerador. Neste componente a mistura absorve energia térmica do gerador, evaporando, sendo enviada para um separador. Devido às diferentes temperaturas de condensação, o brometo de lítio é separado de fluido frigorígeno, sendo reenviado para o absorvedor. Por outro lado, o fluido frigorígeno em questão, ainda em vapor, segue para um condensador, onde irá libertar calor, passando para o estado líquido. Por fim, o fluido de trabalho é enviado para um dispositivo de expansão, voltando a entrar no evaporador de forma a retirar energia térmica da água a arrefecer e, no processo, transformando-se em vapor, completando o ciclo [19].

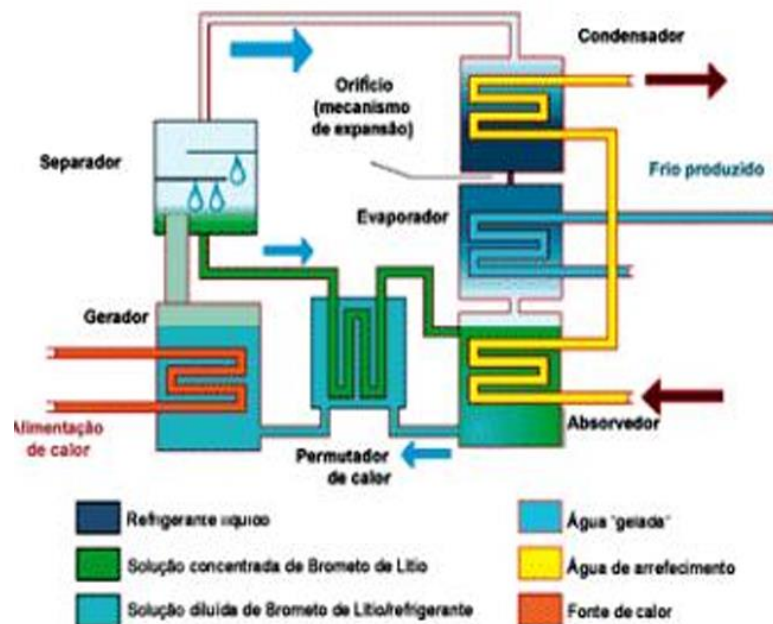


Figura 2.6 - Esquema de funcionamento de um *Chiller* baseado no ciclo de absorção [19].

Entre as principais vantagens dos sistemas de absorção para *Chillers*, destaca-se:

- ausência de componentes mecânicos móveis, resultando em menores requisitos de manutenção e apresenta um tempo de vida útil mais elevado;
- baixo consumo elétrico, uma vez que a principal fonte de energia é térmica, fornecida pelo gerador;

- utilização de água como fluido frigorigéneo, eliminando impactos ambientais associados a fugas de fluidos com elevado Potencial de aquecimento global (GWP – *Global Warming Potential*), comuns em sistemas de compressão de vapor.

Contudo, algumas limitações devem ser consideradas:

- custo de instalação dos sistemas de absorção é tipicamente elevado;
- eficiência global do ciclo é inferior à dos sistemas de compressão mecânica, devido à menor eficiência de conversão da energia térmica utilizada;
- risco de cristalização do LiBr, quando a solução ultrapassa os limites de concentração ou temperatura recomendados, que pode causar obstrução do fluxo do fluido, danos de componentes internos e redução da eficiência térmica, comprometendo o desempenho do sistema [20].

2.2.1. Chillers

Um *Chiller* é um equipamento projetado para fornecer água fria, utilizada em sistemas de climatização como em processos industriais que requerem remoção de calor, destacando-se as aplicações na indústria farmacêutica, alimentar, edifícios de serviços e hospitalares.

Estes equipamentos podem recorrer a diferentes métodos de condensação, tais como torres de arrefecimento, *drycoolers* ou condensadores arrefecidos a ar.

No caso de sistemas que utilizam torres de arrefecimento, a rejeição de calor ocorre através da evaporação da água num circuito aberto. A água quente proveniente do condensador do *Chiller*, é conduzida para um outro circuito de água numa torre de arrefecimento, onde é pulverizada, e onde passa por um fluxo de ar no sentido oposto, resultando numa evaporação parcial da água, o que reduz a temperatura da água. De seguida, o ar com elevado grau de humidade, passa por um separador de gotas antes de sair da torre de arrefecimento. A água condensada no separador de gotas junta-se com a água restante que não foi evaporada e volta a ser introduzida no circuito de água da torre de arrefecimento, como demonstrado na Figura 2.7 [21].

As torres de arrefecimento são particularmente eficazes em climas quentes, permitindo manter o desempenho do *Chiller* mesmo em condições exteriores adversas. Além disto, uma vez que o fluido de condensação é água, permite a instalação do *Chiller* a distâncias maiores entre o equipamento de produção de água fria e a torre de arrefecimento, quando comparado com sistemas onde o fluido de trabalho é um fluido frigorigéneo.

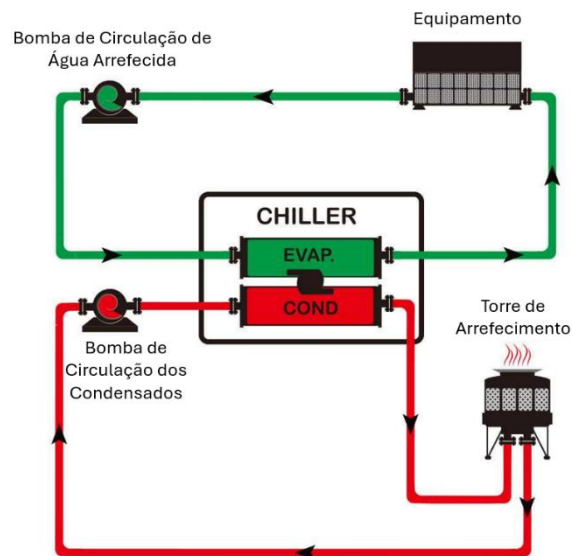


Figura 2.7 - Circuito hidráulico de um *Chiller* com torre de arrefecimento - Adaptado de [22].

No entanto, este sistema de condensação apresenta um elevado custo inicial, necessidades de manutenção constante e controle da qualidade da água, devido ao risco de corrosão, incrustação e proliferação de bactérias, como a *Legionella pneumophila*.

Os sistemas que utilizam *drycoolers*, funcionam de modo semelhante, às torres de arrefecimento, mas promovem a rejeição de calor por meio de permutadores de calor secos. Porém, neste caso, o fluido de condensação pode ser composto por uma mistura de água com etilenoglicol, mais conhecido por glicol. Este último produto, resulta numa redução do ponto de fusão da água, sendo esta temperatura menor, quanto maior a concentração de glicol, sendo uma grande vantagem, pois reduz o ponto de congelamento e possibilita a operação em condições climáticas adversas, evitando o congelamento da tubagem em baixas temperaturas externas.

A principal vantagem em comparação aos sistemas com torres de arrefecimento é a de que, em climas frios, a mistura água-glicol poderá atingir temperaturas abaixo dos -10°C , podendo fluir diretamente para uma bateria economizadora. Nestas condições, o ciclo frigorífico poderá ser interrompido, sendo que o passa diretamente na bateria economizadora, dando-se o efeito de *free cooling*, um modo de operação onde o fluido arrefecido pode ser diretamente utilizado para o arrefecimento sem a necessidade de ativação do ciclo de refrigeração por compressão de vapor. Em contrapartida, este tipo de sistemas apresentam um custo de instalação elevados e requerem a monitorização regular da concentração e qualidade do glicol, para evitar problemas de corrosão e degradação da instalação

Já os *Chiller* com condensação a ar utilizam permutadores de calor dotados de ventilação forçada para promover a rejeição de calor entre o fluido frigorigéneo e o ar exterior, como se verifica na Figura 2.8. Em relação às soluções anteriores, estes sistemas apresentam uma menor capacidade de condensação, são mais compactos e apresentam menor complexidade de instalação e manutenção e um menor custo. Entretanto, possuem menor eficiência energética em comparação com os sistemas baseados em água, pois dependem da temperatura do ar externo para a dissipação de calor, o que pode comprometer o desempenho em climas quentes.

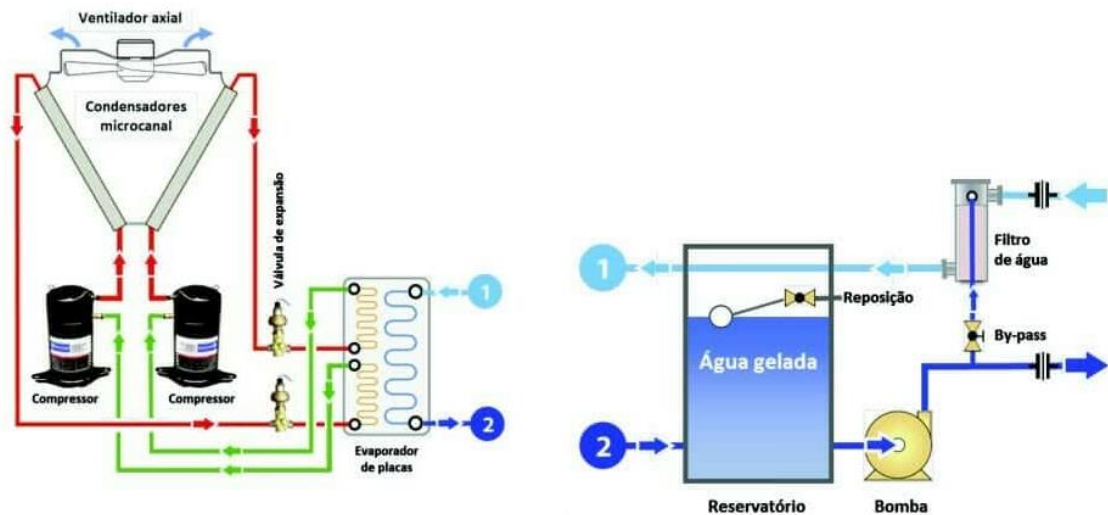


Figura 2.8 - Circuito hidráulico de um *Chiller* com condensador a ar - Adaptado de [23].

A seleção do tipo de *Chiller* e do sistema de rejeição de calor deve ser baseada em fatores como: condições climáticas; disponibilidade de espaço; eficiência energética; e custos de operação e manutenção.

2.2.2. Bombas de Calor

As bombas de calor são sistemas termodinâmicos que permitem a transferência de energia térmica entre dois meios, utilizando um fluido frigorigéneo como meio de transporte de calor. No caso da bomba de calor hidrónica, são sistemas que permitem a produção de água fria e/ou aquecida, destinada à climatização de ambientes ou à produção de água quente sanitária (AQS).

O princípio de funcionamento baseia-se no ciclo de refrigeração por compressão de vapor, que envolve a evaporação e condensação do fluido frigorigéneo em diferentes pontos do circuito, promovendo a transferência de calor entre o meio fonte, ar no caso de aquecimento e produção de AQS e água no caso de arrefecimento e o meio de utilização, água no caso de aquecimento e produção de AQS e ar no arrefecimento.

Para além dos equipamentos essenciais do ciclo de refrigeração por compressão de vapor – compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador – uma bomba de calor é composta por mais componentes, com o objetivo de garantir a reversibilidade do ciclo, mas também para garantir o correto e seguro funcionamento do equipamento. Entre esses componentes destacam-se:

- Válvulas de quatro vias, responsáveis pela inversão do ciclo termodinâmico, permitindo a operação tanto em modo de aquecimento como de arrefecimento;
- Sensores de temperatura do fluido frigorigéneo e do compressor, essenciais para monitorizar o funcionamento térmico e prevenir anomalias;
- Sensores de pressão do fluido frigorigéneo, para garantir que os níveis de pressão no interior das tubagens se mantêm dentro dos limites seguros;
- Filtros, que evitam a presença de partículas contaminantes na tubagem e circuito, minimizando o risco de obstruções, com especial atenção em válvulas de expansão, e prevenindo danos na instalação.

Consoante a fonte de calor e o meio de distribuição térmico, distinguem-se diferentes configurações de bombas de calor, tais como:

- Ar - Ar;
- Ar - Água;
- Água – Ar;
- Água – Água;
- Solo – Ar;
- Solo – Água.

No caso de uma bomba de calor do tipo ar – ar, um sistema do tipo expansão direta, onde circula o fluido frigorigéneo entre a unidade exterior e a unidade interior, sendo o responsável pela transferência de calor. Neste sistema, a troca térmica ocorre em dois permutadores de calor conforme esquematizado na Figura 2.9:

- Permutador da unidade exterior – realiza a transferência de energia térmica entre o ambiente exterior e o fluido frigorigéneo;
- Permutador da unidade interior – efetua a transferência de calor entre o fluido frigorigéneo e o ar do espaço interior.

Este sistema é bastante comum, apresentando diversas vantagens, das quais se destacam a facilidade de instalação, exigindo apenas a brasagem das tubagens para interligação entre a unidade exterior e a unidade interior, e a simplicidade do sistema. No entanto, uma das principais desvantagens dos sistemas ar-ar é o risco de fuga de fluido frigorigéneo para o espaço interior. Dado que o circuito frigorífico se estende até

à unidade interior, qualquer perda de fluido pode resultar na degradação da qualidade do ar interior, podendo, em casos extremos, representar riscos para a saúde dos ocupantes.

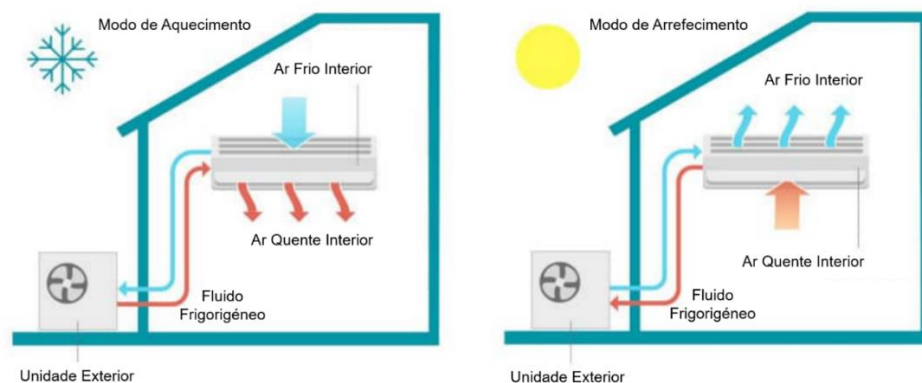


Figura 2.9 - Representação esquemática de uma bomba de calor do tipo ar-ar - Adaptado de [24].

Nos últimos anos, a regulamentação ambiental tem promovido a substituição de fluidos sintéticos por fluidos naturais de baixo impacto ambiental, como é o caso do propano (R-290). No entanto, devido à elevada inflamabilidade do R-290, a sua utilização em sistemas ar-ar é limitada, uma vez que a circulação deste fluido refrigerante no interior do edifício poderia criar condições de risco em caso de fuga. Como alternativa, os sistemas ar-água têm sido amplamente adotados, pois permitem a utilização de fluidos refrigerantes inflamáveis confinados ao circuito externo, reduzindo significativamente o risco de incêndio ou explosão no ambiente interior.

Como é possível observar na Figura 2.10, as bombas de calor do tipo ar – água, um sistema de expansão indireta, o fluido refrigerante permanece confinado ao circuito frigorífico dentro da unidade exterior. A energia térmica é transferida para o circuito de água através de um permutador de calor. Dentro da vasta gama de permutadores de calor, o permutador do tipo placas é o mais adotado na indústria devido a vantagens notáveis como simplicidade de montagem e desmontagem, alta eficiência e fácil manutenção [25]. A água, por sua vez, atua como meio de transporte, sendo este o fluido responsável pela troca térmica com o ar interior.

Uma das principais vantagens deste tipo de sistema reside na eliminação do risco de fuga de fluidos refrigerantes para os espaços interiores, especialmente em equipamentos que utilizam hidrocarbonetos, como o propano (R-290), que apresentam características inflamáveis. No entanto, apresentam desafios adicionais, nomeadamente um custo de aquisição mais elevado e uma instalação mais complexa devido à necessidade de um circuito hidráulico.

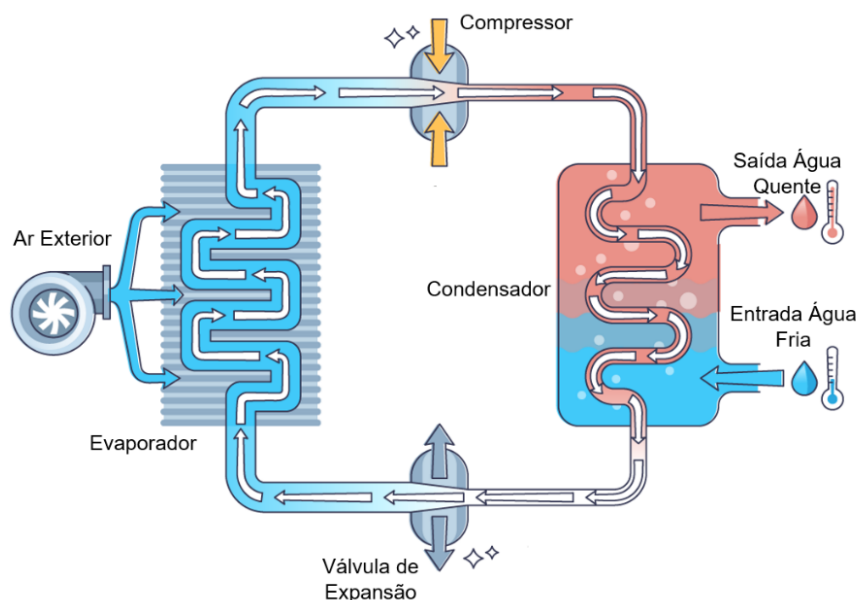


Figura 2.10 - Ciclo frigorífico de uma bomba de calor do tipo ar-água - Adaptado de [26].

Em ambos os sistemas, bombas de calor ar-ar e ar-água, a eficiência da bomba de calor está dependente da temperatura do ar exterior, não sendo esta uma situação ideal. Como exemplo, na estação de Inverno, existe uma menor disponibilidade de energia térmica no exterior que a bomba de calor poderá aproveitar para introduzir no espaço interior, podendo ser necessário utilizar resistências elétricas o que, conseqüentemente, terá um impacto negativo no coeficiente de desempenho (COP). De forma semelhante, na estação de Verão, quando a bomba de calor opera em modo de arrefecimento, a menor diferença entre a temperatura exterior e a temperatura de condensação pode resultar numa redução da capacidade frigorífica, levando a uma diminuição da razão de eficiência energética (EER).

Este tipo de bomba de calor, permite também a produção de AQS e pode ser facilmente integrado com sistemas auxiliares, como é o caso de caldeiras a gás natural ou coletores solares térmicos. Além disso, devido à existência de bombas de calor no mercado a R-290 que têm a capacidade de produção de água quente até 75 °C, existe a possibilidade de este tipo de sistemas serem apresentados como soluções compatíveis com sistemas de climatização por radiadores e piso radiante anteriormente alimentados por caldeiras a gás natural. Num futuro próximo, esta será uma possível solução, às intenções de redução da utilização de gás natural e outros combustíveis fósseis [27].

Para mitigar a variação de eficiência ao longo do ano, pode ser vantajoso substituir a fonte de calor por uma com temperatura mais estável, como grandes massas de água (rios ou lagos), ou o solo, soluções que caracterizam as bombas de calor água-ar, água-água e geotérmicas

As bombas de calor do tipo água-ar e água-água, são equipamentos que beneficiam da estabilidade térmica de grandes massas de água superficiais ou subterrâneas, como é o caso de lagos, rios ou até mesmo lençóis freáticos, onde as condições térmicas destes meios permitem alcançar elevados níveis de eficiência [28], especialmente em climas frios, onde a temperatura do ar exterior pode ser extremamente baixa na estação de inverno, conforme se pode verificar na Figura 2.11. Por exemplo, na cidade de *Tromsø*, localizada dentro do Círculo Polar Ártico no norte da Noruega, foi registada uma temperatura da água de 4,1 °C, enquanto a temperatura do ar exterior era de -12,3 °C, evidenciando uma diferença térmica de 16,4 °C [29].

Cidade	Água		Ar	
Tromso	4.1°C	↓↓	-12.3°C	☀️
Oslo	4.4°C	↓↓	-3.9°C	☁️
Bergen	6.1°C	↓↓	-3.8°C	☀️
Stavanger	7.0°C	↓↓	-3.4°C	☁️
Trondheim	6.1°C	↓↓	-8.3°C	☁️
Bodo	5.0°C	↓↓	-9.3°C	☁️
Fredrikstad	4.4°C	↓↓	-2.2°C	☁️
Alesund	6.2°C	↓↓	-6.0°C	☁️
Kristiansand	6.5°C	↓↓	-2.9°C	☁️
Drobak	4.5°C	↓↓	-3.9°C	☁️
Sandefjord	4.4°C	↓↓	-2.2°C	☁️
Sandvika	4.3°C	↓↓	-3.9°C	☁️
Mandal	6.9°C	↓↓	-2.2°C	☁️
Longyearbyen	0.2°C	↓↓	-1.3°C	☁️
Narvik	4.2°C	↓↑	-9.5°C	☁️

Figura 2.11 - Valores de temperatura da água e ar para diferentes cidades da Noruega [29].

A principal desvantagem deste tipo de bombas de calor reside no elevado custo de instalação, particularmente quando se utilizam recursos hídricos subterrâneos, onde são necessárias perfurações para a captação e rejeição térmica. Além disso, a instalação de permutadores de calor e circuitos hidráulicos adicionais, pode aumentar a complexidade da implementação.

Outro fator a considerar é a qualidade da água, nomeadamente a sua dureza, que se relaciona com a concentração de sais minerais dissolvidos. A presença de iões metálicos pode provocar processos de incrustação e corrosão nas tubagens e permutadores térmicos, reduzindo a vida útil dos equipamentos.

As bombas de calor solo-ar ou solo-água, frequentemente designadas por bombas de calor geotérmicas, aproveitam a energia térmica proporcionada pelo núcleo do planeta, para aquecimento e arrefecimento. Estes sistemas requerem a perfuração de poços para a captação e rejeição de calor, permitindo o aproveitamento da energia armazenada em reservatórios geotérmicos.

Os reservatórios geotérmicos apresentam diferentes características térmicas e físicas, dependendo da profundidade e da localização geológica. O fluido térmico extraído pode encontrar-se em diferentes estados físicos, desde vapor sobreaquecido (vapor seco) a misturas bifásicas ou até mesmo líquido comprimido. O componente líquido deste fluido, conhecido como *brine*, pode apresentar elevadas concentrações de sais, nomeadamente compostos de enxofre, influenciando a seleção dos materiais para as tubagens e permutadores de calor [30].

As gamas de temperatura para utilização de bombas de calor geotérmicas para aplicações residenciais, são aquelas abaixo dos 40 °C.

Em semelhança às bombas de calor água-ar e água-água, os sistemas geotérmicos apresentam um desempenho elevado em climas frios, uma vez que a temperatura do solo permanece relativamente estável ao longo do ano. No entanto, a instalação destes sistemas pode ser dispendiosa devido à necessidade de perfurações profundas e à implementação de circuitos geotérmicos horizontais ou verticais [31].

A seleção do tipo de bomba de calor que mais se adequa para um determinado projeto, está dependente de diversos fatores, como o clima, a disponibilidade de fontes térmicas estáveis e os custos de instalação e manutenção. As bombas de calor ar-água são amplamente utilizadas devido à sua flexibilidade e custos menores iniciais. Por outro lado, as bombas de calor água-água e solo-água oferecem eficiências superiores, especialmente em regiões com invernos rigorosos. Desta forma, uma análise detalhada das condições climatéricas locais, bem como dos requisitos do sistema, permitirá otimizar a escolha da solução mais eficiente e sustentável para cada aplicação.

2.3. Aplicações dos diferentes tipos de bombas de calor

Uma vez identificadas e definidas as diversas tipologias de bombas de calor, é possível analisar a adequabilidade de cada tecnologia a diferentes tipologias de edifícios, nomeadamente para aplicações em edificações residenciais, pequenos estabelecimentos comerciais e empreendimentos hoteleiros.

2.3.1. Residências

As bombas de calor do tipo ar-água constituem uma solução eficiente e versátil para o setor residencial, uma vez que permitem integrar a climatização e a produção de AQS em um único sistema. Esta configuração representa uma alternativa para substituir sistemas segmentados, como é o caso de bombas de calor do tipo ar-ar, proporcionando uma solução mais integrada e eficiente.

Este tipo de bombas de calor de expansão indireta, permitem ainda alimentar sistemas de climatização a água, tais como radiadores ou piso radiante, proporcionando aquecimento uniforme e confortável durante a estação de Inverno. Na estação de Verão, a utilização de ventiloconvectores permite o arrefecimento dos ambientes com elevado nível de conforto térmico [27].

As bombas de calor do tipo solo-água e solo-ar são igualmente soluções viáveis para aplicações residenciais, sobretudo em moradias unifamiliares localizadas em áreas rurais, onde existe disponibilidade de espaço para a instalação de coletores geotérmicos horizontais ou verticais. No entanto, em áreas urbanas densas, a implementação torna-se limitada devido à escassez de espaço e aos custos de perfuração. Ensaios de campo realizados no Canadá demonstraram que uma bomba de calor geotérmica superficial pode atingir um COP máximo de 4,2, enquanto a instalação a profundidades intermédias permite elevar o COP para cerca de 5,2 [32].

Um exemplo prático é o projeto realizado em 2024 pela Panasonic em parceria com a *Together Housing*, no Norte de Inglaterra, para fornecer soluções de aquecimento sustentáveis a habitações de habitação social. Neste projeto, foram instaladas bombas de calor do tipo ar-água monobloco a R-32, como alternativa às tradicionais caldeiras a gás. As bombas de calor a R-32 da Panasonic, permitem produzir água quente a uma temperatura média de 35 °C e temperatura máxima de 60 °C, sendo uma excelente solução para a produção de AQS [33].

2.3.2. Pequeno e Grande Comércio

No pequeno comércio, caracterizado por espaços limitados e necessidades de controlo de custos, beneficia de forma significativa da adoção de bombas de calor do tipo ar-ar para satisfazer as suas necessidades de climatização.

A sua instalação compacta e de baixo custo, aliada à simplicidade de manutenção, torna esta tecnologia competitiva (não requerem infraestruturas complexas, como é o caso dos circuitos hidráulicos). Além disso, apresentam eficiências elevadas proporcionando conforto térmico com custos operacionais reduzidos.

Entre as soluções mais comuns para este segmento encontram-se os sistemas *multi-split*, que permitem climatizar múltiplas zonas, com diferentes exigências térmicas, embora limitados ao funcionamento simultâneo apenas em modo de aquecimento ou de arrefecimento.

Em edifícios de maior escala, como centros comerciais ou supermercados, a climatização é frequentemente assegurada por sistemas hidrónicos centralizados com bombas de calor do tipo ar-água. Nestes casos, a água é distribuída através de tubagens centralizadas e tratada termicamente em unidades terminais do tipo água-ar (ventiloconvetores ou UTAs). Caso a unidade interior esteja a operar no modo de arrefecimento, irá aquecer o fluido da tubagem centralizada. Caso o modo de operação seja aquecimento, então a unidade interior irá arrefecer este fluido. Uma vantagem adicional destes sistemas é a possibilidade de balanceamento térmico entre zonas, em que o calor rejeitado por áreas em modo de arrefecimento pode ser recuperado e utilizado em áreas em aquecimento, reduzindo a potência nominal exigida à bomba de calor e, conseqüentemente, o consumo energético global [34].

2.3.3. Hotéis

Os empreendimentos hoteleiros apresentam elevada e contínua procura energética, tanto para climatização de quartos e zonas comuns como para a produção de grandes volumes de AQS e aquecimento de piscinas. As bombas de calor do tipo ar-água são amplamente utilizadas para estas aplicações, devido à sua capacidade de produzir água quente em grandes quantidades de forma sustentável e económica. Contudo, apresentam limitações quando a instalação requer funcionamento simultâneo em modos de arrefecimento e aquecimento, necessidade comum em hotéis devido à diversidade de usos e orientações solares.

Nestes casos, a solução mais indicada passa por sistemas hidrónicos centralizados com unidades água-ar, que permitem a recuperação e redistribuição de calor entre zonas com diferentes necessidades térmicas, garantindo maior eficiência global.

As bombas de calor do tipo ar-água são também aplicadas no aquecimento de piscinas, garantindo uma solução de baixo custo para estas operações, tendo ainda a característica de serem compatíveis com soluções auxiliares como é o caso de coletores solares térmicos.

Como exemplo prático da versatilidade dos diversos tipos de sistemas é o caso do Hotel Moxy Oriente (Lisboa), onde foram implementadas soluções híbridas da Panasonic: bombas de calor ar-ar para climatização de salas técnicas e outros espaços de acesso restrito, sistemas VRF a 2 tubos a gás natural, capazes de recuperar energia libertada

pelo motor de combustão para a produção de AQS e sistemas VRF a 2 e 3 tubos para climatização de espaços e alimentação de uma UTAN (Unidade de Tratamento de Ar Novo). O projeto demonstrou elevada eficiência energética, na medida da poupança de energia para produção de AQS, com um período de retorno do investimento de apenas 5,5 anos face a uma solução baseada em painéis solares térmicos [35].

3. Fluidos Frigoríficos

Um fluido frigorífico é uma substância que circula num ciclo termodinâmico fechado, conforme descrito no capítulo 2, alternando entre os estados líquido e o estado gasoso, possibilitando a transferência de energia térmica entre diferentes ambientes. A seleção do fluido frigorífico é um fator determinante na eficiência de sistemas de climatização, como as bombas de calor, influenciando diretamente o desempenho energético e a sustentabilidade ambiental da instalação.

Historicamente, como referido no capítulo 1.1, a necessidade de produção de gelo impulsionou o desenvolvimento dos primeiros sistemas de refrigeração baseados no ciclo de refrigeração por compressão de vapor. Os primeiros fluidos frigoríficos a serem utilizados em sistemas funcionais de larga escala foram fluidos naturais, tais como o amoníaco (R-717), aplicado sobretudo em fábricas de gelo, o dióxido de carbono (R-744), amplamente aplicado em navios após 1890, em substituição de sistemas a ar, e dióxido de enxofre (SO₂), introduzido em 1874 pelo suíço Raoul Pictet. O SO₂ apresentava as vantagens relevantes, como ser auto-lubrificante e não inflamável. Contudo, em contacto com a humidade, produz uma substância de enxofre e ácido sulfúrico, que é uma substância bastante corrosiva, tendo deixado de ser usado em aplicações industriais, mas ainda bastante comum em sistemas de menor escala. Devido aos riscos de toxicidade do amoníaco e dióxido de enxofre, e à procura de fluidos frigoríficos com melhores características para ciclos frigoríficos, em 1928 foram desenvolvidos os primeiros fluidos frigoríficos sintéticos designados por clorofluorcarbonetos, ou CFC's, como o CFC-11 (R-11) e R-12 para substituírem o NH₃ e SO₂ [1]. Mais tarde, porém, demonstrou-se o seu impacto ambiental negativo, quer pela destruição da camada de ozono, quer pelo efeito de estufa associado. Com a descoberta dos impactos prejudiciais que os CFC's e HFC's têm no meio ambiente, os fluidos frigoríficos começaram a ser classificados consoante o impacto que têm na camada de ozono e na libertação de gases de efeito estufa,

A avaliação do impacto ambiental dos fluidos frigoríficos passou a basear-se em dois indicadores principais:

- Potencial de Destruição da Camada de Ozono (ODP - *Ozone Depletion Potential*) medido relativamente ao CFC-11 (R-11), cujo valor de referência de 1.
- Potencial de Aquecimento Global (GWP - *Global Warming Potential*), calculado relativamente ao dióxido de carbono (R-744), com valor de referência 1.

Assim, quanto maior for o valor de ODP e GWP de um fluido, maior será o seu impacto na destruição da camada de ozono [36] [9]. Assim, a procura por fluidos frigorigéneos com valor nulo de ODP e um baixo GWP, tem sido para onde o mercado de refrigeração e climatização tem sido guiado, impulsionado por regulamentos e protocolos.

Parâmetros como temperatura e pressão críticas, entalpia de vaporização e temperatura de evaporação, permitem identificar de forma rápida as principais características físicas de cada fluido frigorigéneo. A temperatura e pressão críticas, são parâmetros até aos quais o fluido frigorigéneo consegue existir em estado líquido [37]. Quando maior for a temperatura crítica, mais alta será a temperatura a que o fluido frigorigéneo pode condensar. A entalpia de vaporização define-se como a quantidade de energia necessária, por quilograma de fluido frigorigéneo, para haver mudança de estado líquido para gasoso, a pressão constante, normalmente à pressão atmosférica [38]. Quanto maior for este valor, menos fluido frigorigéneo deverá ser necessário para absorver a mesma quantidade de energia. Por fim, a temperatura de evaporação, é a temperatura à pressão atmosférica, a partir da qual o fluido frigorigéneo existe em estado gasoso.

Os fluidos frigorigéneos dividem-se em duas categorias principais: fluidos naturais e fluidos artificiais ou sintéticos. Os fluidos naturais são extraídos ou derivados de fontes naturais e apresentam baixo impacto ambiental, sendo caracterizados por ODP nulo e GWP reduzido. Entre os principais fluidos naturais com elevada aplicabilidade incluem-se:

- Amoníaco (R-717) na refrigeração industrial;
- Dióxido de Carbono (R-744) na refrigeração industrial;
- Propano (R-290) em climatização;
- Isobutano (R-600a) em refrigeração doméstica.

Os fluidos R-290 e R-600a, são classificados como hidrocarbonetos que são constituintes do petróleo e do gás natural, tendo como base molecular principal o carbono. Este tipo de fluidos frigorigéneos, apresentam propriedades ambientais, termodinâmicas e termofísicas excelentes, tendo a capacidade de serem aplicados em processos desde criogenia, temperaturas aproximadamente abaixo de $-150\text{ }^{\circ}\text{C}$ [39], até ao ar condicionado. com a contrapartida de serem altamente inflamáveis [40].

Em contraste, os fluidos sintéticos são desenvolvidos de forma artificial e, em geral, apresentam um impacto ambiental mais elevado. Alguns exemplos são:

- Clorofluorcarbonetos (CFC's), como é o caso do R-12, com elevado valor de ODP e GWP;
- Hidroclorofluorcarbonetos (HCFC's), como é o caso do R-22, com menor impacto na camada de ozono do que os CFC's, mas com alto valor de GWP;

- Hidrofluorcarbonetos (HFC's), como é o caso do R-410A e R-134a, com ODP nulo, mas com alto valor de GWP;
- Fluoretos de Hidrogénio (HFO's), como é o caso do R-1234ze e R1234yf, com baixo impacto ambiental e ODP nulo.

Outros parâmetros que possibilitam classificar os diferentes fluidos frigorigéneos está relacionado com a sua inflamabilidade e toxicidade.

Relativamente à toxicidade, estes podem ser divididos em duas classes, sendo as mesmas, classe A (Baixa Toxicidade) e classe B (Alta Toxicidade). Um fluido frigorigéneo de classe A, define-se como um “fluido com uma concentração média no tempo que não produz efeitos adversos na quase totalidade das pessoas que poderão estar a ele expostas diariamente, em jornada de trabalho de 8 horas/dia e 40 horas/semana e cujo valor é igual ou superior a 400 ml/m³ (400 ppm por volume).”, segundo a norma NP EN 378-1:2018. Em contraste, um fluido frigorigéneo de classe B, define-se como um “fluido com uma concentração média no tempo que não produz efeitos adversos na quase totalidade das pessoas que poderão estar a ele expostas diariamente em jornada de trabalho de 8 horas/dia e 40 horas/semana e cujo valor é inferior a 400 ml/m³ (400 ppm por volume).” [41].

De modo a classificar um fluido frigorigéneo consoante o seu grau de inflamabilidade, foram criadas quatro classes, sendo as mesmas, classe 1 (Não Propagação de Chama), classe 2L (Inflamabilidade Reduzida), classe 2 (Inflamável) e classe 3 (Inflamabilidade Elevada).

O fluido frigorigéneo é considerado de classe 1 se, em ensaio, este for libertado a uma temperatura de 60 °C e pressão de 101,3 kPa e não existirem sinais de propagação de chama.

Caso o fluido frigorigéneo seja de classe 2L, devem ser verificadas as seguintes condições em ensaio:

- O fluido frigorigéneo, em ensaio, é libertado a uma temperatura de 60 °C e pressão de 101,3 kPa e exhibe sinais de propagação de chama;
- O valor do Limite Inferior de Inflamabilidade (LFL) $\geq 3,5\%$ vol;
- O valor do calor de combustão seja < 19000 kJ/kg;
- Velocidade máxima de combustão ≤ 10 cm/s quando testado a 23°C e 101,3 kPa;

Quando o fluido frigorigéneo é de classe 2, é quando são verificadas as três condições seguintes:

- O fluido frigorigéneo, em ensaio, é libertado a uma temperatura de 60 °C e pressão de 101,3 kPa e exibe sinais de propagação de chama;
- O valor do Limite Inferior de Inflamabilidade (LFL) $\geq 3,5\%$ vol;
- O valor do calor de combustão seja < 19000 kJ/kg.

Caso sejam verificadas as duas condições seguintes, o fluido frigorigéneo é de classe 3.

- O fluido frigorigéneo, em ensaio, é libertado a uma temperatura de 60 °C e pressão de 101,3 kPa e exibe sinais de propagação de chama;
- O valor do LFL $\leq 3,5\%$ vol ou apresente um valor de calor de combustão ≥ 19000 kJ/kg;

Esta dupla classificação origina designações como A1, A2L, A2, A3, B2, entre outras, resumidas na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 - Classificação de fluidos frigorigéneos com base a sua inflamabilidade e toxicidade [41].

		Toxicidade	
		Baixa	Alta
Inflamabilidade	Sem propagação de chama	A1	B1
	Inflamabilidade Reduzida	A2L	B2L
	Inflamável	A2	B2
	Inflamabilidade Elevada	A3	B3

Grande parte das bombas de calor domésticas, em funcionamento com ciclo de refrigeração com compressão de vapor, utilizam fluidos frigorigéneos como o R-410A e o R-32 [42]. Porém, com o objetivo de reduzir as emissões de gases com efeito de estufa relacionadas com a climatização de edifícios e produção de AQS, fluidos frigorigéneos naturais, como é o caso de R-290 e R-744, começam a ser cada vez mais considerados como soluções viáveis. Comparando a sistemas que adotem o fluido R-134a, sistemas com aplicações comerciais a R-744 conseguem diminuir o consumo energético na ordem de 37%, enquanto sistemas a R-290 conseguem proporcionar elevas eficiências para climatização de espaços com baixas temperaturas ambientes. Fluidos frigorigéneos como R-600a e R-600, encontram-se cada vez mais em eletrodomésticos, como frigoríficos e congeladores, podendo reduzir até 18,6% do consumo elétrico e reduzem a inflamabilidade quando misturados com R-290. Na família dos HFO's, o fluido

R-1234yf tem ganho extrema relevância nos sistemas de ar-condicionado automóvel (MAC - *Mobile Air-Conditioning*). Este fenómeno deve-se à entrada em vigor da diretiva europeia 2006/40/EC, onde é proibido o uso do fluido mais utilizado até então neste tipo de sistemas, o R-134a [43].

Uma vez que o presente trabalho irá incidir no estudo de bombas de calor do tipo ar-água em diferentes condições externas de funcionamento, surge a necessidade de identificar as principais características termodinâmicas dos fluidos frigorigéneos que irão ser abordados, dos quais fazem parte os fluidos R-410A, grupo de segurança A1, R-32, grupo de segurança A2L e R-290, grupo de segurança A3 [41].

3.1. Evolução Regulamentar

A evolução do uso dos fluidos frigorigéneos está intimamente ligada aos compromissos internacionais de proteção ambiental. O Protocolo de Montreal (1987), realizado por 198 países, conduziu à eliminação de forma progressiva, à produção e consumo de químicos que reajam com a camada de ozono e que tenham um elevado valor de GWP, sendo que os fluidos frigorigéneos pertencentes ao grupo dos CFC's, como é o caso do R-11 e R-12, foram os primeiros a ser afetados [6]. Estes foram substituídos por hidroclorofluorcarbonetos, ou HCFC's, como o caso do R-22, utilizados como fluidos frigorigéneos de transição, sendo substituídos por hidrofluorcarbonetos, HFC's. Em 1936, Albert Henne sintetizou o hidrofluorcarboneto R-134a que foi aclamado como o melhor fluido frigorigéneo de substituição aos CFC's sem efeitos negativos na camada de ozono [1]. Porém, o seu potencial de aquecimento globalmente é bastante elevado, como é característico desta categoria de fluidos frigorigéneos. Em 1997 foi assinado o Protocolo de Quioto, que reforçou a necessidade de reduzir as emissões de gases com efeito de estufa, limitando o uso de HFC's, promovendo a adoção de opções com menor impacto ambiental [44].

Com o objetivo de reduzir as emissões de gases com efeito de estufa, melhorar a eficiência energética e acelerar a transição energética, foram tomadas iniciativas pela União Europeia, nomeadamente os regulamentos Fit-55, REPowerEU e F-Gas. Apesar de cada um destes regulamentos apresentar um foco específico, apresentam o mesmo objetivo que é o de combater as alterações climáticas.

O regulamento Fit-55, apresenta-se como um conjunto de propostas que incentivam a criação de novas iniciativas que estejam alinhadas com os objetivos climáticos acordados pelo Conselho e pelo Parlamento Europeu, de forma a reduzir as emissões de gases com efeito de estufa em, pelo menos, 55% até 2030. Segundo as novas regras,

a nova meta de redução das emissões de gases com efeito de estufa é agora de 40% para 2030, em comparação com 2005. Desta forma, pretende-se que os edifícios tenham cada vez mais, um maior nível de eficiência energética o que, conseqüentemente, implica que equipamentos de climatização sejam cada vez mais eficientes e com menor impacto ambiental [45].

