



Universidade do Minho
Escola de Engenharia

Fernando Lima Dias

Desenvolvimento de uma bomba de calor
compatível com ventilação VMC

Fernando Lima Dias | Desenvolvimento de uma bomba de calor
compatível com ventilação VMC



Universidade do Minho
Escola de Engenharia

Fernando Lima Dias

Desenvolvimento de uma bomba de calor
compatível com ventilação VMC

Dissertação de Mestrado
Ciclo de Estudos Integrados Conducentes ao
Grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Trabalho efetuado sob a orientação do
Professor Doutor José Carlos Teixeira
Professor Pedro Alexandre Lobarinhas
Doutora Engenheira Celina Gameiro

DECLARAÇÃO

Nome: Fernando Lima Dias

Correio eletrónico: nandoldias@gmail.com

Tel./Tlm.: 916526186

Número do Bilhete de Identidade: 13940117

Título da dissertação:

Desenvolvimento de uma bomba de calor compatível com ventilação VMC

Ano de conclusão: 2014

Orientador(es):

José Carlos Fernandes Teixeira

Pedro Alexandre M. Lobarinhas

Designação do Mestrado:

Ciclo de Estudos Integrados Conducentes ao Grau de Mestre em Engenharia Mecânica

Área de Especialização: Energia e Ambiente

Escola: Escola de Engenharia

Departamento: Departamento de Engenharia Mecânica

DE ACORDO COM A LEGISLAÇÃO EM VIGOR, NÃO É PERMITIDA A REPRODUÇÃO DE QUALQUER PARTE DESTA DISSERTAÇÃO

Guimarães, 05 / 09 / 2014

Assinatura: Fernando Lima Dias

Aos meus pais Mariana e Fernando
por todo o apoio, sacrifício e carinho.

"It has always been an unbearable thought to me that someone could inspect one of my products and find it inferior in any way. For that reason, I have constantly tried to deliver only products which withstand the closest scrutiny, products which prove themselves superior in every respect"

Robert Bosch

Agradecimentos

Gostaria de dar os meus maiores agradecimentos a todos os que contribuíram, ajudaram e apoiaram a realização deste projeto que culmina na entrega da minha Dissertação.

Em primeiro lugar, aos meus orientadores o Professor Doutor José Carlos Teixeira, o Professor Pedro Alexandre Lobarinhas, pela orientação, apoio e tempo disponibilizado.

À Bosch Termotecnologia, pela oportunidade de realizar o meu projeto de Dissertação num ambiente empresarial e por ter disponibilizado todo o equipamento e apoio necessário à realização do projeto.

Em especial, um agradecimento à Doutora Engenheira Celina Gameiro pela orientação, apoio e confiança não só no projeto mas também em outras atividades da Bosch.

À Engenheira Catarina Santiago, pela disponibilidade para aplicação da estratégia de controlo no *software* da bomba de calor.

A todo o grupo de trabalho ENG3.1, pelo bom ambiente de trabalho e confraternização nas pausas de trabalho, em especial ao Engenheiro José Corte-Real e ao Engenheiro João Pôtra pela ajuda e esclarecimento de assuntos relacionados com o projeto.

Ao Engenheiro Hélder Cruz e ao Engenheiro Pedro Laires pelo tempo disponibilizado para assistência nas atividades laboratoriais.

À Helena Sousa pelo esclarecimento de qualquer dúvida relacionada com o funcionamento da Bosch Termotecnologia.

Também aos colegas Carlos Ferreira, Simão Ribeiro e João Felgueiras que comigo realizaram a sua Dissertação na Bosch Termotecnologia e a cada um desejo a melhor sorte no futuro.

Aos meus amigos com quem partilhei todo o meu percurso académico: Paulo Silva, Tiago Costa, José Afonso Oliveira, Paulo Mendes, Helena Sá, Bruno Arcipreste, Rita Ferreira, Diogo Costa, Francisco Oliveira e Carlos Monteiro pelo companheirismo, amizade e excelentes momentos.

Por fim à minha família, desde os meus avós, Zé, Inocêncio, Lila e São, à minha irmã Carolina e em especial aos meus pais Mariana e Fernando por estarem sempre presentes, pela preocupação e ajuda.