Com o objetivo de reduzir a dependência energética da União Europeia em relação aos combustíveis fósseis, foi criado o regulamento conhecido por REPowerEU. Com a finalidade de adquirir independência energética, pretende-se aumentar a produção de energia proveniente de fontes renováveis e promover um aumento da eficiência energética. Na área de climatização, este regulamento terá um impacto positivo, uma vez que promove a substituição de caldeiras a gás natural por bombas de calor e equipamentos com elevada eficiência energética [46].

O regulamento F-Gas permite controlar e proibir a utilização de gases fluorados com elevado ODP e elevado GWP, que são utilizados em sistemas de refrigeração e climatização. Devido a este regulamento, desde 1 de Janeiro de 2025, a utilização de gases fluorados com efeito de estufa com um valor de GWP igual ou superior a 2500 está proibida em casos de manutenção ou assistência técnica de quaisquer sistemas de refrigeração. Como exceção estão os equipamentos militares e equipamentos que arrefeçam produtos a temperaturas inferiores a -50 °C, sendo a sua utilização proibida a partir de 1 de Janeiro de 2026 para equipamentos de ar condicionado e bombas de calor [4]. Esta medida terá impacto em fluidos frigorigéneos como R-404A e R-517A, que são utilizados em aplicações de refrigeração de média e baixas temperaturas [47], [48].

A partir de 1 de Janeiro de 2032, a utilização de fluidos frigorigéneos com valor de GWP superior a 750, como R-410A, ficará proibida em operações de manutenção ou assistência técnica de equipamentos fixos de refrigeração, excetuando-se os casos já anteriormente mencionados, bem como os equipamentos destinados ao arrefecimento de centrais nucleares e refrigeradores [4].

A implementação de regulamentos como o F-Gas tem incentivado a adoção de fluidos frigorigéneos naturais, como o R-290, bem como a substituição de sistemas que utilizam com elevado GWP, como o R-410A e o R134a, por alternativas de menor impacto, designadamente o R-32 e R-290 [4]. Apesar disso, muitas empresas continuam a comercializar equipamentos que recorrem ao R-410A, especialmente em sistemas de VRF, não só devido ao seu custo inferior face aos sistemas equivalentes a R-32, mas também pelo facto de ainda poderem ser sujeitos a operações de assistência técnica durante os próximos 7 anos.

3.2. Mercado Habitacional – Bombas de Calor

O uso de bombas de calor para a climatização de habitações, começou a ser uma solução viável com o desenvolvimento de pequenos compressores, nas décadas de 50 a 60, conhecidos atualmente como compressores herméticos [1]. Contudo, foi apenas com a crise do petróleo, na década de 1970, que as bombas de calor começaram a ser visualizadas como a solução para os problemas energéticos e ambientais, tendo a sua participação no mercado subido 15% em 1972 [49].

As bombas de calor mais comuns instaladas em habitações são do tipo ar-ar ou ar-água [50]. No mercado habitacional, as bombas de calor ar-ar e ar-água, têm registado um aumento significativo, impulsionado pelas necessidades de soluções mais eficientes e sustentáveis para aquecimento e arrefecimentos dos edifícios, tendo sido registado um aumento nas vendas de 13% no ano de 2018, comparado com o ano 2017 [51]. Este crescimento está diretamente ligado às exigências em termos de eficiência energética, impostas por regulamentos europeus, mencionados no capítulo 3.1, bem como aos incentivos financeiros destinados à renovação e descarbonização das habitações.

As bombas de calor ar-ar, mais comuns em sistemas do tipo *mono-split* e *multi-split*, tornaram-se os tipos de sistemas mais adotados em muitas habitações devido aos custos reduzidos, facilidade de instalação e capacidade de fornecimento de aquecimento e arrefecimento de forma eficiente [51].

Relativamente às bombas de calor ar-água, estas ganharam uma grande relevância em novas construções e projetos de reabilitação, com sistemas de aquecimento central, como piso radiante ou ventiloconectores. Estas bombas de calor são também bastante utilizadas para a produção de AQS, servindo como substituto a caldeiras a gás ou gasóleo.

Na última década, o mercado tem também beneficiado da adoção em larga escala de fluidos frigorigéneos com menor impacto ambiental, como é o caso do R-32 e, mais recentemente R-290, e de sistemas compatíveis com integração a sistemas de energias renováveis, como o solar fotovoltaico e térmico.

3.2.1. Casos de Estudo

Devido a regulamentos e metas de descarbonização implementadas, não só pela União Europeia, as características dos fluidos frigorigéneos escolhidos para operarem em bombas de calor, são cada vez mais restritas. Como referido no subcapítulo 3.1, com a assinatura do tratado de Montreal e com o regulamento F-Gas, fluidos com valores de ODP e valores de GWP superiores a 750, não poderão ser utilizados em sistemas de

refrigeração e climatização, como é o caso de bombas de calor [4]. Assim, fluidos frigoríficos que eram largamente utilizados, como são os casos dos fluidos frigoríficos R-22 e R-134a [43], atualmente não são mais consideradas soluções viáveis.

Os fluidos frigoríficos naturais, caracterizados por um reduzido valor de GWP, têm sido progressivamente adotados pelo mercado como alternativa para a descarbonização do setor de climatização e da refrigeração, como é o caso de R-290 e R-600a. Paralelamente, soluções baseadas em R-744 e R-717, têm igualmente sido objeto de estudo e, em determinados casos, já se encontram implementadas em sistemas de bombas de calor, tendo sido identificadas como opções para produção de AQS [52]. Não obstante, fluidos frigoríficos sintéticos, como o R-410A e o R-32, continuam a ser considerados soluções viáveis para novos sistemas de bombas de calor ar-ar e ar-água destinados a aplicações residenciais, uma vez que os principais fabricantes, com maior quota de mercado, mantêm a sua comercialização com estes fluidos frigoríficos [53].

Na Tabela 3.2 apresentam-se alguns dos fluidos frigoríficos atualmente utilizados em sistemas de bombas de calor, bem como outros que poderão vir a ser integrados em sistemas destinados a aplicações domésticas.

Tabela 3.2 - Características de fluidos frigoríficos que poderão e que fazem parte de um sistema de bomba de calor ar-ar e ar-água com aplicações domésticas [41], [54], [55], [56].

Fluido Frigorífico	Composição em massa [%]	GWP	Família	Categoria
R-290		3	HC	A3
R-600a		2	HC	A3
R-436A	R-290/R-600a (56/44)	2	HC	A3
R-1234yf		4	HFO	A2L
R-1270		2	HC	A3
R-410A	R-32/R-125 (50/50)	2088	HFC	A1
R-32		675	HFC	A2L
R-717		0	Inorgânico	B2L
R-744		1	Inorgânico	A1

Um estudo comparativo de diversos fluidos frigoríficos com valor ultrabaixo de GWP, como é o caso do R-290, R-600a, R-436A, R-1234yf e R-1270, testados numa bomba

de calor do tipo *brine*-água, com uma capacidade nominal de 5,6 kW, para as condições B12/A35. Nestes ensaios, B corresponde ao fluido *brine*, com temperatura de admissão de 12 °C, e A corresponde à água, com temperatura de saída de 35 °C. O estudo inclui diferentes temperaturas de admissão (-7 °C, 2 °C, 7 °C e 12 °C), temperaturas de saída de 35 °C e 55 °C, sobreaquecimento de 10 K e uma diferença térmica da fonte de admissão de 5 K [56].

Os resultados evidenciaram que o fluido frigorígeno R-1270 apresentou as pressões de operação mais elevadas, seguido do R-290, enquanto o R-600a registou pressões mais baixas. A maior capacidade de aquecimento foi obtida com o R-1270, atingindo 6,7 kW a B12/A35, associado a um COP máximo de 5,8, seguido do R-290 (-2%). Para as mesmas condições, o fluido frigorígeno R-600a registou a maior redução no valor de COP (-18%), valor semelhante ao obtido para o R-436A. O ensaio realizado com o fluido frigorígeno R-1234yf apresentou uma diminuição de cerca de -10% no COP, em comparação com o R-1270. Para as condições de operação B-7/A35, os COP mais elevados correspondem ao R-1270 (3,6), e ao R-290 (3,5), seguidos pelo R-1234yf (3,1) e pelo R-436a (3,0). Relativamente à temperatura de saída da água, nas mesmas condições de teste, os fluidos que atingiram os valores mais elevados foram o R-1270 (66,7 °C), R-436A (63,9 °C) e o R-290 (61,2 °C), demonstrando o potencial destes fluidos frigorígenos para a produção de água quente a temperaturas elevadas. Globalmente, o R-1270 revelou os melhores desempenhos em termos de eficiência e de temperaturas atingidas, mas com a desvantagem de apresentar as temperaturas de descarga do compressor mais elevadas, o que pode limitar a sua aplicação em sistemas de bombas de calor. O R-290 destacou-se como a segunda melhor alternativa, conciliando valores de COP competitivos e temperaturas adequadas, o que o torna particularmente atrativo para aplicação em bombas de calor entre os fluidos estudados (R-290, R-600a, R-436A, R-1324yf e R-1270).

No que respeita ao fluido frigorígeno R-717 (amoníaco), este constitui um dos primeiros fluidos frigorígenos utilizados em sistemas de refrigeração, sendo reconhecido pelo seu GWP e ODP nulos, assim como pelas suas ótimas propriedades termodinâmicas, incluindo elevada eficiência, baixa temperatura de evaporação e alta entalpia de evaporação. Todavia, o R-717 apresenta limitações significativas: alta toxicidade, inflamabilidade reduzida (classificação B2L) e incompatibilidade com sistemas em cobre, o que aumenta a complexidade das instalações. Por este motivo, é geralmente aplicado em sistemas com fluidos secundários e em instalações industriais ou de grande escala, não sendo utilizado em bombas de calor de uso doméstico [52].

O dióxido de carbono (R-744), com GWP igual a 1, apresenta características termodinâmicas que lhe permitem produzir AQS a temperaturas elevadas, podendo

atingir 80 °C. Mostra ainda particular aptidão para operação em condições de temperaturas exteriores extremamente baixas. No entanto, a sua baixa temperatura crítica (31,8 °C) obriga à utilização de ciclos frigoríficos transcíticos, que, embora viáveis em sistemas domésticos para produção de AQS, exigem infraestruturas adequadas e não são recomendados quando combinados com sistemas de climatização [52]. Esta limitação compromete um dos requisitos fundamentais das bombas de calor para aplicações domésticas, que devem simultaneamente assegurar climatização e produção de AQS.

Por fim, os fluidos frigoríficos sintéticos R-410A e R-32 continuam a ser considerados soluções viáveis para novas bombas de calor com aplicações residenciais, tanto ar-ar como ar-água, uma vez que as principais marcas do setor da climatização mantêm a sua comercialização com estes fluidos frigoríficos [53]. Além disso, revelam desempenho satisfatório para aplicações conjuntas de produção de AQS e climatização.

3.2.2. Seleção dos Fluidos Frigoríficos

Impulsionado pela regulamentação europeia, nomeadamente através do Regulamento F-Gas, da iniciativa Fit-55 e do plano REPowerEU, o mercado das bombas de calor domésticas tem vindo a receber investimentos significativos no sentido da descarbonização das suas soluções. Esta transição é particularmente visível no segmento doméstico, tanto nas bombas de calor do tipo ar-água como nas soluções de climatização mais difundidas, como os sistemas *mono-split* e *multi-split*.

Nos equipamentos de produção de água fria e quente, como é o caso de (ex.: bombas de calor domésticas), fluidos frigoríficos como o R-32 e R-290 têm merecido especial atenção, dado que apresentam uma maior amplitude de funcionamento em termos de temperaturas exteriores e de saída da água, quando comparados com equipamentos equivalentes que utilizam R-410A. Em particular, as bombas de calor a R-290 conseguem produzir água quente a uma temperatura de 75 °C, o que as torna soluções viáveis para substituir caldeiras a gás, em instalações que necessitam de água a elevada temperatura, como é o caso de habitações com radiadores. Este tipo de emissores requer temperaturas elevadas da água para garantir uma transferência eficaz de calor por convecção natural, processo que, embora energeticamente menos eficiente devido à baixa condutividade térmica do ar, continua a ser amplamente utilizado em edifícios existentes.

Importa realçar que, apesar das restrições futura impostas ao R-410A (com proibição da sua utilização em manutenção e assistência técnica a partir de 1 de Janeiro de 2032), muitos fabricantes continuam a disponibilizar bombas de calor baseados neste fluido frigorífico. Tal facto, deve-se ao vasto parque instalado, que continuará em operação

durante vários anos, o que implica que mesmo que os sistemas não possam sofrer recarga de gás com um valor de GWP superior a 750, muitos sistemas ainda operarão com este fluido.

Deste modo, os fluidos frigoríficos que constituem o objeto de análise no presente trabalho são: R-410A, R-32 e R-290.

O fluido R-410A, resulta da mistura de outros dois fluidos frigoríficos, sendo os mesmos conhecidos como R-32 e R-125, com uma concentração de 50-50. É um fluido sintético do tipo HFC, logo não tem qualquer impacto na camada de ozono, sendo o seu valor de ODP de 0 e um GWP de 2088 [57]. Foi introduzido como substituto do R-22, cujo impacto na camada de ozono justificou a sua eliminação progressiva, apesar de este último apresentar um GWP inferior (1810). O R-410a caracteriza-se por operar a pressões mais elevadas que o R-22, conforme ilustrado na Figura 3.1.

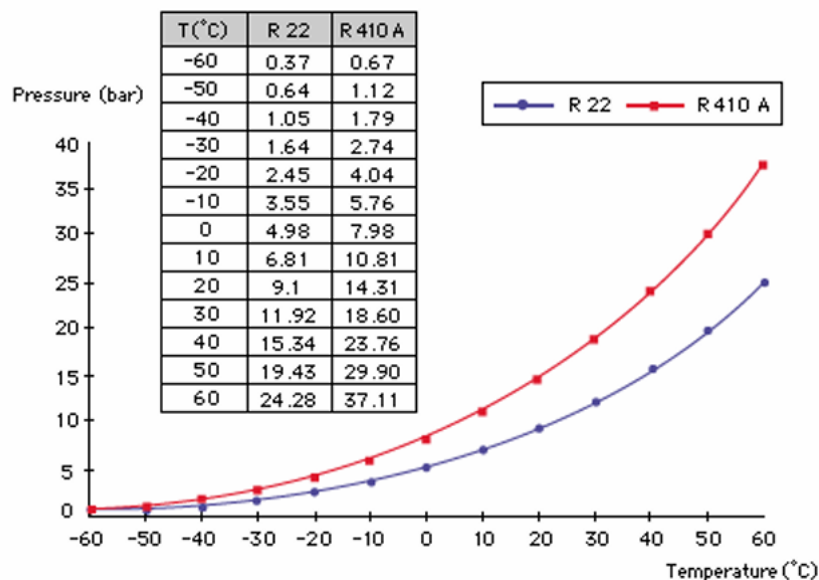


Figura 3.1 - Gráfico comparativo pressão-temperatura R-22 vs R-410A [57].

Esta característica implica a utilização de tubagens de cobre com espessuras maiores e, conseqüentemente, o custo da instalação aumenta e o risco em caso de rutura, pela possibilidade de ferimentos em técnicos de manutenção.

Na Tabela 3.3, é possível verificar algumas características técnicas que definem o fluido frigorífico R-410A.

Tabela 3.3 - Propriedades físicas R-410A [57], [58].

Propriedades Físicas	Valor
Temperatura Crítica [°C]	72,13
Pressão Crítica [Bar abs]	49,26
Entalpia de Vaporização [kJ/kg] @ 1atm	269,73
Temperatura de Evaporação [°C] @ 1 atm	-52,58
ODP	0
GWP	2088

Uma vez que o R-410a é um fluido frigorígeno do tipo HFC com um valor de GWP superior a 750, será proibida a sua utilização na manutenção ou assistência técnica de equipamentos climatização, a partir do dia 1 de Janeiro de 2032 [4]. Porém, devido à elevada quantidade de equipamentos que se encontram em funcionamento a R-410A, considera-se ainda relevante proceder à análise do mesmo num caso de estudo.

O fluido frigorígeno R-32 é um fluido sintético do tipo HFC, com um valor de GWP de 675. Devido ao valor elevado de GWP do fluido anteriormente mencionado, o R-32 é utilizado como fluido frigorígeno substituto, permitindo reduzir as emissões de gases de efeito estufa em 66% devido ao menor valor de GWP. É ainda possível utilizar uma carga de gás menor e obter eficiências mais elevadas em comparação a sistemas que utilizem o R-410A. Vários estudos indicam que sistemas que utilizam o fluido frigorígeno R-32 como substituto ao R-410A, obtêm valores de COP mais elevados, de -2% a +10% [59]. Outra vantagem reside nas maiores capacidades de arrefecimento por unidade de massa, o que implica menor caudal mássico necessário para a mesma potência frigorífica utilizem o fluido frigorígeno R-410A [60].

Na Tabela 3.4 é possível visualizar algumas propriedades físicas do fluido frigorígeno R-32.

Tabela 3.4 - Propriedades físicas R-32 [61], [62].

Propriedades Físicas	Valor
Temperatura Crítica [°C]	78,35
Pressão Crítica [bar abs]	58,16
Entalpia de Vaporização [kJ/kg] @ 1 atm	381
Temperatura de Evaporação [°C] @ 1 atm	-51,7
ODP	0
GWP	675

À semelhança do R-410A, o R-32 apresenta algumas limitações que poderão conduzir à sua proibição. Apesar de possuir um valor de GWP inferior ao do R-410A, este continua a ser significativo. Adicionalmente, a sua baixa temperatura crítica constitui uma desvantagem relevante, uma vez que restringe a sua utilização em bombas de calor destinadas à produção de água quente a temperaturas elevadas. Tal limitação, compromete um dos requisitos essenciais para que uma bomba de calor possa ser considerada uma alternativa efetiva às caldeiras a gás natural.

O R-290 (propano) é um fluido frigorigéneo natural, da família dos hidrocarbonetos (HC), utilizado em bombas de calor e equipamentos de refrigeração comercial. Apresenta um GWP de apenas 3, sendo acompanhado por um ODP nulo, associado a um excelente desempenho termodinâmico.

O R-290, é considerado por muitos como o natural substituto ao fluido R-32, não só devido ao seu valor de GWP, mas também porque é mais eficiente do ponto de vista energético. O propano apresenta uma condutividade térmica superior (0,152 W/m.K face a 0,084 W/m.K), o que contribui para uma transferência de calor mais eficiente [63].

Na Tabela 3.5 é possível verificar propriedades físicas do fluido frigorigéneo R-290.

Tabela 3.5 - Propriedades físicas R-290 [58], [64].

Propriedades Físicas	Valor
Temperatura Crítica [°C]	96,7
Pressão Crítica [bar abs]	42,48
Entalpia de Vaporização [kJ/kg] @ 1 atm	424,22
Temperatura de Evaporação [°C] @ 1 atm	-42,12
ODP	0
GWP	3

Devido às elevadas temperaturas requeridas pelos sistemas de aquecimento tradicionais, as bombas de calor não eram inicialmente consideradas soluções viáveis, uma vez que não conseguiam produzir água quente a temperaturas superiores a 65 °C sem recurso a equipamentos auxiliares, como é o caso das resistências elétricas. Contudo, a utilização destes dispositivos implica uma redução significativa do COP, conduzindo a consumos de eletricidade mais elevados e, conseqüentemente, a custos operacionais acrescidos. De forma a ser possível descarbonizar totalmente os edifícios, residenciais ou de serviços, surge a necessidade de criar bombas de calor capazes de produção de águas quentes e AQS a elevadas temperaturas, com o objetivo de substituir as caldeiras a gás natural. Com efeito, em edifícios de maior dimensão, os

sistemas de aquecimento centralizados são projetados para produzir água quente a temperaturas que variam entre 65 °C e 75 °C [27]. Considerando estas exigências e as características termodinâmicas do R-290, este fluido frigorigéneo apresenta-se como uma opção particularmente promissora para a adoção em larga escala de bombas de calor destinadas à produção de AQS a elevadas temperaturas. Para além do baixo impacto ambiental, o R-290 oferece elevadas eficiências energéticas, reduzindo a necessidade de medidas auxiliares de elevação da temperatura da água, o que reforça a sua adequação para aplicações residenciais e de serviços.

4. Caso de Estudo

O conforto térmico nas habitações, aliado à necessidade de reduzir a pegada ecológica, constitui, na atualidade, um conjunto de parâmetros cada vez mais valorizado, influenciando de forma significativa o processo de decisão de compra de imóveis. Neste contexto, torna-se imperativo que a climatização dos espaços e a produção de água quente sanitária (AQS) sejam realizadas com a maior eficiência energética possível. Adicionalmente, para garantir níveis adequados de conforto térmico, estas necessidades devem ser asseguradas em qualquer condição térmica exterior.

Como referido no capítulo 1.2, o presente trabalho tem como principal objetivo estudar o impacto da escolha do fluido frigorífero na eficiência de uma bomba de calor, considerando diferentes condições exteriores e/ou interiores. Para tal, foram selecionados três fluidos frigoríferos largamente utilizados em sistemas de climatização a nível mundial: o R-290 (propano), o R-32 (difluorometano) e o R-410A (mistura azeotrópica de R-32 e R-125). Estes fluidos representam soluções distintas em termos de desempenho energético, impacto ambiental e segurança, o que justifica a sua análise comparativa.

O estudo foi conduzido considerando diferentes zonas climáticas do continente europeu, nomeadamente regiões representativas do norte, centro e sul, onde se verificam variações térmicas e higrométricas significativas. Através da variação geográfica das condições de funcionamento, pretende-se avaliar os coeficientes de desempenho em modo aquecimento (COP) e da razão de eficiência energética em modo de arrefecimento (EER) para os três fluidos selecionados, com o intuito de determinar qual o fluido mais adequado para cada gama de temperaturas exteriores e se este é capaz de garantir as condições de conforto térmico interior exigidas pelos ocupantes.

A análise incluirá o funcionamento das bombas de calor em três modos distintos: aquecimento, arrefecimento e produção de AQS. Para o estudo no modo de aquecimento, considerar-se-á a temperatura exterior média mínima de cada cidade representativa da respetiva zona climática. No modo de arrefecimento, será utilizada a temperatura exterior média máxima. Esta metodologia permite aferir o desempenho dos sistemas em cenários climatológicos adversos, que representam as condições mais exigentes para cada modo de operação.

Por fim, é efetuada uma comparação e análise crítica dos resultados obtidos, recorrendo a dados técnicos disponibilizados pela *Panasonic – Heating & Cooling Solutions*, de forma a validar os resultados simulados e discutir a aplicabilidade prática das conclusões obtidas.

4.1. Descrição do Sistema

Para o presente estudo, considerou-se uma habitação unifamiliar fictícia de tipologia T3, com quatro ocupantes e uma área útil a climatizar de 120 m². O edifício foi assumido como construído após o ano de 2002, com um coeficiente de calor específico de 50 W/m², conforme indicado na Tabela 4.1, baseada em dados fornecidos pela *Panasonic – Heating & Cooling Solutions* [65].

Tabela 4.1 Requerimento energético para edifícios residenciais [65].

Edifícios existentes até 1977	130 a 200 W/m ²
Edifícios após 1977	70 a 130 W/m ²
Edifícios após 1982	60 a 100 W/m ²
Edifícios após 1995	40 a 60 W/m ²
Edifícios após 2002	30 a 50 W/m ²
Habitação de Baixa Energia	25 a 40 W/m ²
Habitação de Ultrabaixa Energia	15 a 30 W/m ²
Habitação Passiva	10 W/m ²

Uma vez que a área a climatizar é de 120 m², e tendo em conta a informação disposta na Tabela 4.1, a carga térmica estimada para climatização é de 6 kW. Contudo, devido à indisponibilidade de equipamentos com esta potência exata no catálogo da Panasonic, optou-se pela utilização de uma bomba de calor com potência nominal de 7 kW, garantindo uma margem de segurança adicional no dimensionamento do sistema. O dimensionamento da bomba de calor foi realizado utilizando a área do espaço a climatizar, uma vez que o objetivo do presente trabalho não é o de estudar as necessidades de climatização de uma habitação.

O sistema selecionado é do tipo ar-água, composto por uma unidade exterior e uma unidade interior. Este equipamento é responsável pela produção de água fria ou aquecida para climatização, de modo a alimentar os sistemas de ventiloconvectores, no modo de aquecimento para climatização, ou piso radiante no modo de arrefecimento para climatização, e produção de AQS. A unidade interior integra diversos componentes, como o tanque de acumulação, com uma capacidade de 185 litros, vaso de expansão, bomba circuladora, resistência elétrica auxiliar de 3 kW e diversos sensores de temperatura, pressão e caudal.

Na Figura 4.1, encontra-se identificada a unidade exterior, WH-WDG07LE5, a R-290 de 7 kW e a unidade interior, WH-ADC0509L3E5, com uma capacidade de 185 litros do sistema de bomba de calor Panasonic.

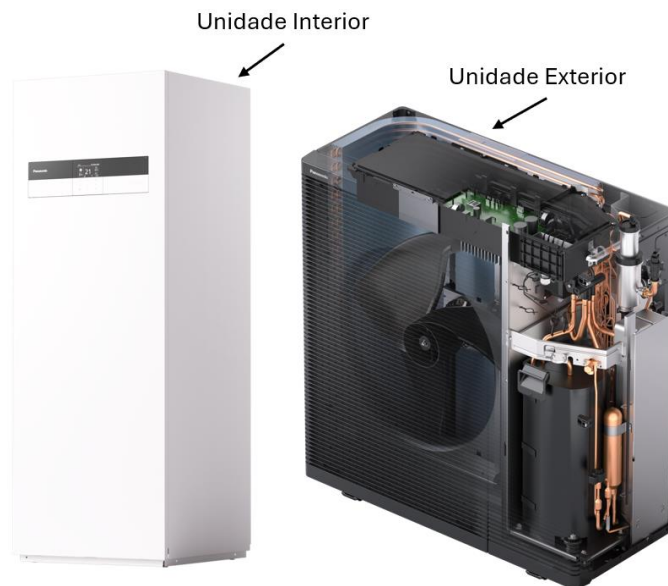


Figura 4.1 - Unidade exterior (WH-WDG07LE5) e interior (WH-ADC0509L3E5) de um sistema bomba de calor Panasonic - Adaptado de [66], [67].

Para este estudo, serão analisados três sistemas idênticos, diferenciando-se apenas pelo fluido frigorigéneo utilizado: R-410A, R-32 e R-290, conforme caracterizado no capítulo 3 e as condições térmicas exteriores. A escolha destes fluidos baseia-se na sua ampla utilização em sistemas de climatização e nas suas distintas propriedades termodinâmicas e ambientais.

Na Figura 4.2 é possível visualizar o esquema de princípio das bombas de calor Panasonic a R-410A e R-32.

Nos modelos de bombas de calor que utilizam os fluidos frigorigéneos R-410A e R-32, a unidade exterior integra os principais componentes do ciclo de compressão de vapor, a partir dos quais se estendem tubagens em cobre responsáveis pelo transporte do fluido frigorigéneo até à unidade interior, onde ocorre a permuta térmica com a água.

No modo de aquecimento, o fluido frigorigéneo abandona o compressor em estado de vapor sobreaquecido e alta pressão. Em seguida, atravessa o interruptor de alta pressão (1), dispositivo de segurança que interrompe o funcionamento do sistema caso a pressão de descarga exceda os limites admissíveis, prevenindo danos mecânicos ou riscos de acidente. Posteriormente, o fluido frigorigéneo atinge a válvula de quatro vias, responsável pela inversão do ciclo, a qual direciona para a unidade interior através das tubagens de cobre (2). Na unidade interior, o fluido frigorigéneo percorre o permutador

de calor da unidade interior (3), no qual transfere energia térmica para a água. Após esta permuta, o fluido frigorigéneo sai da unidade interior (4) para a unidade exterior pelas tubagens de cobre, em direção a um filtro secador (5), que retém partículas sólidas e humidade, antes de ser inserido na válvula de expansão (6). Ao sair deste componente, o fluido frigorigéneo passa por um segundo filtro (7), que é o primeiro filtro antes de o fluido frigorigéneo entrar na válvula de expansão quando o ciclo é invertido. Após a passagem pela válvula de expansão, o fluido frigorigéneo segue em direção ao permutador de calor da unidade exterior (8), permutando energia com a ar ambiente. De seguida, o fluido frigorigéneo segue para a válvula de quatro vias (9), sendo reencaminhado para o compressor (10).

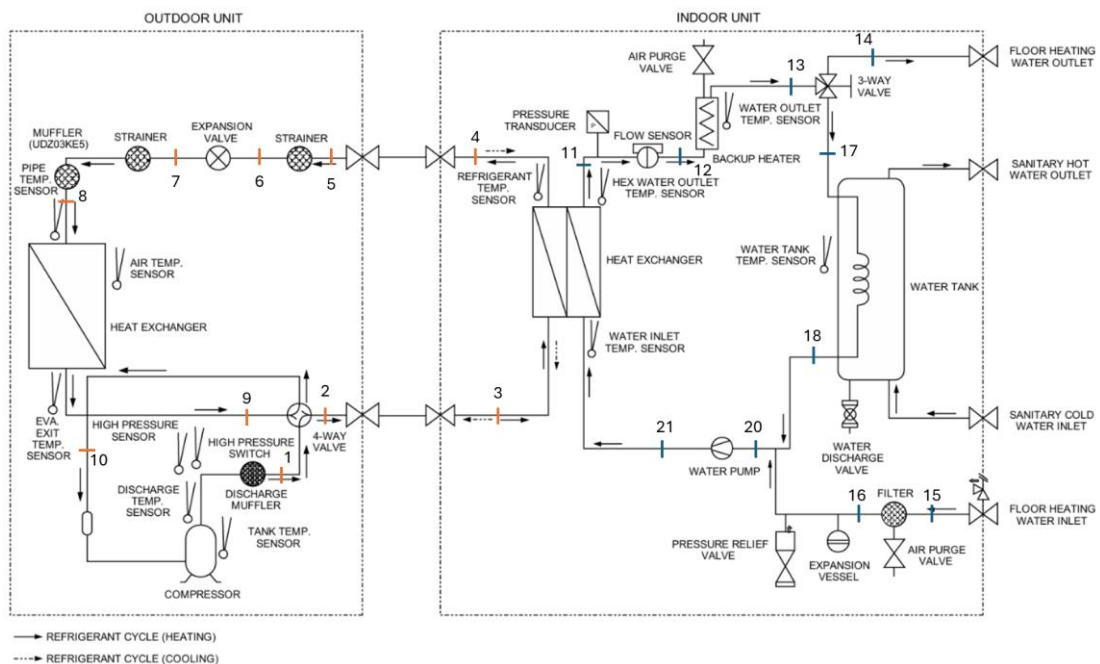


Figura 4.2 – Esquema de princípio das bombas de calor ar-água Panasonic a R-410A e R-32 – Adaptado de [68].

No modo de arrefecimento, o funcionamento é análogo, sendo os percursos de fluxo revertidos pela ação da válvula de quatro vias. Quanto ao circuito hidráulico da unidade interior, após a água passar pelo permutador de calor, permuta energia com o fluido frigorigéneo, esta percorre sucessivamente: um sensor de caudal (11), uma resistência elétrica auxiliar (12) que, nos modelos adotados, possui uma potência de 3 kW. Após a passagem pela resistência elétrica, a água entra na válvula de 3 vias (13). Deste componente, a água é direcionada para os equipamentos de climatização, como ventiloconvectores, ou piso radiante, (14) ou para o sistema de produção de AQS (17). Caso a água alimente os sistemas de climatização, esta, ao ser inserida novamente na unidade interior, passa por um filtro (15) e pelo vaso de expansão integrado (16), que

compensa variações de volume. Por fim, a água é impulsionada por uma bomba circuladora (20), regressando ao permutador de calor (21).

Na eventualidade de a água seguir para o sistema de produção de AQS, esta é inserida numa serpentina (17), serpentina esta que se encontra no interior do tanque de AQS. Esta serpentina tem a função de permutar o calor da água imprópria para consumo para a água própria para consumo, mantendo os dois fluidos separados. Após a passagem pela serpentina a água é impulsionada pela bomba circuladora (20) até ao permutador de calor (21), reiniciando o processo.

Uma vez que os fluidos frigorigéneos R-410A e R-32 não apresentam riscos significativos de propagação de chama, é permitido que a instalação das tubagens de cobre, utilizadas para o transporte dos mesmos, seja realizada em espaços interiores ocupados, como cozinhas.

Em contraste, o R-290 é classificado como um fluido altamente inflamável (classe de segurança A3), o que impõe restrições adicionais à sua utilização. Para mitigar riscos associados a fugas, todo o ciclo frigorífico é confinado à unidade exterior, sendo apenas a água quente ou fria transportada para a unidade interior. Esta abordagem reduz significativamente o risco de ignição em espaços interiores, conforme recomendado por estudos recentes sobre segurança na utilização de refrigerantes inflamáveis.

Na Figura 4.3, encontra-se representado o esquema de princípio da bomba de calor Panasonic a R-290.

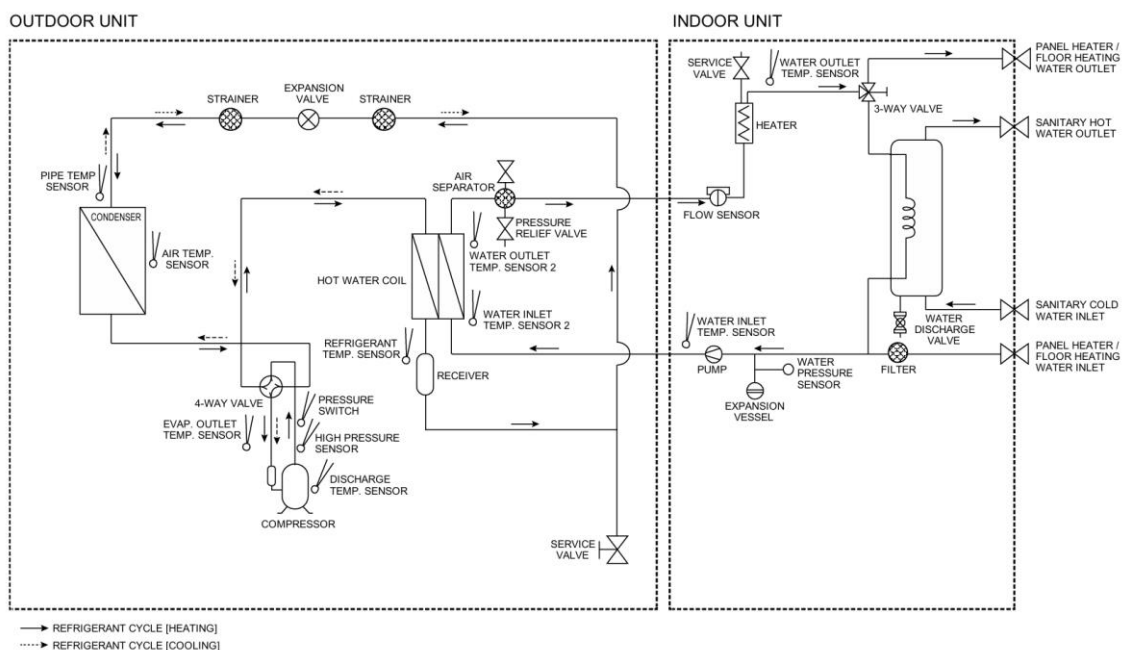


Figura 4.3 – Esquema de princípio da bomba de calor ar-água Panasonic a R-290 [69].

No modelo de bomba de calor a R-290, o princípio de funcionamento é igual ao do modelo a R-410A e R-32, com a diferença de que o permutador de calor fluido frigorífero-água, encontra-se instalado no interior da unidade exterior.

Para garantir um bom desempenho da bomba de calor, é fundamental um controlo rigoroso dos seus vários modos de operação. Este controlo assegura, não só a eficiência energética, mas também o conforto térmico dos utilizadores. Para as bombas de em questão, existem 3 modos de operação, sendo produção de AQS, aquecimento + AQS e arrefecimento + AQS.

No modo de produção de AQS, a válvula de 3 vias comuta para o circuito do depósito de AQS sempre que exista a necessidade de produzir águas quentes sanitárias. Caso não haja esta necessidade, a válvula comuta para o circuito da climatização.

A necessidade de produção de AQS, apenas é ativada em 2 casos:

- Caso 1 – A utilização da resistência interna do depósito é permitida.
- Caso 2 – A utilização da resistência interna do depósito não é permitida.

Em ambos estes casos, o modo de produção só será ativado se:

- Temperatura do depósito de AQS < Temperatura definida para o depósito de AQS + temperatura de reaquecimento.

É ainda importante referir que a temperatura de reaquecimento corresponde ao valor a partir da qual, a bomba de calor volta a aquecer o depósito de AQS, como representado na Figura 4.4.

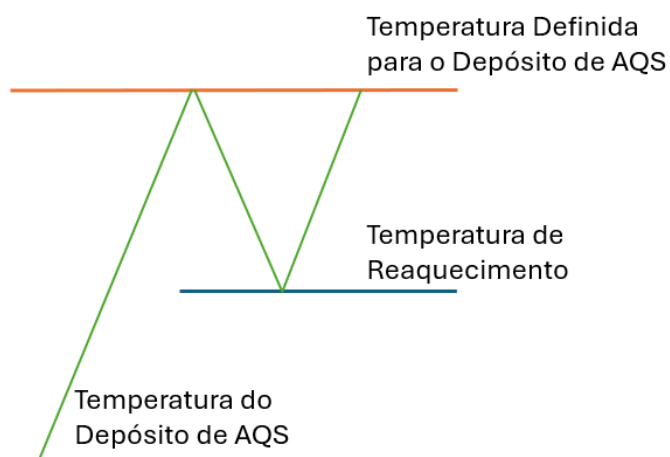


Figura 4.4 - Variação da temperatura no interior do depósito de AQS.

De forma oposta, a produção de AQS é desligada nos seguintes casos:

- Caso 1 – A operação da resistência interna do depósito é permitida:

- Temperatura do depósito de AQS > Temperatura definida é atingida durante 15 segundos consecutivos;
- Temperatura de saída da água > 75 °C.
- Caso 2 - A operação da resistência interna do depósito não é permitida:
 - A bomba de calor está desligada e a temperatura do depósito de AQS > Temperatura definida durante 20 segundos consecutivos;

Ou

- Temperatura do depósito de AQS > Temperatura definida +1 °C durante 20 segundos consecutivos;

A função do modo de aquecimento mais produção de AQS, é a de proporcionar conforto térmico no interior de uma habitação para os meses frios, garantindo a existência de água quente para consumo ou higiene pessoal. Neste modo, a válvula de 3 vias muda para o circuito de climatização durante o intervalo de tempo definido para climatização e muda para o circuito de produção de AQS durante o intervalo de reaquecimento. Ambos os modos funcionam de forma alternada, sendo que a produção de AQS é o modo inicial. A representação do controlo do modo aquecimento + AQS encontra-se disposto na Figura 4.5.

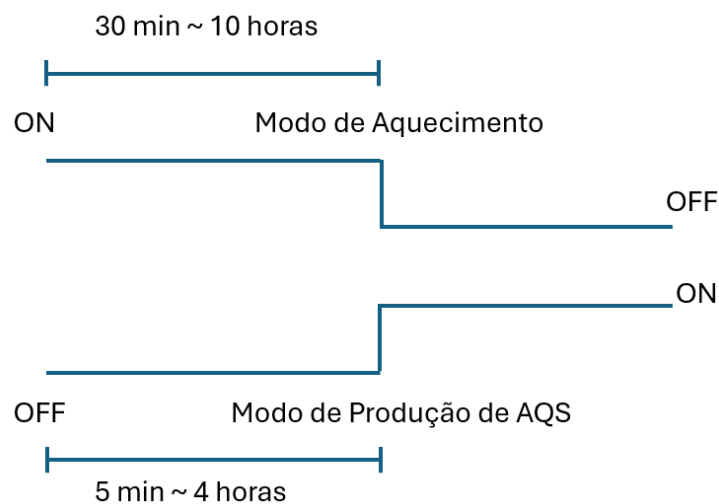


Figura 4.5 - Controlo para o modo aquecimento + AQS.

A mudança do modo de aquecimento para o modo de produção de AQS, encontra-se dependente dos seguintes casos:

- Caso 1 – A última mudança de modo, foi feita do modo de produção de AQS para o modo de aquecimento, uma vez que a temperatura no depósito de AQS foi atingida. O modo volta a ser alterado para a produção de AQS quando a temperatura do depósito de AQS < temperatura definida para a água no depósito ou se o intervalo de tempo do reaquecimento terminar.

- Caso 2 – Se a operação de aquecimento durar menos do que 30 minutos e o modo alterar para o modo de produção de AQS 3 vezes consecutivas. Neste caso, a válvula de 3 vias mantém-se para o lado da climatização, independentemente da temperatura no interior do depósito de AQS, voltando apenas a mudar para o modo de produção de água quente sanitária se estas duas condições forem asseguradas consecutivamente:
 - O intervalo de aquecimento termina ou se a temperatura do espaço a climatizar for atingida;
 - Temperatura do depósito de AQS < Temperatura definida para a temperatura do depósito de AQS.
- Caso 3 – A última alteração de modo foi do modo de produção de AQS para o modo de aquecimento devido ao término do tempo de produção de AQS. Nesta situação, o controlo é idêntico ao do caso 2.

É ainda importante referir que durante o intervalo do modo de produção de AQS, este apenas será alterado quando a temperatura definida para a temperatura do depósito for atingida ou se o intervalo de tempo para este modo acabar.

Para o modo de arrefecimento mais produção de AQS, a válvula de 3 vias muda entre o circuito de climatização e o circuito de produção de AQS, sendo que ambos os modos funcionam de forma alternada e sendo que o modo de produção de AQS é o modo inicial. Nesta combinação de modos, o controlo da bomba de calor é em tudo similar ao controlo dos modos de aquecimento juntamente com produção de AQS, aplicando-se para o arrefecimento do espaço a climatizar.

A Tabela 4.2 apresenta os modelos específicos das bombas de calor analisadas, categorizadas pelo fluido frigorigéneo utilizado.

Tabela 4.2 - Modelos das unidades exteriores e interiores das bombas de calor ar-água Panasonic com os fluidos frigorigéneos utilizados.

Fluido Frigorigéneo	R-410A	R-32	R-290
Modelo Unidade Exterior	WH-UD07HE5-1	WH-UDZ07KE5	WH-WDG07LE5
Modelo Unidade Interior	WH-ADC0309H3E5B	WH-ADC0309K3E5	WH-ADC0509L3E5

As principais características técnicas de cada modelo, incluindo potência nominal do ventilador (\dot{W}_{Vent}), caudal volúmico máximo de ar (\dot{V}_{Ar}) que passa no ventilador, potência nominal da bomba circuladora (\dot{W}_{Bomba}) e caudal mássico máximo de água ($\dot{m}_{\acute{a}gua}$) que circula pela bomba circuladora, são enunciadas na Tabela 4.3.

É ainda importante referir que na bomba de calor a R-290 e R-32, o limite das condições térmicas exteriores para o seu funcionamento é de -25 °C a 35 °C no modo de aquecimento/AQS e de 10 °C a 43 °C no modo de arrefecimento, enquanto na bomba de calor a R-410A, o limite das condições térmicas exteriores é de -20 °C a 35 °C no modo de aquecimento/AQS e 16 °C a 43 °C no modo de arrefecimento [68], [69], [70].

Tabela 4.3 - Características técnicas dos respetivos modelos de bombas de calor [68], [69], [70].

Modelo		R-410A	R-32	R-290
\dot{W}_{Vent} [kW]		0,06		0,125
\dot{V}_{Ar} [m ³ /s]	Aquec.	0,767	0,720	0,850
	Arref.	0,938	0,917	0,950
\dot{W}_{Bomba} [kW]			0,145	
$\dot{m}_{\acute{a}gua}$ [kg/s]	Aquec.	0,335	0,335	0,335
	Arref.	0,293	0,320	0,335

Relativamente às condições de operação no modo de aquecimento, cujos meses de funcionamento serão adaptados a cada cidade estudada, o sistema deverá conseguir fornecer água quente ao piso radiante à temperatura de 40 °C [71], [72] de forma a garantir um equilíbrio entre conforto térmico e eficiência energética, conforme práticas correntes em edifícios residenciais com elevado desempenho térmico. Por outro lado, a temperatura da água que alimenta a serpentina no interior do depósito de AQS deverá estar a uma temperatura de 55 °C. Este limite foi imposto uma vez que é a temperatura máxima de AQS que a bomba de calor a R-410A consegue atingir sem recorrer à resistência elétrica de apoio. No presente estudo, não se pretende que a resistência de apoio seja contabilizada para a produção de AQS ou climatização, uma vez que iria afetar de forma negativa os valores de eficiência das bombas de calor. Contudo, é importante realçar que em climas frios, durante a operação de produção de AQS ou aquecimento, a resistência elétrica terá de ser usada para operações de descongelação, uma vez que o permutador exterior irá operar como evaporador, retirando energia ao meio ambiente.

Não só a utilização da resistência de apoio depende do tipo de clima onde esta opera, mas também, a capacidade térmica que a bomba de calor é capaz de introduzir ou retirar do sistema, varia. Na Figura 4.6, Figura 4.7 e Figura 4.8 encontram-se representadas as variações de capacidade térmica e potência elétrica para os modelos de bombas de calor a R-290, R-410A e R-32, respetivamente, para produção de água quente a 55 °C.

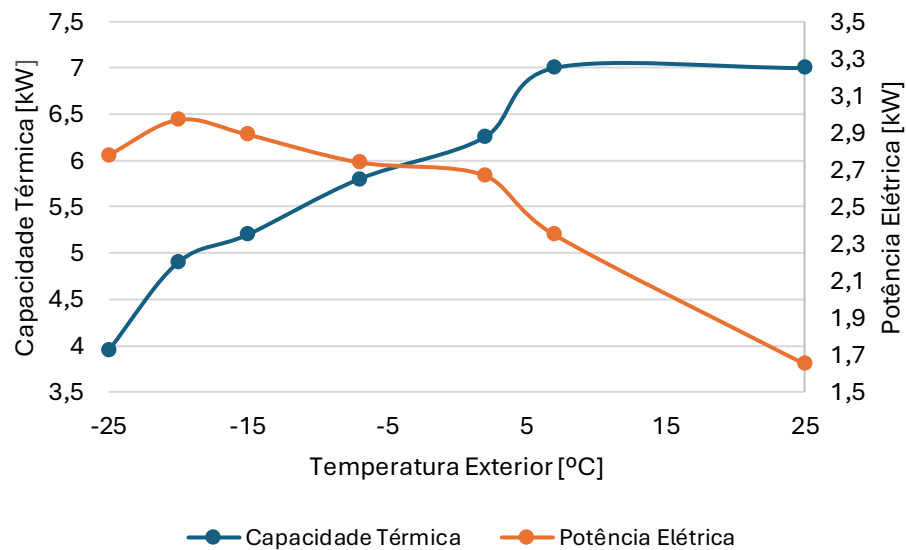


Figura 4.6 - Variação da capacidade térmica e potência elétrica da bomba de calor a R-290 para diferentes temperaturas exteriores para produção de água quente a 55 °C [69].

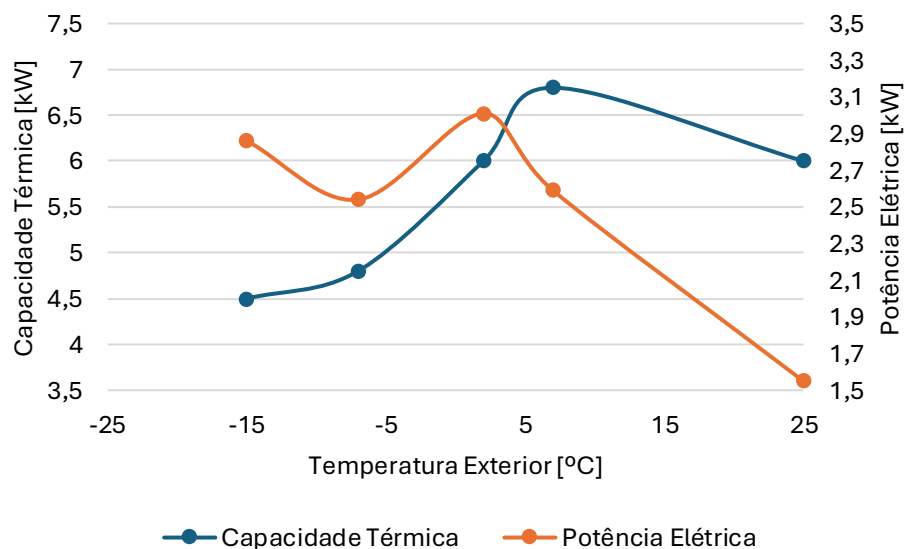


Figura 4.7 - Variação da capacidade térmica e potência elétrica da bomba de calor a R-410A para diferentes temperaturas exteriores para produção de água quente a 55 °C [70].

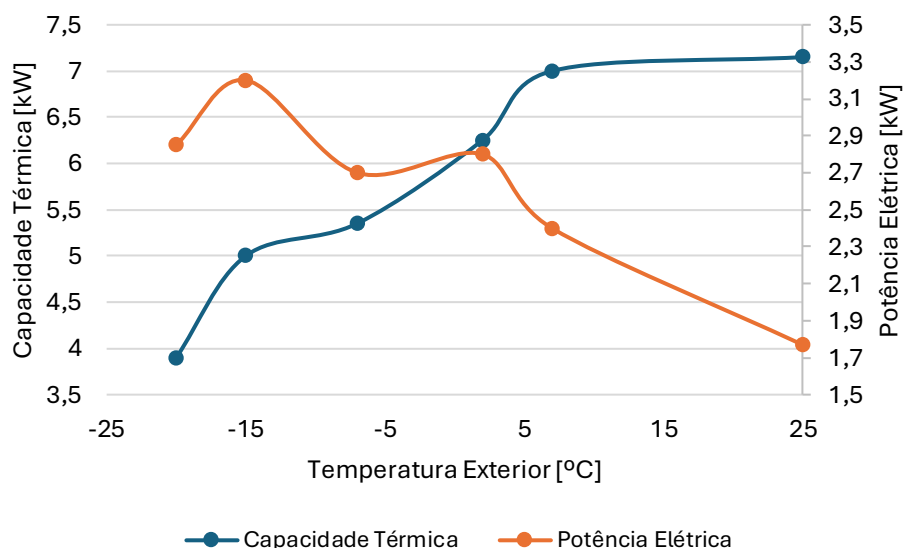


Figura 4.8 - Variação da capacidade térmica e potência elétrica da bomba de calor a R-32 para diferentes temperaturas exteriores para produção de água quente a 55 °C [68].

A análise da variação da capacidade térmica e da potência elétrica nos três modelos de bombas de calor permite concluir que, quanto menor a temperatura exterior, menor será a capacidade de transferência de calor que a bomba de calor consegue transferir para o sistema de forma a o aquecer. A diminuição no valor da capacidade térmica da bomba de calor ocorre uma vez que devido à menor temperatura do ar exterior, este tem menos energia disponível, logo existe menos energia que é possível extrair deste meio e transferir para o fluido frigorigéneo. De forma análoga, a potência da bomba de calor neste registo de funcionamento é superior, devido principalmente ao aumento da potência elétrica requerida pelo compressor. O compressor necessita de uma maior potência elétrica, uma vez que a compressão do fluido frigorigéneo terá de ser feita de uma pressão bastante mais reduzida, quando comparado com a compressão registada numa temperatura de ar exterior mais elevada. Desta forma, seria de se esperar que a linha da potência evoluísse positivamente com o aumento da temperatura exterior, enquanto a potência iria reduzindo. Porém, o mesmo não se observa. Existem gamas de temperatura onde o aumento da mesma é acompanhado por um aumento da potência elétrica, como é o caso na passagem de -7 °C para 2 °C nas bombas de calor a R-410A e R-32, na passagem de -20 °C para -15 °C na bomba de calor a R-32 e na passagem de -25 °C para -20 °C na bomba de calor a R-290.

No caso da bomba de calor a R-290, a passagem da temperatura de -7 °C para 2 °C, resultou num aumento de 7,76% da capacidade térmica e uma redução de 2,55% no valor da potência elétrica. Esta evolução vai de encontro ao esperado. Na bomba de calor com o fluido frigorigéneo R-410A, verificou-se um aumento de 25% da capacidade,

acompanhado por um aumento de 17,6% de potência elétrica. Tal fenômeno pode ser explicado, pelo crescimento substancial do caudal de fluido frigorigéneo comprimido pelo compressor, que justifica o maior consumo energético. Resultado semelhante foi observado na bomba de calor a R-32, onde a capacidade aumentou 16,8% e a potência elétrica 3,7%. Neste caso, como a capacidade disponível foi inferior à registada no modelo a R-410A, também a potência elétrica consumida, sofreu uma redução acentuada, devido ao menor caudal de fluido frigorigéneo necessário a comprimir pelo compressor.

O aumento de potência elétrica consumida durante a transição de -20 °C para -15 °C na bomba de calor a R-32, poderá ser explicada pelo mesmo fenômeno. Enquanto na bomba de calor a R-290, para a mesma gama de temperaturas, foi registado um aumento de 6,1% na capacidade térmica disponível e uma redução de 2,7% na potência elétrica, na bomba de calor a R-32 o aumento na capacidade térmica é de 28,2% e de 12,3% na potência elétrica. Relativamente ao aumento de potência elétrica de consumo na gama de temperaturas de -25 °C para -20 °C na bomba de calor a R-290, verificou-se um aumento de 24,1% na capacidade térmica e de 6,83 % na potência elétrica, igualmente associado ao aumento de caudal de fluido frigorigéneo a ser comprimido pelo compressor.

Outro fator a ter em consideração são os ciclos de descongelação. Uma vez que os valores de temperaturas exteriores são reduzidos, a potência utilizada pela resistência elétrica deverá ser contabilizada durante os processos de descongelação, sendo também um componente ativo nestas condições. O processo de descongelação é iniciado tendo em conta 3 fatores, sendo os mesmos:

- Temperatura exterior;
- Temperatura do evaporador;
- Tempo acumulado de aquecimento.

Dependendo dos fatores enunciados o processo de descongelação poderá ser iniciado conforme se pode verificar nas condições apresentadas na Figura 4.9.

Sempre que a linha que se estende do eixo da temperatura do evaporador interceta com a linha que se estende da temperatura exterior abaixo da linha traçada na Figura 4.9, e o tempo acumulado da bomba de calor no modo de aquecimento ou produção de AQS é superior a 35 minutos, o processo de descongelação é iniciado, recorrendo-se à utilização da resistência elétrica para este efeito.

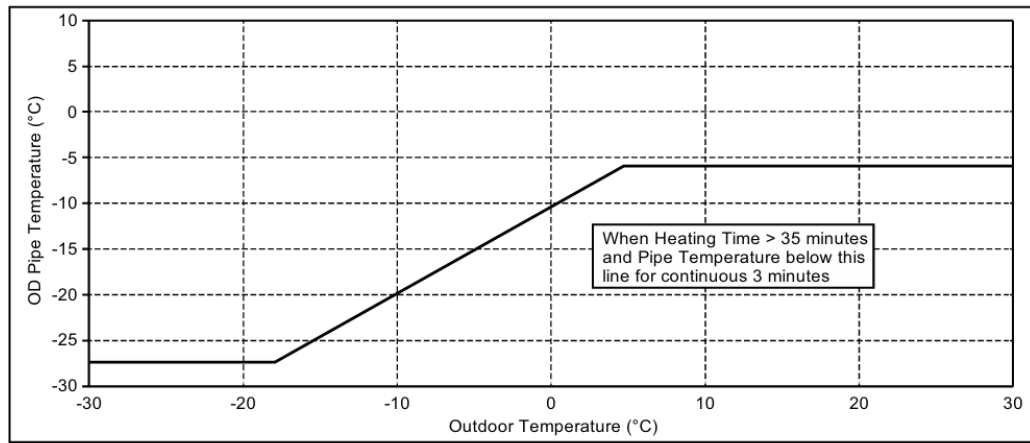


Figura 4.9 - Controlo de descongelação [69].

O uso da resistência elétrica, poderá ainda ser utilizada para a água poder atingir temperaturas de 65 °C, o que assegura a higiene sanitária e evitar o risco de proliferação de *legionella* [73].

Para o modo de arrefecimento, os ventiloconvectores deverão ser alimentados com água fria a uma temperatura de 7 °C [74], valor usual para garantir um desempenho eficiente na remoção de calor sensível do ambiente interior.

Considerando que cada ocupante necessita, em média, de 40 litros de AQS por dia [75] a uma temperatura de 40 °C [76], a procura total diária para a habitação em estudo é de 160 litros de AQS. Esta demanda é próxima aos 185 litros oferecidos pelo depósito de água selecionado. Contudo, se o depósito em questão, albergar água a 55 °C poderá proceder-se à mistura de água da rede, mais fria, resultando numa diminuição do consumo da água quente presente no depósito.

Se a temperatura média da água da rede for de 16 °C, para a cidade de Lisboa [77], recorre-se ao princípio de conservação de energia térmica para determinar as proporções a serem utilizadas para obter a temperatura e quantidade de água pretendida. Deste modo, foi estabelecida a igualdade expressa na equação 4.1.

$$\begin{aligned}
 Q_{recebido} &= Q_{cedido} \Leftrightarrow \\
 \Leftrightarrow m_{AF} \times c_p \times \Delta T_{AF} &= -m_{AQ} \times c_p \times \Delta T_{AQ} \Leftrightarrow \\
 \Leftrightarrow m_{AF} \times (T_f - T_{iAF}) &= -m_{AQ} \times (T_f - T_{iAQ})
 \end{aligned}
 \tag{4.1}$$

onde,

$Q_{recebido}$ – Quantidade de energia térmica recebida pela água fria da rede [kJ];

Q_{cedido} – Quantidade de energia térmica cedida pela água quente do depósito [kJ];

m_{AF} – Massa de água fria presente na mistura [kg];

m_{AQ} – Massa de água quente presente na mistura [kg];

c_p – Calor específico da água [kJ/kg.K];

ΔT_{AF} – Diferença entre a temperatura final e inicial da água fria [K];

ΔT_{AQ} – Diferença entre a temperatura final e inicial da água quente [K];

T_f – Temperatura final da mistura [K];

T_{iAF} – Temperatura inicial da água fria [K];

T_{iAQ} – Temperatura inicial da água quente [K].

Através da equação 4.1, é possível concluir que por cada litro de AQS a 55 °C, terá de ser misturado 0,625 litros de água da rede a 16 °C. Com o objetivo de determinar a quantidade total de água quente do depósito a ser utilizada na mistura, foi utilizada a equação 4.2.

$$\begin{aligned} m_{AM} &= m_{AF} + m_{AQ} \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow m_{AM} &= (0,625 \times m_{AQ}) + m_{AQ} \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow m_{AM} &= 1,625 \times m_{AQ} \end{aligned} \quad (4.2)$$

onde,

m_{AM} – Massa de água da mistura @ 40 °C [kg].

Com base nos cálculos efetuados, verificou-se que, para se obter uma mistura final de 40 litros de água a uma temperatura de 40 °C, é suficiente utilizar aproximadamente 24,62 litros de água quente armazenada no depósito de AQS. Desta forma, para satisfazer as necessidades diárias de quatro ocupantes, cuja estimativa de consumo individual é de 40 litros de AQS a 40 °C, será necessária uma quantidade total de aproximadamente 98,46 litros de água quente armazenada.

Dado que o depósito de acumulação selecionado apresenta uma capacidade nominal de 185 litros, conclui-se que este é adequado para suprir, com margem de segurança, as necessidades diárias de AQS dos quatro ocupantes da habitação considerada. A utilização de uma temperatura de armazenamento superior à temperatura de utilização final permite, adicionalmente, otimizar o volume útil do depósito através da mistura com água fria, maximizando a eficiência da utilização térmica do sistema.

No que respeita às condições operacionais em modo de aquecimento, e como referido ainda no subcapítulo 4.1, estabelece-se que:

- A temperatura de fornecimento da água ao sistema de piso radiante deverá ser de 40 °C;
- A temperatura da água armazenada no depósito de AQS deverá atingir os 55 °C.

Em modo de arrefecimento, a operação do sistema será igualmente ajustada às condições climáticas de cada cidade estudada. As temperaturas de referência a serem asseguradas pelas bombas de calor são as seguintes:

- Temperatura da água fornecida aos ventiloconvectores: 7 °C;
- Temperatura da água quente no depósito de AQS: 55 °C.

Importa ainda destacar que a diferença de temperatura entre a entrada e a saída da água para produção de AQS foi considerada como sendo de 10 K, enquanto para os circuitos de climatização (piso radiante e ventiloconvectores) foi adotada uma diferença de 5 K. Estes valores estão em conformidade com os pressupostos habitualmente utilizados na simulação e dimensionamento de sistemas de bombas de calor em edifícios residenciais, garantindo uma estimativa realista do desempenho térmico e da eficiência energética do sistema.

Para analisar o desempenho dos sistemas em diferentes condições climáticas, foram selecionadas três cidades europeias com características térmicas distintas:

- Lisboa, Portugal (clima Ameno);
- Bodø, Noruega (clima frio e húmido);
- Tatlar, Turquia (clima continental frio e seco).

Esta seleção permite avaliar o comportamento das bombas de calor em diferentes cenários de temperatura exterior, contribuindo para uma análise abrangente da eficiência energética dos sistemas em estudo.

4.2. Pressupostos e Condições do Estudo

Para a análise energética das diferentes bombas de calor, foram definidos um conjunto de pressupostos fundamentais com o objetivo de garantir a uniformidade das condições de simulação. Desta forma, os resultados obtidos tornam-se diretamente comparáveis, permitindo uma avaliação rigorosa do desempenho relativo dos sistemas analisados.

Um dos principais pressupostos adotados prende-se com a variação entálpica do ar ao atravessar a unidade exterior da bomba de calor, sendo considerado um valor de 10,17 kJ/kg. Este valor corresponde a um processo de arrefecimento sensível, com uma variação de temperatura de 10 °C.

No modo de aquecimento, quer seja para a produção de AQS ou água quente para climatização, a unidade exterior funciona como evaporador, extraindo energia térmica do ar exterior e transferindo-o para o fluido frigoriférico. Assim, após a passagem pelas

alhetas, o ar sai a uma temperatura inferior à temperatura de entrada, ocorrendo o processo de arrefecimento.

O arrefecimento pode ser exclusivamente sensível, sem condensação do vapor de água contido no ar, ou envolver uma componente latente, no qual ocorre a condensação, reduzindo a humidade específica do ar.

A título de exemplo, no caso de ocorrer um arrefecimento sensível com o ar exterior que se encontre a 20 °C (1) de temperatura de bolbo seco (DBT) e 30% de humidade relativa (HR), verifica-se que a condição de saída (2) é de 10 °C DBT e 57% de HR, conforme representado na Figura 4.10, obtida através do *software CARRIER HDPsyChart* [78].

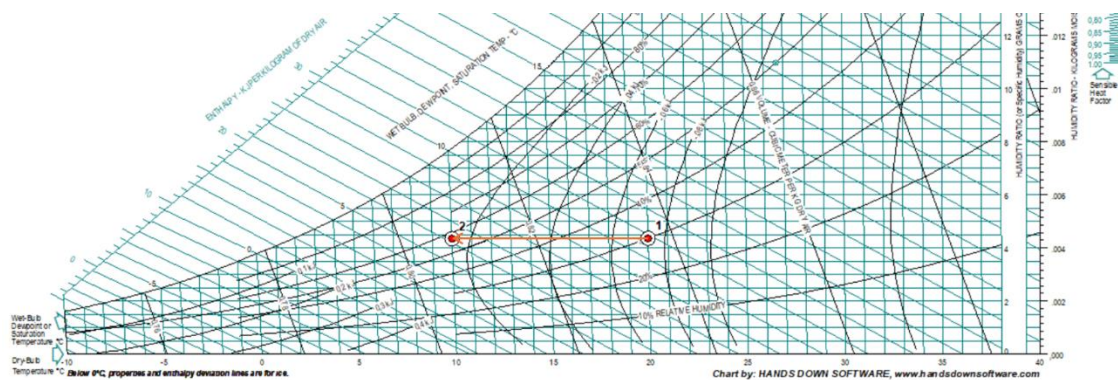


Figura 4.10 - Processo de arrefecimento sensível com diferença térmica de 10 °C.

Na Tabela 4.4, são apresentados os parâmetros psicrométricos que caracterizam os pontos de entrada e saída do ar, nomeadamente temperatura de bolbo húmido (WBT), entalpia específica (h) e humidade específica (ω).

Tabela 4.4 - Parâmetros que definem os pontos de entrada e saída do ar exterior.

Parâmetros	Entrada (1)	Saída (2)
DBT [°C]	20	10
HR [%]	30	57
WBT [°C]	10,8	6,2
h [kJ/kg]	31,14	20,97
ω [g/kg]	4,35	4,35

A diferença entálpica específica de 10,17 kJ/kg será mantida constante em todos os cenários estudados e será utilizada para a determinação do caudal de ar que deverá

passar pelas serpentinas da unidade exterior, permitindo o cálculo do consumo associado aos ventiladores. No caso de uma variação entálpica específica superior à assumida implicaria uma temperatura de evaporação mais baixa, o que provocaria um aumento do trabalho de compressão e, conseqüentemente, um aumento do consumo energético do compressor. Em contraste, o caudal de ar necessário a passar nas alhetas do permutador de calor da unidade exterior seria reduzido, provocando uma diminuição do consumo energético do motor do ventilador e, por sua vez, uma redução do ruído provocado pela rotação dos mesmos e pelo caudal de ar a passar pela unidade exterior. Porém, apesar de ser esperado um consumo inferior do motor do ventilador, o aumento do consumo elétrico do compressor terá um impacto mais significativo, o que provocaria uma diminuição do rendimento do equipamento em questão. Inversamente, uma diferença entálpica específica inferior ao valor de 10,17 kJ/kg, resultaria numa temperatura de evaporação mais elevada o que implica uma redução no trabalho de compressão e o respetivo consumo energético do compressor. No entanto, o ventilador teria de operar a velocidades mais elevadas, com o objetivo de aumentar o caudal mássico de ar a passar pelas alhetas do permutador de calor da unidade exterior. Neste cenário, apesar do motor do ventilador ter um consumo elétrico mais elevado, o impacto que esta alteração terá na eficiência do equipamento não é significativo o suficiente para anular os efeitos positivos da diminuição do consumo energético do compressor, resultando numa eficiência energética mais elevada. Contudo, uma vez que este é um equipamento pensado para trabalhar num ambiente residencial, o ruído que este emite para o ambiente é um fator que se deve ter em consideração. No caso onde a diferença entálpica específica seja inferior a 10,17 kJ/kg, o ventilador irá operar a rotações mais elevadas, o que implica um aumento do ruído, algo indesejado.

Outro pressuposto relevante diz respeito à eficiência da transferência térmica entre o ar exterior e o fluido frigorigéneo. Em situações de arrefecimento do ar exterior com características latentes após a passagem pelo permutador de calor da unidade exterior, ou seja, no modo de arrefecimento onde ocorre condensação do vapor de água presente no ar exterior, é necessário ter em consideração a temperatura de superfície das alhetas do permutador de calor da unidade exterior, onde ocorre a condensação e é onde ocorre a troca de energia entre fluidos. Esta temperatura é conhecida como T_{ADP} - *Temperatura de orvalho da bateria*. A temperatura de saída do ar exterior, ao passar pelas alhetas, situa-se ao longo de uma linha ideal que liga o ponto de entrada, definido como T_{amb} e o T_{ADP} , conforme ilustrado na Figura 4.11.

Como é possível observar pela Figura 4.11, a temperatura das alhetas que garantiria o melhor rendimento da bomba de calor, seria a temperatura que mantém a diferença entálpica específica pretendida entre o ar de entrada e saída, mas também a

temperatura onde após a passagem pelas alhetas, o ar saísse com uma humidade relativa de 100%.

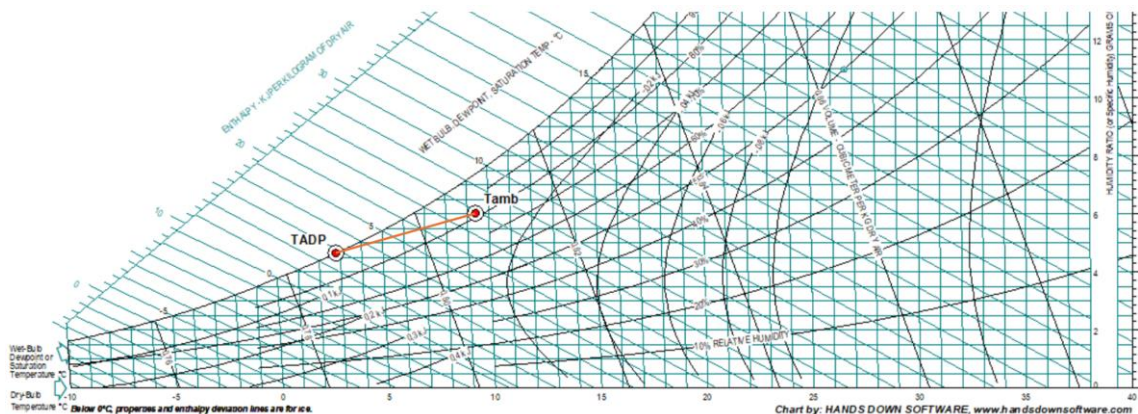


Figura 4.11 - Linha onde estará representada a temperatura de saída do ar ambiente.

Nos estudos realizados no modo de aquecimento, foi considerada uma diferença térmica entre o T_{ADP} e a temperatura do ar após passar pelas alhetas num cenário ideal de 3 K, por forma a garantir uma transferência de energia eficaz entre as alhetas da unidade exterior e o ar ambiente, tendo sempre em consideração a diferença entálpica de 10,17 kJ/kg. Neste modo, o pretendido é retirar energia ao ar exterior da forma mais eficiente possível, o que implica um valor de COP mais elevado. Assim, a temperatura de evaporação deve ser o mais próximo possível da temperatura ambiente de forma que a diferença térmica entre a temperatura de condensação e temperatura de evaporação seja a menor possível. É ainda de notar que, temperaturas de evaporação muito baixas podem promover a formação de gelo nas alhetas, o que diminui significativamente o COP. O valor típico de diferença térmica entre temperatura de evaporação e temperatura exterior é de 3 K [79].

Para o modo de arrefecimento, pretende-se que a unidade exterior rejeite o máximo de energia possível. Para tal, utilizam-se temperaturas de condensação na ordem dos 10 K acima da temperatura exterior [80], promovendo uma transferência eficaz de calor do fluido frigorigénico para o ambiente. Contudo para refletir uma situação prática, é considerado um acréscimo adicional de 2 K à temperatura de condensação ideal. Assim, a temperatura de condensação dos fluidos frigorigénicos, em estudo, será 12 K acima da temperatura ambiente.

Adicionalmente, foram definidos os seguintes pressupostos relativos aos processos de sobreaquecimento e subarrefecimento:

- O sobreaquecimento garante que o fluido frigorífero entra no compressor apenas no estado de vapor. Este efeito é controlado pela válvula de expansão que restringe a quantidade de fluido de vai para o evaporador. Se o caudal de fluido frigorífero diminuir para a mesma energia absorvida, conseqüentemente, este irá evaporar completamente, vapor saturado, e ainda sofrerá um aumento de temperatura (vapor sobreaquecido). Contudo, se a restrição for demasiada a capacidade da bomba de calor irá ser impactada negativamente;
- O subarrefecimento, ocorrido no condensador, garante que o fluido entra na válvula de expansão no estado de líquido comprimido. Se tudo o vapor for condensado, o fluido atinge o ponto de líquido saturado, à pressão e temperatura de saturação. Porém, se este continuar a libertar energia, a sua temperatura continua a diminuir sendo o seu novo estado designado por líquido comprimido. Este estado é essencial para impedir a entrada de fluido frigorífero em estado gasoso na válvula de expansão o que restringiria o caudal de fluido frigorífero a ir para o evaporador.

Assim, para se obter uma eficiência máxima no evaporador e garantir uma correta operação do equipamento, o sobreaquecimento deverá ser de 5 K e o subarrefecimento também deverá ser de 5 K [81]. Foi ainda considerado um rendimento isentrópico do compressor de 90%.

Relativamente aos ventiladores e bombas de circulação, assumiu-se uma relação linear entre o caudal de ar ou água e o consumo elétrico dos respetivos motores, simplificando a modelação sem comprometer a validade dos resultados comparativos.

Um dos últimos pressupostos a serem considerados, diz respeito à temperatura de condensação e à temperatura de evaporação no modo de aquecimento. De forma a existir troca de energia entre dois fluidos, é necessário que estes se encontrem a temperaturas distintas. Assim, no modo de aquecimento para produção de água, quer para climatização quer para a produção de AQS, foi considerado uma diferença térmica de 3 K, entre a temperatura de condensação do fluido frigorífero e a temperatura pretendida da água. No modo de arrefecimento, foi considerado o mesmo valor de diferença térmica entre a temperatura da água para arrefecimento e a temperatura de evaporação do fluido frigorífero, nunca esquecendo que a temperatura de condensação poderá atingir valores próximos de 10 K superior à temperatura exterior.

O último pressuposto utilizado diz respeito à determinação das capacidades térmicas dos diferentes modelos de bombas de calor com diferentes temperaturas externas, bem como a temperatura de produção de água quente. Utilizando os dados presentes na

Figura 4.6, Figura 4.7 e Figura 4.8, e de forma a obter valores aproximados para as temperaturas associadas às localizações em estudo, foi realizada uma interpolação linear para que os valores de capacidade de aquecimento e potência elétrica consumida representassem da melhor forma os possíveis valores obtidos na prática. Desta forma, e seguindo todos os pressupostos anteriormente identificados e justificados, será possível determinar a potência utilizada pela resistência térmica nos casos onde exista a necessidade da operação de descongelamento.

4.3. Instalação em Lisboa

A cidade de Lisboa foi selecionada como uma das localizações de análise para o estudo comparativo do desempenho de diferentes fluidos frigorigéneos em bombas de calor. Esta escolha prende-se com o seu clima temperado mediterrânico, caracterizado por invernos suaves e verões quentes. Devido à sua proximidade com o oceano Atlântico, é uma cidade com um clima bastante húmido, o que a torna um ótimo caso de estudo, permitindo avaliar o comportamento dos sistemas em diferentes condições climáticas ao longo do ano. A cidade apresenta o perfil climático apresentado na Tabela 4.5, onde se destacam parâmetros como a temperatura média mínima ($T_{méd\ min}$), que representa o valor médio das temperaturas mínimas para cada mês, temperatura média máxima ($T_{méd\ max}$), que representa o valor médio das temperaturas máximas para cada mês e humidade relativa (HR).

Tabela 4.5 - Perfil climático médio, Lisboa - Adaptado de [82].

Mês	Janeiro	Fevereiro	Março	Abril	Maió	Junho	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	Dezembro
$T_{méd\ min}$ (°C)	9,4	9,5	11	12,6	14,7	17,1	18,3	19	18,3	16,4	12,6	10,3
$T_{méd\ max}$ (°C)	13,7	14,4	16,5	18,3	21,1	24,3	25,9	26,9	25,1	21,7	17	14,6
HR (%)	82	78	76	75	72	70	69	68	71	77	78	81

Conforme apresentado, Lisboa evidencia uma amplitude térmica significativa, com temperaturas médias mensais variando entre 9,4 °C no mês de Janeiro, e 26,9 °C no mês de Agosto. A humidade relativa também é elevada, oscilando entre 68% e 82%, valores que podem ter um impacto relevante no desempenho térmico e na eficiência das bombas de calor.

4.3.1. Modo de Aquecimento - AQS

Com base nos pressupostos definidos no subcapítulo 4.2, foram determinadas as condições psicrométricas do ar após atravessar as alhetas na unidade exterior da bomba de calor, onde ocorre a troca de energia com o fluido frigorigéneo.

Na Figura 4.12, encontram-se apresentadas as condições do ar exterior, antes e após a passagem pelas alhetas da unidade exterior, para o mês de Janeiro na cidade de Lisboa no modo de aquecimento para produção de AQS, onde são representados parâmetros como $T_{Ar\ Ent}$ - Temperatura do ar de entrada em bolbo seco (DBT) e bolbo húmido (WBT), $T_{Ar\ SI}$ - Temperatura do ar de saída ideal em bolbo seco (DBT) e bolbo húmido (WBT), $T_{Ar\ S}$ - Temperatura do ar de saída em bolbo seco (DBT) e bolbo húmido (WBT), humidade relativa (HR), entalpia específica (h) e massa específica (ρ).

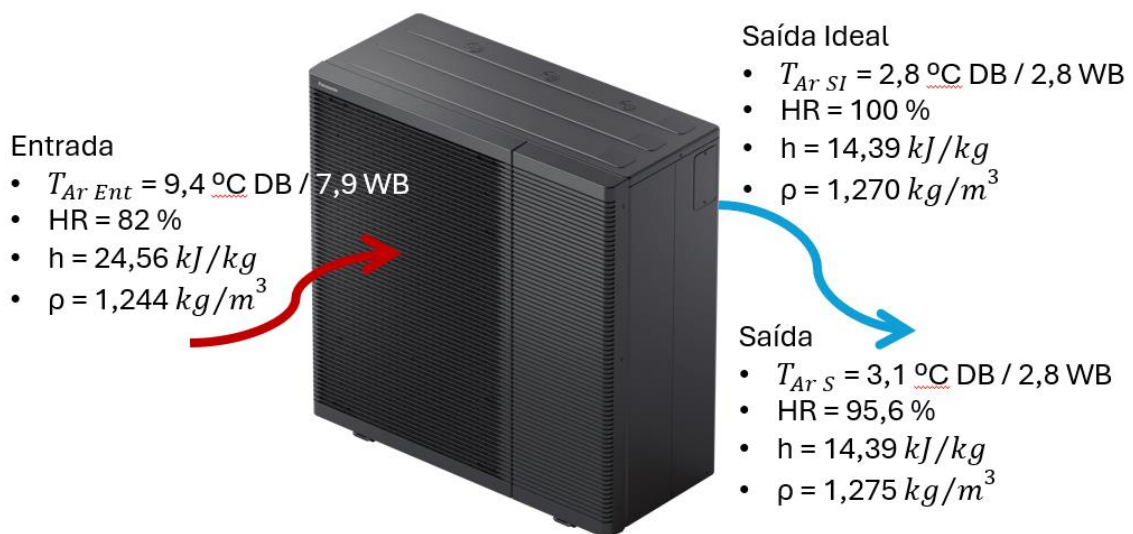


Figura 4.12 - Condições da temperatura do ar antes e após a passagem pelo permutador de calor na unidade exterior no modo aquecimento (AQS), Janeiro, Lisboa – Adaptado de [83].

A “Entrada” indica as condições do ar exterior, no mês de Janeiro, à entrada da unidade exterior. A “Saída Ideal”, representa as condições do ar exterior após este passar pelas alhetas da unidade exterior no cenário em que a troca de energia seria ideal, mantendo a diferença entálpica específica de 10,17 kJ/kg, implicando que as alhetas estivessem a 2,8 °C e o ar exterior à saída saturado, isto é, com 100% de HR. Todavia, sendo

considerado um processo de troca térmica real, as condições reais de saída do ar encontram-se na “Saída”. A evolução psicrométrica do ar exterior correspondente é a ilustrada na Figura 4.13.

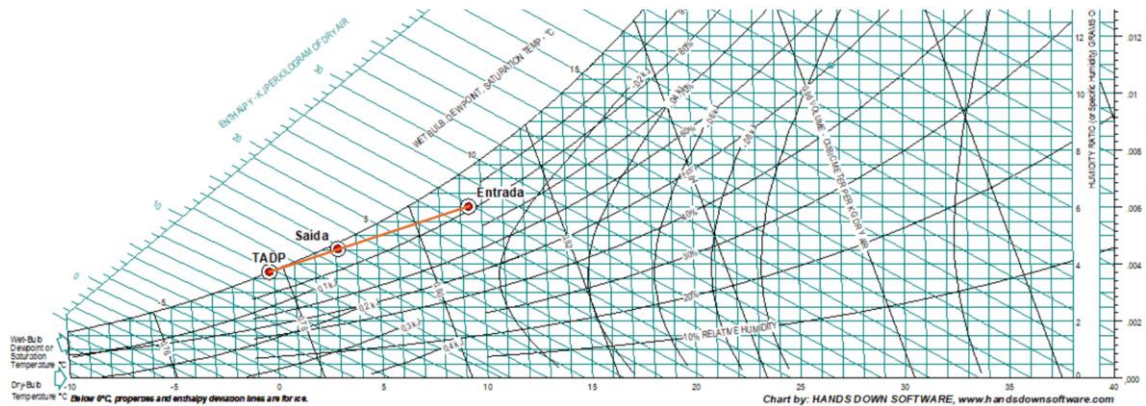


Figura 4.13 - Evolução psicrométrica do ar exterior no modo aquecimento (AQS), Janeiro, Lisboa.

Conhecendo a temperatura das alhetas, e com base na informação disposta no subcapítulo 4.2, estima-se uma temperatura de evaporação de $-0,2\text{ }^{\circ}\text{C}$ e uma temperatura de condensação de $58\text{ }^{\circ}\text{C}$. Na Tabela 4.6, são apresentados os valores de entalpia específica determinados nos diversos pontos característicos do ciclo termodinâmico de refrigeração por compressão de vapor para cada fluido frigorífero em análise, utilizando a Figura 2.1, como esquema de representação.

Tabela 4.6 - Valores entálpicos do ciclo de refrigeração por compressão de vapor dos fluidos frigoríferos R-290, R-410A e R-32 no modo de aquecimento (AQS), Janeiro, Lisboa.

Fluido Frigorífero	R-290	R-410A	R-32
h1 [kJ/kg]	582,10	428,92	521,05
h2 [kJ/kg]	660,18	477,64	594,89
h3 [kJ/kg]	342,94	299,55	304,55
h4 [kJ/kg]	342,94	299,55	304,55

Conforme ilustrado na Tabela 4.6, o fluido frigorífero R-290 apresenta a maior diferença entálpica entre a entrada do condensador e a entrada do dispositivo de expansão, indicando um caudal mássico inferior e, por conseguinte, menor trabalho de compressão e consumo energético. Considerando o último pressuposto identificado em 4.2, foram determinados os valores de capacidade corrigidos para as diferentes temperaturas exteriores para os diferentes meses do ano e, com base nos valores de

entalpia específica que definem o ciclo frigorífico de cada fluido frigorígeno, calcularam-se os seguintes parâmetros: potência do compressor (\dot{W}_{comp}), caudal mássico de fluido frigorígeno (\dot{m}_f) e capacidade de evaporação (\dot{Q}_e). Este último parâmetro é essencial para determinar o consumo do ventilador, dado que representa a energia retirada ao ar exterior. Para obter os parâmetros acima identificados foi aplicada a equação 4.3 para \dot{m}_f , a equação 4.4 para \dot{W}_{comp} e a equação 4.5 para \dot{Q}_e .

$$\dot{m}_f = \frac{\dot{Q}_{cond}}{h_3 - h_2} \quad (4.3)$$

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m}_f \times (h_2 - h_1) \quad (4.4)$$

$$\dot{Q}_e = \dot{m}_f \times (h_4 - h_1) \quad (4.5)$$

A Tabela 4.7, resume os resultados obtidos para os diferentes fluidos frigorígenos para o mês de Janeiro para a cidade de Lisboa.