Resumo

Cada vez mais se assiste a uma maior preocupação com o rendimento energético de edifícios, domésticos e terciários, já que a sua quota representa perto de 40% do consumo energético na UE-27, dos quais cerca de 20% dizem respeito ao aquecimento de água sanitária. Novas diretivas propostas pela União Europeia como a “*Energy Performance of Buildings Directive*”, que define novas metas a atingir de modo a reduzir o consumo de energia e a eliminar o desperdício de energia. Um dos pontos em que o sector da construção tem insistido, é a aplicação de sistemas de ventilação mecânica controlada com recuperação de calor, tomando um princípio denominado *Passive House*, em que é considerada uma série de requisitos em termos de isolamento e estanquidade do ar na casa, para que sejam diminuídas as necessidades e cargas térmicas e tornar mais eficiente o sistema de ventilação mecânica. Esta nova linha de orientação, faz com que empresas como a Bosch tenham de corresponder às futuras necessidades energéticas no seu sector. Um dos seus equipamentos desenvolvidos, é a bomba de calor para uso doméstico em aquecimento de água sanitária e uma das soluções possíveis é integrar a bomba de calor com o sistema de ventilação, em que o ar extraído pela rede de extração é dirigido para a bomba de calor e converte-se na fonte de calor da mesma.

Num sistema com recuperação de calor é necessário determinar a gama de temperaturas e humidade relativa do ar de exaustão após passagem pelo permutador de calor. Para este efeito foi realizado o dimensionamento energético do permutador de calor e validado em comparação com outros modelos, o que permitiu obter um modelo matemático definido em função da geometria e condições de operação do permutador de calor que permite o cálculo da temperatura e humidade relativa resultantes da transferência de energia. Com os dados de temperatura, a análise à performance da bomba de calor mostra valores coincidentes com um bom desempenho e benefícios energéticos que o conjunto pode promover numa habitação doméstica.

Após o levantamento dos requisitos e especificações, tornou-se necessário efetuar uma adaptação da estratégia de controlo para que esta conseguisse suportar os dois equipamentos em funcionamento simultâneo. A base da mesma é a variação do caudal de ar extraído de acordo com as necessidades de água quente. A alteração ao *software* de controlo da bomba de calor foi efetuada e testada em laboratório em condições propícias à verificação das variantes impostas pela estratégia de controlo. Os resultados da bateria de testes realizada aprovaram a aplicação do *software* de controlo, confirmando a adaptação do funcionamento da bomba de calor em conjunto com um sistema de ventilação.

Palavras-chave: *Passive House*, Ventilação Mecânica, Bomba de calor, Ar de exaustão

Abstract

We are increasingly seeing a greater concern with energy efficiency of buildings, domestic and tertiary, since their share represents near 40% of the energy consumption in UE-27, of which approximately 20% is related to water heating. New policies proposed by the European Union as the Energy Performance of Buildings Directive, which set targets to be achieved in order to reduce energy consumption and eliminate the waste of energy. One of the points where the construction sector has insisted is the application of controlled mechanical ventilation with heat recovery systems, using a principle called Passive House, in which a series of requirements is considered in terms of insulation and air tightness in the house so that the needs and heating loads are reduced and makes the mechanical ventilation system more efficient. This new guideline requires that companies like Bosch to meet future energy needs in their sector. One of their equipment, is a heat pump for domestic water heating and a possible solution is to integrate the heat pump with the ventilation system, in which the air extracted by the ventilation system is directed to the heat pump and is used as the heat source.

In a system with heat recovery it is necessary to determine the range of temperature and relative humidity of the exhaust air after passage through the heat exchanger. For this purpose an energy sizing of the heat exchanger was conducted and validated in comparison with other models, which allowed to obtain a mathematical model defined based on the geometry and operating conditions of the heat exchanger which allows the calculation of the temperature and relative humidity resulting from the energy transfer. With the temperature data, the analysis of the heat pump performance shows that it can bring a good performance and energy benefits to a domestic house.

After the assessment of the requirements and specifications it became necessary to make an adaptation of the control strategy so that it could support both equipments operating simultaneously. The basis of this control strategy is the variation of the flow rate of extracted air in accordance with the hot water needs. The change to the control of the heat pump software was made and tested in laboratory with proper conditions to verify the variants imposed by the control strategy. The results of the tests carried out established a good application of the control software, confirming the adaptation of the operation of the heat pump in combination with a ventilation system.

Keywords: Passive House, Mechanical Ventilation, Heat Pump, Exhaust Air

Índice Geral

Agradecimentos.....	v
Resumo.....	vii
<i>Abstract</i>	ix
Lista de Símbolos e Abreviaturas.....	xv
Lista de Figuras.....	xix
Lista de Tabelas.....	xxiv

Capítulo 1 - Introdução 1

1.1. Bosch Termotecnologia S.A.	2
1.2. Bomba de calor	2
1.2.1. Ciclo frigorífico de <i>Carnot</i>	3
1.2.2. Ciclo de compressão de vapor	4
1.3. Motivação.....	5
1.4. Objetivos	7

Capítulo 2 - Revisão de Literatura..... 9

2.1. Tipo de construção de bombas de calor para aquecimento de águas sanitárias	10
2.1.1. Serpentina em torno do tanque (<i>Coil around the tank</i>)	10
2.1.2. Serpentina dentro do tanque (<i>Coil inside the tank</i>).....	11
2.2. Bomba de calor Bosch	12
2.2.1. Circuito de água	13
2.2.2. Circuito de refrigerante	15
2.2.3. Circuito de ar.....	18
2.2.4. Conjunto.....	18
2.2.5. Dispositivos de segurança, medida e controlo.....	20
2.2.6. Equipamento marca Bosch – Supraeco W.....	20
2.3. Coeficiente de Performance (COP)	22
2.4. EN16147-2011	23
2.5. <i>Passive House</i>	31
2.5.1. Requisitos e características principais de uma <i>Passive House</i>	32

2.5.2.	Ventilação Mecânica Controlada.....	35
2.5.3.	Exemplos de <i>Passive Houses</i>	37
2.6.	Aquecimento de Águas Sanitárias com o apoio de Ventilação Mecânica com Recuperação de Calor.....	38
2.6.1.	<i>Compact Ventilation and Heating Device with Integrated Exhaust Air Heat Pump</i>	39
2.6.2.	<i>Benchmarking</i> de equipamentos CVHD.....	41
2.7.	Aquecimento de Águas Sanitárias com o apoio de bomba de calor por ar de exaustão....	41
2.7.1.	Bomba de calor por ar de exaustão.....	41
2.7.2.	<i>Benchmarking</i> de bombas de calor por ar de exaustão.....	42
Capítulo 3 – Definição e Análise dos Requisitos e Especificações técnicas.....		43
3.1.	Requisitos e Especificações técnicas do Sistema de Ventilação Mecânica Controlada.....	44
3.1.1.	Estrutura e constituição das redes de Ventilação Mecânica.....	44
3.1.2.	Restrições e limitações ao sistema conjunto da bomba de calor e sistema de ventilação.....	47
3.2.	Requisitos e especificações da recuperação de calor no sistema de ventilação.....	49
3.2.1.	Transferência de calor por fluxo em contracorrente.....	51
3.2.2.	Balanco da Transferência de Calor na permuta Ar-Ar.....	52
3.2.3.	Balanco da Transferência de Massa na permuta Ar-Ar.....	59
3.2.4.	Modelo Matemático representativo da permuta Ar-Ar.....	64
3.3.	Avaliação da performance da bomba de calor em diferentes condições.....	73
Capítulo 4 – Designação da Estratégia de Controlo adaptada à função.....		81
4.1.	Estratégia de controlo pretendida.....	82
4.2.	Definição da estratégia de controlo.....	83
4.3.	Estratégia de controlo para variação da velocidade do ventilador.....	88
4.3.1.	Determinação da potência transferida para a água.....	88
4.3.2.	Determinação do tempo de aquecimento de acordo com as condições energéticas determinadas.....	91
4.3.3.	Determinação da potência de aquecimento necessária para terminar o aquecimento no tempo desejado.....	92

4.3.4. Determinação do caudal de ar necessário para a potência necessária para cumprimento do tempo final de aquecimento.....	93
4.3.5. Determinação da velocidade do ventilador de acordo com o caudal de ar necessário ou atual.....	93
4.4. Novos modos de interface com o utilizador	96
4.5. Aplicação da estratégia de controlo ao <i>software</i> da bomba de calor	99
Capítulo 5 – Testes Funcionais para Validação da Estratégia de Controlo.....	101
5.1. Especificação dos testes funcionais.....	102
5.1.1. Delineação dos testes funcionais.....	104
5.1.2. Registo e controlo das variáveis de teste.....	106
5.2. Montagem de amostra funcional.....	108
5.3. Descrição dos testes realizados	110
Capítulo 6 – Análise e Discussão de Resultados	113
6.1. Teste Funcional 1	114
6.2. Teste Funcional 2	119
6.3. Teste Funcional 3.....	124
6.4. Teste Funcional 4.....	130
6.5. Pontos comuns aos testes realizados.....	135
Capítulo 7 – Conclusões e Trabalhos Futuros.....	137
7.1. Conclusões	138
7.2. Trabalhos Futuros	140
Bibliografia.....	141
Websites Consultados.....	145
Anexos A - Benchmarking	149
A1. <i>Benchmarking</i> de equipamentos CVHD.....	150
Equipamento marca Effiziento – Modelo HTZ	150