Tabela 4.7 - $\dot{Q}_{Aquec\ corr}$, \dot{m}_f , \dot{W}_{comp} e \dot{Q}_e para os diferentes modelos de bombas de calor no modo de aquecimento (AQS), Janeiro, Lisboa.

	R-290	R-410A	R-32
$\dot{Q}_{Aquec\ corr}$ [kW]	7,00	6,69	7,02
\dot{m}_f [kg/s]	0,02206	0,03758	0,02418
\dot{W}_{comp} [kW]	1,72	1,83	1,79
\dot{Q}_e [kW]	5,28	4,86	5,23

A variação da capacidade de evaporação entre os diferentes fluidos frigorígenos, está diretamente relacionado com a energia necessária para o fluido em questão mudar de fase. Por exemplo, à temperatura de 0 °C, a diferença entálpica específica entre o estado líquido saturado e o vapor saturado é de 372,20 kJ/kg para o R-290, 315,39 kJ/kg para o R-32 e 223,94 kJ/kg para o R-410A. Quanto maior for a diferença entálpica específica, maior é a energia transportada por unidade de massa e menor é o caudal necessário, reduzindo o consumo do compressor e aumentando a eficiência global na bomba de calor. Assim, para aquecimento, é preferível que o fluido frigorígeno em uso tenha a maior diferença entálpica específica na evaporação (entre o estado líquido e gasoso).

Com base na capacidade de evaporação e nas condições psicrométricas do ar exterior antes e após a passagem deste pelas alhetas na unidade exterior, foi possível calcular

o caudal volúmico de ar que é necessário passar através do permutador de calor da unidade exterior (\dot{V}_{ar}) de forma a obter a diferença entálpica específica de 10,17 kJ/kg, utilizando a expressão 4.6.

$$\dot{V}_{ar} = \frac{\dot{Q}_e}{\Delta h} \times 60 \quad (4.6)$$

onde,

\dot{V}_{ar} – Caudal volúmico de ar que passa pelo permutador de calor da unidade exterior [m³/s];

\dot{Q}_e – Capacidade de evaporação [kW];

Δh - Diferença entálpica específica entre a entrada e saída do ar exterior na unidade exterior [kJ/kg];

$\rho_{médio}$ – Massa específica média do ar exterior, entre entrada e saída da unidade exterior [kg/m³].

Tendo por base o pressuposto referente à potência do ventilador (\dot{W}_{vent}) descrito no subcapítulo 4.2, foi obtido para o modelo da bomba de calor a:

- R-290: \dot{V}_{ar} de 0,412 m³/s e uma \dot{W}_{vent} de 0,061 kW;
- R-32: \dot{V}_{ar} de 0,409 m³/s e uma \dot{W}_{vent} de 0,034 kW;
- R-410A: \dot{V}_{ar} de 0,380 m³/s e uma \dot{W}_{vent} de 0,030 kW.

Como referido no subcapítulo 4.2, a relação de caudal de água e potência da bomba circuladora de água, também foi considerada ter um comportamento linear. Sabendo ainda que a diferença térmica entre a entrada e saída de água é de 10 K, é possível calcular qual a potência consumida por este equipamento relativo ao caudal de água a circular nas condições de estudo, seguindo a expressão 4.7.

$$\dot{W}_{circ} = \frac{\dot{W}_{\acute{a}gua}}{c_p \times \Delta T_{circ}} \times 60 \times \dot{W}_{Bomba} \quad (4.7)$$

onde,

\dot{W}_{circ} – Potência teórica da bomba circuladora [kW];

$\dot{W}_{\acute{a}gua}$ – Potência térmica da água [kW];

c_p – Calor específico médio da água entre as temperaturas de entrada e saída [kJ/kg.K];

ΔT_{circ} – Diferença térmica da água entre a entrada e saída da bomba de calor [K];

\dot{W}_{Bomba} – Potência nominal da bomba circuladora [kW];

$\dot{m}_{nom.H2O}$ – Caudal mássico nominal de água [kg/s].

Desta forma, foi possível determinar que para o mês de Janeiro, no modo de aquecimento para produção de AQS, a bomba circuladora apresenta um consumo de 0,072 kW para o modelo a R-290, 0,069 kW para o modelo a R-410A e 0,073 kW para o modelo a R-32.

Com o objetivo de determinar o valor do COP de cada modelo de bomba de calor, é necessário determinar a potência consumida pela mesma, para cada mês. A potência total consumida por cada modelo, resulta da soma de diversos componentes, dos quais devem ser considerados o consumo do compressor, da bomba circuladora e do ventilador. Assim, para o mês de Janeiro, os resultados encontram-se dispostos na Tabela 4.8.

Tabela 4.8 - Potência elétrica total para os diferentes modelos de bombas de calor no modo de aquecimento (AQS), Janeiro, Lisboa.

Fluido Frigorígeno	$\dot{W}_{elec\ tot}$ [kW]
R-290	1,856
R-410A	1,930
R-32	1,892

Uma vez que, durante os restantes meses do ano continua a existir uma procura de água quente sanitária, também nos meses mais quentes será necessário que a bomba de calor opere neste modo de funcionamento, com o objetivo de suprimir estas necessidades. Assim, será também relevante realizar o mesmo estudo, acima realizado, para o mês mais favorável, que para a cidade de Lisboa corresponde ao mês de Agosto, uma vez que é o mês onde a temperatura de evaporação será mais próxima da temperatura de condensação, fazendo com que o trabalho de compressão seja o menor possível.

Na Figura 4.14, encontram-se as condições do ar ambiente antes e após a passagem pelas alhetas do permutador de calor da unidade exterior e onde são representados os mesmos parâmetros anteriormente descritos como $T_{Ar\ Ent}$, $T_{Ar\ SI}$, $T_{Ar\ S}$, humidade relativa (HR), entalpia específica (h) e massa específica (ρ).

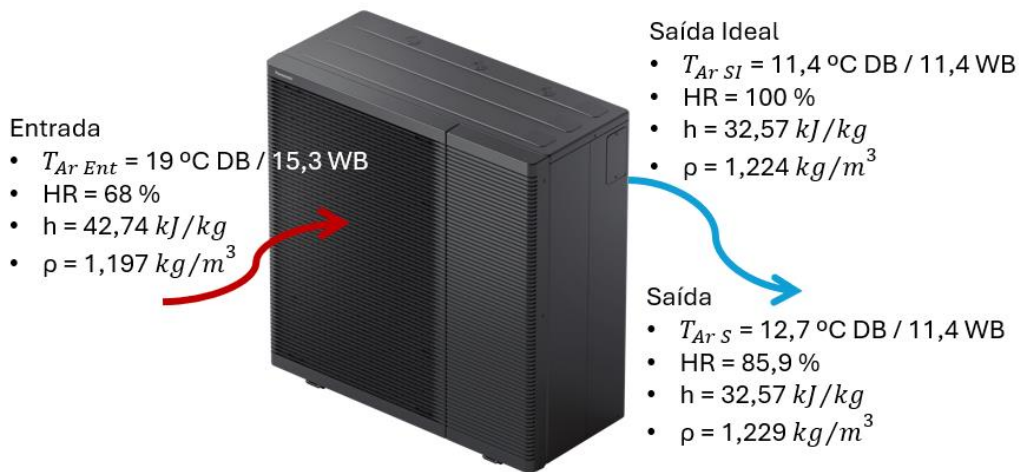


Figura 4.14 - Condições da temperatura do ar antes e após a passagem pelo permutador de calor na unidade exterior no modo aquecimento (AQS), Agosto, Lisboa – Adaptado de [83].

A evolução psicrométrica do ar exterior após a passagem pela unidade exterior para o modo de produção de AQS no mês de Agosto para a cidade de Lisboa, encontra-se disposta na Figura 4.15.

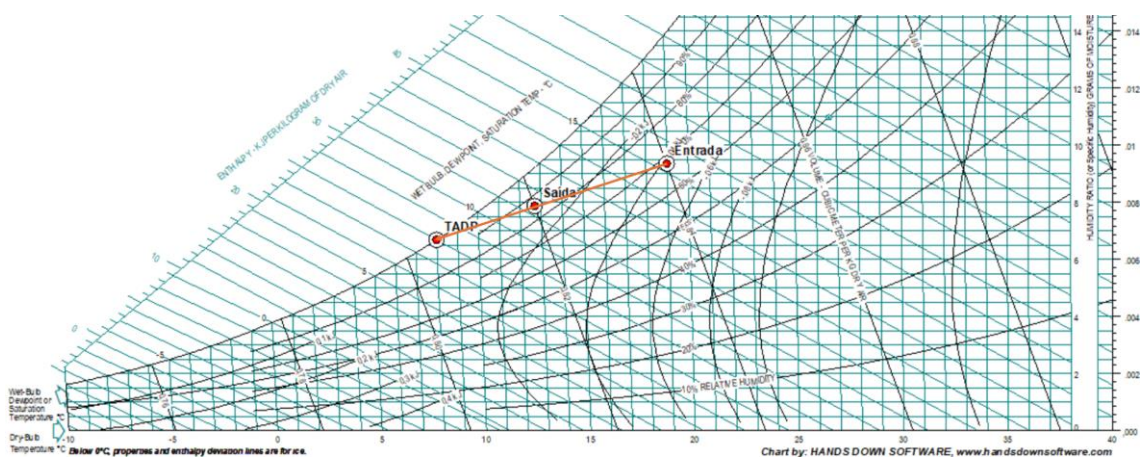


Figura 4.15 - Evolução psicrométrica do ar exterior no modo aquecimento (AQS), Agosto, Lisboa.

Sabendo a temperatura das alhetas, e com base na informação disposta no subcapítulo 4.2, estima-se uma temperatura de evaporação de 8 °C e a mesma temperatura de condensação, 58 °C. Na Tabela 4.9, são apresentados os valores de entalpia específica determinados nos diversos pontos característicos do ciclo termodinâmico de refrigeração por compressão de vapor, para o mês de Agosto e para cada fluido frigorigéneo em análise, utilizando a Figura 2.1, como esquema de representação.

Tabela 4.9 - Valores entálpicos do ciclo de refrigeração por compressão de vapor dos fluidos frigoríficos R-290, R-410A e R-32 no modo de aquecimento (AQS), Agosto, Lisboa.

Fluido Frigorífero	R-290	R-410A	R-32
h1 [kJ/kg]	591,62	432,38	522,58
h2 [kJ/kg]	655,79	471,90	581,93
h3 [kJ/kg]	342,94	299,55	304,55
h4 [kJ/kg]	342,94	299,55	304,55

Como referido anteriormente, no modo de produção de AQS no mês de Janeiro, e como é possível observar na Tabela 4.9, o fluido frigorífero R-290 apresenta a maior diferença entálpica específica entre a entrada do condensador e a entrada do dispositivo de expansão, o que proporciona um caudal mássico inferior e, por conseguinte, menor trabalho de compressão e consumo energético. Considerando o último pressuposto identificado em 4.2, foram determinados os valores de capacidade corrigidos para as diferentes temperaturas exteriores do mês de Agosto e, com base nos valores de entalpia específica que definem o ciclo frigorífico de cada fluido frigorífero, calcularam-se os parâmetros identificados anteriormente: potência do compressor (\dot{W}_{comp}), caudal mássico de fluido frigorífero (\dot{m}_f) e capacidade de evaporação (\dot{Q}_e) relembrando que a potência do evaporador é essencial para determinar o consumo do ventilador, dado que representa a energia retirada ao ar exterior. Para obter os parâmetros acima identificados foram aplicadas as equação 4.3 para \dot{m}_f , a equação 4.4 para \dot{W}_{comp} e a equação 4.5 para \dot{Q}_e .

A Tabela 4.10, resume os resultados obtidos para os diferentes fluidos frigoríferos para o mês de Agosto para a cidade de Lisboa.

Tabela 4.10 - $\dot{Q}_{Aquec\ corr}$, \dot{m}_f , \dot{W}_{comp} e \dot{Q}_e para os diferentes modelos de bombas de calor no modo de aquecimento (AQS), Agosto, Lisboa.

	R-290	R-410A	R-32
$\dot{Q}_{Aquec\ corr}$ [kW]	7,00	6,27	7,10
\dot{m}_f [kg/s]	0,02237	0,03636	0,02560
\dot{W}_{comp} [kW]	1,44	1,44	1,52
\dot{Q}_e [kW]	5,56	4,83	5,58

Comparando os resultados obtidos na Tabela 4.7, com os da Tabela 4.10, verifica-se que, nos modelos de bombas de calor a R-290 e R-32, ocorre um aumento do caudal mássico de fluido frigorigéneo, enquanto no modelo a R-410A se regista uma diminuição, justificada pela redução da respetiva capacidade de aquecimento deste modelo em específico. Por outro lado, o aumento nos restantes modelos, é explicado pela redução da diferença entálpica específica entre a entrada do condensador e a entrada do dispositivo de expansão, consequência direta do aumento da temperatura de evaporação. O acréscimo do caudal mássico de fluido frigorigéneo conduz a um aumento significativo na potência requerida pelo compressor. Por outro lado, devido ao aumento da temperatura de evaporação e aumento do caudal de fluido frigorigéneo, a capacidade de evaporação aumenta ligeiramente.

Tendo por base o pressuposto referente à potência do ventilador (\dot{W}_{vent}) descrito no subcapítulo 4.2, e utilizando a equação 4.6 para determinar o caudal volúmico do ar, foi obtido para o modelo da bomba de calor a:

- R-290: \dot{V}_{ar} de 0,451 m³/s e \dot{W}_{vent} de 0,066 kW;
- R-32: \dot{V}_{ar} de 0,408 m³/s e \dot{W}_{vent} de 0,034 kW;
- R-410A: \dot{V}_{ar} de 0,452 m³/s e \dot{W}_{vent} de 0,038 kW.

Uma vez que a temperatura do ar exterior é mais elevada do que o valor a que o estudo anterior foi realizado, o valor de entalpia específica do ar é mais elevado. Assim, e uma vez que a necessidade energética para aquecimento da água se mantém inalterada, seria de se esperar que o caudal volúmico de ar fosse menor e, consequentemente, que o consumo do ventilador fosse reduzido. Porém, uma vez que o ar mais quente apresenta uma massa específica inferior a ar com menor temperatura, isto implica um caudal volúmico de ar a passar pelo permutador de calor da unidade exterior, um pouco superior ao determinado para o mês de Janeiro.

Relembrando que a eficiência das bombas de calor, foi quantificada através do COP para a produção de AQS, obtido pela razão entre a capacidade térmica fornecida corrigida ($\dot{Q}_{Aquec\ corr}$) e a potência elétrica total ($\dot{W}_{elec\ tot}$).

Uma vez que as condições termodinâmicas da água a ser aquecida, mantiveram-se inalteradas, comparativamente ao estudo prévio, o consumo da bomba circuladora permaneceu inalterado para os diferentes modelos das bombas de calor. Assim, na Tabela 4.11, encontram-se dispostos os valores de potência elétrica total necessária para cada modelo de bomba de calor, para o mês de Agosto e para a cidade de Lisboa.

Tabela 4.11 - Potência elétrica total para os diferentes modelos de bombas de calor no modo de aquecimento (AQS), Agosto, Lisboa.

Fluido Frigorigéneo	$\dot{W}_{elec\ tot}$ [kW]
R-290	1,575
R-410A	1,532
R-32	1,630

A Figura 4.16 apresenta a variação do COP dos diferentes modelos ao longo do ano em função da temperatura de bolbo húmido, indicador influenciado pela humidade relativa.

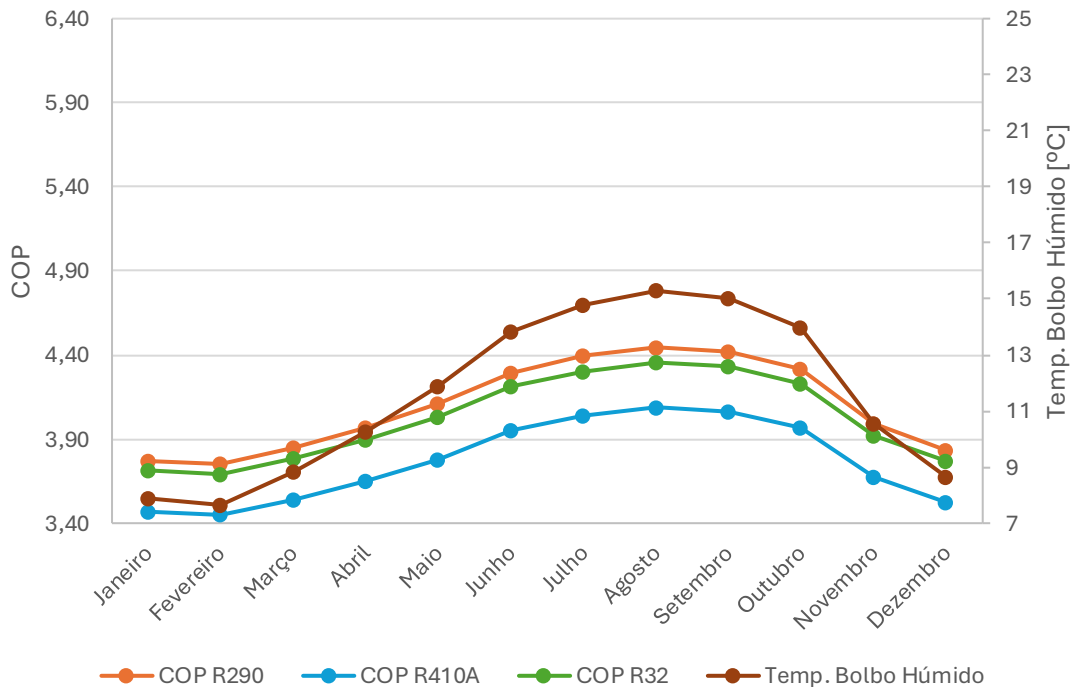


Figura 4.16 - Relação COP e WBt para produção de AQS, Lisboa.

Observa-se que na Figura 4.16, existe uma relação direta com o aumento da temperatura de bolbo húmido e o aumento do COP. Este fenómeno deve-se ao facto de, quanto mais quente e húmido for o ar exterior, mais energia este transporta por cada quilograma de ar. Nestes casos, a temperatura do ar à saída das alhetas da unidade exterior é superior, o que implica que uma T_{ADP} mais elevada e por essa mesma razão, a temperatura de evaporação também é mais elevada. Considerando que a temperatura de condensação se mantém constante a redução da diferença térmica entre condensação e evaporação traduz-se num aumento do COP. Em termos comparativos,

o modelo a R-32 apresenta um valor médio de COP 1,84% inferior ao modelo a R-290, enquanto o modelo a R-410A, exibe um valor médio de COP 8,05% inferior. Os valores mínimos de COP determinados para os fluidos R-410A, R-32 e R-290 são 3,45, 3,69 e 3,75, respetivamente, no mês de Fevereiro. Por outro lado, os valores máximos são atingidos no mês de Agosto, sendo 4,09, 4,36 e 4,45.

4.3.2. Modo de Aquecimento – Climatização

Como referido no subcapítulo 4.1, no modo de aquecimento destinado à climatização, é pretendido que a bomba de calor produza água para alimentar o piso radiante. Esta água deverá sair da bomba de calor a uma temperatura de 40 °C. Tendo em consideração os pressupostos estabelecidos no subcapítulo 4.2, como a diferença entálpica específica entre o ar de entrada e saída da unidade exterior, os valores de subarrefecimento e sobreaquecimento, rendimento isentrópico do compressor, consumo do ventilador e bomba circuladora, entre outros, considera-se uma temperatura de condensação dos fluidos frigoríficos de 43 °C. As condições do ar exterior à entrada e saída da unidade exterior, após este passar pelas alhetas, permanecem inalteradas em relação às assumidas anteriormente. Com base nestas condições, foram determinados os valores de entalpia específica dos fluidos frigoríficos em estudo, conforme apresentado na Tabela 4.12, e utilizando a Figura 2.1 como esquema de representação, onde o ponto h1 representa a entalpia específica à entrada do compressor, o ponto h2 representa a entalpia específica à entrada do condensador, o ponto h3 representa a entalpia específica à entrada da válvula de expansão e o ponto h4 representa a entalpia específica à entrada do evaporador.

Tabela 4.12 - Valores entálpicos específica que definem o ciclo frigorífico dos fluidos frigoríficos R-290, R-410A e R-32 no modo aquecimento (climatização), Janeiro, Lisboa.

Fluido Frigorífico	R-290	R-410A	R-32
h1 [kJ/kg]	582,10	428,92	521,05
h2 [kJ/kg]	642,77	466,40	576,82
h3 [kJ/kg]	299,33	265,92	271,19
h4 [kJ/kg]	299,33	265,92	271,19

Procedendo à comparação entre os valores entálpicos específicos entre a os mesmos equipamentos no modo de aquecimento (AQS), presentes na Tabela 4.6 e no modo de aquecimento (climatização), representados na Tabela 4.12, é possível observar que, uma vez que a temperatura de evaporação se manteve constante, o valor de entalpia

específica registado à entrada do compressor manteve-se inalterado. Porém, devido à redução da temperatura de condensação, de 58 °C para 43 °C, foi registada uma redução na entalpia específica à entrada da válvula de expansão e evaporador de 43,61 kJ/kg, uma redução de 12,7% na bomba de calor a R-290 e 33,63 kJ/kg nos equipamentos a R-410A e R-32, o que corresponde a uma redução de 11,2%. A diferença de valores de redução de entalpia específica entre diferentes fluidos frigorigéneos, deve-se às características termodinâmicas. Como visto na secção 4.3.1, o fluido R-290 tem uma característica latente mais forte que fluidos frigorigéneos como R-410A e R-32, logo uma redução na temperatura de condensação irá resultar em reduções mais acentuadas nos valores de entalpia específica de entrada em componentes como evaporador e válvula de expansão. É ainda de referir que o valor entálpico específico à entrada do condensador também foi reduzido em 17,11 kJ/kg (-2,6%) no equipamento a R-290, 11,24 kJ/kg (-2,4%) na bomba de calor a R-410A e 18,07 kJ/kg (-3,0%) no equipamento a R-32.

À semelhança do procedimento adotado na secção 4.3.1, será necessário determinar os valores corrigidos das capacidades de aquecimento a diferentes temperaturas exteriores e para produção de água quente a 40 °C. Desta forma, recorreu-se à Tabela 4.13 para obter estes valores para os modelos a R-410A.

Tabela 4.13 - Capacidade de aquecimento e potência absorvida da bomba de calor a R-410A para diferentes temperaturas exteriores para produção de água quente a 40 °C [70].

T_{Ext} [°C]	\dot{Q}_{Aquec} [kW]	\dot{W}_{Aquec} [kW]
-15	4,60	2,19
-7	5,08	2,14
2	6,58	2,29
7	7,00	1,84
25	6,74	1,14

Para as bombas de calor a R-290 e R-32, uma vez que nas tabelas disponibilizadas, não constam os valores de \dot{Q}_{Aquec} e de \dot{W}_{Aquec} para uma temperatura de saída de água quente a 40 °C, foi necessário realizar uma interpolação linear entre os valores disponíveis para uma temperatura de saída de água quente a 35 °C e 45 °C, tendo sido obtidos os resultados presentes na Tabela 4.14 e Tabela 4.15.

Tabela 4.14 - Capacidade de aquecimento e potência absorvida da bomba de calor a R-290 para diferentes temperaturas exteriores para produção de água quente a 40 °C – Adaptado de [69].

T_{Ext} [°C]	\dot{Q}_{Aquec} [kW]	\dot{W}_{Aquec} [kW]
-25	4,53	2,60
-20	5,30	2,66
-15	5,75	2,55
-7	5,80	2,13
2	6,73	2,17
7	7,00	1,66
25	7,00	1,02

Tabela 4.15 - Capacidade de aquecimento e potência absorvida da bomba de calor a R-32 para diferentes temperaturas exteriores para produção de água quente a 40 °C – Adaptado de [68].

T_{Ext} [°C]	\dot{Q}_{Aquec} [kW]	\dot{W}_{Aquec} [kW]
-20	4,34	2,30
-15	5,45	2,58
-7	5,70	2,13
2	6,80	2,20
7	7,00	1,68
25	6,37	1,29

Tendo agora por base os valores de capacidade de aquecimento corrigidos dos diferentes modelos de bombas de calor, foram calculados os principais parâmetros operacionais, apresentados na Tabela 4.16.

Tabela 4.16 - $\dot{Q}_{Aquec\ corr}$, \dot{m}_f , \dot{W}_{comp} , \dot{Q}_e , \dot{W}_{vent} e \dot{W}_{Circ} para os diferentes modelos de bombas de calor no modo aquecimento (climatização), Janeiro, Lisboa.

	R-290	R-410A	R-32
$\dot{Q}_{Aquec\ corr}$ [kW]	7,00	6,97	6,92
\dot{m}_f [kg/s]	0,02038	0,03474	0,02263
\dot{W}_{comp} [kW]	1,24	1,30	1,26
\dot{Q}_e [kW]	5,76	5,66	5,65
\dot{W}_{vent} [kW]	0,066	0,035	0,037
\dot{W}_{Circ} [kW]	0,145	0,144	0,143

A comparação entre os resultados da Tabela 4.7 e os da Tabela 4.16, evidencia uma redução significativa na potência de compressão. Por exemplo, no caso da bomba de calor a R-410A, registou-se uma diminuição de 28,9% na potência de compressão. Esta redução deve-se, não só à redução do caudal mássico de fluido frigorigéneo, mas fundamentalmente à redução da temperatura de condensação, o que conduz a menores trabalhos de compressão. Observa-se, contudo, um ligeiro aumento do consumo da bomba circuladora, uma vez que a diferença térmica da água entre a entrada e a saída do permutador foi fixada em 5 K, ao contrário dos 10 K utilizados no modo de produção de AQS, conforme descrito no subcapítulo 4.2.

Assim, para o mês de Janeiro, os valores de potência elétrica total consumida por cada sistema para o modo de climatização em aquecimento encontram-se dispostos na Tabela 4.17.

Tabela 4.17 - Potência elétrica total para os diferentes modelos de bombas de calor no modo de aquecimento (climatização), Janeiro, Lisboa.

Fluido Frigorigéneo	$\dot{W}_{elec\ tot}$ [kW]
R-290	1,447
R-410A	1,481
R-32	1,442

Como consequência direta da redução do trabalho de compressão, bem como dos resultados apresentados na Tabela 4.16, do impacto relativamente modesto do aumento de consumo da bomba circuladora e de o facto de as capacidades de aquecimento corrigidas não terem sofrido alterações substanciais, é expectável que se determine um aumento do COP, para os modelos de bombas de calor com fluidos frigorigéneos distintos. A evolução dos valores de COP obtidos para os diferentes modelos de bomba de calor para o modo de aquecimento em climatização, encontram-se representados na Figura 4.17.

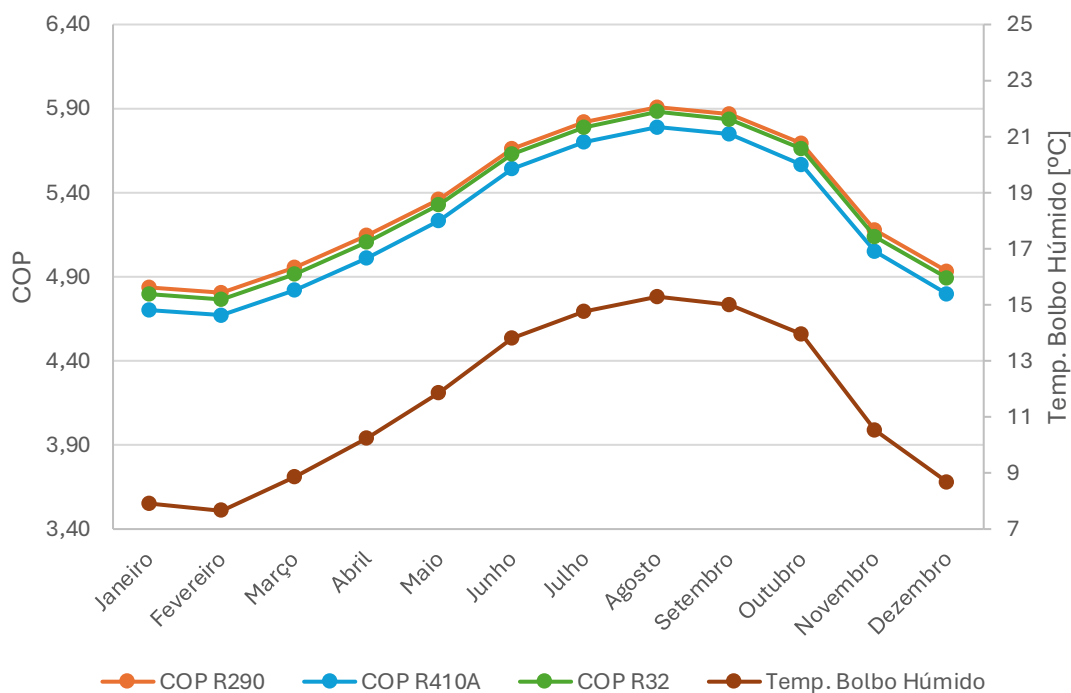


Figura 4.17 - Relação COP e WBT em modo aquecimento (climatização), Lisboa.

Verifica-se, na análise da Figura 4.17, que os valores de eficiência energética durante a climatização no modo de aquecimento são bastante semelhantes entre os diferentes fluidos frigoríficos. Este comportamento é justificado pelas propriedades termodinâmicas dos fluidos e pela menor diferença entre as temperaturas de condensação e evaporação. Em condições de condensação menos exigentes, o fluido R-290 apresenta-se energeticamente mais eficiente. É possível chegar a esta conclusão, analisando a potência de compressão dos fluidos frigoríficos, presentes na Tabela 4.16. A diferença entre as bombas de calor R-290 e R-32, com menor potência, é de apenas 20 W, valor significativamente inferior à diferença de 70 W registados durante a produção de AQS, conforme indicado na Tabela 4.7. Este comportamento está relacionado com a temperatura de condensação mais reduzida no modo de climatização, passando de 58 °C no modo de aquecimento (AQS) para 43 °C no modo de aquecimento (climatização). Apesar da eficiência termodinâmica superior do R-290, o consumo mais elevado do ventilador neste modelo (quase o dobro face aos modelos a R-32 e R-410A), contribui para a convergência dos valores de COP. Em termos médios, o COP da bomba de calor com fluido frigorífico R-290 é 2,40% superior da bomba de calor a R-410A e 0,66% superior ao da bomba de calor a R-32. Os valores de COP mais reduzidos nos fluidos frigoríficos R-410A, R-32 e R-290 são, respetivamente, 4,67, 4,77 e 4,81, valores atingidos no mês de Fevereiro. Por outro

lado, os valores mais elevados são registados no mês de Agosto, sendo os mesmos, 5,79, 5,88 e 5,91.

4.3.3. Modo de Arrefecimento – Climatização

No modo de arrefecimento para climatização, conforme descrito no capítulo 4.1, a bomba de calor tem como objetivo a produção de água fria com uma temperatura de saída de 7 °C. Esta água arrefecida é destinada à alimentação do circuito de climatização, especificamente para os ventiloconvectores. As condições climáticas exteriores consideradas para este modo de funcionamento, encontram-se dispostas na Tabela 4.5, nomeadamente a temperatura média máxima e humidade relativa para os diferentes meses do ano. A Figura 4.18, apresenta as condições do ar exterior, antes e após a passagem pelas alhetas do permutador de calor da unidade exterior, no mês de Agosto, o mês com a temperatura exterior mais elevada e portanto o mês que apresenta as condições de funcionamento mais desfavoráveis para o modo de arrefecimento.



Figura 4.18 - Condições da temperatura do ar antes e após a passagem pelo permutador de calor na unidade exterior no modo arrefecimento, Agosto, Lisboa – Adaptado de [83].

No modo arrefecimento, a unidade exterior funciona como condensador, rejeitando para o ar ambiente a energia extraída da água que se pretende arrefecer, originando um aquecimento apenas com componente sensível do ar exterior, uma vez que não é retirada ou adicionada água para o ar exterior. A Figura 4.19, ilustra a evolução psicrométrica do ar exterior no mês de Agosto, para a cidade de Lisboa, com base nas condições descritas na Figura 4.18 após a passagem pelo permutador de calor da unidade exterior.

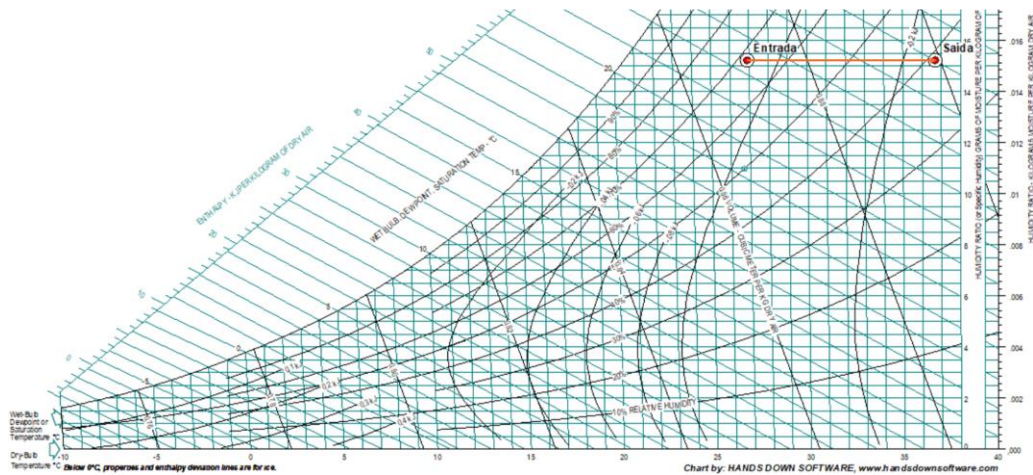


Figura 4.19 - Evolução psicrométrica do ar exterior no modo arrefecimento, Agosto, Lisboa.

Como é possível observar pela evolução psicrométrica, disposta na Figura 4.19, a transferência de calor para o ar exterior ocorre de forma exclusivamente sensível, resultando em baixa eficácia no processo de rejeição térmica.

De forma a entender o impacto que a humidade relativa apresenta nas eficiências das bombas de calor, quando estas operam em modo de arrefecimento, foi realizado um estudo comparativo com temperatura de bolbo seco (25 °C), considerando dois cenários: um com humidade relativa de 70%. (Cenário 1) e outro com 30% (Cenário 2). As condições do ar exterior para ambos os cenários encontram-se na Tabela 4.18.

Tabela 4.18 - Condições do ar exterior nos cenários 1 e 2, antes e após a passagem do ar pelas alhetas da unidade exterior.

	Condições da temperatura do ar Cenário 1		Condições da temperatura do ar Cenário 2		
	Entrada	Saída	Entrada	Saída	
DBT [°C]	25	34,9	DBT [°C]	25	35
HR [%]	70	39,7	HR [%]	30	16,9
WBT [°C]	20,9	23,8	WBT [°C]	14,4	17,9
h [kJ/kg]	60,66	70,83	h [kJ/kg]	40,12	50,287
ρ [kg/m³]	1,175	1,137	ρ [kg/m ³]	1,180	1,142

Utilizando o mesmo modelo de bomba de calor a R-290, os valores de EER obtidos foram de 4,07 (Cenário 1) e 4,06 (Cenário 2), o que representa uma diferença de apenas 0,25%, confirmando o reduzido impacto da humidade relativa no desempenho do equipamento. Conclui-se, assim, que no modo de arrefecimento, em que a transferência de calor com o ar exterior ocorre unicamente por via sensível, a humidade relativa não representa um parâmetro de relevância significativa capaz de influenciar os valores de desempenho das bombas de calor.

Dado que a transferência de calor é exclusivamente sensível, a temperatura ideal de condensação deve ser aproximadamente 10 K superior à temperatura ambiente [80], conforme explicado no subcapítulo 4.2. Contudo para refletir uma situação prática, é considerado um acréscimo adicional de 2 K à temperatura de condensação ideal. Assim, a temperatura de condensação dos fluidos frigoríficos, em estudo, será 12 K acima da temperatura ambiente.

Recordando que há uma diferença térmica de 3 K entre a temperatura de evaporação do fluido frigorífico e a temperatura a que se pretende a água fria pela bomba de calor (7 °C), obtém-se uma temperatura de evaporação de 4 °C. Sendo agora conhecidas as temperaturas de evaporação e condensação e, lembrando os valores de 5 K do sobreaquecimento e subarrefecimento, descritos no subcapítulo 4.2, é possível obter os valores de entalpia específicos para os fluidos frigoríficos em estudo (ver Tabela 4.19). A numeração dos componentes presentes na Figura 2.1 foi utilizado para identificar os valores entálpicos específicos dos respetivos componentes, como realizado anteriormente.

Tabela 4.19 - Valores entálpicos específicos que definem o ciclo frigorífico dos fluidos frigoríficos R-290, R-410A e R-32, no modo arrefecimento, Agosto, Lisboa.

Fluido Frigorífico	R-290	R-410A	R-32
h1 [kJ/kg]	586,78	430,67	521,88
h2 [kJ/kg]	647,41	468,03	577,6
h3 [kJ/kg]	315,52	277,87	283,26
h4 [kJ/kg]	315,52	277,87	283,26

Para o modo de arrefecimento, será necessário determinar as capacidades de arrefecimento corrigidas para diferentes temperaturas exteriores e para a produção de água fria a 7 °C. Os valores pretendidos são obtidos através de interpolações lineares realizados com os valores presentes na Tabela 4.20, Tabela 4.21 e Tabela 4.22.

Tabela 4.20 - Capacidade de arrefecimento e potência absorvida da bomba de calor a R-290 para diferentes temperaturas exteriores para produção de água fria a 7 °C [69]

T_{Ext} [°C]	\dot{Q}_{Arref} [kW]	\dot{W}_{Arref} [kW]
16	7,00	1,36
25	7,00	1,65
35	7,00	2,31
43	6,00	2,50

Tabela 4.21 - Capacidade de arrefecimento e potência absorvida da bomba de calor a R-410A para diferentes temperaturas exteriores para produção de água fria a 7 °C [70]

T_{Ext} [°C]	\dot{Q}_{Arref} [kW]	\dot{W}_{Arref} [kW]
16	4,80	0,80
25	7,00	1,90
35	6,00	2,28
43	4,85	2,65

Tabela 4.22 - Capacidade de arrefecimento e potência absorvida da bomba de calor a R-32 para diferentes temperaturas exteriores para produção de água fria a 7 °C [68]

T_{Ext} [°C]	\dot{Q}_{Arref} [kW]	\dot{W}_{Arref} [kW]
25	6,32	1,72
35	6,70	2,21
43	5,72	2,62

Após a aplicação da interpolação linear, como acima referenciado, é possível saber os valores da capacidade de arrefecimento corrigida ($\dot{Q}_{Arref\ corr}$) para os diferentes modelos de bombas de calor com diferentes temperaturas exteriores e, através do uso as equações 4.3 a 4.7, foram calculados parâmetros relevantes como é o exemplo do caudal mássico de fluido frigorígeno (\dot{m}_f), a potência de compressão (\dot{W}_{comp}), a capacidade de condensação (\dot{Q}_{cond}), potência do ventilador (\dot{W}_{vent}) e da bomba circuladora (\dot{W}_{Circ}), valores estes apresentados e identificados na Tabela 4.23.

Tabela 4.23 - $\dot{Q}_{Arref\ corr}$, \dot{m}_f , \dot{W}_{comp} , \dot{Q}_{cond} , \dot{W}_{vent} e \dot{W}_{Circ} para os modelos de bombas de calor no modo arrefecimento, Agosto, Lisboa.

	R-290	R-410A	R-32
$\dot{Q}_{Arref\ corr}$ [kW]	7,00	6,81	6,39
\dot{m}_f [kg/s]	0,02581	0,04457	0,02679
\dot{W}_{comp} [kW]	1,56	1,66	1,49
\dot{Q}_{cond} [kW]	8,57	8,48	7,89
\dot{W}_{vent} [kW]	0,097	0,048	0,044
\dot{W}_{Circ} [kW]		0,145	

Na Tabela 4.24, encontram-se, para o mês de Agosto, os valores de potência total consumida por cada sistema.

Tabela 4.24 - Potência elétrica total para os diferentes modelos de bombas de calor no modo de arrefecimento, Agosto, Lisboa.

Fluido Frigorigéneo	$\dot{W}_{elec\ tot}$ [kW]
R-290	1,806
R-410A	1,856
R-32	1,682

Uma vez determinados os valores de capacidade de evaporação corrigidos ($\dot{Q}_{Arref\ corr}$) e potência total consumida ($\dot{W}_{elec\ tot}$), para os diferentes modelos de bombas de calor, procedeu-se ao cálculo dos valores de EER, através da equação 2.2. Os valores de eficiência energética para o modo de arrefecimento, para os diferentes modelos de bombas de calor, encontram-se representados na Figura 4.20.