Equipamento marca Genvex – Modelo Combi	152
Equipamento marca Nilan – Modelo Compact.....	153
Equipamento marca Tecalor – Modelo THZ 303.....	155
A2. <i>Benchmarking</i> de bombas de calor por ar de exaustão.....	157
Equipamento marca Aldes – Modelo B200.....	157
Equipamento marca Atlantic – Modelo Aéraulix	158
Equipamento marca De Dietrich – Modelo Kaliko	159
Equipamento marca S&P Unelvent – Modelo Cetheo.....	161

Lista de Símbolos e Abreviaturas

Símbolo	Designação	Unidade
A	Área de transferência de calor	m^2
A_c	Área de secção	m^2
$A_{contracorrente}$	Área de transferência de calor com fluxo em contracorrente	m^2
$A_{cruzado}$	Área de transferência de calor com fluxo cruzado	m^2
c_{p_c}	Capacidade calorífica do ar frio	J/kg. K
c_{p_h}	Capacidade calorífica do ar quente	J/kg. K
D_{ar}	Difusidade do ar	m^2/s
D_h	Diâmetro hidráulico	m
D_m	Difusidade da água pela membrana	m^2/s
dt	Intervalo de tempo entre cálculo	minutos
dt_{final}	Intervalo de tempo em falta para atingir a temperatura de <i>set-point</i>	minutos
h	Coefficiente de transferência de calor por convecção	$W/m^2 \cdot K$
k	Coefficiente de transferência de calor por condução	$W/m \cdot K$
k_f	Coefficiente de convecção de transferência de massa	m/s
Le	Número de <i>Lewis</i>	-
\dot{m}_{ar}	Fluxo de ar	m^3/h
$\dot{m}_{ar_{necessário}}$	Caudal de ar necessário para ter a potência necessária	m^3/h
\dot{m}_c	Fluxo de ar frio	kg/s
\dot{m}_h	Fluxo de ar quente	kg/s
$\dot{m}_{max H}$	Fluxo de ar com maior humidade	kg/s
\dot{m}_{min}	Fluxo de ar com menor humidade	kg/s
\dot{m}_w	Caudal de água pela bomba de água	l/min

NTU	Número de unidades de transferência	-
Nu	Número de <i>Nusselt</i>	-
P	Perímetro molhado	m
P_{rede}	Perda de carga na rede	Pa
\dot{Q}	Taxa de transferência de calor	W
\dot{Q}_c	Taxa de transferência de calor do ar frio	W
\dot{Q}_h	Taxa de transferência de calor do ar quente	W
Q_h	Potência transferida	W
$Q_{h_{atual}}$	Potência transferida no momento de cálculo	W
$Q_{h_{necessário}}$	Potência necessária para atingir a temperatura de <i>set-point</i> no tempo desejado	W
Re	Número de <i>Reynolds</i>	-
Sh	Número de <i>Sherwood</i>	-
t_{atual}	Tempo no momento de cálculo	minutos
$T_{c,in}$	Temperatura de entrada do fluido frio	°C
$T_{c,out}$	Temperatura de saída do fluido frio	°C
$t_{desejado}$	Tempo desejado para atingir a temperatura de <i>set-point</i>	minutos
$T_{discharge}$	Temperatura de descarga à saída do condensador	°C
t_{final}	Tempo previsto para atingir a temperatura de <i>set-point</i>	minutos
$T_{h,in}$	Temperatura de entrada do fluido quente	°C
$T_{h,out}$	Temperatura de saída do fluido quente	°C
T_{set}	Temperatura de <i>set-point</i>	°C
T_{up}	Temperatura no topo do tanque	°C
T_{win}	Temperatura de entrada no tubo de pesca	°C
U	Coeficiente global de transferência de calor	W/m ² .K