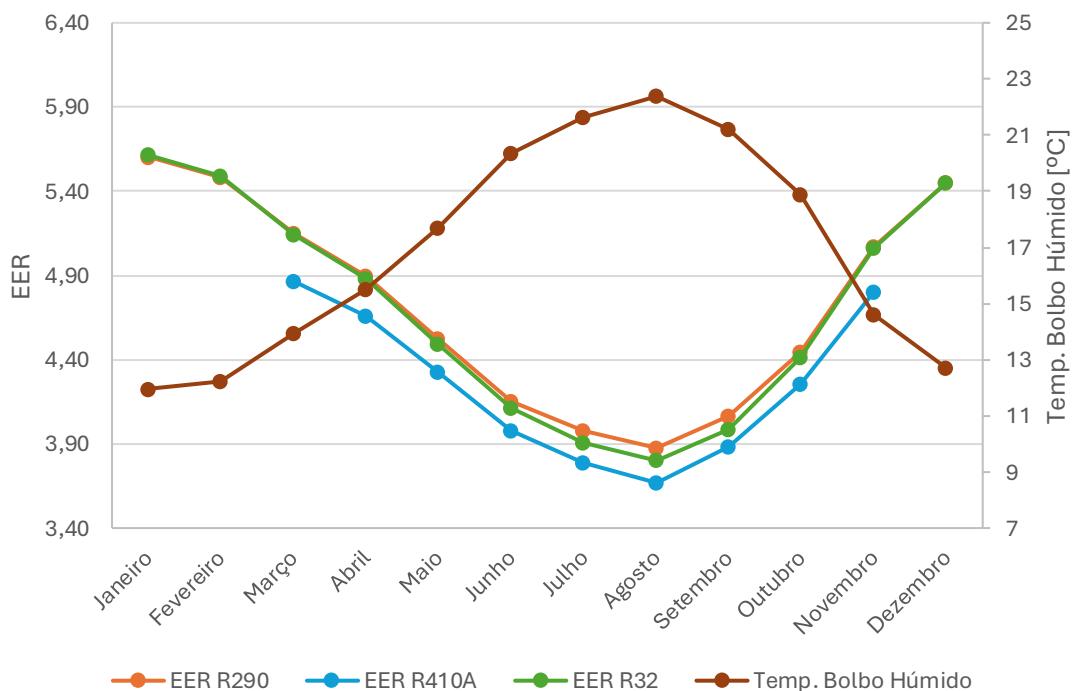


Figura 4.20 - Relação EER e WBT em modo arrefecimento (climatização), Lisboa.

Observa-se pela Figura 4.20, que os valores de EER dos fluidos frigorigéneos R-290 e R-32 são bastante próximos durante os 12 meses do ano. As maiores discrepâncias ocorrem nos meses de Junho a Setembro, onde são registadas temperaturas exteriores

mais elevadas. No mês de Agosto, a bomba de calor com o fluido frigorífero R-410A, apresenta um valor de eficiência 5,36% inferior à do modelo a R-290, enquanto a bomba de calor a R-32 apresenta um EER apenas 1,95% inferior ao modelo a R-290.

A bomba de calor a R-410A, é a que apresenta os piores valores a nível de eficiência, atingindo, em média, valores de EER 4,81% abaixo dos valores obtidos pela bomba de calor a R-290. Tendo ainda em consideração os limites de funcionamento dos modelos de bombas de calor, referidos no subcapítulo 4.1, nos meses de Dezembro a Fevereiro, este modo encontra-se indisponível no sistema a R-410A, uma vez que a temperatura exterior é inferior a 16 °C. Em geral, os valores mais baixos de EER são obtidos no mês mais quente, Agosto, correspondendo a 3,67, 3,80 e 3,88 para os fluidos frigoríferos R-410A, R-32 e R-290, respetivamente. Para o mês de Janeiro, o mês com temperatura mais baixa, são atingidos valores de eficiência de 5,62 e 5,60 para os fluidos frigoríferos R-32 e R-290.

4.4. Instalação em Bodø

A escolha da cidade de Bodø como uma das localizações de análise para o presente estudo comparativo, prende-se pelo seu clima, caracterizado por invernos longos e frios, com temperaturas médias negativas e com baixo incidência solar, e os verões são caracterizados como curtos e frescos, característico do clima subártico marítimo. Este clima justifica-se devido à sua proximidade com mar da noruega, banhado pelo Atlântico Norte, que transporta um ar mais quente e húmido, evitando que as temperaturas caiam tanto, como registado noutras regiões interiores de latitude semelhante. A sua proximidade com o Atlântico Norte, faz ainda com que esta cidade tenha uma humidade relativa elevada e podendo ser considerada constante, uma vez que apresenta uma amplitude máxima de 8%, registada ao longo do ano. Quando as massas de ar húmido encontram o relevo montanhoso típico da região, sobem, o que provoca o seu arrefecimento e conseqüentemente a sua condensação, dando origem a chuva e neve frequentes.

A cidade apresenta o perfil climático apresentado na Tabela 4.25, onde se destacam parâmetros como a temperatura média mínima ($T_{méd\ min}$), que representa o valor médio das temperaturas mínimas para cada mês, temperatura média máxima ($T_{méd\ max}$), que representa o valor médio das temperaturas máximas para cada mês e humidade relativa (HR) para os 12 meses do ano.

Tabela 4.25 - Perfil climático médio, Bodø - Adaptado de [84].

Mês	Janeiro	Fevereiro	Março	Abril	Maió	Junho	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	Dezembro
$T_{méd\ min}$ [°C]	-6,2	-5,6	-3,8	0,5	5	9,6	13	12	8,2	2,7	-1,7	-4,5
$T_{méd\ max}$ [°C]	-4	-3,6	-1,5	3	7,7	12	15,6	14,7	10,9	4,8	0,1	-2,4
HR [%]	81	81	81	80	77	77	77	80	84	85	84	81

Conforme a Tabela 4.25, Bodø apresenta uma amplitude térmica significativa, com temperaturas médias mensais variando entre -6,2 °C no mês de Janeiro, e 15,6 °C no mês de Julho. A humidade relativa também é elevada, oscilando entre 77% e 85%.

Comparando a cidade de Bodø a Lisboa, esta é caracterizada como uma cidade com temperaturas bastante mais reduzidas, tendo um valor de $T_{méd\ min}$ de -6,2 °C enquanto Lisboa apresenta um valor de 9,4 °C, uma diferença de 15,6 °C. Por outro lado, Lisboa apresenta um valor de $T_{méd\ max}$ de 26,9 °C e Bodø de 15,6 °C, uma diferença de 11,3 °C. Desta forma conclui-se que ambas as cidades são bastante diferentes a nível térmico. A cidade de Lisboa, apresenta uma gama de humidade relativa entre 68% e 82%. Desta forma, considera-se que ambas as cidades apresentam valores de humidade relativa relativamente próximos, o que torna a cidade do norte da Noruega um ótimo caso de estudo para visualizar o impacto que a variação da temperatura apresenta nos desempenhos energéticos dos modelos de bombas de calor a R-290, R-410A e a R-32.

4.4.1. Modo de Aquecimento - AQS

Em semelhança ao subcapítulo 4.3.1, surge a necessidade de determinar as condições psicrométricas do ar após atravessar as alhetas do evaporador, onde ocorre a troca de energia do ar exterior com o fluido frigorígeno.

Na Figura 4.21, encontram-se apresentadas as condições do ar exterior, antes e após a passagem pelas alhetas da unidade exterior, para o mês de Janeiro na cidade de

Bodø no modo de aquecimento para produção de AQS, onde são representados parâmetros como $T_{Ar\ Ent}$ - Temperatura do ar de entrada em bolbo seco (DBT) e bolbo húmido (WBT), $T_{Ar\ SI}$ - Temperatura do ar de saída ideal em bolbo seco (DBT) e bolbo húmido (WBT), $T_{Ar\ S}$ - Temperatura do ar de saída em bolbo seco (DBT) e bolbo húmido (WBT), humidade relativa (HR), entalpia específica (h) e massa específica (ρ).

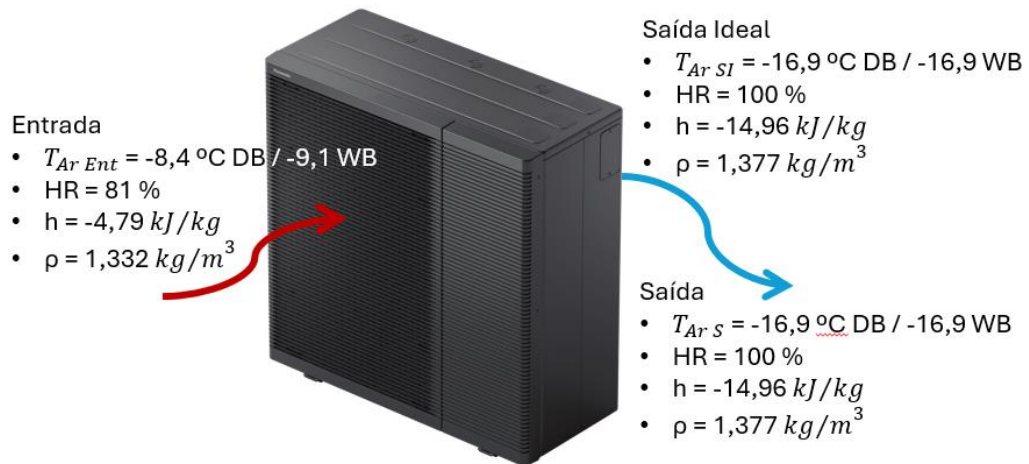


Figura 4.21 - Condições da temperatura do ar antes e após a passagem pelo permutador de calor na unidade exterior no modo aquecimento (AQS), Janeiro, Bodø – Adaptado de [83].

Analisando os dados presentes na Figura 4.21, é possível visualizar que as condições de saída do ar exterior após a sua passagem pelas alhetas do permutador de calor da unidade exterior, são em tudo semelhantes às condições de saída ideais determinadas, semelhança esta que é justificada pelo facto de a temperatura de saída do ar ser demasiado baixa. É ainda importante lembrar que, na carta psicrométrica, quanto mais reduzida for a temperatura do ar ambiente, as linhas que representam a humidade relativa ficam com uma tendência horizontal, pelo que uma variação substancial na temperatura de bolbo seco, traduz-se numa variação relativamente pequena no valor de humidade relativa.

Uma vez identificadas as condições psicrométricas do ar à entrada e saída do evaporador, e tendo ainda em consideração os pressupostos considerados em 4.2, foi determinado que o valor de T_{ADP} será de $-19,9\text{ °C}$, o que corresponde a 3 K abaixo da temperatura de saída ideal do ar. A evolução psicrométrica a que o ar exterior está sujeito é ilustrada na Figura 4.22, determinada através do recurso ao programa *Psychrometrics Diagram Viewer* [85].

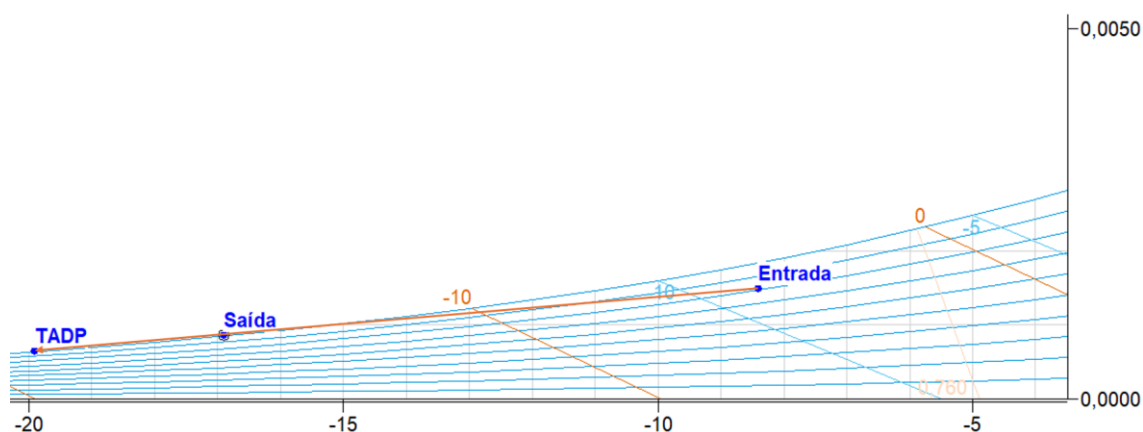


Figura 4.22 - Evolução psicrométrica do ar exterior no modo aquecimento (AQS), Janeiro, Bodø.

Uma vez conhecido o valor da temperatura das alhetas, e com base na informação disposta no subcapítulo 4.2, estima-se que a temperatura de evaporação seja de $-19,9\text{ }^{\circ}\text{C}$ e que a temperatura de condensação para produção de AQS, seja de $58\text{ }^{\circ}\text{C}$. Na Tabela 4.26, para o mês de Janeiro, são apresentados os valores de entalpia específica determinados nos diversos pontos característicos do ciclo termodinâmico de refrigeração por compressão de vapor para cada fluido frigorigéneo em análise, utilizando a Figura 2.1, como esquema de representação.

Tabela 4.26 - Valores entálpicos específicos do ciclo de refrigeração por compressão de vapor dos fluidos frigorigéneos R-290, R-410A e R-32 no modo de aquecimento (AQS), Janeiro, Bodø.

Fluido Frigorigéneo	R-290	R-410A	R-32
h1 [kJ/kg]	559,50	419,33	515,32
h2 [kJ/kg]	673,49	492,20	628,31
h3 [kJ/kg]	342,94	299,55	304,55
h4 [kJ/kg]	342,94	299,55	304,55

Analisando os valores entálpicos específicos presentes na Tabela 4.26, e procedendo à comparação com os valores da Tabela 4.6, é possível concluir que a diferença entálpica específica entre os pontos 1 e 2, segundo a Figura 2.1, para a cidade de Bodø é maior do que para os mesmos pontos na cidade de Lisboa. Esta diferença deve-se ao facto de a temperatura de evaporação ser significativamente inferior à temperatura de evaporação na cidade de Lisboa. Desta forma, espera-se que as potências de

compressão, sejam superiores na cidade de Bodø, quando comparados às potências de compressão obtidas no estudo para a cidade de Lisboa. Uma vez que a temperatura de condensação é a mesma em ambos os sistemas, 58 °C, os valores de entalpia específica dos pontos 3 e 4, são os mesmos para o estudo realizado em ambas as cidades.

Utilizando as equações 4.3, 4.4 e 4.5, pretende-se determinar parâmetros como o caudal mássico de fluido frigorígeno (\dot{m}_f), a potência do compressor (\dot{W}_{comp}), e capacidade de evaporação (\dot{Q}_e), tendo em consideração os valores entálpicos específicos obtidos na Tabela 4.26. Os valores obtidos para o mês de Janeiro, para a cidade de Bodø, são os apresentados na Tabela 4.27.

Tabela 4.27 - $\dot{Q}_{Aquec\ corr}$, \dot{m}_f , \dot{W}_{comp} e \dot{Q}_e para os diferentes modelos de bombas de calor no modo de aquecimento (AQS), Janeiro, Bodø.

	R-290	R-410A	R-32
$\dot{Q}_{Aquec\ corr}$ [kW]	5,70	4,75	5,29
\dot{m}_f [kg/s]	0,01723	0,02465	0,01634
\dot{W}_{comp} [kW]	1,96	1,80	1,85
\dot{Q}_e [kW]	3,73	2,95	3,44

Devido ao perfil climático médio de Bodø (Tabela 4.25), existe uma grande possibilidade de formação de gelo nas alhetas da unidade exterior quando esta trabalha nos modos de produção de AQS e climatização. Com o objetivo de verificar se as condições para a ativação da função de descongelação, estão cumpridas, recorreu-se ao uso da Figura 4.9, tendo sido obtido a Figura 4.23.

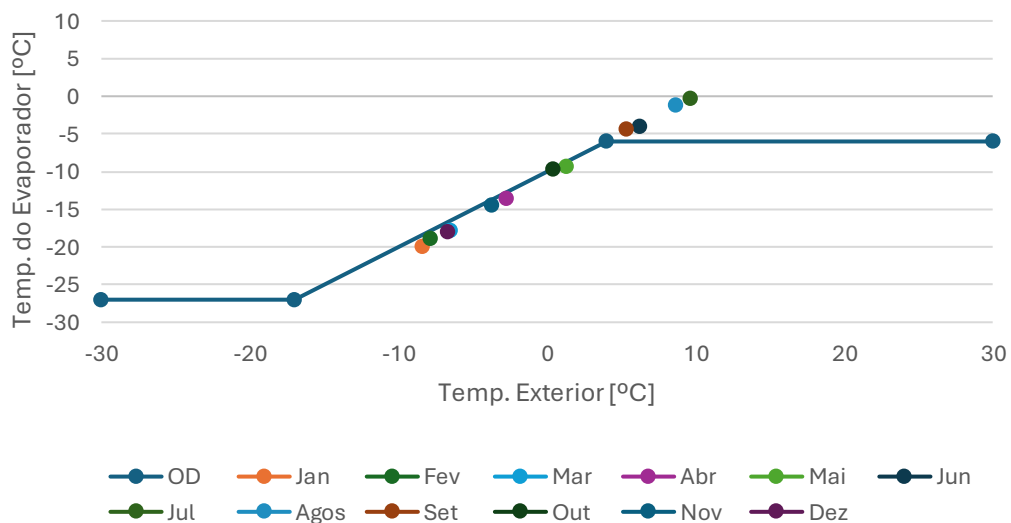


Figura 4.23 - Ativação da função de descongelação para os 12 meses do ano, Bodø

Analisando a Figura 4.23, é possível concluir que a função de descongelação não será necessária nos meses de Junho, Julho, Agosto e Setembro, uma vez que a interseção dos valores entre a temperatura exterior e a temperatura T_{ADP} , está acima da linha de decisão, como explicado na subcapítulo 4.2. Desta forma, o COP de todos os sistemas será afetado pelo uso da resistência elétrica auxiliar, bem como pela redução da capacidade de aquecimento. A capacidade de aquecimento corrigida ($\dot{Q}_{Aquec\ corr}$), foi determinada utilizando o último pressuposto identificado em 4.2.

Como esperado, foi calculado um aumento da potência de compressão (\dot{W}_{comp}) nas bombas de calor a R-290 e R-32, com aumentos de 14% para o sistema a R-290 e 3,4% para o sistema R-32. Este aumento, foi acompanhado por uma redução de 21,9% do caudal mássico (\dot{m}_f) de R-290 e 32,4 % do \dot{m}_f de R-32, quando comparado com os mesmos sistemas na cidade de Lisboa. Porém, no sistema a R-410A, foi calculada uma redução de 1,6% da \dot{W}_{comp} acompanhada por uma redução de 34,4% do caudal mássico de \dot{m}_f , que poderá explicar a redução da \dot{W}_{comp} uma vez que, para o sistema a R-32, o aumento de \dot{W}_{comp} foi de apenas 3,4% para uma redução de 32,4% do \dot{m}_f .

Relativamente à potência do ventilador (\dot{W}_{vent}), e tendo por base o pressuposto descrito no subcapítulo 4.2, foi obtido para o modelo da bomba de calor a:

- R-290: \dot{V}_{ar} de 0,271 m³/s e \dot{W}_{vent} de 0,040 kW;
- R-32: \dot{V}_{ar} de 0,250 m³/s e \dot{W}_{vent} de 0,021 kW;
- R-410A: \dot{V}_{ar} de 0,214 m³/s e \dot{W}_{vent} de 0,017 kW.

Comparando estes valores aos obtidos para os mesmos sistemas para a cidade de Lisboa, conclui-se que os valores de caudal volúmico de ar a passar pelo ventilador, são bastante menores, o que resulta numa menor potência de consumo dos motores elétricos dos ventiladores. Esta redução deve-se principalmente à redução substancial da temperatura exterior, o que provoca um aumento do volume específico do ar. A redução da \dot{Q}_e , o que provoca uma redução da necessidade da troca térmica entre o ar exterior e o fluido frigorífero.

Sabendo ainda que a diferença térmica entre a entrada e saída de água é de 10 K, como referido no subcapítulo 4.2 e utilizando a expressão 4.7, é possível calcular qual a potência consumida pela bomba circuladora.

Para o mês de Janeiro, no modo de aquecimento para produção de AQS, a bomba circuladora apresentou um consumo de 0,059 kW, uma redução de 18% relativamente aos 0,072 kW para Lisboa e para o modelo a R-290, 0,049 kW, uma redução de 29%,

para o modelo a R-410A e 0,055 kW, uma redução de 26,7%, para o modelo a R-32. Estas reduções devem-se naturalmente à redução da capacidade de aquecimento que as bombas de calor proporcionam, uma vez que para a água atingir a mesma temperatura com uma potência de aquecimento menor, o caudal mássico de água necessita de diminuir.

Com o objetivo de determinar o valor do COP de cada bomba de calor, é necessário saber a potência consumida pela mesma em cada mês. A potência total consumida por cada modelo resulta da soma do consumo do compressor, da bomba circuladora e do ventilador. Para o mês de Janeiro, os resultados foram dispostos na Tabela 4.28.

Tabela 4.28 - Potência elétrica total para os diferentes modelos de bombas de calor no modo de aquecimento (AQS), Janeiro, Bodø.

Fluido Frigorigéneo	$\dot{W}_{elec\ tot}$ [kW]
R-290	2,766
R-410A	2,596
R-32	2,788

De forma semelhante ao realizado no subcapítulo 4.3.1, uma vez que o consumo de AQS continua a existir durante os meses mais quentes, será relevante realizar o mesmo estudo, acima realizado, para o mês mais favorável, o que para a cidade de Bodø traduz-se no mês de Julho. Na Figura 4.24, encontram-se as condições do ar ambiente antes e após a passagem pela unidade exterior.

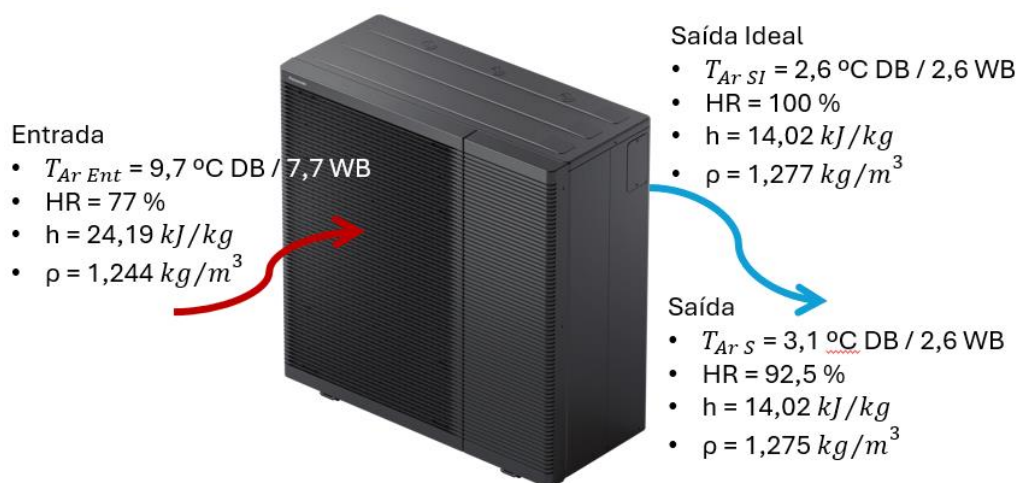


Figura 4.24 - Condições da temperatura do ar antes e após a passagem pelo permutador de calor na unidade exterior no modo aquecimento (AQS), Julho, Bodø – Adaptado de [83].

A evolução psicrométrica do ar para o modo de produção de AQS no mês de Julho, encontra-se disposta na Figura 4.25.

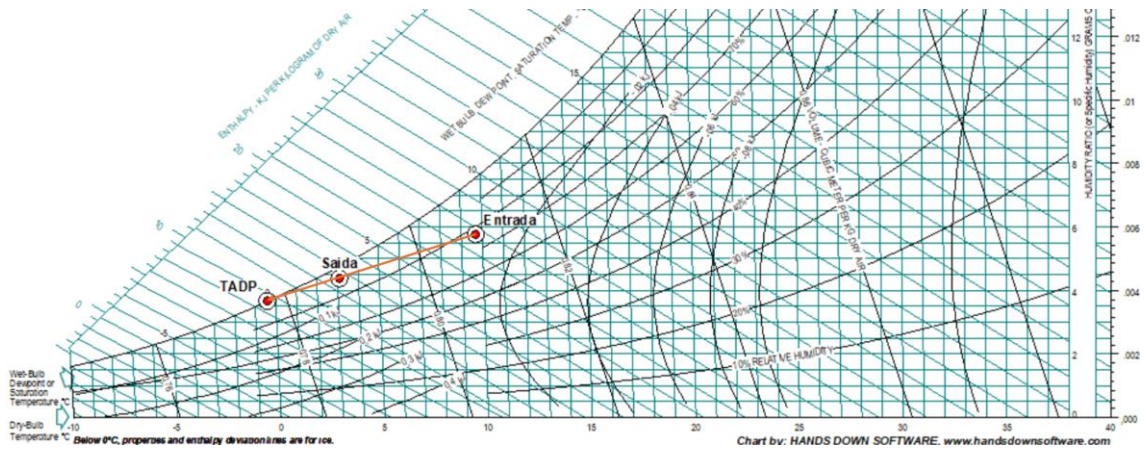


Figura 4.25 - Evolução psicrométrica do ar exterior no modo aquecimento (AQS), Julho, Bodø.

Sabendo o valor de T_{ADP} , e tendo em consideração a informação disposta no subcapítulo 4.2, estima-se que a temperatura de evaporação seja de $-0,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ e a temperatura de condensação, $58\text{ }^{\circ}\text{C}$. Na Tabela 4.29, são apresentados os valores de entalpia específica determinados nos diversos pontos característicos do ciclo termodinâmico de refrigeração por compressão de vapor para cada fluido frigorífero em análise, utilizando a Figura 2.1, como esquema de representação.

Tabela 4.29 - Valores entálpicos específicos do ciclo de refrigeração por compressão de vapor dos fluidos frigoríferos R-290, R-410A e R-32 no modo de aquecimento (AQS), Julho, Bodø.

Fluido Frigorífero	R-290	R-410A	R-32
h1 [kJ/kg]	581,88	428,83	521,00
h2 [kJ/kg]	660,29	477,78	595,20
h3 [kJ/kg]	342,94	299,55	304,55
h4 [kJ/kg]	342,94	299,55	304,55

Semelhante ao mês de Janeiro, também no mês de Julho se espera um aumento da potência de compressão, em comparação ao mês mais favorável na cidade de Lisboa.

Os valores dos parâmetros como capacidade de aquecimento corrigida ($\dot{Q}_{Aquec\ corr}$), valores determinados com auxílio da Tabela 4.13, Tabela 4.14 e Tabela 4.15, caudal mássico de fluido frigorífero (\dot{m}_f), a potência do compressor (\dot{W}_{comp}), capacidade de evaporação (\dot{Q}_e), potência do ventilador (\dot{W}_{vent}) e a potência teórica da bomba

circuladora (\dot{W}_{circ}), dispostos na Tabela 4.30, foram determinados recorrendo novamente às equações 4.3, 4.4, 4.5, 4.6 e 4.7, respetivamente.

Tabela 4.30 - $\dot{Q}_{Aquec\ corr}$, \dot{m}_f , \dot{W}_{comp} , \dot{Q}_e , \dot{W}_{vent} e \dot{W}_{Circ} para os diferentes modelos de bombas de calor no modo aquecimento (AQS), Julho, Bodø.

	R-290	R-410A	R-32
$\dot{Q}_{Aquec\ corr}$ [kW]	7,00	6,68	7,02
\dot{m}_f [kg/s]	0,02206	0,03748	0,02416
\dot{W}_{comp} [kW]	1,73	1,83	1,79
\dot{Q}_e [kW]	5,27	4,85	5,23
\dot{W}_{vent} [kW]	0,061	0,030	0,034
\dot{W}_{Circ} [kW]	0,072	0,069	0,073

Comparando os mesmos sistemas no mês mais eficiente da cidade de Lisboa, Agosto, observa-se um aumento generalizado nas potências de compressão. Apesar do clima mais frio da cidade de Bodø, as capacidades de aquecimento são parecidas aos valores do mesmo parâmetro para o clima mais ameno de Lisboa, tendo apenas como exceção o sistema a R-410A. Esta diferença encontra-se conforme a Figura 4.7, onde a capacidade de aquecimento da bomba de calor a R-410A é máxima para uma temperatura exterior de 7 °C, diminuindo gradualmente, com o aumento da temperatura exterior. Relativamente aos valores determinados para as potências de consumo dos ventiladores, estes também vão de encontro ao esperado. Uma vez que as temperaturas na cidade de Bodø são inferiores às de Lisboa, o ar exterior apresenta um volume específico superior, sendo por isso necessário um menor caudal volúmico de ar a passar pelas alhetas da unidade exterior para transferir a mesma energia térmica para o fluido frigoriférico.

Na Tabela 4.31, encontram-se dispostos, para o mês de Julho, os valores de potência elétrica total necessária para cada modelo de bomba de calor.

Tabela 4.31 - Potência elétrica total para os diferentes modelos de bombas de calor no modo de aquecimento (AQS), Julho, Bodø.

Fluido Frigoriférico	$\dot{W}_{elec\ tot}$ [kW]
R-290	1,862
R-410A	1,933
R-32	1,899

A Figura 4.26, apresenta a variação do COP dos diferentes modelos ao longo do ano em função da temperatura de bolbo húmido, indicador influenciado pela humidade relativa.

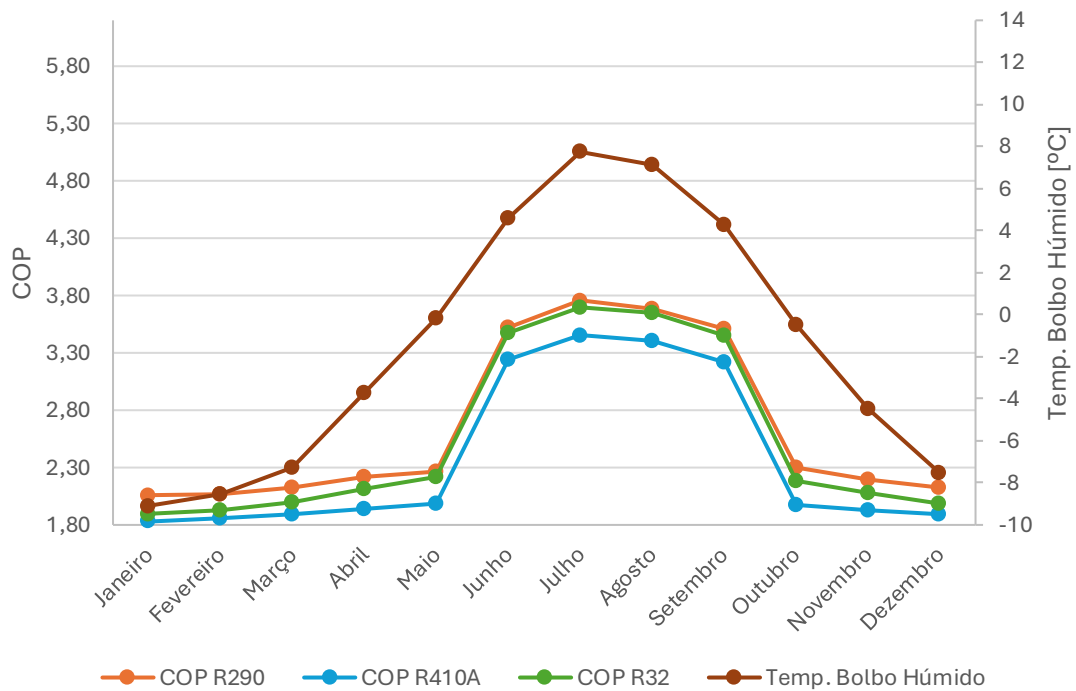


Figura 4.26 - Relação COP e WBT para produção de AQS, Bodø.

Através de uma análise da Figura 4.26, é possível observar a influência que o ciclo de descongelação, através da resistência elétrica auxiliar, apresenta no valor do COP das bombas de calor. Relembrando que os meses de Junho, Julho, Agosto e Setembro são os que não correm o risco de formar gelo nas alhetas da unidade exterior quando esta trabalha nos modos de produção de AQS e aquecimento, conforme foi determinado na Figura 4.23.

Em suma, o modelo a R-32 apresenta um valor médio de COP 4,17% inferior ao modelo a R-290, enquanto o modelo a R-410A exibe um valor médio de COP 10,48% inferior.

Comparando os valores médios de cada modelo, o modelo a R-290 apresenta um valor média de COP 35,2% abaixo do de Lisboa, o modelo a R-410A apresenta um valor médio de COP 36,6% inferior ao de Lisboa e o modelo a R-32 apresenta uma redução do valor médio de COP em relação ao de Lisboa de 36,4%.

Os valores mínimos de COP determinados para os fluidos R-410A, R-32 e R-290 são 1,83, 1,90 e 2,06, respetivamente, no mês de Janeiro. Por outro lado, os valores máximos são atingidos no mês de Julho, sendo 3,46, 3,70 e 3,76 para a mesma sequência dos fluidos.

4.4.2. Modo de Aquecimento – Climatização

Como anteriormente referido no subcapítulo 4.1, com o modo de aquecimento para climatização, pretende-se alimentar o piso radiante a uma temperatura de 40 °C. Tendo em consideração os pressupostos estabelecidos no subcapítulo 4.2, como a diferença entálpica entre o ar de entrada e saída da unidade exterior, os valores de subarrefecimento e sobreaquecimento, rendimento isentrópico do compressor, consumo do ventilador e bomba circuladora, entre outros, considera-se uma temperatura de condensação dos fluidos frigorigéneos de 43 °C.

É ainda importante lembrar que as condições do ar exterior à entrada e saída da unidade exterior, permanecem inalteradas em relação às assumidas no modo de produção de AQS. Com base nestas condições, foram determinados os valores de entalpia específica dos fluidos frigorigéneos em estudo, conforme apresentado na Tabela 4.32, e utilizando a Figura 2.1 como esquema de representação, onde o ponto h1 representa a entalpia específica à entrada do compressor, o ponto h2 representa a entalpia específica à entrada do condensador, o ponto h3 representa a entalpia específica à entrada da válvula de expansão e o ponto h4 representa a entalpia específica à entrada do evaporador.

Tabela 4.32 - Valores entálpicos específicos que definem o ciclo frigorífico dos fluidos frigorigéneos R-290, R-410A e R-32 no modo aquecimento (climatização), Janeiro, Bodø.

Fluido Frigorigéneo	R-290	R-410A	R-32
h1 [kJ/kg]	559,50	419,33	515,32
h2 [kJ/kg]	655,58	480,16	608,12
h3 [kJ/kg]	299,33	265,92	271,19
h4 [kJ/kg]	299,33	265,92	271,19

Uma vez que o modo de funcionamento da bomba de calor permaneceu inalterado relativamente ao estudo realizado no subcapítulo 4.4.1, modo de aquecimento (AQS), os resultados esperados são semelhantes aos resultados obtidos no modo de produção de AQS, uma vez que um dos únicos parâmetros que sofreu alterações foi a temperatura de condensação, passando de 58 °C para 43 °C. Desta forma, analisando a Tabela 4.32, espera-se que a potência de compressão aumente, quando comparada com os valores obtidos para o modo de aquecimento em climatização para a cidade de Lisboa.

Uma vez que as condições térmicas exteriores, bem como a temperatura de evaporação, permaneceram inalteradas, a função de descongelação permanece inativa

nos meses de Junho, Julho, Agosto e Setembro. Porém, uma vez que se pretende a produção de água quente a 40 °C, é necessário recorrer à Tabela 4.13, Tabela 4.14 e Tabela 4.15 para determinar os valores de $\dot{Q}_{Aquec\ corr}$ para os 12 meses do ano.

Na Tabela 4.33, encontram-se representados os parâmetros que caracterizam o funcionamento dos diferentes modelos de bombas de calor para as condições climáticas na cidade de Bodø, para o mês de Janeiro, para produção de água quente a 40 °C.

Tabela 4.33 - $\dot{Q}_{Aquec\ corr}$, \dot{m}_f , \dot{W}_{comp} , \dot{Q}_e , \dot{W}_{vent} e \dot{W}_{Circ} para os diferentes modelos de bombas de calor no modo aquecimento (climatização), Janeiro, Bodø.

	R-290	R-410A	R-32
$\dot{Q}_{Aquec\ corr}$ [kW]	5,79	4,99	5,66
\dot{m}_f [kg/s]	0,01626	0,02330	0,01679
\dot{W}_{comp} [kW]	1,56	1,42	1,56
\dot{Q}_e [kW]	4,23	3,57	4,10
\dot{W}_{vent} [kW]	0,045	0,020	0,025
\dot{W}_{Circ} [kW]	0,120	0,103	0,117

Analisando a Tabela 4.33, e comparando com os resultados obtidos na Tabela 4.16 para a cidade de Lisboa, é possível observar um aumento médio de 19,2% na \dot{W}_{comp} , acompanhado por uma redução de 27,5% no \dot{m}_f e uma redução média de 21,3% na $\dot{Q}_{Aquec\ corr}$. Devido aos menores valores de capacidade de aquecimento dos sistemas, bem como ao maior valor de massa específica do ar, foi determinada um decréscimo médio do consumo dos ventiladores de 34,8 % e de 21,3% para a potência da bomba circuladora.

Assim, para o mês de Janeiro, os valores de potência total consumida por cada sistema para o modo de climatização em aquecimento encontram-se dispostos na Tabela 4.34.

Tabela 4.34 - Potência elétrica total para os diferentes modelos de bombas de calor no modo de aquecimento (climatização), Janeiro, Bodø.

Fluido Frigorígeno	$\dot{W}_{elec\ tot}$ [kW]
R-290	2,199
R-410A	2,149
R-32	2,205

Os valores de COP obtidos para os diferentes modelos de bomba de calor encontram-se representados na Figura 4.27.

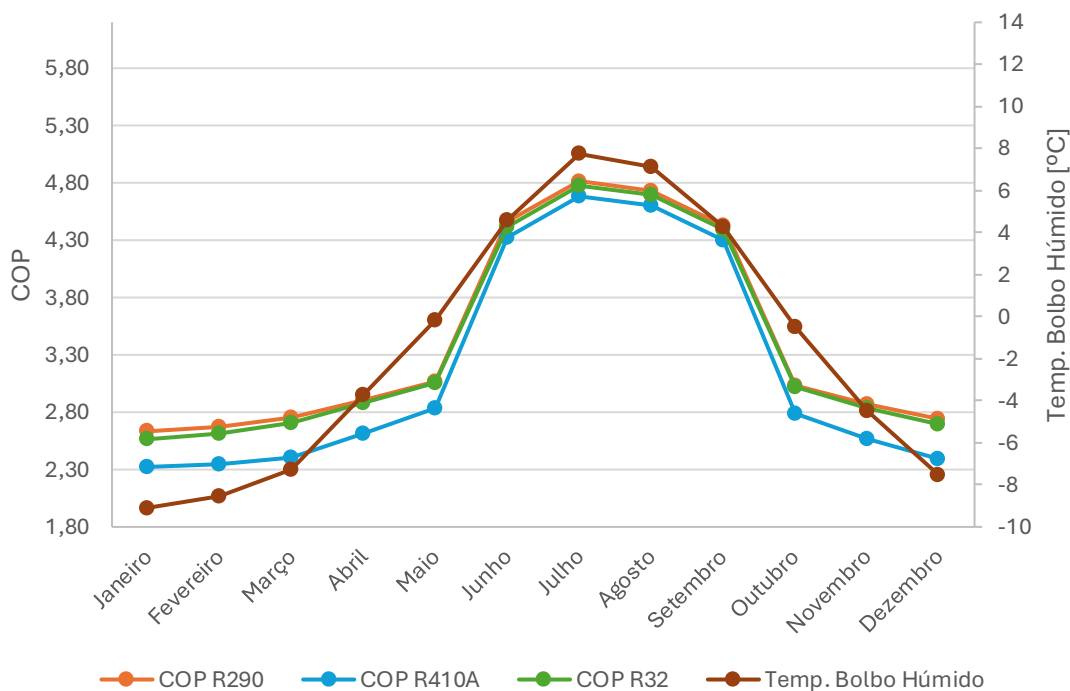


Figura 4.27 - Relação COP e WBT em modo aquecimento (climatização), Bodø.

De acordo com a Figura 4.27, a diferença dos valores de COP para os três sistemas de bombas de calor é bastante reduzida quando comparado com os resultados expressos na Figura 4.26. Esta diferença é bastante notável no sistema a R-410A, onde a diferença entre os sistemas a R-290 e R-32 é de 2,76% e 1,94%, respetivamente. Este resultado era esperado, uma vez que a diferença entálpica específica determinada entre a saída do condensador (h_3) e descarga do compressor (h_2) é de 214,24 kJ/kg no modo de aquecimento e apenas 178,23 kJ/kg no modo de produção de AQS. Esta diferença resulta da componente latente fraca do fluido frigorigéneo R-410A, comparada aos restantes fluidos frigorigéneos, a uma temperatura de condensação de 58 °C, sendo esta registada uma melhoria desta característica à medida que a temperatura de condensação é reduzida, como ocorre na mudança do modo de produção de AQS para o modo de aquecimento, com uma temperatura de condensação de 43 °C. A mesma justificação, poderá ser utilizada para justificar os resultados pobres da eficiência da bomba de calor a R-410A para os meses onde se registam temperaturas exteriores bastante reduzidas e onde é necessário recorrer à resistência elétrica para descongelar as alhetas da unidade exterior.

Em suma, o COP da bomba de calor com fluido frigorígeno R-290 é 8,13% superior da bomba de calor a R-410A, uma queda de 39,1% em relação a Lisboa, e 1,20% superior ao da bomba de calor a R-32, uma diminuição de 36,2% em relação a Lisboa. O sistema a R-290, apresenta uma redução de 25,9% relativamente à cidade de Lisboa. Os valores de COP mais reduzidos nos fluidos frigorígenos R-410A, R-32 e R-290 são, respetivamente, 2,32, 2,56 e 2,63, valores atingidos no mês de Janeiro. Por outro lado, os valores mais elevados são registados no mês de Julho, sendo os mesmos, 4,68, 4,78 e 4,82.

4.4.3. Modo de Arrefecimento – Climatização

Como descrito no capítulo 4.1, no modo de arrefecimento, a bomba de calor tem como objetivo produzir água fria a uma temperatura de 7 °C, para alimentação de ventiloconvectores. As condições climáticas exteriores considerados para este modo de funcionamento, encontram-se dispostas na Tabela 4.25, nomeadamente a temperatura máxima e humidade relativa. Na Figura 4.28, são apresentadas as condições do ar exterior, antes e após a passagem pelas alhetas da unidade exterior, no mês de Julho, uma vez que é o mês menos favorável para a operação no modo arrefecimento.

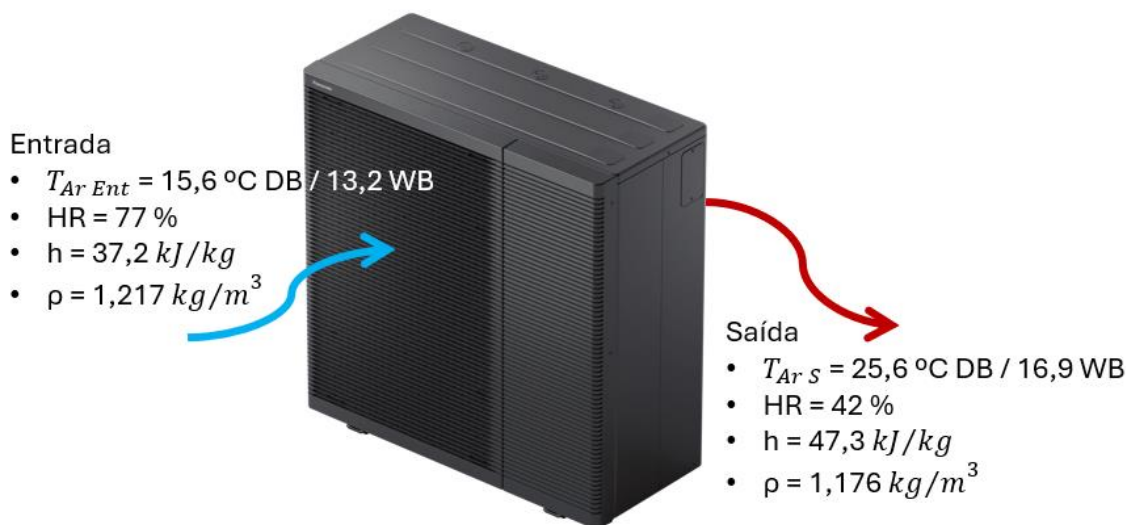


Figura 4.28 - Condições da temperatura do ar antes e após a passagem pelo permutador de calor na unidade exterior no modo arrefecimento, Julho, Bodø – Adaptado de [83]

A Figura 4.29, ilustra a evolução psicrométrica do ar exterior no mês de Julho, para a cidade de Bodø, com base nas condições descritas na Figura 4.28.

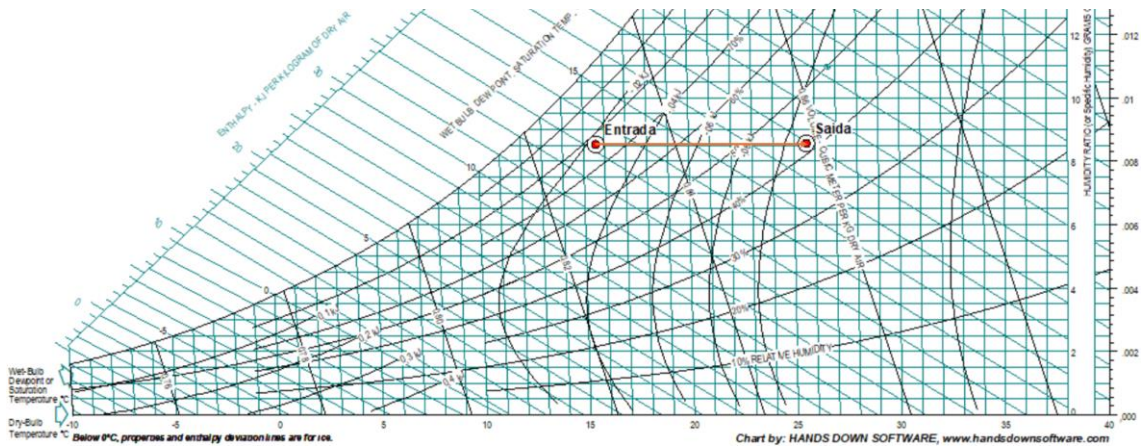


Figura 4.29 - Evolução psicrométrica do ar exterior no modo arrefecimento, Julho (Bodø).

Uma vez determinadas as condições de saída do ar exterior, após a passagem pela unidade exterior, e tendo em consideração os pressupostos enumerados em 4.2, como temperaturas de sobreaquecimento, subarrefecimento e diferença térmica entre a temperatura exterior e a temperatura de evaporação, foram determinados os valores entálpicos específicos para os diferentes componentes presentes na Figura 2.1, como realizado anteriormente e identificados na Tabela 4.35.

Tabela 4.35 - Valores entálpicos específicos que definem o ciclo frigorífico dos fluidos frigoríficos R-290, R-410A e R-32, no modo arrefecimento, Julho, Bodø.

Fluido Frigorífero	R-290	R-410A	R-32
h1 [kJ/kg]	586,78	-	521,88
h2 [kJ/kg]	633,94	-	564,32
h3 [kJ/kg]	284,34	-	260,28
h4 [kJ/kg]	284,34	-	260,28

Realizando uma comparação dos três sistemas de bombas de calor no modo de arrefecimento, entre a cidade de Bodø e Lisboa, uma vez que a temperatura de condensação está diretamente relacionada com a temperatura exterior, é de esperar que a diferença entálpica específica entre os pontos de descarga do compressor (h2) e saída do condensador (h3) seja superior na cidade de Bodø, onde as temperaturas ambientes são mais baixas e devido às características termodinâmicas dos fluidos frigorífero em estudo. Quanto menor a pressão de funcionamento, o que implica uma menor temperatura, maior é a componente latente, permitindo que mais energia seja

absorvida até haver mudança de fase. Também derivado de uma reduzida temperatura de condensação, será de se esperar que a potência de compressão seja menor.

Estes resultados, podem ser comprovados, a partir dos valores presentes na Tabela 4.35. A diferença entre os pontos h3 e h2 é de 349,60 kJ/kg no sistema a R-290, uma subida de 5,3% comparado com a cidade de Lisboa, e uma diferença de 304,04 kJ/kg no sistema a R-32, uma subida de 3,3% comparado com a cidade de Lisboa. Assim, é possível concluir que, se o caudal de fluido frigorífero permanecerem iguais com os valores calculados para Lisboa, a capacidade de arrefecimento dos sistemas em Bodø será superior. Relativamente às diferenças entálpicas específicas entre a saída do evaporador (h1) e descarga do compressor (h2), foi calculada uma diferença de 47,16 kJ/kg para o sistema a R-290, -22,2% em relação a Lisboa e uma diferença de 42,44 kJ/kg para o sistema a R-32, -23,8% comparativamente a Lisboa. Desta forma, conclui-se que o valor de potência de compressão dos sistemas em Bodø serão inferiores aos valores determinados para a cidade de Lisboa, caso o caudal de fluido frigorífero seja igual ou inferior.

É ainda importante referir que, como demonstrado na Tabela 4.25, a $T_{méd\ max}$ para o mês de Julho é de 15,6 °C, valor este que está fora dos limites de funcionamento da bomba de calor a R-410A, como identificado no subcapítulo 4.1.

Na Tabela 4.36, encontram-se dispostos os valores de parâmetros como o caudal mássico de fluido frigorífero (\dot{m}_f), a potência de compressão (\dot{W}_{comp}), a capacidade de condensação (\dot{Q}_{cond}), a potência do ventilador (\dot{W}_{vent}) e a potência da bomba circuladora (\dot{W}_{Circ}), bem como os valores da capacidade de arrefecimento corrigida ($\dot{Q}_{Arref\ corr}$), tendo sido possível a sua determinação através de uma interpolação linear dos valores apresentados na Tabela 4.20, Tabela 4.21 e Tabela 4.22.

Devido à falta de informação necessária para calcular de forma assertiva a capacidade de arrefecimento corrigida para o modelo de bomba de calor com o fluido frigorífero R-32 para temperaturas ambientes abaixo de 25 °C, assumiu-se que os valores de capacidade de arrefecimento que a bomba de calor a R-32 terá disponível, corresponderá à capacidade de arrefecimento nominal, o que implica uma capacidade de arrefecimento de 7 kW.

Tabela 4.36 - $\dot{Q}_{Arref\ corr}$, \dot{m}_f , \dot{W}_{comp} , \dot{Q}_{cond} , \dot{W}_{vent} e \dot{W}_{Circ} para os modelos de bombas de calor no modo arrefecimento, Julho, Bodø.

	R-290	R-410A	R-32
$\dot{Q}_{Arref\ corr}$ [kW]	7,00	-	7,00
\dot{m}_f [kg/s]	0,02314	-	0,02676
\dot{W}_{comp} [kW]	1,09	-	1,14
\dot{Q}_{cond} [kW]	8,09	-	8,14
\dot{W}_{vent} [kW]	0,087	-	0,044
\dot{W}_{Circ} [kW]	0,145	-	0,145

Analisando e comparando os resultados da Tabela 4.23 e Tabela 4.36, é possível observar que houve uma ligeira redução do valor de \dot{m}_f nos sistemas a R-290 e R-32 acompanhada por uma redução significativa nos valores do parâmetro \dot{W}_{comp} , -30,1 % no sistema a R-290 e 23,5 % no sistema a R-32. As potências de consumo dos ventiladores também são reduzidas, não só devido ao facto de o ar exterior apresentar uma massa específica superior ao de Lisboa, mas também porque a energia transferida do fluido frigoriféneo para o ar é menor, consequência de um caudal mássico de fluido frigoriféneo menor.

Na Tabela 4.37 encontram-se dispostos os valores de potência total consumida por cada sistema para o modo de arrefecimento, para o mês de Julho na cidade de Bodø.

Tabela 4.37 - Potência elétrica total para os diferentes modelos de bombas de calor no modo de arrefecimento, Julho, Bodø.

Fluido Frigoriféneo	$\dot{W}_{elec\ tot}$ [kW]
R-290	1,323
R-410A	-
R-32	1,324

Uma vez obtidos os valores de capacidade de evaporação corrigidos e potência total consumida pela bomba de calor, calcularam-se os valores de EER através da equação 2.2. Os valores de EER para as diferentes bombas de calor, encontram-se representados na Figura 4.30.

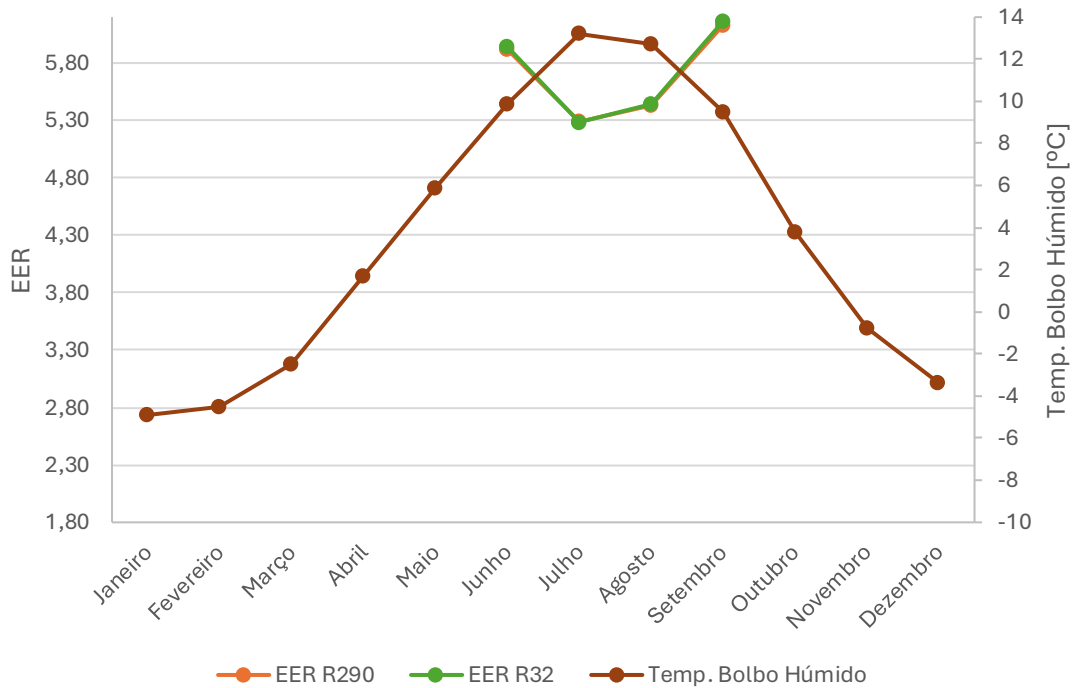


Figura 4.30 - Relação EER e WBT em modo arrefecimento (climatização), Bodø.

Observando a Figura 4.30, é possível observar que o modo de arrefecimento em climatização apenas estará disponível durante 4 meses do ano, que são os meses onde a $T_{méd\ max}$ sobe acima de 10 °C, permitindo o funcionamento dos sistemas a R-290 e R-32. Por outro lado, o sistema a R-410A, não é de todo indicado para esta região, uma vez que não são atingidas as condições mínimas de temperatura exterior para o seu funcionamento.

Contudo, devidos às temperaturas reduzidas da cidade de Bodø, os valores de EER são bastante altos, com um valor máximo de 6,13 no sistema a R-290 e 6,16 no sistema a R-32. Comparativamente à cidade de Lisboa, representa uma subida de 9,5% para o sistema a R-290 e 9,6% para o sistema a R-32.

Neste cenário, a eficiência da bomba de calor a R-32 consegue ser superior à de R-290, uma vez que o maior consumo do ventilador desta última, retira todas as reduções de potência do compressor, fazendo com que ambos os sistemas tenham apenas uma diferença teórica de 1 W na potência total de consumo.

4.5. Instalação em Tatlar

A região de Tatlar, na Turquia, foi selecionada para o presente estudo, devido ao seu clima classificado como continental frio, clima este caracterizado por invernos frios com neve e verões quentes e secos. Este tipo de clima justifica-se devido à sua localização continental e a alta altitude, cerca de 1100 metros acima do nível do mar, o que limita a influência marítima, juntamente com o relevo montanhoso.

A precipitação ocorre principalmente nas estações da primavera e outono. Esta precipitação ocorre devido à maior instabilidade atmosférica, proveniente da mudança de estações de verão e inverno. Durante estas estações, os sistemas de ciclone são mais ativos no Mediterrâneo Oriental e no Mar Negro, que transportam o ar húmido para o interior do continente, provocando precipitação. Durante o verão, o clima torna-se mais seco na região de Tatlar, devido a anticiclones tropicais que bloqueiam as frentes húmidas, reduzindo humidade na região.

A cidade apresenta o perfil climático apresentado na Tabela 4.38, onde se destacam parâmetros como a temperatura média mínima ($T_{méd\ min}$), que representa o valor médio das temperaturas mínimas para cada mês, temperatura média máxima ($T_{méd\ max}$), que representa o valor médio das temperaturas máximas para cada mês e humidade relativa (HR).

Conforme a Tabela 4.38, Tatlar apresenta uma amplitude térmica bastante pronunciada, com temperaturas médias mensais que variam entre -4 °C no mês de Janeiro, e 31 °C no mês de Julho e Agosto. A humidade relativa, como referido anteriormente, é relativamente baixa, variando entre 37% e 74%.

Tabela 4.38 - Perfil climático médio, Tatlar - Adaptado de [86]

Mês	Janeiro	Fevereiro	Março	Abril	Maió	Junho	Julho	Agosto	Setembro	Outubro	Novembro	Dezembro
$T_{méd\ min}$ [°C]	-4	-2,8	0	4	8,8	12,9	15,8	16,1	11,8	6,7	1	-2,4
$T_{méd\ max}$ [°C]	4,7	7,4	11,8	16,9	22,1	26,7	31	31	26	19,4	12,5	6,6
HR [%]	74	67	61	55	49	44	37	37	41	53	64	72

Comparando a região de Tatlar com a cidade de Bodø e Lisboa, esta é caracterizada como uma região com temperaturas baixas nos meses de inverno e altas nos meses de verão, tendo um valor de $T_{méd\ min}$ de -4 °C , comparado com $-6,2\text{ °C}$ em Bodø e de $9,4\text{ °C}$ em Lisboa, uma diferença de $-2,2\text{ °C}$ para a cidade norueguesa e $13,4\text{ °C}$ para Lisboa. Por outro lado, Lisboa apresenta um valor de $T_{méd\ max}$ de $26,9\text{ °C}$, Bodø de $15,6\text{ °C}$ e Tatlar de 31 °C , uma diferença de $4,1\text{ °C}$ para Lisboa e $15,4\text{ °C}$ para Bodø. Desta forma conclui-se que as cidades apresentam características térmicas distintas o suficiente, para serem relevantes para o estudo das eficiências de bombas de calor a R-290, R-32 e R-410A. A cidade de Lisboa, apresenta uma gama de humidade relativa entre 68% e 82% e Bodø de 77% a 85%. Desta forma, considera-se que a região de Tatlar, apresenta valores de humidade relativa distintos ao de qualquer cidade anteriormente estudada, o que torna a região um ótimo caso de estudo para visualizar o impacto que a variação da humidade relativa, apresenta nos desempenhos energéticos dos modelos de bombas de calor a R-290, R-410A e a R-32.

4.5.1. Modo de Aquecimento - AQS

Em semelhança ao realizado nos subcapítulos 4.3.1 e 4.4.1, surge a necessidade de determinar a evolução das condições psicrométricas a que o ar exterior sofre após atravessar as alhetas do permutador de calor da unidade exterior que, para este modo de funcionamento opera como evaporador e, onde ocorre a troca de energia do ar exterior para o fluido frigorigéneo e, posteriormente, para a água no circuito de produção de AQS.

Na Figura 4.31, encontram-se apresentadas as condições psicrométricas do ar exterior, antes e após a passagem pelas alhetas do permutador de calor da unidade exterior, para o mês de Janeiro na região de Tatlar, na Turquia para o modo de aquecimento e para a produção de AQS, onde são representados parâmetros como $T_{Ar\ Ent}$ - Temperatura do ar de entrada em bolbo seco (DBT) e bolbo húmido (WBT), $T_{Ar\ SI}$ - Temperatura do ar de saída ideal em bolbo seco (DBT) e bolbo húmido (WBT), $T_{Ar\ S}$ - Temperatura do ar de saída em bolbo seco (DBT) e bolbo húmido (WBT), humidade relativa (HR), entalpia específica (h) e massa específica (ρ).

Mais uma vez, estas condições permitem determinar parâmetros importantes como a temperatura de evaporação, consumo elétrico dos ventiladores, trabalho de compressão, caudal do fluido frigorigéneo, entre outros parâmetros, tendo sempre em consideração os diferentes pressupostos e condições de estudo enumerados no capítulo 4.2.

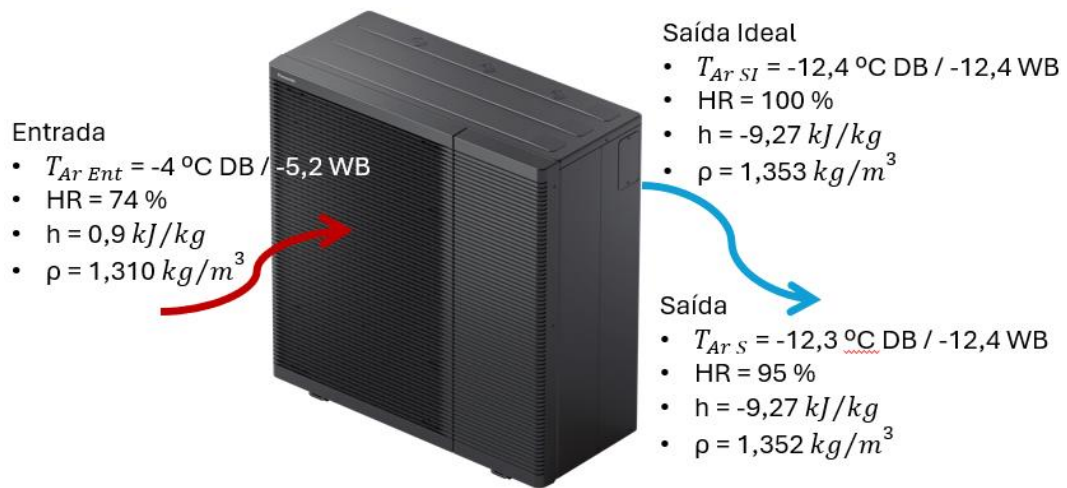


Figura 4.31 - Condições da temperatura do ar antes e após a passagem pelo permutador de calor na unidade exterior no modo aquecimento (AQS), Janeiro, Tatlar – Adaptado de [83]

Analisando a Figura 4.31, é possível observar que as condições psicrométricas de saída do ar são bastante parecidas às condições de saída ideais. Este fenómeno já foi encontrado no estudo da cidade de Bodø, onde as temperaturas de entrada do ar no modo de aquecimento eram bastante reduzidas, o que se traduz numa variação relativamente pequena no valor de humidade relativa para grandes variações de temperatura.

Uma vez identificadas as condições psicrométricas do ar à entrada e saída do evaporador, e tendo em conta os pressupostos considerados em 4.2, foi determinado que o valor de T_{ADP} será de $-15,4\text{ °C}$, 3 K abaixo da temperatura de saída ideal do ar. A evolução psicrométrica do ar exterior correspondente é ilustrada na Figura 4.32, recorrendo, mais uma vez, ao programa *Psychrometrics Diagram Viewer* [85].

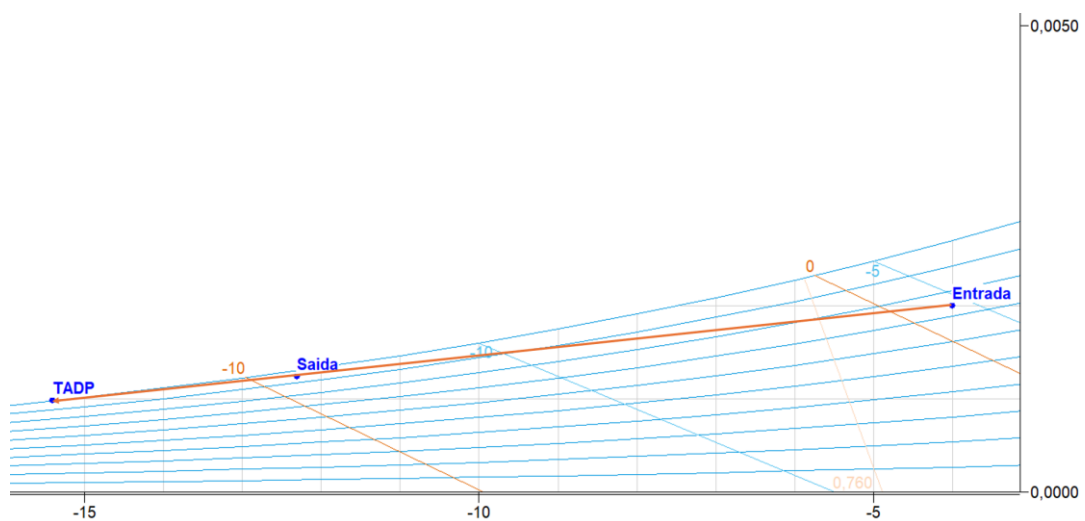


Figura 4.32 - Evolução psicrométrica do ar exterior no modo aquecimento (AQS), Janeiro, Tatlar.

Tendo por base os pressupostos enumerados no subcapítulo 4.2, e sabendo o valor de T_{ADP} , estima-se que a temperatura de evaporação seja de -15,4 °C, e mantendo a temperatura de condensação para produção de AQS inalterada, ou seja, 58 °C.

Na Tabela 4.39, são apresentados os valores de entalpia específica, para o mês de Janeiro, determinados nos diversos pontos característicos do ciclo termodinâmico de refrigeração por compressão de vapor para cada fluido frigorígeno em análise, utilizando a Figura 2.1, como esquema de representação.

Tabela 4.39 - Valores entálpicos específicos do ciclo de refrigeração por compressão de vapor dos fluidos frigorígenos R-290, R-410A e R-32 no modo de aquecimento (AQS), Janeiro, Tatlar.

Fluido Frigorígeno	R-290	R-410A	R-32
h1 [kJ/kg]	564,75	421,69	516,87
h2 [kJ/kg]	669,98	488,63	620,00
h3 [kJ/kg]	342,94	299,55	304,55
h4 [kJ/kg]	342,94	299,55	304,55

Devido à temperatura exterior ser bastante reduzida na região de Tatlar durante o mês de Janeiro, comparado com o mesmo mês na cidade de Lisboa, é possível observar uma diferença entálpica específica entre os pontos de entrada do compressor (h1) e descarga do compressor (h2) superior nos sistemas estudados na região de Tatlar, de 27,15 kJ/kg e, entre os pontos h2 e descarga do condensador (h3), um aumento de 9,80 kJ/kg, no sistema a R-290. Já para o modelo de bomba de calor a R-410A, o aumento determinado entre os pontos h1 e h2, é de 18,22 kJ/kg e de 10,99 kJ/kg entre os pontos h2 e h3. Relativamente ao sistema com fluido frigorígeno a R-32, foi determinado um aumento da entálpia específica do fluido frigorígeno entre os pontos h1 e h2 e entre os pontos h2 e h3 é de 29,29 kJ/kg e 25,11 kJ/kg, respetivamente.

Desta forma, é de se esperar que para manter os valores de capacidade de aquecimento corrigidos obtidos nos diferentes sistemas de bombas de calor para a cidade de Lisboa, seja necessário um caudal mássico de fluido frigorígeno inferior, o que implicaria uma menor potência de compressão, o que se traduz num impacto positivo para o valor de eficiência energética no modo de aquecimento, o COP.

Devido às baixas temperaturas exteriores, poderá existir o risco de formação de gelo nas alhetas do permutador de calor da unidade exterior, quando esta opera como evaporador, ou seja, a absorver energia do ar exterior.

Ao recorrer ao uso da informação presente na Figura 4.33, pretende-se verificar se as condições para a ativação da função de descongelação, são cumpridas.

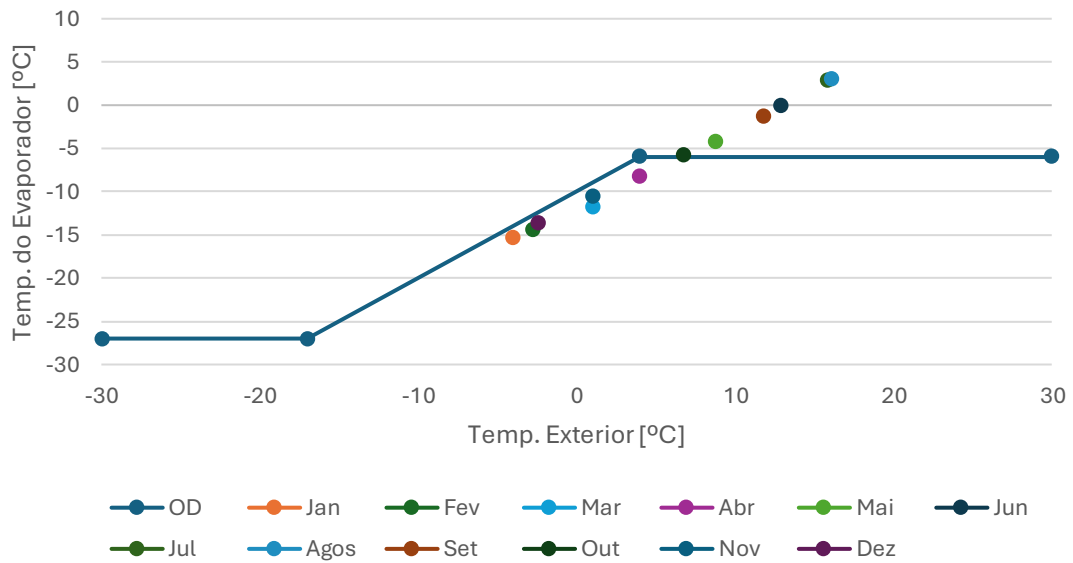


Figura 4.33 - Ativação da função de descongelação para os 12 meses do ano, Tatlar

Analisando a Figura 4.33, é possível concluir que entre os meses de Novembro a Abril, será necessário recorrer ao uso da resistência elétrica auxiliar para realizar os ciclos de descongelação, o que, juntamente com o gelo, provoca uma redução na capacidade de aquecimento dos sistemas. Assim, surge a necessidade de recorrer ao cálculo da capacidade de aquecimento corrigida, dando uso ao último pressuposto identificado em 4.2. Na Tabela 4.40, encontram-se representados, para o mês de Janeiro, parâmetros como o caudal mássico de fluido frigorigéneo (\dot{m}_f), a potência do compressor (\dot{W}_{comp}), e capacidade de evaporação (\dot{Q}_e), tendo em consideração os valores entálpicos específicos obtidos na Tabela 4.39 e recorrendo às equações 4.3, 4.4 e 4.5.

Tabela 4.40 - $\dot{Q}_{Aquec\ corr}$, \dot{m}_f , \dot{W}_{comp} e \dot{Q}_e para os diferentes modelos de bombas de calor no modo de aquecimento (AQS), Janeiro, Tatlar.

	R-290	R-410A	R-32
$\dot{Q}_{Aquec\ corr}$ [kW]	5,95	5,20	5,65
\dot{m}_f [kg/s]	0,01819	0,02750	0,01791
\dot{W}_{comp} [kW]	1,91	1,84	1,85
\dot{Q}_e [kW]	4,04	3,36	3,80

Comparando os resultados dispostos na Tabela 4.40, com os resultados da cidade de Lisboa, Tabela 4.7, é possível observar uma redução média na $\dot{Q}_{Aquec\ corr}$ de 18,8%, fruto da diferença térmica extrema exterior no mês de Janeiro, passando de 9,4 °C em Lisboa para -4 °C em Tatlar. Devido à redução da capacidade de aquecimento, foi determinado também uma redução média no \dot{m}_f de 24,1 %. Contudo, foi calculado um aumento de 4,9% para a potência do compressor (\dot{W}_{comp}). Esta perda de eficiência, poderá ser justificada pela redução da temperatura exterior, onde resulta um aumento das diferenças entálpicas específicas entre os pontos h1 e h2, como foi possível constatar anteriormente. Assim, a redução registada do caudal mássico dos fluidos frigoríficos, não foi suficiente para eliminar os efeitos negativos provenientes da redução da temperatura exterior, o que resulta num aumento da potência de compressão entre os sistemas na cidade de Tatlar e Lisboa.

Relativamente à potência do ventilador (\dot{W}_{vent}), e tendo por base o pressuposto descrito no subcapítulo 4.2, foi obtido para o modelo da bomba de calor a:

- R-290: \dot{V}_{ar} de 0,298 m³/s e \dot{W}_{vent} de 0,044 kW;
- R-32: \dot{V}_{ar} de 0,281 m³/s e \dot{W}_{vent} de 0,023 kW;
- R-410A: \dot{V}_{ar} de 0,248 m³/s e \dot{W}_{vent} de 0,019 kW.

Comparando os valores acima descritos com a cidade do centro de Portugal, estes são mais baixos. Esta diferença deve-se não só ao aumento da massa específica do ar, provocado pelas temperaturas mais baixas em Tatlar, mas também porque a capacidade de aquecimento é mais reduzida, o que implica que será necessário que um menor volume de ar passe pelas alhetas da unidade exterior para que esta consiga permutar energia suficiente entre o ar exterior e o fluido frigorífico.

Recordando o valor de 10 K relativo à diferença térmica entre a entrada e saída de água, como referido no subcapítulo 4.2 e utilizando a expressão 4.7, é possível calcular qual a potência consumida pela bomba circuladora.

Para o mês de Janeiro, no modo de aquecimento para produção de AQS, a bomba circuladora apresentou um consumo de 0,061 kW, uma redução de 15,3% comparativamente aos 0,072 kW obtidos para Lisboa e para o modelo a R-290, 0,054 kW, uma redução de 21,7%, para o modelo a R-410A e 0,058 kW, uma redução de 20,5%, para o modelo a R-32.

Estas reduções devem-se às mesmas razões enumeradas no subcapítulo 4.4.1, como a redução da capacidade de aquecimento das bombas de calor, o que provoca uma redução no caudal de água necessário para absorver a potência de aquecimento.

Com o objetivo de determinar o valor do COP de cada bomba de calor, é necessário saber a potência consumida pela mesma em cada mês. A potência total consumida por cada modelo resulta da soma do consumo do compressor, da bomba circuladora e do ventilador. Para o mês de Janeiro, os resultados encontram-se na Tabela 4.41.

Tabela 4.41 - Potência elétrica total para os diferentes modelos de bombas de calor no modo de aquecimento (AQS), Janeiro, Tatlar.

Fluido Frigorígeno	$\dot{W}_{elec\ tot}$ [kW]
R-290	2,706
R-410A	2,697
R-32	2,733

De forma semelhante ao realizado nos subcapítulo 4.3.1 e 4.4.1, uma vez que o consumo de AQS continua a existir durante os meses mais quentes, será relevante realizar o mesmo estudo, acima realizado, para o mês mais favorável, o que para a cidade de Tatlar é o mês de Agosto, em semelhança à cidade de Lisboa. Na Figura 4.34, encontram-se as condições do ar ambiente antes e após a passagem pela unidade exterior.

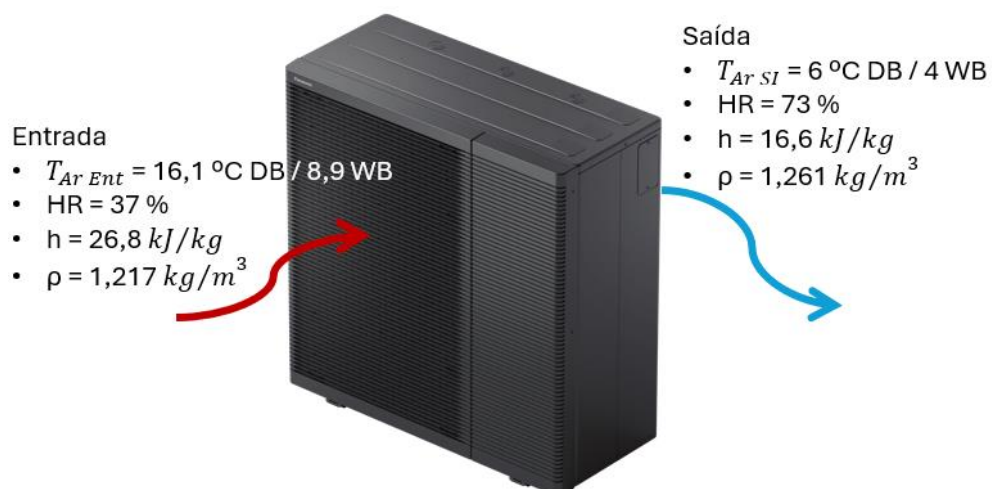


Figura 4.34 - Condições da temperatura do ar antes e após a passagem pelo permutador de calor na unidade exterior no modo aquecimento (AQS), Agosto, Tatlar – Adaptado de [83]

A evolução psicrométrica do ar para o modo de produção de AQS no mês de Agosto, encontra-se disposta na Figura 4.35.

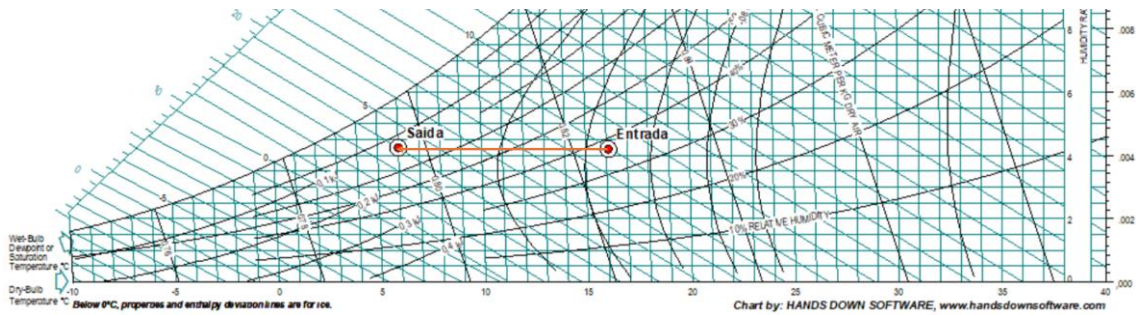


Figura 4.35 - Evolução psicrométrica do ar exterior no modo aquecimento (AQS), Agosto, Tatlar.

Analisando a Figura 4.35, é possível concluir que a evolução psicrométrica do ar exterior após a passagem deste pela unidade exterior, é um apenas de arrefecimento sensível. Este fenómeno ocorre, devido à baixa humidade relativa do ar exterior, o que permite uma diferença entálpica específica de 10,17 kJ/kg, como referido no subcapítulo 4.2, sem que ocorra o processo de desumidificação.

Tendo em consideração a Figura 4.35, e os pressupostos identificados no subcapítulo 4.2, estima-se uma temperatura de evaporação de 3 °C, mantendo a temperatura de condensação em 58 °C. Na Tabela 4.42, são apresentados os valores de entalpia específica determinados nos diversos pontos característicos do ciclo termodinâmico de refrigeração por compressão de vapor, para o mês de Agosto e para cada fluido frigorífero em análise, utilizando a Figura 2.1, como esquema de representação.

Tabela 4.42 - Valores entálpicos específicos do ciclo de refrigeração por compressão de vapor dos fluidos frigoríferos R-290, R-410A e R-32 no modo de aquecimento (AQS), Agosto, Tatlar.

Fluido Frigorífero	R-290	R-410A	R-32
h1 [kJ/kg]	585,67	430,27	521,69
h2 [kJ/kg]	658,47	475,48	589,98
h3 [kJ/kg]	342,94	299,55	304,55
h4 [kJ/kg]	342,94	299,55	304,55

Comparando os resultados dispostos na Tabela 4.42, com os valores obtidos para a cidade de Lisboa, é possível observar um aumento generalizado nas diferenças

entálpicas específicas entre os pontos h1 e h2, diferença esta, impulsionada pela temperatura exterior mais baixa na cidade de Tatlar, o que implica um maior trabalho de compressão.

Comparando com a cidade de Lisboa, para o sistema a R-290, a diferença entálpica específica entre os pontos h1 e h2 é 13,4% superior na cidade de Tatlar, 14,4% superior para o sistema a R-410A e 15,1% superior no sistema a R-32.

Recorrendo novamente ao último pressuposto identificado em 4.2, foram determinados os valores de capacidade corrigidos para as diferentes temperaturas exteriores do mês de Agosto. Com base nos valores de entalpia específica dispostos na Tabela 4.42, calcularam-se parâmetros como a potência do compressor (\dot{W}_{comp}), caudal mássico de fluido frigorigéneo (\dot{m}_f) e capacidade de evaporação (\dot{Q}_e), utilizando as equações 4.3, 4.4 e 4.5, respetivamente.

A Tabela 4.43 resume os resultados obtidos para os diferentes fluidos frigorigéneos para o mês de Janeiro para a cidade de Lisboa.

Tabela 4.43 - $\dot{Q}_{Aquec\ corr}$, \dot{m}_f , \dot{W}_{comp} e \dot{Q}_e para os diferentes modelos de bombas de calor no modo de aquecimento (AQS), Agosto, Tatlar.

	R-290	R-410A	R-32
$\dot{Q}_{Aquec\ corr}$ [kW]	7,00	6,40	7,08
\dot{m}_f [kg/s]	0,02218	0,03635	0,02479
\dot{W}_{comp} [kW]	1,61	1,64	1,69
\dot{Q}_e [kW]	5,39	4,75	5,38

Analisando a Tabela 4.43, observa-se que, comparando com os resultados obtidos na Tabela 4.10, o valor da capacidade de aquecimento do sistema a R-290 mantém-se inalterado. Porém é calculada uma ligeira redução do caudal mássico de fluido frigorigéneo. Devido ao aumento das diferenças entálpicas observadas na Tabela 4.42, causadas pela menor temperatura exterior na região de Tatlar, a potência de compressão sofreu um aumento de 11,8%, concluindo que o sistema apresenta uma eficiência menor. No sistema a R-410A, o valor de $\dot{Q}_{Aquec\ corr}$, sofreu um aumento de 0,13 kW. Acompanhado desta mudança, o valor de \dot{m}_f sofreu uma alteração desprezável. Porém, a potência de compressão sofreu um aumento de 11,2%. Relativamente ao sistema a R-32, o valor de $\dot{Q}_{Aquec\ corr}$, foi ligeiramente afetado, tendo reduzido de 7,10 kW, na cidade de Lisboa, para 7,08 kW na região de Tatlar. O valor de \dot{m}_f , sofreu uma redução de 3,2% e a potência de compressão, um aumento de 11,2%.

Assim, uma vez que os valores de capacidade de aquecimento dos sistemas, bem como caudal mássico de fluido frigorífero, mantiveram-se praticamente inalterados e uma vez que as potências de compressão aumentaram, é possível observar uma perda de eficiência dos 3 sistemas, comparando com a cidade de Lisboa, para o mesmo modo de funcionamento.

Tendo por base o pressuposto referente à potência do ventilador (\dot{W}_{vent}) descrito no subcapítulo 4.2, e utilizando a equação 4.6 para determinar o caudal volúmico do ar, foi obtido para o modelo da bomba de calor a:

- R-290: \dot{V}_{ar} de 0,427 m³/s e \dot{W}_{vent} de 0,063 kW;
- R-32: \dot{V}_{ar} de 0,427 m³/s e \dot{W}_{vent} de 0,036 kW;
- R-410A: \dot{V}_{ar} de 0,377 m³/s e \dot{W}_{vent} de 0,030 kW.

Devido à menor temperatura exterior, o valor de massa específica do ar na região de Tatlar é maior do que na cidade de Lisboa, o que resulta em valores de caudal volúmico de ar mais reduzidos. Esta redução no caudal de ar, provoca uma redução no consumo do ventilador

Assim, para o mês de Agosto, os seguintes valores de potência elétrica total necessária para cada modelo de bomba de calor, foram dispostos na Tabela 4.44.

Tabela 4.44 - Potência elétrica total para os diferentes modelos de bombas de calor no modo de aquecimento (AQS), Agosto, Tatlar.

Fluido Frigorífero	$\dot{W}_{elec\ tot}$ [kW]
R-290	1,750
R-410A	1,739
R-32	1,802

A Figura 4.36 apresenta a variação do COP dos diferentes modelos de bombas de calor com a R-290, R-32 e R-410A, ao longo do ano em função da temperatura de bolbo húmido, para a região de Tatlar na Turquia durante o modo de produção de água quente sanitária.