U_L	Coeficiente global de transferência de massa	m^2/s
u_m	Velocidade do fluido	m/s
v	Velocidade do ventilador	rpm

Símbolos Gregos

Símbolo	Designação	Unidade
α	Difusidade térmica	m^2/s
ΔT_{LM}	Média logarítmica de temperaturas	$^{\circ}C$
Δx	Espessura	m
ε	Eficiência da transferência de calor	-
$\varepsilon_{contracorrente}$	Eficiência da transferência de calor com fluxo em contracorrente	-
$\varepsilon_{cruzado}$	Eficiência da transferência de calor com fluxo cruzado	-
ε_L	Eficiência da transferência de massa	-
$\varepsilon_{Lcontracorrente}$	Eficiência da transferência de massa com fluxo em contracorrente	-
$\varepsilon_{Lcruzado}$	Eficiência da transferência de massa com fluxo cruzado	-
μ	Viscosidade dinâmica	$kg/m \cdot s$
ρ	Massa volúmica	kg/m^3
ϕ	Humidade relativa	-
ω	Humidade	kg/kg
$\omega_{max H,i}$	Humidade do fluxo com maior humidade à entrada	kg/kg
$\omega_{max H,o}$	Humidade do fluxo com maior humidade à saída	kg/kg
$\omega_{min H,i}$	Humidade do fluxo com menor humidade à entrada	kg/kg
$\omega_{min H,o}$	Humidade do fluxo com menor humidade à saída	kg/kg

Lista de Abreviaturas

Abreviatura	Designação
AQS	Água Quente Sanitária
EL	Elétrico
EN	<i>European Norm</i>
EPBD	<i>Energy Performance of Buildings Directive</i>
COP	<i>Coefficient of Performance</i>
CVHD	<i>Compact Ventilation and Heating Device</i>
DHW	<i>Domestic Hot Water</i>
HP	<i>Heat Pump</i>
HRV	<i>Heat Recovery Ventilation</i>
M	Valor medido
RT	<i>Réglementation Thermique</i>
Tap	Perfil de consumo
TC	Perfil de utilização
VMC	Ventilação Mecânica Controlada
WC	Água Fria
WH	Água Quente

Lista de Figuras

Figura 1. 1 - <i>Ciclo de Carnot</i>	3
Figura 1. 2- Gráfico Temperatura - Entropia (T-s) do ciclo de <i>Carnot</i>	3
Figura 1. 3 - Gráfico Temperatura - Entropia (T-s) do ciclo de compressão de vapor	4
Figura 1. 4 - Distribuição do consumo de Energia Total na UE-27 em 2011	5
Figura 1. 5 - Distribuição do consumo de Energia Doméstica na UE-27 em 2011	5
Figura 1. 6 - Evolução da venda de unidades de ventilação com recuperação de calor	6
Figura 2. 1 – Esquema da construção com serpentina em volta do tanque.....	11
Figura 2. 2 – Esquema da construção com serpentina dentro do tanque	12
Figura 2. 3– Bomba de calor Bosch.....	13
Figura 2. 4 - Esquema de uma bomba de calor Bosch.....	13
Figura 2. 5 – Circuito de água	14
Figura 2. 6 – Bomba de água	14
Figura 2. 7 – Circuito de refrigerante	15
Figura 2. 8 – Compressor.....	16
Figura 2. 9 - Condensador	16
Figura 2. 10 – Válvula de expansão	17
Figura 2. 11 - Evaporador	17
Figura 2. 12 – Circuito de ar.....	18
Figura 2. 13 – Ventilador	18
Figura 2. 14 – Vista explodida do módulo de aquecimento	19
Figura 2. 15 – Vista explodida do conjunto global.....	19
Figura 2. 16 – Módulo de aquecimento.....	19
Figura 2. 17 – Conjunto Bomba de calor	19
Figura 2. 18 – Vista exterior Bosch Supraeco W HP 270	21
Figura 2. 19 – Vista interior Bosch Supraeco W HP 270.....	21
Figura 2. 20 – Fases do teste e respetiva ordem	25
Figura 2. 21 – Exemplo da determinação do tempo total de teste.....	27
Figura 2. 22 – Envolvente de uma <i>Passive House</i>	33
Figura 2. 23 – Sistema <i>Blower Door Test</i> com porta ventiladora	33

Figura 2. 24 – Ventilação Mecânica com recuperação de calor.....	35
Figura 2. 25 – Radiação solar e orientação	36
Figura 2. 26 – Permutador de calor com sistema de fluxo cruzado-contracorrente	36
Figura 2. 27 – <i>Summer bypass</i>	37
Figura 2. 28 – <i>Passive House</i> na Alemanha	38
Figura 2. 29 – Condomínio de <i>Passive Houses</i> na Suécia	38
Figura 2. 30 – Moradia <i>Passive House</i> A em Ílhavo.....	38
Figura 2. 31 – Moradia <i>Passive House</i> B em Ílhavo.....	38
Figura 2. 32 – Ar de exaustão no circuito de ar da bomba de calor	39
Figura 2. 33 – Esquema exemplo de um equipamento CVHD.....	40
Figura 2. 34 – Esquema do circuito de ventilação e bomba de calor.....	42
Figura 3. 1 – Sistema de ventilação tradicional	44
Figura 3. 2 – Sistema de ventilação com recuperação.....	44
Figura 3. 3 – Rede linear de extração.....	45
Figura 3. 4 – Rede polvo de extração	45
Figura 3. 5 – Exemplo de instalação com sistema de ventilação e bomba de calor	46
Figura 3. 6 – Fluxo cruzado num permutador de fluxo cruzado-contracorrente.....	49
Figura 3. 7 – Fluxo contracorrente num permutador de fluxo cruzado-contracorrente.....	49
Figura 3. 8 – Fluxo cruzado-contracorrente	50
Figura 3. 9 – Entrada e saída de cada fluxo de ar.....	50
Figura 3. 10 – Exemplo de permutador de calor com fluxo cruzado-contracorrente	50
Figura 3. 11 – Distribuição de temperaturas num fluxo contracorrente	51
Figura 3. 12 – Configuração dos canais de um permutador	52
Figura 3. 13 – Disposição dos canais retos em fluxo de contracorrente	52
Figura 3. 14 - Fator de correção para fluxo cruzado de passagem única com ambos os fluidos sem mistura	54
Figura 3. 15 – Seleção e Separação da membrana polimérica	60
Figura 3. 16 – Exemplo de um permutador com recuperação de energia	60
Figura 3. 17 – Aspeto visual do interface com o utilizador	66
Figura 3. 18 – Gráfico Exemplificativo (Eficiência Transferência de Calor – Temperatura).....	67
Figura 3. 19 – Gráfico Exemplificativo (Temperatura)	68

Figura 3. 20 – Geometria das placas	69
Figura 3. 21 – Comparação entre os resultados de Zhang e o modelo matemático.....	71
Figura 3. 22 – Comparação entre os resultados de Zhang e o modelo matemático.....	71
Figura 3. 23 – Comparação entre o artigo de Zhang e o modelo matemático em fluxo cruzado-contracorrente.....	72
Figura 3. 24 – Câmara Climática	74
Figura 3. 25 – Performance da Bomba de Calor	76
Figura 3. 26 – Performance da Bomba de Calor	76
Figura 3. 27 – Performance da Bomba de Calor	77
Figura 3. 28 – Performance da bomba de calor para determinados <i>Use Cases</i> para diferentes fontes de calor.....	78
Figura 3. 29 – Diferença percentual de performance da bomba de calor em relação ao ar ambiente .	79
Figura 4. 1 – Fluxograma representativo da estratégia de controlo pretendida	86
Figura 4. 2 – Exemplo de funcionamento de acordo com as necessidades de água quente.....	87
Figura 4. 3 – Ventilador presente na configuração atual da bomba de calor.....	94
Figura 4. 4 – Painel de controlo	96
Figura 4. 5 – <i>Display</i>	97
Figura 4. 6 – <i>Display</i> do sub-menu <i>Set</i>	97
Figura 4. 7 – <i>Display</i> “PA” (Perda de carga).....	98
Figura 4. 8 – <i>Display</i> “Vent” (Modo ON ou OFF).....	98
Figura 4. 9 – <i>Display</i> “FSP” (SIL, SP1 e SP2).....	98
Figura 4. 10 – <i>Display</i> “Prog”	99
Figura 4. 11 – <i>Display</i> “Vent” (Intervalo de ventilação)	99
Figura 5. 1 – Obstrução para variação de perda de carga.....	102
Figura 5. 2 – Esquema do <i>Setup</i> de teste	103
Figura 5. 3 – Representação da configuração do tempo de funcionamento.....	105
Figura 5. 4 – Representação do funcionamento e tipo de ventilação	105
Figura 5. 5 – Localização de termopares na bomba de calor	107
Figura 5. 6 – Pontos de medição da perda de carga	108
Figura 5. 7 – Manómetro diferencial	108