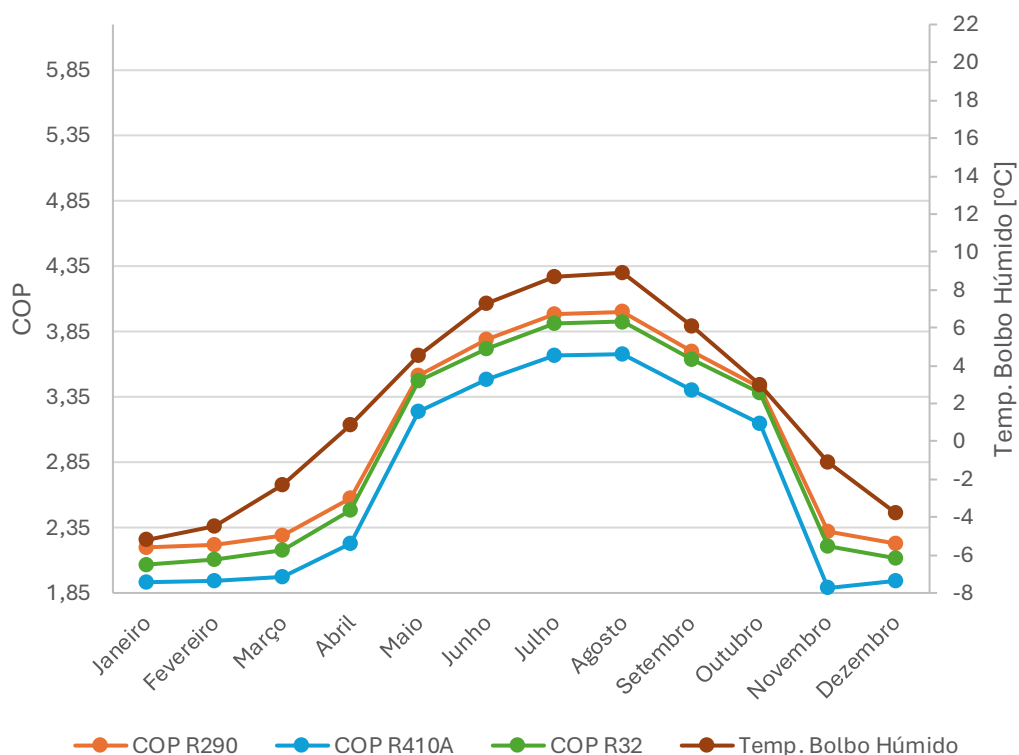


Figura 4.36 - Relação COP e WBT para produção de AQS, Tatlar.

Observa-se na Figura 4.36, os meses em que a resistência elétrica auxiliar está ativa para os ciclos de descongelação, sendo estes os meses de Novembro a Abril.

Comparando ainda os dados no modo de aquecimento (AQS), para a região de Tatlar com os da cidade de Lisboa, Figura 4.16, é possível observar a diminuição do valor do COP referida durante a análise à Tabela 4.43. Esta perda poderá justificar-se não só pela menor temperatura exterior na região de Tatlar, em comparação com a cidade de Lisboa, mas também devido à evolução psicrométrica do ar exterior, após a passagem deste pelas alhetas na unidade exterior. Como é possível observar na Figura 4.35, o arrefecimento do ar exterior apresenta apenas a componente sensível, sendo bastante ineficiente. Assim, a temperatura de evaporação será mais reduzida, o que prejudica o COP dos sistemas.

Em termos comparativos, o modelo a R-32 apresenta um valor médio de COP 3,29% inferior ao modelo a R-290, com um valor médio de 2,93, enquanto o modelo a R-410A, exibe um valor médio de COP de 2,71, 10,98% inferior ao modelo a R-290, que apresenta um valor médio de COP de 3,02. Os valores mínimos de COP determinados para os fluidos R-410A, R-32 e R-290 são 1,89, 2,07 e 2,20, respetivamente, no mês de Novembro para o sistema a R-410A e no mês de Janeiro para os sistemas a R-290 e R-32. Por outro lado, os valores máximos são atingidos no mês de Agosto, sendo 3,68, 3,93 e 4,00.

4.5.2. Modo de Aquecimento – Climatização

Como referido no subcapítulo 4.1, com o modo de aquecimento para climatização, pretende-se alimentar o piso radiante a uma temperatura de 40 °C. Tendo em consideração os pressupostos estabelecidos no subcapítulo 4.2, como a diferença entálpica específica entre o ar de entrada e saída da unidade exterior, os valores de subarrefecimento e sobreaquecimento, rendimento isentrópico do compressor, consumo do ventilador e bomba circuladora, entre outros considera-se uma temperatura de condensação dos fluidos frigoríficos de 43 °C.

As condições do ar exterior à entrada e saída da unidade exterior, permanecem inalteradas em relação às assumidas no modo de produção de AQS. Com base nestas condições, foram determinados os valores de entalpia específica dos fluidos frigoríficos em estudo, conforme apresentado na Tabela 4.45, e utilizando a Figura 2.1.

Tabela 4.45 - Valores entálpicos específicos que definem o ciclo frigorífico dos fluidos frigoríficos R-290, R-410A e R-32 no modo aquecimento (climatização), Janeiro, Tatlar.

Fluido Frigorífico	R-290	R-410A	R-32
h1 [kJ/kg]	564,75	421,69	516,87
h2 [kJ/kg]	652,20	476,79	600,43
h3 [kJ/kg]	299,33	265,92	271,19
h4 [kJ/kg]	299,33	265,92	271,19

Uma vez que o modo de funcionamento da bomba de calor permaneceu inalterado relativamente ao estudo realizado no subcapítulo 4.5.1, modo de aquecimento (AQS), são esperados resultados semelhantes aos resultados obtidos no modo de produção de AQS, uma vez que um dos únicos parâmetros que sofreu alterações foi a temperatura de condensação, passando de 58 °C para 43 °C, devido aos pressupostos enumerados no subcapítulo 4.2.

Analisando a Tabela 4.45, espera-se que a potência de compressão aumente, quando comparada com os valores obtidos para o modo de aquecimento em climatização para a cidade de Lisboa, no cenário de o caudal mássico de fluido frigorífico se mantiver semelhante.

Devido às condições térmicas estudadas no subcapítulo 4.5.1, sabe-se que a função de descongelação permanecerá inativa nos meses de Maio a Outubro. Porém, uma vez que, para a climatização, se pretende produzir água quente a 40 °C, é necessário

recorrer à Tabela 4.13, Tabela 4.14 e Tabela 4.15 para determinar os valores de $\dot{Q}_{Aquec\ corr}$ para os 12 meses do ano.

Na Tabela 4.46, encontram-se representados os parâmetros que caracterizam o funcionamento dos diferentes modelos de bombas de calor para as condições climáticas da região de Tatlar, para o mês de Janeiro, para o modo de climatização em aquecimento.

Tabela 4.46 - $\dot{Q}_{Aquec\ corr}$, \dot{m}_f , \dot{W}_{comp} , \dot{Q}_e , \dot{W}_{vent} e \dot{W}_{Circ} para os diferentes modelos de bombas de calor no modo aquecimento (climatização), Janeiro, Tatlar.

	R-290	R-410A	R-32
$\dot{Q}_{Aquec\ corr}$ [kW]	6,11	5,58	6,07
\dot{m}_f [kg/s]	0,01731	0,02644	0,01843
\dot{W}_{comp} [kW]	1,51	1,46	1,54
\dot{Q}_e [kW]	4,59	4,12	4,53
\dot{W}_{vent} [kW]	0,050	0,024	0,028
\dot{W}_{Circ} [kW]	0,126	0,115	0,125

Comparando os resultados da Tabela 4.46, com os resultados obtidos para a cidade de Lisboa para o mês de Janeiro e para o mesmo modo de funcionamento, Tabela 4.16, é possível observar uma redução generalizada da $\dot{Q}_{Aquec\ corr}$, resultante da diferença térmica de 13,4 °C. O \dot{m}_f também sofreu uma redução em todos os sistemas, 15,1% no sistema a R-290, 23,9% no sistema a R-410A e 18,6% no sistema a R-32. As reduções nos valores de $\dot{Q}_{Aquec\ corr}$ e \dot{m}_f , foram acompanhadas por um aumento da \dot{W}_{comp} . Este aumento foi de 21,8%, 12,3% e 22,2% nos sistemas a R-290, R-410A e R-32, respetivamente, o que demonstra, mais uma vez, uma redução na eficiência dos sistemas na região de Tatlar. Também o parâmetro \dot{W}_{vent} , foi afetado. Devido à menor temperatura exterior, a massa específica do ar aumenta o que, aliado à redução da capacidade de aquecimento, provoca uma redução no caudal volúmico de ar a passar nas alhetas da unidade exterior que, por sua vez, diminuí a potência do ventilador. A potência da bomba circuladora também é reduzida, uma vez que para a água atingir a mesma temperatura com uma capacidade de aquecimento mais reduzida, o seu caudal necessita de ser reduzido, provocando uma redução no consumo da bomba circuladora. Para o mês de Janeiro, os valores de potência total consumida por cada sistema para o modo de climatização em aquecimento encontram-se na Tabela 4.47.

Tabela 4.47 - Potência elétrica total para os diferentes modelos de bombas de calor no modo de aquecimento (climatização), Janeiro, Tatlar.

Fluido Frigorigéneo	$\dot{W}_{elec\ tot}$ [kW]
R-290	2,140
R-410A	2,190
R-32	2,150

Os valores de COP obtidos para os diferentes modelos de bomba de calor encontram-se representados na Figura 4.37.

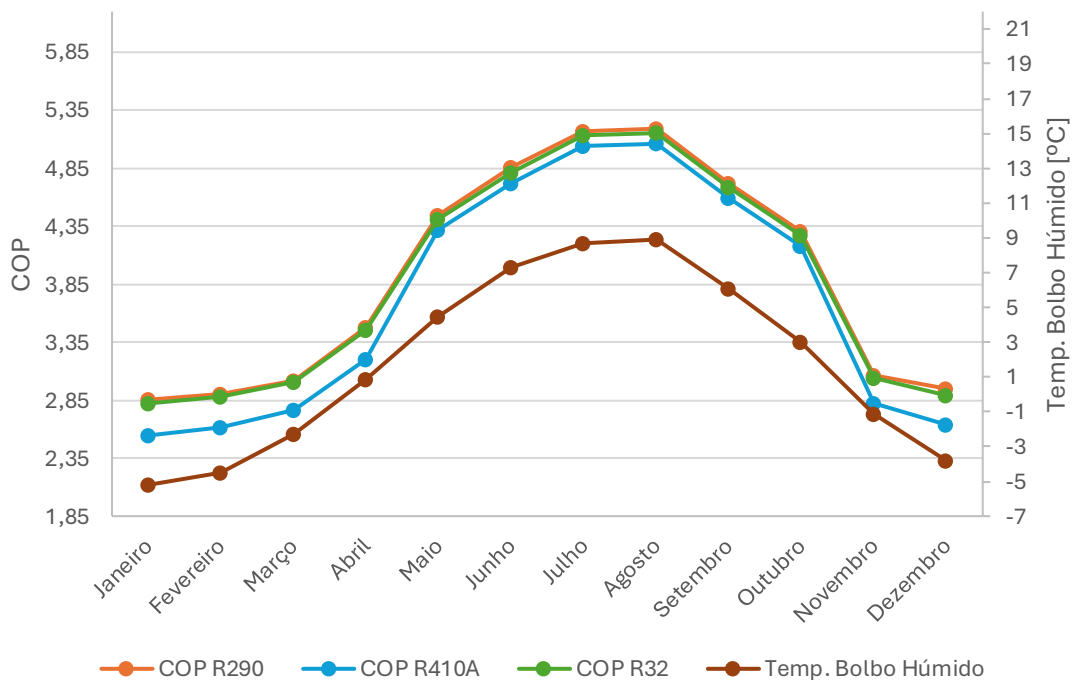


Figura 4.37 - Relação COP e WBT em modo aquecimento (climatização), Tatlar.

Analisando a Figura 4.37, é possível observar que os valores de COP para os 3 sistemas diferentes são bastante próximos Maio a Outubro. Contudo, os sistemas a R-290 e R-32, mantêm uma diferença média bastante reduzida, sendo o COP do sistema a R-32 apenas 0,87% inferior ao do sistema a R-290. Esta evidência mantém-se inalterada para qualquer uma das cidades estudadas, no modo de aquecimento – climatização, demonstrando a eficiência do sistema a R-32 com menores diferenças entre as temperaturas de evaporação e de condensação. Contudo, comparando os resultados obtidos com a Figura 4.17, é possível observar a clara perda de eficiência dos 3

sistemas. Esta perda está associada a todos os fatores enumerados na análise realizada à Figura 4.36, nomeadamente a redução da temperatura exterior e ao arrefecimento sensível do ar exterior após passagem pelas alhetas da unidade exterior. Em suma, o COP da bomba de calor com fluido frigorígeno R-290 é 6,02% superior da bomba de calor a R-410A, uma redução de 29,0% em relação a Lisboa, e 0,87% superior ao da bomba de calor a R-32, uma redução de 27,0% em relação a Lisboa. O valor médio de COP para o sistema a R-290 na região de Tatlar é de 3,91, uma queda de 26,8% relativamente à cidade de Lisboa. Os valores de COP mais reduzidos nos fluidos frigorígenos R-410A, R-32 e R-290 são, respetivamente, 2,55, 2,82 e 2,85, valores atingidos no mês de Janeiro. Por outro lado, os valores mais elevados são registados no mês de Agosto, sendo os mesmos, 5,06, 5,15 e 5,19.

4.5.3. Modo de Arrefecimento – Climatização

Como referido no capítulo 4.1, é pretendido que no modo de arrefecimento, seja produzida água fria para alimentação de ventiloconvectores, a uma temperatura de 7 °C.

Na Figura 4.38, encontram-se apresentadas as condições do ar exterior, antes e após a passagem pelo permutador de calor presente na unidade exterior que, para este modo, irá funcionar como condensador, transferindo energia do fluido frigorígeno para o meio ambiente, fazendo com que o ar saia mais quente relativamente às condições de entrada. O estudo será realizado para o mês de Agosto, uma vez que é o mês que apresenta as condições exteriores mais desfavoráveis.

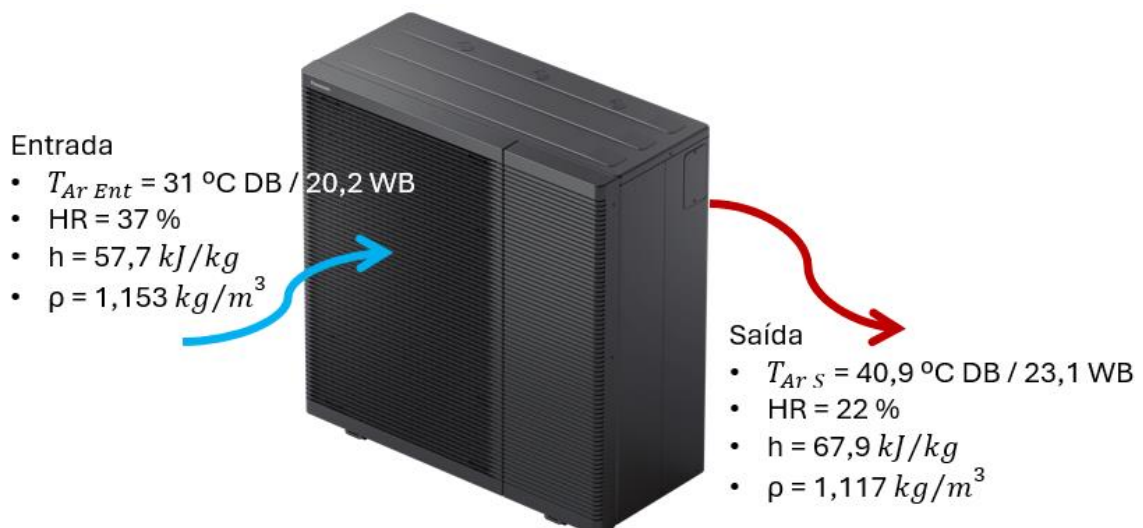


Figura 4.38 - Condições da temperatura do ar antes e após a passagem pelo permutador de calor na unidade exterior no modo arrefecimento, Agosto, Tatlar – Adaptado de [83]

Na Figura 4.39, encontra-se representado a evolução psicrométrica do ar exterior à entrada de saída da unidade exterior, sendo que o mesmo sofre o processo de aquecimento sensível, uma vez que a sua função é absorver a energia presente no fluido frigorífero.

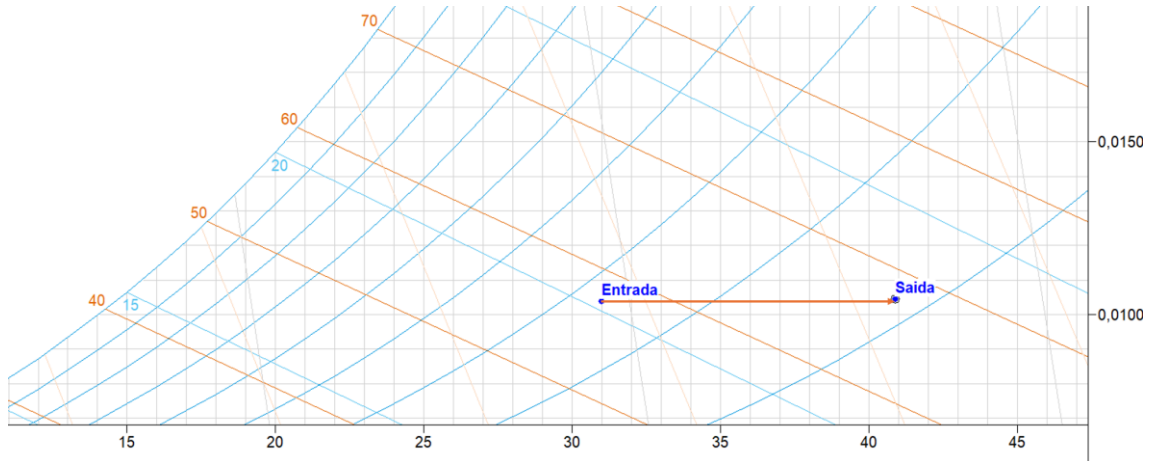


Figura 4.39 - Evolução psicrométrica do ar exterior no modo arrefecimento, Agosto, Tatlar.

Uma vez determinadas as condições de saída do ar exterior, após a passagem pelo permutador da unidade exterior, e tendo em consideração os pressupostos enumerados no subcapítulo 4.2, como a temperatura de sobreaquecimento e subarrefecimento, bem como a diferença térmica entre a temperatura exterior e a temperatura de evaporação, foram determinados os valores entálpicos específicos para os diferentes componentes presentes na Figura 2.1, como realizado anteriormente, e identificados na Tabela 4.48.

Tabela 4.48 - Valores entálpicos específicos que definem o ciclo frigorífico dos fluidos frigoríferos R-290, R-410A e R-32, no modo arrefecimento, Agosto, Tatlar

Fluido Frigorífero	R-290	R-410A	R-32
h1 [kJ/kg]	586,78	430,67	521,88
h2 [kJ/kg]	652,26	471,13	582,53
h3 [kJ/kg]	327,73	287,26	292,59
h4 [kJ/kg]	327,73	287,26	292,59

Analisando os dados dispostos na Tabela 4.48 com os valores entálpicos específicos na Tabela 4.19, é possível observar que a diferença entálpica específica entre os pontos h1 e h2, nos sistemas instalados na região de Tatlar, será ligeiramente superior à diferença entálpica específica registada para o mesmo período para a cidade de Lisboa.

Esta diferença prende-se principalmente pela diferença da temperatura de condensação. Na cidade de Lisboa, a temperatura de condensação é de 48,7 °C, enquanto na região de Tatlar, este mesmo parâmetro é de 52,9 °C. Também a diferença entre os pontos h1 e h4 será importante analisar, uma vez que será esta diferença que irá refletir a eficiência do sistema, uma vez que quanto maior for a diferença entálpica específica entre estes pontos, menor será o caudal mássico de fluido frigorigéneo necessário para obter a mesma capacidade de arrefecimento. Observando a Tabela 4.48, esta diferença corresponde a 259,05 kJ/kg para o sistema a R-290, uma redução de 4,5 % relativamente ao mesmo sistema na cidade de Lisboa. Para o sistema a R-410A, a diferença entre h1 e h4 é de 143,41 kJ/kg, uma queda de 6,1% e o sistema a R-32 apresenta uma diferença de 229,29 kJ/kg, 3,9% menor que a diferença do mesmo sistema para a cidade de Lisboa.

Na Tabela 4.49, encontram-se dispostos os valores de parâmetros como o caudal mássico de fluido frigorigéneo (\dot{m}_f), potência de compressão (\dot{W}_{comp}), capacidade de condensação (\dot{Q}_{cond}), e potências do ventilador (\dot{W}_{vent}) e da bomba circuladora (\dot{W}_{Circ}), bem como os valores da capacidade de arrefecimento corrigida ($\dot{Q}_{Arref\ corr}$), utilizando uma interpolação linear dos valores apresentados na Tabela 4.20, Tabela 4.21 e Tabela 4.22.

Tabela 4.49 - $\dot{Q}_{Arref\ corr}$, \dot{m}_f , \dot{W}_{comp} , \dot{Q}_{cond} , \dot{W}_{vent} e \dot{W}_{Circ} para os modelos de bombas de calor no modo arrefecimento, Agosto, Tatlar.

	R-290	R-410A	R-32
$\dot{Q}_{Arref\ corr}$ [kW]	7,00	6,40	6,55
\dot{m}_f [kg/s]	0,02702	0,04463	0,02856
\dot{W}_{comp} [kW]	1,77	1,81	1,73
\dot{Q}_{cond} [kW]	8,77	8,21	8,28
\dot{W}_{vent} [kW]	0,100	0,045	0,047
\dot{W}_{Circ} [kW]		0,145	

Procedendo à comparação dos dados dispostos na Tabela 4.49 com os dados na Tabela 4.23, é possível observar que o valor da capacidade de arrefecimento do sistema a R-290, se mantém inalterado da cidade de Lisboa para a região de Tatlar, com uma capacidade de arrefecimento de 7,00 kW. Para este sistema na região de Tatlar, devido à temperatura de condensação ser mais elevada e à menor diferença entálpica entre os pontos h1 e h4, como visto anteriormente, foi calculado um aumento do \dot{m}_f em cerca de 4,7% o que consequentemente irá resultar num aumento da potência de compressão.

Neste caso, o aumento foi de 13,5%. Devido ao maior caudal de fluido frigorífero no sistema na região de Tatlar, o caudal de ar a passar pelo permutador da unidade exterior terá de ser superior e, aliado à menor massa específica do ar exterior, o ventilador terá de ter uma potência superior, tendo sido determinado um aumento de 3,1%. Para os sistemas a R-410A e R-32, as condições de trabalho serão as mesmas, bem como as justificações acima enumeradas. Porém, é importante referir que para o sistema a R-410A, obteve uma pequena redução de 6,0% da capacidade de arrefecimento e uma subida de 2,5% para o sistema a R-32. Relativamente ao parâmetro \dot{m}_f , foi calculado um aumento de 0,13% para o sistema a R-410A e de 6,6% para o sistema a R-32, o que resultou num aumento de \dot{W}_{comp} de 13,5% e de 16,1%, respetivamente. Também a potência do ventilador sofreu alterações. No sistema a R-410A, devido à menor capacidade de arrefecimento, existe uma menor necessidade de caudal volúmico de ar a passar pelo permutador da unidade exterior o que, conseqüentemente, provocou uma redução de 6,3% na potência do ventilador. Contudo, no sistema a R-32, foi calculado um aumento de 6,8% neste mesmo parâmetro.

Na Tabela 4.50, encontram-se os valores de potência total consumida por cada sistema para o mês de Agosto.

Tabela 4.50 - Potência elétrica total para os diferentes modelos de bombas de calor no modo de arrefecimento, Agosto, Tatlar.

Fluido Frigorífero	$\dot{W}_{elec\ tot}$ [kW]
R-290	2,014
R-410A	1,996
R-32	1,924

Como é possível observar pela Tabela 4.38, nos meses entre Dezembro e Fevereiro, os valores de $T_{méd\ max}$, são inferiores a 10 °C. Relembrando que o limite de funcionamento para o modo de arrefecimento para os sistemas a R-290 e R-32 é de temperaturas acima de 10 °C, como descrito no subcapítulo 4.1, então estes sistemas não poderão operar no modo referido durante estes meses. Contudo, uma vez que o limite de funcionamento para o sistema a R-410A é de 16 °C, este sistema não poderá funcionar no modo de arrefecimento entre os meses de Novembro a Março.

Com os valores de capacidade de evaporação corrigidos e potência total consumida pela bomba de calor conhecida, calcularam-se os valores de EER através da equação

2.2. Os valores de EER para as diferentes bombas de calor, encontram-se representados na Figura 4.40.

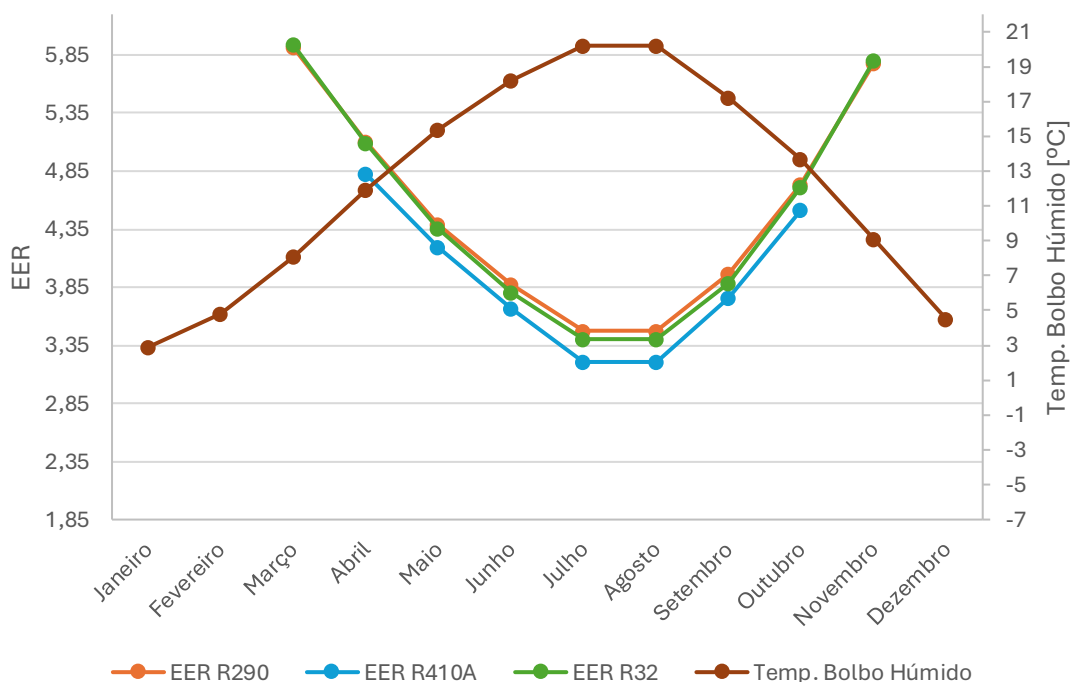


Figura 4.40 - Relação EER e WBT em modo arrefecimento (climatização), Tatlar.

Observando a Figura 4.40, é possível observar que o modo de arrefecimento em climatização apenas estará disponível durante 9 meses do ano para os sistemas a R-290 e R-32, que são os meses onde a $T_{méd\ max}$ sobe acima de 10 °C. Por outro lado, o sistema a R-410A, poderá operar durante 7 meses do ano, que são os meses onde a $T_{méd\ max}$ sobe acima de 16 °C, como referido no subcapítulo 4.1.

Devido ao clima quente e seco, típico da região de Tatlar, as eficiências dos 3 sistemas nos meses mais quentes, compreendidos entre Maio e Setembro, são em média 7,4% mais reduzidos na região de Tatlar do que na cidade de Lisboa.

Em termos comparativos, o modelo a R-32 apresenta um valor médio de COP 0,99% inferior ao modelo a R-290, com um valor médio de 4,49, enquanto o modelo a R-410A, exibe um valor médio de COP de 3,91, 5,74% inferior ao modelo a R-290, que apresenta um valor médio de COP de 4,52. Os valores mínimos de COP determinados para os fluidos R-410A, R-32 e R-290 são 3,21, 3,40 e 3,48, respetivamente, no mês de Agosto. Por outro lado, os valores máximos são atingidos no mês de Março para os sistemas de R-290 e R-32, sendo estes 5,91 e 5,94, respetivamente, e para o sistema a R-410A, o valor máximo de EER é atingido no mês de Abril com um valor de 4,82.

5. Análise Comparativa Entre Sistemas

Tendo em consideração que, a cidade de Lisboa apresenta um clima ameno e húmido, esta foi considerada a cidade de referência, tendo sido realizadas sucessivas comparações com a cidade de Bodø, caracterizada por um clima frio e húmido, e com a região de Tatlar, caracterizada pelos seus invernos frios e verões quentes, secos. Desta forma, será possível observar a influência que a variação da temperatura tem na eficiência de um sistema, bem como a influência da humidade relativa.

Comparando o clima característico da cidade de Lisboa, com uma temperatura média mínima ao longo do ano de 14,1 °C, uma temperatura média máxima de 20 °C e com humidade relativa de 74,8%, com a cidade de Bodø, com uma temperatura média mínima anual de -0,3 °C, uma temperatura média máxima de 4,8 °C e 80,6% de humidade relativa, é observada uma diferença de 14,4 °C para a temperatura média mínima e de 15,2 °C da temperatura média máxima e uma diferença de 5,8% da humidade relativa.

Relativamente à região de Tatlar, esta apresenta uma temperatura média mínima anual de 5,7 °C, 18 °C de temperatura média máxima e humidade relativa de 54,5%, uma diferença da temperatura média mínima de 8,4 °C, uma diferença da temperatura média máxima de 2 °C e 20,3% de humidade relativa.

Desta forma, será utilizada a cidade de Bodø para observar o impacto que a variação da temperatura exterior apresenta para o COP e EER dos diferentes sistemas e, será utilizada a região de Tatlar para observar a influência da humidade relativa.

Devido às condições climáticas das cidades de Bodø e Tatlar, existe a necessidade de recorrer à resistência elétrica auxiliar para o processo de descongelação. Porém, na cidade de Bodø, cidade onde existe uma maior utilização deste componente, nos meses entre Junho a Setembro, inclusive, a resistência não é utilizada, estando a eficiência dos sistemas apenas dependente do ciclo frigorífico, ventilador e bomba circuladora. Na região de Tatlar, entre os meses de Maio e Outubro, não é utilizada a resistência elétrica auxiliar.

É ainda importante referir que, no modo de arrefecimento, devido às limitações de funcionamento descritas no subcapítulo 4.1, na cidade de Lisboa, o sistema a R-410A não poderá operar entre os meses de Dezembro a Fevereiro, inclusive. Para a cidade de Bodø, os sistemas a R-290 e R-32 apenas estarão operacionais para este modo entre os meses de Junho a Setembro, inclusive, sendo que o sistema a R-410A não poderá operar neste modo. Para Tatlar, os sistemas a R-290 e R-32 não poderão operar no modo de arrefecimento entre os meses de Dezembro a Fevereiro, inclusive,

enquanto o sistema a R-410A, apenas poderá operar entre os meses de Abril e Outubro, inclusive.

5.1. Modo de Aquecimento - AQS

Com o objetivo de comparar a influência dos parâmetros anteriormente referidos na eficiência dos diferentes sistemas a R290, R-32 e R-410A, recorreu-se à comparação dos valores de COP dos diferentes sistemas durante o modo de produção de AQS. Estes dados encontram-se dispostos na Tabela 5.1, para o sistema a R-290, Tabela 5.2, para o sistema a R-410A e Tabela 5.3 para o sistema a R-32.

Tabela 5.1 - Comparação entre cidades do COP para o sistema a R-290 no modo de aquecimento - AQS.

	COP			Diferença Lisboa-Bodø [%]	Diferença Lisboa-Tatlar [%]
	Lisboa	Bodø	Tatlar		
Jan	3,77	2,06	2,20	-45,4	-41,7
Fev	3,75	2,07	2,22	-44,9	-40,8
Mar	3,85	2,13	2,29	-44,7	-40,5
Abr	3,97	2,22	2,58	-44,0	-35,1
Mai	4,11	2,26	3,52	-44,9	-14,4
Jun	4,30	3,52	3,79	-18,0	-11,9
Jul	4,39	3,76	3,99	-14,4	-9,3
Ago	4,45	3,69	4,00	-17,1	-10,0
Set	4,42	3,51	3,70	-20,7	-16,3
Out	4,31	2,30	3,42	-46,7	-20,6
Nov	3,99	2,20	2,32	-45,0	-42,0
Dez	3,83	2,12	2,23	-44,6	-41,8

Analisando a Tabela 5.1, é possível observar a variação do valor de COP para os sistemas a R-290 nos diferentes climas para produção de AQS. Da cidade de Lisboa para Bodø, onde os valores de humidade relativa do ar são relativamente próximos durante o ano, é observada uma redução média de 35,9% da potência elétrica total, consumida pelo sistema a R-290 para o modo de produção de AQS. Por outro lado, a diferença média anual entre as cidades de Lisboa e Tatlar é de -27%. Para os meses sem utilização do apoio da resistência elétrica auxiliar, onde Lisboa apresenta uma temperatura exterior média de 18,2 °C e 69,5% de HR, enquanto Bodø apresenta uma

temperatura exterior média de 7,5 °C e 79,5% de HR, é observado uma redução média de 17,5% para a cidade de Bodø.

Relativamente ao sistema na região de Tatlar, este não requer a utilização da resistência elétrica auxiliar para os ciclos de descongelação para os meses onde foi determinado que não haveria risco para formação de gelo nas alhetas do permutador de calor da unidade exterior, compreendidos entre os meses de Maio a Outubro. Lisboa apresenta 17,3 °C de temperatura exterior média e 71,2% de HR. Taltar, para o mesmo período, apresenta 12 °C de temperatura exterior média e 43,5 % de HR, sendo a redução no COP de 13,8%.

Tabela 5.2 - Comparação entre cidades do COP para o sistema a R-410A no modo de aquecimento - AQS.

	COP			Diferença Lisboa-Bodø [%]	Diferença Lisboa-Tatlar [%]
	Lisboa	Bodø	Tatlar		
Jan	3,47	1,83	1,93	-47,3	-44,4
Fev	3,45	1,85	1,94	-46,2	-43,7
Mar	3,54	1,90	1,97	-46,4	-44,2
Abr	3,65	1,94	2,22	-46,8	-39,1
Mai	3,78	1,99	3,23	-47,4	-14,3
Jun	3,95	3,24	3,48	-18,0	-11,9
Jul	4,04	3,46	3,66	-14,5	-9,3
Ago	4,09	3,41	3,68	-16,7	-10,1
Set	4,06	3,22	3,40	-20,7	-16,3
Out	3,97	1,98	3,15	-50,2	-20,6
Nov	3,67	1,93	1,89	-47,4	-48,6
Dez	3,52	1,89	1,95	-46,3	-44,7

Através da Tabela 5.2, é possível observar uma redução médio anual de 37,3 % na eficiência do sistema a R-410A entre Lisboa e Bodø, um aumento de 1,4 % comparativamente ao sistema a R-290, e de -28,9 % para a cidade de Tatlar, um aumento de 1,9 %. Para os meses sem utilização do apoio da resistência elétrica auxiliar, é observado um declínio médio de 17,5 % para a cidade de Bodø, a mesma redução descrita anteriormente, e de -13,8 % para a região de Tatlar, comparando com a cidade de Lisboa, o mesmo resultado obtido na análise realizada à Tabela 5.2.

Tabela 5.3 - Comparação entre cidades da potência elétrica total para o sistema a R-32 no modo de aquecimento - AQS.

	COP			Diferença Lisboa-BodØ [%]	Diferença Lisboa-Tatlar [%]
	Lisboa	BodØ	Tatlar		
Jan	3,71	1,90	2,07	-48,9	-44,3
Fev	3,69	1,93	2,10	-47,6	-43,1
Mar	3,78	2,00	2,18	-47,2	-42,4
Abr	3,90	2,11	2,48	-45,8	-36,4
Mai	4,11	2,21	3,47	-46,1	-15,6
Jun	4,21	3,47	3,72	-17,5	-11,6
Jul	4,30	3,70	3,91	-14,1	-9,1
Ago	4,36	3,65	3,93	-16,3	-9,8
Set	4,33	3,46	3,64	-20,1	-15,9
Out	4,23	2,19	3,38	-48,2	-20,1
Nov	3,92	2,07	2,21	-47,1	-43,8
Dez	3,77	1,99	2,11	-47,2	-44,0

Observando a Tabela 5.3, onde é analisado o valor de COP do sistema a R-32, foi calculado uma redução média anual de 37,2% entre a cidade de Lisboa e a cidade de BodØ, o que representa um aumento de 1,3 % nas mesmas condições para o sistema a R-290, acompanhado por uma redução média ao longo dos 12 meses do ano de 28% entre a cidade de Lisboa e a região de Tatlar, representando um declínio de 1%, comparativamente ao sistema a R-290. Para o período onde não se recorre à utilização do apoio da resistência elétrica auxiliar, é observado um declínio médio de 17% para a cidade de BodØ, uma ligeira melhoria de 0,5%, e de 13,7% para a região de Tatlar, comparando com a cidade de Lisboa para o sistema a R-290, uma ligeira redução de 0,1%.

Com o objetivo de determinar qual o fluido frigorígeno mais eficiente para o modo de produção de AQS para as diferentes condições climáticas, recorreu-se à Tabela 5.4.

Tabela 5.4 - Valores de COP médio, máximo e mínimo para as cidades de Lisboa, BodØ e Tatlar para R-290, R-410A e R-32 para a produção de AQS

	Lisboa			BodØ			Tatlar		
	Média	Máx	Mín	Média	Máx	Mín	Média	Máx	Mín
COP R290	4,10	4,45	3,75	2,65	3,76	2,06	3,02	4,00	2,20
COP R410A	3,77	4,09	3,45	2,39	3,46	1,83	2,71	3,68	1,89
COP R32	4,02	4,36	3,69	2,56	3,70	1,90	2,93	3,93	2,07

Realizando uma análise à Tabela 5.4, é possível observar que o R-290 é o fluido frigorígeno mais eficiente para produção de AQS, apresentando boas eficiências em qualquer um dos três climas estudados. Em climas mais frios, e independentemente do valor de humidade relativa, o R-32 é impactado negativamente na eficiência durante a produção de AQS. Porém, apresenta resultados bastantes positivos em climas de temperatura ligeiramente fria, sendo pouco afetado com a humidade relativa.

O R-410A é um fluido frigorígeno que é bastante afetado pela humidade do clima, sendo que a sua melhor prestação foi realizada na cidade de Tatlar. Porém, sempre como o fluido menos eficiente comparativamente ao R-290 e R-32.

5.2. Modo de Aquecimento - Climatização

Através da Tabela 5.5, Tabela 5.6 e Tabela 5.7, pretende-se comparar os valores de COP quando os sistemas a R-290, R-410A e R-32 se encontram a operar no modo de aquecimento para climatização. Para este estudo, apenas serão estudados os valores de eficiência dos sistemas para os meses onde a temperatura média exterior seja inferior a 20 °C.

Tabela 5.5 - Comparação entre cidades da potência elétrica total para o sistema a R-290 no modo de aquecimento - climatização.

	COP			Diferença Lisboa-Bodø [%]	Diferença Lisboa-Tatlar [%]
	Lisboa	Bodø	Tatlar		
Jan	4,84	2,63	2,85	-45,5	-41,0
Fev	4,81	2,67	2,90	-44,4	-39,6
Mar	4,95	2,75	3,02	-44,5	-39,1
Abr	5,14	2,91	3,48	-43,5	-32,4
Mai	5,36	3,07	4,45	-42,7	-17,0
Jun	5,66	4,46	4,86	-21,3	-14,3
Jul	5,82	4,82	5,17	-17,3	-11,2
Ago	5,91	4,73	5,19	-19,9	-12,1
Set	5,86	4,43	4,72	-24,4	-19,5
Out	5,69	3,03	4,31	-46,7	-24,3
Nov	5,18	2,87	3,06	-44,7	-40,9
Dez	4,93	2,74	2,95	-44,4	-40,2

Através da Tabela 5.5, observa-se as diferenças na eficiência quando a bomba de calor a R-290 opera no modo de aquecimento para climatização. Neste modo, e como referido no capítulo 5, as temperaturas de condensação são mais reduzidas do que no modo de

produção de AQS, sendo que as temperaturas de evaporação, permanecem constantes. Assim, espera-se que todos os sistemas sejam mais eficientes apenas devido a este fator.

Fazendo uma análise mais detalhada à Tabela 5.5 e comparando com os resultados dispostos na Tabela 5.1, observa-se um aumento médio anual de 30,5% do COP na cidade de Lisboa, 29,4% para a cidade de Bodø e um aumento de 29,5% para a região de Tatlar, resultados que vão ao encontro do esperado.

Realizando uma comparação entre as eficiências dos sistemas a R-290 na cidade de Lisboa com a cidade de Bodø, foi determinado um declínio médio anual de 36,6% no valor de eficiência do sistema, o que representa um aumento de 0,7% relativamente ao modo de aquecimento para produção de AQS. Na região de Tatlar, esta diferença corresponde a -27,6%, um aumento de 0,6%.

Nos meses onde não deverá ser necessário recorrer ao uso da resistência elétrica auxiliar para o processo de descongelação, é obtida uma diminuição de 20,7%, resultando numa redução de 3,2% no valor do COP para o mesmo período, mas durante a produção de AQS para a cidade de Bodø, e uma diminuição de 16,4% para a região de Tatlar, resultando num aumento de 2,6%.

Tabela 5.6 - Comparação entre cidades da potência elétrica total para o sistema a R-410A no modo de aquecimento - climatização.

	COP			Diferença Lisboa-Bodø [%]	Diferença Lisboa-Tatlar [%]
	Lisboa	Bodø	Tatlar		
Jan	4,70	2,32	2,55	-50,6	-45,9
Fev	4,67	2,34	2,61	-49,8	-44,1
Mar	4,82	2,40	2,77	-50,2	-42,6
Abr	5,01	2,62	3,20	-47,8	-36,2
Mai	5,23	2,84	4,32	-45,8	-17,5
Jun	5,54	4,33	4,72	-21,9	-14,7
Jul	5,70	4,68	5,04	-17,9	-11,6
Ago	5,79	4,60	5,06	-20,5	-12,6
Set	5,75	4,30	4,59	-25,2	-20,1
Out	5,57	2,79	4,18	-49,9	-25,0
Nov	5,05	2,56	2,82	-49,2	-44,2
Dez	4,80	2,39	2,64	-50,2	-45,1

Com o intuito de observar as diferenças no valor de eficiência do sistema a R-410A durante o modo de aquecimento para climatização, recorreu-se aos dados dispostos na

Tabela 5.6. Assim, foi verificada um aumento na eficiência do sistema em 38,6% na cidade de Lisboa durante o modo de aquecimento para produção de AQS, 33,3% para a cidade de Bodø e, para a região de Tatlar, uma subida de 36,9%.

Comparando agora a bomba de calor a R-410A entre as diferentes cidades e regiões, houve uma redução média anual no valor de COP entre a cidade de Lisboa e Bodø de 39,9%, o que representa um aumento de COP de 2,6% e, entre a cidade de Lisboa e a região de Tatlar, uma redução média ao longo de ano de 30%, uma diferença de 1,1%. Para os meses onde não será necessário descongelar as alhetas do permutador da unidade exterior, foi obtida uma diferença no valor de COP de -21,4% entre a cidade de Lisboa e Bodø, um aumento de COP de 3,9%, e entre Lisboa e Tatlar, uma redução de 16,9%, uma diferença de 3,1%.

Tabela 5.7 - Comparação entre cidades da potência elétrica total para o sistema a R-32 no modo de aquecimento - climatização.

	COP			Diferença Lisboa-Bodø [%]	Diferença Lisboa-Tatlar [%]
	Lisboa	Bodø	Tatlar		
Jan	4,80	2,56	2,82	-46,5	-41,2
Fev	4,77	2,61	2,88	-45,1	-39,6
Mar	4,91	2,71	3,00	-44,9	-38,9
Abr	5,11	2,88	3,45	-43,6	-32,4
Mai	5,33	3,06	4,41	-42,5	-17,2
Jun	5,63	4,42	4,82	-21,6	-14,5
Jul	5,79	4,78	5,13	-17,6	-11,4
Ago	5,88	4,69	5,15	-20,2	-12,4
Set	5,84	4,39	4,68	-24,7	-19,8
Out	5,66	3,02	4,27	-46,6	-24,6
Nov	5,14	2,83	3,05	-44,9	-40,8
Dez	4,89	2,70	2,90	-44,9	-40,8

Através da Tabela 5.7, é possível observar um aumento de 32% no valor do COP do sistema a R-32 na cidade de Lisboa para o modo de aquecimento em climatização, comparativamente com o mesmo sistema na cidade de Lisboa a operar para produção de AQS. Para a mesma comparação, foram obtidos resultados semelhantes para a cidade de Bodø e para a região de Tatlar, sendo estes aumentos de 32,5% e 32,3%, respetivamente.

Porém, analisando a evolução da eficiência das bombas de calor a R-32 entre a cidade de Lisboa e Bodø para o modo de funcionamento em questão, é possível observar uma redução média anual de 36,9%, um aumento da redução média anual de 0,3% relativamente ao mesmo estudo, mas para o modo de aquecimento para produção de AQS. Para a região de Tatlar, na Turquia, esta queda corresponde a 27,8%, comparativamente à média anual de Lisboa, o que corresponde a um aumento de 0,2% durante a produção de AQS. Durante os meses onde não são registadas as condições exteriores favoráveis à formação de gelo nas alhetas do permutador da unidade exterior, foi determinado uma redução do COP entre Lisboa e Bodø de 21%, um aumento da redução média anual de 4%, relativo ao valor obtido no subcapítulo 5.1. Entre Lisboa e Tatlar, esta redução corresponde a 16,6%, um aumento da redução média anual de 2,9%.

Realizando a mesma análise feita em 5.1, para determinar qual o fluido frigorigéneo mais eficiente para o modo de aquecimento para climatização para as diferentes condições climáticas, recorreu-se à Tabela 5.8.

Tabela 5.8 - Valores de COP médio, máximo e mínimo para as cidades de Lisboa, Bodø e Tatlar para R-290, R-410A e R-32 para aquecimento (climatização)

	Lisboa			Bodø			Tatlar		
	Média	Máx	Mín	Média	Máx	Mín	Média	Máx	Mín
COP R290	4,10	4,45	3,75	2,65	3,76	2,06	3,02	4,00	2,20
COP R410A	3,77	4,09	3,45	2,39	3,46	1,83	2,71	3,68	1,89
COP R32	4,02	4,36	3,69	2,56	3,70	1,90	2,93	3,93	2,07

Analisando a Tabela 5.8, é possível observar que o sistema a R-290 é o que apresenta o fluido frigorigéneo com os melhores valores de eficiência para o modo em questão. Em climas com grande variação sazonal e secos, como é o caso da região de Tatlar, o sistema que utiliza o R-32 como fluido frigorigéneo, é o sistema que apresenta valores de COP próximos dos valores obtidos para o sistema a R-290. Porém, em climas frios e húmidos, como é o caso da cidade de Bodø, é clara a diferença de eficiências entre estes dois sistemas. Mais uma vez, o sistema a R-410A continua a ser o sistema menos eficiente entre os três sistemas estudados, com claras diferenças nos valores de COP, demonstrando a fragilidade dos sistemas a R-410A, quando comparados com sistemas a R-290 e R-32.

5.3. Modo de Arrefecimento - Climatização

Recorrendo aos dados dispostos na Tabela 5.9, para o sistema a R-290, na Tabela 5.10, para o sistema a R-410A, e na Tabela 5.11, para o sistema R-32, é pretendido analisar as variações dos valores de eficiência energética para o modo de arrefecimento, EER, entre as diferentes cidades e regiões das quais o presente trabalho incide, com o objetivo de compreender o efeito que parâmetros como temperatura exterior e humidade relativa apresentam nas eficiências dos sistemas com diferentes fluidos frigorigéneos, quando estes operam no modo de arrefecimento para climatização.

Tabela 5.9 - Comparação entre cidades da potência elétrica total para o sistema a R-290 no modo de arrefecimento - climatização.

	EER			Diferença Lisboa-Bodø [%]	Diferença Lisboa-Tatlar [%]
	Lisboa	Bodø	Tatlar		
Jan	5,60	-	-	-	-
Fev	5,48	-	-	-	-
Mar	5,15	-	5,91	-	14,9
Abr	4,90	-	5,10	-	4,2
Mai	4,52	-	4,39	-	-3,0
Jun	4,15	5,91	3,88	42,3	-6,7
Jul	3,98	5,29	3,48	32,9	-12,7
Ago	3,88	5,44	3,48	40,2	-10,3
Set	4,07	6,13	3,96	50,7	-2,6
Out	4,45	-	4,73	-	6,4
Nov	5,07	-	5,78	-	14,0
Dez	5,45	-	-	-	-

Através da Tabela 5.9, é possível observar as limitações da bomba de calor a R-290, limitações esta referidas no capítulo 5. Para a cidade de Bodø, uma vez que esta apresenta temperaturas médias inferiores à da cidade de Lisboa, irá apresentar um maior rendimento durante a operação em modo de arrefecimento. Este aumento do valor de EER, corresponde a um valor médio de 41,6%, entre os meses de Junho a Setembro, uma vez que é apenas neste período que as temperaturas são altas o suficiente para a bomba de calor operar neste modo.

Entre os meses de Junho a Setembro, Lisboa apresenta uma temperatura exterior média de 25,6 °C e de HR, 69,5%. Por outro lado, Bodø, apresenta uma temperatura exterior média de 13,3 °C e 79,5% de HR. Para a região de Tatlar, o valor médio de EER, comparativamente com a cidade de Lisboa, é de 0,5%, entre os meses de Março

a Novembro, inclusive. Porém, é de salientar que em Tatlar, entre os meses de Maio a Setembro, a temperatura média é de 21,9 °C e a humidade relativa é de 49%, enquanto em Lisboa a temperatura exterior média é igual, 21,9 °C, e 72,5% de HR. Neste caso, a eficiência do sistema apresenta um declínio médio de 7 %, relativamente ao mesmo período para a cidade de Lisboa.

Tabela 5.10 - Comparação entre cidades da potência elétrica total para o sistema a R-410A no modo de arrefecimento - climatização.

	EER			Diferença Lisboa- BodØ [%]	Diferença Lisboa- Tatlar [%]
	Lisboa	BodØ	Tatlar		
Jan	-	-	-	-	-
Fev	-	-	-	-	-
Mar	4,87	-	-	-	-
Abr	4,66	-	4,82	-	3,6
Mai	4,33	-	4,20	-	-3,0
Jun	3,98	-	3,67	-	-7,7
Jul	3,79	-	3,21	-	-15,3
Ago	3,80	-	3,21	-	-15,6
Set	3,89	-	3,76	-	-3,1
Out	4,26	-	4,51	-	6,0
Nov	4,80	-	-	-	-
Dez	-	-	-	-	-

Realizando uma análise aos dados dispostos na Tabela 5.10, é possível observar a clara limitação do sistema a R-410A em climas perfis climáticos que proporcionam valores de temperatura exterior baixa, para o modo de arrefecimento. Desta forma, apenas poderá ser realizada uma análise comparativa entre a cidade de Lisboa e a região de Tatlar. Assim, foi determinada uma redução média do valor de EER de 5%, entre os meses de Abril e Outubro. Neste período, a temperatura exterior média na cidade de Lisboa é de 23,3 °C com uma humidade relativa de 71,2%. Por outro lado, na região de Tatlar, esta apresenta uma temperatura exterior média de 24,7 °C e uma humidade relativa de 43,8%. É ainda possível observar pela Tabela 5.10 que, nos meses de Abril e Outubro, a variação do valor de eficiência energética no modo de arrefecimento, EER, foi positivo, querendo isto dizer que o sistema a R-410A apresentou-se como mais eficiente na região de Tatlar do que na cidade de Lisboa, com uma melhoria média de 4,8%. No mês de Abril, a cidade de Lisboa apresenta uma temperatura exterior de 18,3 °C e 85 % de HR, enquanto a região de Tatlar apresentava 16,9 °C de temperatura exterior e 55% de HR.

Tabela 5.11 - Comparação entre cidades da potência elétrica total para o sistema a R-32 no modo de arrefecimento - climatização.

	EER			Diferença Lisboa-Bodø [%]	Diferença Lisboa-Tatlar [%]
	Lisboa	Bodø	Tatlar		
Jan	5,62	-	-	-	-
Fev	5,49	-	-	-	-
Mar	5,14	-	5,94	-	15,5
Abr	4,88	-	5,09	-	4,3
Mai	4,49	-	4,35	-	-3,1
Jun	4,11	5,94	3,80	44,3	-7,6
Jul	3,90	5,29	3,40	35,4	-12,8
Ago	3,80	5,44	3,40	43,1	-10,4
Set	3,99	6,16	3,88	54,5	-2,6
Out	4,42	-	4,71	-	6,6
Nov	5,06	-	5,80	-	14,6
Dez	5,45	-	-	-	-

Observando a Tabela 5.11 e comparando com a Tabela 5.9, é possível observar uma diferença média de -0,6% entre o sistema a R-32 com a bomba de calor a R-290 para Lisboa, 0,2% para a cidade de Bodø e -0,8 % para a região de Tatlar. Comparando os valores de EER obtidos na cidade de Lisboa com os obtidos em Bodø, é observado um aumento médio de 44,3 %, durante os meses em que o sistema a R-32 pode funcionar na cidade do norte da Noruega, sendo estes os meses entre Junho a Setembro, inclusive. Durante este período, Lisboa, como anteriormente determinado, apresenta uma temperatura exterior média de 25,6 °C e de HR, 69,5%, enquanto Bodø, apresenta uma temperatura exterior média de 13,3 °C e 79,5% de HR. Relativamente ao sistema em Tatlar, este apresenta um valor médio de EER de 0,5%, o mesmo valor obtido para o sistema a R-290. De destacar os meses entre Maio a Setembro, onde o valor médio de EER desce 7,3% para o mesmo período na cidade de Lisboa. Como acima referido, entre os meses de Maio a Setembro, a temperatura média é de 21,9 °C e a humidade relativa é de 49%, enquanto em Lisboa a temperatura exterior média é igual, 21,9 °C, e 72,5 % de HR. Para os meses entre Outubro e Abril, o valor médio de EER sobe 10,3% relativamente ao mesmo período para Lisboa. Neste caso, a temperatura exterior média em Tatlar é de 15,2 °C com HR de 58,3%. Lisboa, para os meses entre Outubro e Abril, apresenta uma temperatura exterior média de 18,4 °C e HR de 76,5%.

Por fim, procedendo a uma análise semelhante feita em 5.1, com o objetivo de identificar o fluido frigorigéneo mais eficiente para o modo de arrefecimento para as diferentes condições climáticas, recorreu-se à Tabela 5.12.

Tabela 5.12 - Valores de EER médio, máximo e mínimo para as cidades de Lisboa, Bodø e Tatlar para R-290, R-410A e R-32 para arrefecimento (climatização)

	Lisboa			Bodø			Tatlar		
	Média	Máx	Mín	Média	Máx	Mín	Média	Máx	Mín
EER R290	4,73	5,60	3,88	5,69	6,13	5,29	4,52	5,91	3,48
EER R410A	4,25	4,87	3,67	-	-	-	3,91	4,82	3,21
EER R32	4,70	5,62	3,80	5,71	6,16	5,29	4,49	5,94	3,40

Analisando a Tabela 5.12, é possível observar uma clara fraqueza do R-410A em climas onde as temperaturas médias máximas não são altas o suficiente para operar o sistema a R-410A, como é o caso da cidade de Bodø, onde a temperatura média máxima mais elevada é de apenas 15,6 °C, sendo também o que globalmente apresenta os valores de EER mais reduzidos comparativamente aos sistemas a R-290 e R-32. Para o modo de arrefecimento para climas como o da cidade de Lisboa, o sistema a R-290 apresenta uma vantagem mínima, chegando mesmo o R-32 a ter uma melhor eficiência em condições climatéricas com temperaturas mais elevadas e húmidas. Em climas frios e húmidos, durante o modo de arrefecimento, o sistema a R-32 apresenta-se como o mais eficiente, demonstrando uma fragilidade de sistemas a R-290. Em regimes climatéricos de períodos amenos e secos (DBT de 11,8 °C e HR de 61%), como é o caso da região de Tatlar, o sistema a R-32 apresenta-se como o mais eficiente. Porém, durante o modo de arrefecimento, para temperaturas mais altas (DBT de 31 °C e HR de 37%) o sistema a R-290 é o mais eficiente, demonstrando que para climas mais quentes, o sistema a R-290 é o mais eficiente.

6. Conclusões e trabalho futuro

6.1. Conclusões

O presente trabalho tem como objetivo estudar o impacto que a escolha do fluido frigorígeno tem na eficiência de uma bomba de calor com diferentes condições exteriores e/ou interiores. Os fluidos frigorígenos selecionados para este estudo foram o R-290, o R-32 e o R-410A, uma vez que apresentam características termodinâmicas favoráveis à sua implementação em sistemas de bombas de calor e uma vez que se encontram presentes em grande parte dos equipamentos deste género instalados em várias regiões do mundo.

Este estudo foi efetuado em regiões onde as suas diferenças térmicas sejam notáveis, como é o caso da cidade de Lisboa, cidade com um clima ameno, Bodø, cidade caracterizada por um clima frio e húmido e a região de Tatlar. Esta região é caracterizada por um clima continental frio, implicando verões quentes e invernos frios, ambos relativamente secos. A cidade de Lisboa foi utilizada como cidade de referência, sendo a cidade de Bodø utilizada para monitorar a influência da temperatura exterior na eficiência dos diferentes sistemas, enquanto a região de Tatlar foi utilizada para determinar a influência que um menor nível de humidade relativa apresenta nos valores de COP e EER.

Para os modos de aquecimento, quer para produção de AQS, quer para climatização, recorreu-se ao uso das temperaturas médias mínimas exteriores de cada cidade para o cálculo da eficiência de cada um dos três sistemas. Por outro lado, para o modo de arrefecimento, foi utilizada a temperatura média máxima exterior para o mesmo efeito.

Analisando a Tabela 5.4, e em semelhança a Tabela 5.8, é possível concluir que para a o modo de aquecimento, quer seja para produção de AQS ou climatização, em climas amenos e húmidos, como é caso de Lisboa, o R-290 é o mais eficiente, sendo o R-32 considerado uma opção ainda bastante viável. O R-410A, demonstra valores de COP bastante insatisfatórios, comparados aos valores obtidos para os sistemas a R-290 e R-32. Para climas mais frios e húmidos, o R-290 apresenta-se novamente como o mais eficiente, mas com uma diferença mais reduzida para com o R-32, demonstrando a robustez em climas frios e podendo ser considerada uma solução bastante boa em situações onde fluidos frigorígenos inflamáveis não podem ser utilizados. O R-410A, continua a mostrar valores de COP reduzidos, demonstrando a sua fragilidade em climas frios. Para climas como o de Tatlar, verões secos e invernos rigorosos, é possível observar que o sistema a R-290, se adapta melhor a climas com grandes variações sazonais. Apesar do sistema a R-32 apresentar valores um pouco mais baixos, continua

a poder ser considerada uma solução viável, sendo o R-410A o menos eficiente, novamente.

Observando a Tabela 5.12, é possível observar o impacto que a temperatura tem na eficiência dos fluidos frigoríficos R-290, R-32 e R-410A, quando estes operam no modo de arrefecimento. Nesta análise, é possível concluir que sistemas a R-32 operam eficientemente em condições climáticas não muito quentes e húmidas, enquanto sistemas a R-290 podem operar de forma bastante eficiente mesmo em climas quentes e secos, demonstrando uma grande vantagem e versatilidade deste fluido frigorífico à medida que o impacto no clima é cada vez mais evidente devido ao aquecimento global.

É ainda possível concluir que o valor da humidade relativa tem um impacto notável na eficiência de um sistema no modo de aquecimento. Por exemplo, para a cidade de Lisboa, foi selecionado o mês de Outubro, com 16,4 °C de DBT e 77% de HR, tendo sido determinado um valor de COP de 4,31. Em semelhança, para a cidade de Tatlar, foi selecionado o mês de Agosto, com 16,1 °C de DBT e 37% de HR, tendo sido determinado um valor de COP de 4,00. Comparando estes dois resultados, é possível concluir que com uma diferença de apenas 0,3 °C de DBT e de 40% de HR, foi obtida uma diferença de COP de 0,30, uma queda de 7,2%. Porém, variação da temperatura exterior é o parâmetro que demonstra que qualquer variação no seu valor, resultará em variações significativas nos valores de COP, qualquer que seja o fluido frigorífico em uso na bomba de calor. Para este caso, foi selecionado o mês de Dezembro na cidade de Lisboa, com 10,3 °C de DBT e 81% de HR e o mês de Abril para a cidade de Bodø, com -2,7 °C de DBT e 80% de HR. Para a cidade de Lisboa, foi determinado um valor de COP de 3,83 e para a cidade de Bodø de apenas 2,22, uma redução de 42%, o que se traduz numa diferença de 1,61 entre os valores de COP.

Desta forma é possível concluir que para climas amenos e húmidos, o sistema mais adequado a nível de eficiências é o sistema a R-32, uma vez que apresenta diferenças mínimas nos estudos realizados na cidade de Lisboa e uma vez que apresenta melhores eficiência que o sistema a R-290 no modo de arrefecimento na cidade de Bodø. Para climas quentes e secos, o sistema a R-290 é o que apresenta melhores eficiências, conclusão esta comprovada pelos valores de EER na região de Tatlar. Para climas frios e húmidos, ou seja, quando a bomba de calor opera em modo de aquecimento na cidade de Bodø, o sistema mais eficiente continua a ser o a R-290. Para climas mais frios e secos, o sistema a R-290 continua a demonstrar grandes vantagens nos valores de COP, como é possível observar no estudo realizado durante o modo de aquecimento na região de Tatlar. Por fim, para climas quentes e húmidos, como é o caso da cidade

de Lisboa durante o Verão, o fluido frigorigéneo que apresenta melhores valores de eficiência é o R-290. Porém, em casos onde a inflamabilidade seja uma questão que impossibilite a aplicação deste fluido frigorigéneo, o R-32 pode ser apresentado como uma solução bastante viável, próximo dos valores do R-290.

Como foi possível observar, o sistema a R-410A, não foi recomendado para nenhum dos climas apresentados. Esta situação deve-se não só aos baixos valores de COP e EER, mas também porque este sistema não apresenta condições de funcionamento para o modo de arrefecimento em climas onde a temperatura não exceda os 16 °C. Apesar de esta poder não ser uma limitação para sistemas residenciais, em sistemas com aplicações comerciais onde sejam necessárias temperaturas constantes abaixo deste valor, esta seria um aspeto a ter em consideração. O facto de o seu valor de GWP ser bastante elevado, também levante entraves devido às políticas de descarbonização implementadas pela EU, sendo mais um aspeto que desincentiva o uso deste fluido frigorigéneo.

6.2. Trabalho futuro

Para um trabalho futuro, seria uma mais-valia a validação dos resultados obtidos e conclusões através de testes práticos num ambiente controlado, com controlo independente de temperatura e humidade relativa. Desta forma, pretende-se retirar a influência nos resultados de pequenas variações indesejadas em parâmetros, como foi o caso da variação de 0,4 °C no modo de arrefecimento para os sistemas na cidade de Lisboa e Tatlar. Esta variação provocou uma redução de 1,3% no valor de EER quando o valor de humidade relativa foi reduzido de 77% para 49%.

Referências

- [1] Martin Zogg, “History of Heat Pumps”, Oberburg, Mai. 2008. Acedido: 15 de Janeiro de 2025. [Online]. Disponível em: <https://www.osti.gov/etdeweb/servlets/purl/21381633>
- [2] Mitsubishi Electric, “Explainer: What’s the History of All-Climate Heat Pumps?” Acedido: 15 de Janeiro de 2025. [Online]. Disponível em: <https://www.mitsubishicomfort.com/articles/history-variable-capacity-heat-pumps>
- [3] Parlamento Europeu, “Resolução do Parlamento Europeu, de 13 de setembro de 2016, sobre a Estratégia da UE para o Aquecimento e a Refrigeração (2016/2058(INI))”, Jornal Oficial da União Europeia, Set. 2016.
- [4] Parlamento Europeu e Conselho da União Europeia, “REGULAMENTO (UE) 2024/573 DO PARLAMENTO EUROPEU E DO CONSELHO relativo aos gases fluorados”, Jornal Oficial da União Europeia, Fev. 2024.
- [5] European Environment Agency, *Trends and projections in Europe 2023*. Publications Office of the European Union, 2023. doi: 10.2800/595102.
- [6] União Europeia “Protocolo de Montreal relativo às Substâncias que Empobrecem a Camada de Ozono” EUR-Lex. Acedido: 10 de Junho de 2025. [Online]. Disponível em: <https://eur-lex.europa.eu/PT/legal-content/summary/montreal-protocol-on-substances-that-deplete-the-ozone-layer.html>
- [7] M. J. Moran, H. N. Shapiro, D. D. Boettner e M. B. Bailey, *Fundamentals Of Engineering Thermodynamics* 7th ed. Hoboken, NJ, USA: Wiley 2010.
- [8] D. R. Dias, “Desenvolvimento de um equipamento de refrigeração comercial utilizando o frigorigéneo R 290” Tese de Mestrado”, Univ. do Minho, Braga, 2013.
- [9] Comissão Europeia, “Regulamento (UE) n.º 206/2012 relativo aos requisitos de conceção ecológica para aparelhos de ar condicionado e ventiladores”, Jornal Oficial da União Europeia, Mar. 2012.
- [10] Goldenergy, “Ar condicionado single-split vs multi-split: qual escolher?” Acedido: 6 de Fevereiro de 2025. [Online]. Disponível em: <https://goldenergy.pt/blog/poupanca/ar-condicionado-single-split-vs-multi-split/>
- [11] C. Star, “7 Ventajas del aire acondicionado multisplit”. Acedido: 24 de Janeiro de 2025. [Online]. Disponível em: <https://www.climastar.com.ar/7-ventajas-del-aire-acondicionado-multisplit/>
- [12] A Geradora, “Ar Condicionado DX System (Rooftop) e Suas Vantagens”. Acedido: 24 de Janeiro de 2025. [Online]. Disponível em: <https://www.ageradora.com.br/ar-condicionado-dx-system-rooftop-e-suas-vantagens/>
- [13] Panasonic, “Rooftops”. Acedido: 24 de Janeiro de 2025. [Online]. Disponível em: https://www.aircon.panasonic.eu/PT_pt/ranges/rooftop/

- [14] Carrier, “Unidades de close control”. Acedido: 24 de Janeiro de 2025. [Online]. Disponível em: <https://www.carrier.com/commercial/pt/pt/produtos/tratamento-de-ar/unidades-de-close-control/>
- [15] Northec Engenharia, “VRF: O que é? Como funciona?” Acedido: 24 de Janeiro de 2025. [Online]. Disponível em: <https://northec.com.br/vrf-o-que-e-como-funciona/>
- [16] Panasonic, “ECOi EX série MF3 de 3 tubos”. Acedido: 6 de Fevereiro de 2025. [Online]. Disponível em: https://www.aircon.panasonic.eu/PT_pt/happening/3-pipe-ecoi-ex/
- [17] Panasonic, “Panasonic - heating and cooling systems”. Acedido: 6 de Fevereiro de 2025. [Online]. Disponível em: https://www.aircon.panasonic.eu/_____/ranges/vrf/products/
- [18] AREA, “Introduction to Refrigeration Standard EN 378”. Acedido: 4 de Março de 2025. [Online]. Disponível em: https://area-eur.be/sites/default/files/2019-07/AREA%20Introduction%20to%20EN%20378%20-%20for%20Publication_0.pdf
- [19] H. S. Capela, “Avaliação de um Chiller de Absorção numa unidade de cogeração e trigeriação” Tese de Mestrado”, Instituto Superior de Engenharia do Porto, Porto, 2015.
- [20] J. M. S. Ascenção, “Avaliação do potencial energético e económico de uma unidade de trigeriação numa indústria do sector automóvel” Tese de Mestrado, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto, 2011.
- [21] Grundfos, “Uma introdução às torres de arrefecimento”. Acedido: 24 de Janeiro de 2025. [Online]. Disponível em: <https://www.grundfos.com/>
- [22] DiagramIO, “Understanding the Water Chiller System: A Visual Breakdown”. Acedido: 24 de Janeiro de 2025. [Online]. Disponível em: <https://diagramio.com/water-chiller-system-diagram>
- [23] totalar, “O que é um Chiller?” Acedido: 25 de Janeiro de 2025. [Online]. Disponível em: <https://totalar.blog/2020/02/20/o-que-e-chiller/>
- [24] INNOVASOL, “Pompa di calore aria aria: funzionamento, vantaggi e costi”. Acedido: 21 de Janeiro de 2025. [Online]. Disponível em: <https://innovasol.it/pompa-di-calore-aria-aria/>
- [25] D. Wu, B. Ma, X. Huang, Y. Yang, C. Wen e J. Zhang, “Heat exchanger design and performance evaluation for a high-temperature heat pump system under different two-phase correlations: 4E analysis”, *Applied Energy*, vol. 384, Abr. 2025, doi: 10.1016/J.APENERGY.2025.125492.

- [26] FHESC Climatização, “O que é uma bomba de calor?” Acedido: 21 de Janeiro de 2025. [Online]. Disponível em: <https://fhescclimatizacao.pt/o-que-e-uma-bomba-de-calor/>
- [27] M. Ferrara, M. Babuin, E. Fabrizio, e S. P. Corgnati, “Assessing the decarbonization potential of new generation R290 high-temperature heat pumps for apartment buildings”, *Energy Reports*, 2024, doi: 10.1016/J.EGYR.2025.01.008.
- [28] H. Fu, J. Li, X. Wang, W. Xiong, W. Liu e R. Sun, “Performance analysis of water source heat pump air-conditioning system for Haihe River as heat source”, *International Journal of Refrigeration*, 2024, doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2024.12.020.
- [29] Sea Temperature, “Temperatura da água na Noruega agora e ao longo do ano”. Acedido: 21 de Janeiro de 2025. [Online]. Disponível em: <https://pt.seatemperature.net/>
- [30] J. Leitão, “Estudo do Potencial de Aproveitamento de Energia Geotérmica em Portugal Continental” Tese de Mestrado, Faculdade de Ciências e Tecnologia Universidade de Coimbra, Coimbra, 2014.
- [31] D. Gonçalves, “Utilização de Bombas de Calor Geotérmico no Aquecimento e Climatização da Academia Militar” Tese de Mestrado, Instituto Superior Técnico, Lisboa, 2017.
- [32] Y. Li, N. Nord, H. Yin, G. Pan, C. Wang, T. Wu e I. Rekstad, “A study of optimal control approaches of water-to-water CO₂ heat pump for domestic hot water use”, *Case Studies in Thermal Engineering*, Jan. 2025, doi: 10.1016/J.CSITE.2024.105615.
- [33] Panasonic, “A Panasonic associa-se à Together Housing para fornecer soluções de aquecimento sustentáveis”, Panasonic - Heating and Cooling solutions, 2024.
- [34] Panasonic, “Water Source Heat Pump”. Acedido: 28 de Setembro de 2025. [Online]. Disponível em: https://www.aircon.panasonic.eu/GB_en/ranges/water-source-heat-pump/
- [35] Panasonic, “Hotel Moxy Oriente”, Panasonic – Heating and Cooling solutions, 2021.
- [36] Z. Roy e G. Halder, “Replacement of halogenated refrigerants towards sustainable cooling system: A review”, *Chemical Engineering Journal Advances*, vol. 3, Nov. 2020, doi: 10.1016/J.CEJA.2020.100027.
- [37] G. Wang e P. Hu, “Prediction of normal boiling point and critical temperature of refrigerants by graph neural network and transfer learning”, *International Journal of Refrigeration*, vol. 151, pp. 97–104, Jul. 2023, doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2023.04.006.

- [38] eThermo, “Latent Heat of Vaporization - eThermo Thermodynamics & Transport Properties Calculation”. Acedido: 8 de Março de 2025. [Online]. Disponível em: <http://www.ethermo.us/ShowWord9.htm>
- [39] R. Radebaugh, “Cryogenic Technology Resources”. Acedido: 6 de Fevereiro de 2025. [Online]. Disponível em: <https://trc.nist.gov/cryogenics/aboutCryogenics.html>
- [40] ASHRAE, “ASHRAE Position Document on Natural Refrigerants”, Jan. 2009.
- [41] IPQ, “Utilização prática de fluidos frigorigéneos inflamáveis. Grupos de segurança A2L, A2 e A3” Documento Normativo Português - Guia, Ed.15-04-2024, 2024.
- [42] M. Longhini, “New generation refrigerants for domestic heat pumps in Sweden”, Departamento de engenharia energética e gestão, Instituto Superior Técnico, Lisboa, Set. 2015.
- [43] J. Wang, P. Gullo e H. Ramezani, “Review on the trend of ultra-low-GWP working fluids for small-capacity vapour-compression systems”, *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, Jun. 2024, doi: 10.1016/J.SETA.2024.103803.
- [44] K. Dağdır e K. Bilen, “Usage of R513A as an alternative to R134a in a refrigeration system: An experimental investigation based on the Kigali amendment”, *International Journal of Thermofluids*, vol. 21, p. 100582, Fev. 2024, doi: 10.1016/J.IJFT.2024.100582.
- [45] Conselho Europeu, “Objetivo 55”. Acedido: 25 de Fevereiro de 2025. [Online]. Disponível em: <https://www.consilium.europa.eu/pt/policies/fit-for-55/>
- [46] Conselho Europeu, “REPowerEU: Política energética nos planos de recuperação e resiliência dos países da UE”. Acedido: 19 de Fevereiro de 2025. [Online]. Disponível em: <https://www.consilium.europa.eu/pt/policies/repowereu/>
- [47] Gasservei, “R-404A - Gas Servei”. Acedido: 23 de Maio de 2025. [Online]. Disponível em: <https://gas-servei.com/pt-pt/producto/r-404a/>
- [48] Gasservei, “R-507A”, Acedido: 23 de Maio de 2025. [Online]. Disponível em: www.gas-servei.com
- [49] M. Greg, “The 1970s: Heat Pumps Return, Solar Heats It Up In”, ACHR News, Acedido: 13 de Junho de 2025. [Online]. Disponível em: <https://www.achrnews.com/articles/87484-the-1970s-heat-pumps-return-solar-heats-it-up-in>
- [50] Heatpumps, “The Latest Heat Pump Statistics (updated May 2025)”. Acedido: 13 de Junho de 2025. [Online]. Disponível em: <https://www.heatpumps.london/blog/everything-you-need-to-know-about-heat-pumps>
- [51] Stats EHPA, “EHPA Dashboard”. Acedido: 21 de Junho de 2025. [Online]. Disponível em: <https://stats.ehpa.org/home/ehpa-dashboard/>

- [52] K. Onno, “Refrigerants for Heat Pump Water Heaters”, Technology Collaboration Programme, 2019. Acedido: 13 de Junho de 2025. [Online]. Disponível em: <https://heatpumpingtechnologies.org/annex46/wp-content/uploads/sites/53/2020/10/hpt-an46-04-task-1-refrigerants-for-heat-pump-water-heaters-1.pdf>
- [53] Daikin, “Novo regulamento de gases fluorados acelera a redução do consumo de HFC”, Daikin, Acedido: 13 de Junho de 2025. [Online]. Disponível em: https://www.daikin.pt/pt_pt/particular/noticias/2024/novo-regulamento-de-gases-fluorados-acelera-a-reducao-do-consumo.html
- [54] Gasservei, “Dados Técnicos R-717”. Acedido: 13 de Junho de 2025. [Online]. Disponível em: <https://gas-servei.com/producto/r-717-r-717/>
- [55] Gasservei, “Dados Técnicos R-744 (CO₂)”. Acedido: 13 de Junho de 2025. [Online]. Disponível em: <https://gas-servei.com/producto/r-744-r-744/>
- [56] C. Höges, J. Klingebiel, V. Venzik, J. Brach, P. Roy, K. Neumann, C. Vering e D. Müller, “Low-GWP refrigerants in heat pumps: An experimental investigation of the influence of an internal heat exchanger”, *Energy Conversion and Management: X*, vol. 24, p. 100704, Out. 2024, doi: 10.1016/J.ECMX.2024.100704.
- [57] Gasservei, “Dados Técnicos R-410A”. Acedido: 1 de Fevereiro de 2025. [Online]. Disponível em: <https://www.gas-servei.com/wp-content/uploads/2024/06/Dados-tecnicos-R-410A-Gas-Servei-1.pdf>
- [58] M. Skovrup, A. Jakobsen, B. Rasmussen e S. Andersen, “CoolPack”, *IPU & Department of Mechanical Engineering Technical University of Denmark*: v1.50.
- [59] S. Inampudi e S. Elbel, “Seasonal performance assessment and experimental investigation of R32 drop-in and BPHX size in an R410A chiller when using two compressor modulation strategies”, *International Journal of Refrigeration*, Jun. 2024, doi: 10.1016/J.IJREFRIG.2024.03.006.
- [60] S. Sono e M. Punit, “Energy Analysis of Low GWP Refrigerant Replacement to HFC 410A in Split Air Conditioner”, *Emerging Trends in Energy Conversion and Thermo-Fluid Systems*, S. Sharma Dilip and Roy, Ed., Singapore: Springer Nature Singapore, 2023, pp. 247–259.
- [61] Gasservei, “Dados Técnicos R-32”. Acedido: 1 de Fevereiro de 2025. [Online]. Disponível em: <https://gas-servei.com/wp-content/uploads/2024/06/Dados-tecnicos-R-32-Gas-Servei-1.pdf>
- [62] Danfoss, “Coolselector2”, v5.4.1.
- [63] Seize, “R290 vs R32: Quais são as diferenças? Qual deles escolher?” Acedido: 1 de Fevereiro de 2025. [Online]. Disponível em: <https://seize-sa.ch/pt/r32-vs-r290-o-que-escolher/>

- [64] Gasservei, “Dados Técnicos R-290”. Acedido: 1 de Fevereiro de 2025. [Online]. Disponível em: <https://gas-servei.com/wp-content/uploads/2024/09/Dados-tecnicos-R-290-Gas-Servei.pdf>
- [65] Panasonic, “Panasonic Heat Pump Simulation Software Aquarea Designer®-Online Tool Calculation and Optimization of Heat Pump Systems”, 2022. [Online]. Disponível em: <https://www.panasonicproclub.com/>
- [66] Panasonic, “Indoor_WH-ADC0509L3E5B Right Perspective”. Acedido: 16 de Maio de 2025. [Online]. Disponível em: https://www.panasonicproclub.com/uploads/general/images/AQUAREA/PRODUCT-ACC/INDOOR_WH-ADC0509L3E5B%20RIGHT%20PERSPECTIVE.png
- [67] Panasonic, “Outdoor_WH-WDG07LE5 Translucent 1”. Acedido: 16 de Maio de 2025. [Online]. Disponível em: https://www.panasonicproclub.com/uploads/general/images/AQUAREA/PRODUCT-ACC/OUTDOOR_WH-WDG07LE5%20TRANSLUCENT%201.png
- [68] Panasonic, “Manual de Serviço WH-UDZ07KE5 (R-32)”. Acedido: 16 de Maio de 2025. [Online]. Disponível em: https://www.panasonicproclub.com/PT_pt/login/
- [69] Panasonic, “Manual de Serviço WH-WDG07LE5 (R-290)”. Acedido: 16 de Maio de 2025. [Online]. Disponível em: https://www.panasonicproclub.com/PT_pt/login/
- [70] Panasonic, “Manual de Serviço WH-UD07HE5-1 (R-410A)”. Acedido: 16 de Maio de 2025. [Online]. Disponível em: https://www.panasonicproclub.com/PT_pt/login/
- [71] P. Reis, “Piso radiante: Como funciona, preços e como se realiza a instalação”. Acedido: 3 de Março de 2025. [Online]. Disponível em: <https://www.portal-energia.com/piso-radiante-aquecimento/>
- [72] Enat, “Piso Radiante”. Acedido: 3 de Março de 2025. [Online]. Disponível em: <https://www.enat.pt/artigo/piso-radiante>
- [73] EPAL, “Legionella o que é a Legionella - Ficha Informativa”, 2024.
- [74] Caleffi, “A Regulação Das Instalações De Chão Radiante”, Acedido: 16 de Maio de 2025. [Online]. Disponível em: www.caleffi.pt
- [75] Diário da República, “Ambiente e Ação Climática e Infraestruturas e Habitação”. Acedido: 9 de Março de 2025. [Online]. Disponível em: <https://files.diariodarepublica.pt/1s/2021/07/12602/0001200053.pdf>
- [76] CUF, “Proteja a sua pele: evite duchas muito quentes”. Acedido: 9 de Março de 2025. [Online]. Disponível em: <https://www.cuf.pt/mais-saude/proteja-sua-pele-evite-duchas-muito-quentes>
- [77] Laboratório Nacional de Energia e Geologia, “SolTerm”, v5.3.
- [78] Hands Down Software, “Carrier HDPsyChart”, v7.5.8.

- [79] Caleffi, “4: Thermal Characteristics of heat Exchangers”. Acedido: 26 de Abril de 2025. [Online]. Disponível em: <https://idronics.caleffi.com/article/4-thermal-characteristics-heat-exchangers>
- [80] Carbontrust, “Industrial refrigeration equipment A guide to equipment eligible for Enhanced Capital Allowances Technology information leaflet ECA768”, Acedido: 26 de Abril de 2025. [Online]. Disponível em: www.carbontrust.co.uk/refrigeration
- [81] J. Lindhe, M. Larsson, M. Willis, P. Tiljander e D. Johansson, “Challenges and potentials of using a local heat pump in a 5 GDHC solution: Results from field and laboratory evaluations”, *Energy*, vol. 289, p. 129807, Fev. 2024, doi: 10.1016/J.ENERGY.2023.129807.
- [82] Climate Data, “Clima Lisboa: Temperatura, Tempo e dados climatológicos Lisboa. Temperatura da água Lisboa”. Acedido: 11 de Abril de 2025. [Online]. Disponível em: <https://pt.climate-data.org/europa/portugal/lisboa/lisboa-3308/>
- [83] Panasonic, “Outdoor_WH-WDG07LE5 Top Perspective.png (2291×2906)”. Acedido: 17 de Maio de 2025. [Online]. Disponível em: https://www.panasonicproclub.com/uploads/general/images/AQUAREA/PRODUCT-ACC/OUTDOOR_WH-WDG07LE5%20TOP%20PERSPECTIVE.png
- [84] Climate Data, “Clima Bodø: Temperatura, Tempo e dados climatológicos Bodø. Temperatura da água Bodø”. Acedido: 11 de Julho de 2025. [Online]. Disponível em: <https://pt.climate-data.org/europa/noruega/nordland/bod%c3%b8-717052/>
- [85] Daikin, “Psychrometrics Diagram Viewer”, v4.1.0.
- [86] Climate Data, “Clima Tatlar: Temperatura, Tempo e dados climatológicos Tatlar”. Acedido: 20 de Julho de 2025. [Online]. Disponível em: <https://pt.climate-data.org/asia/turquia/ankara/tatlar-666613/>