Figura 5. 8 – Conduatas PVC para a rede de extração	108
Figura 5. 9 - Termopar instalado à entrada do condensador	109
Figura 5. 10 – Termopar instalado à saída do evaporador	109
Figura 5. 11 – Bomba de calor com conduta de extração instalada	110
Figura 5. 12 – Ponto de extração com obstrução instalada.....	110
Figura 6. 1 – Evolução de temperatura durante Teste 1	114
Figura 6. 2 – Análise de potência e performance durante Teste 1.....	115
Figura 6. 3 – Comparação entre o tempo final e o tempo necessário durante Teste 1.....	117
Figura 6. 4 – Comparação entre as variáveis tempo e o caudal de ar extraído durante Teste 1	118
Figura 6. 5 – Evolução de temperatura durante Teste 2	119
Figura 6. 6 – Análise de potência e performance durante Teste 2.....	120
Figura 6. 7 – Comparação entre o tempo final e o tempo necessário durante Teste 2.....	121
Figura 6. 8 – Comparação entre as variáveis tempo e o caudal de ar extraído durante Teste 2	122
Figura 6. 9 - Evolução do caudal de ventilação durante Teste 2	123
Figura 6. 10 – Evolução de temperatura durante Teste 3	124
Figura 6. 11 – Análise de potência e performance durante Teste 3.....	126
Figura 6. 12 – Comparação entre o tempo final e o tempo necessário durante Teste 3.....	127
Figura 6. 13 – Comparação entre as variáveis tempo e o caudal de ar extraído durante Teste 3	128
Figura 6. 14 – Comparação entre a temperatura do topo do tanque e o caudal de ar extraído durante Teste 3.....	129
Figura 6. 15 – Evolução de temperatura durante Teste 4	130
Figura 6. 16 – Análise de potência e performance durante Teste 4.....	131
Figura 6. 17 – Comparação entre o tempo final e o tempo necessário durante Teste 4.....	133
Figura 6. 18 – Comparação entre as variáveis tempo e o caudal de ar extraído durante Teste 4	134
Figura 6. 19 – Comparação entre a temperatura do topo do tanque e o caudal de ar extraído durante Teste 4.....	135
Figura 6. 20 – Comparação da velocidade do ventilador com a perda de carga	136
Figura A1. 1 – Vista interior Effizient HTZ 4	150
Figura A1. 2 – Vista exterior Effizient HTZ 4.....	150
Figura A1. 3 – Esquema interior do equipamento Effizient HTZ 4.....	151

Figura A1. 4 – Vista exterior Genvex Combi 185 LS.....	152
Figura A1. 5 – Vista detalhada Genvex Combi 185 LS	152
Figura A1. 6 – Vista exterior Nilan Compact P	154
Figura A1. 7 – Vista interior Nilan Compact P.....	154
Figura A1. 8 – Constituintes Nilan Compact P.....	154
Figura A1. 9 – Vista exterior Tecalor THZ 303 Integral.....	156
Figura A1. 10 – Esquema do Tecalor THZ 303 Integral	156
Figura A2. 1 – Vista exterior Aldes B200 TFlow	157
Figura A2. 2 – Vista interior Aldes B200 TFlow.....	157
Figura A2. 3 – Vista exterior Atlantic Aéraulix 2.....	158
Figura A2. 4 – Vista interior Atlantic Aéraulix 2	158
Figura A2. 5 - Vista exterior De Dietrich Kaliko TWH 200 EV	160
Figura A2. 6 – Vista exterior S&P Unelvent Cetheo	161
Figura A2. 7 – Vista interior S&P Unelvent Cetheo.....	161

Lista de Tabelas

Tabela 2. 1 – Principais componentes de cada circuito	12
Tabela 2. 2 – Informação técnica Bosch Supraeco W HP 270	21
Tabela 2. 3 – Condições de teste.....	24
Tabela 2. 4 – Requisitos de uma <i>Passive House</i>	34
Tabela 3. 1 – Características dos componentes da instalação da Figura 3.5.....	46
Tabela 3. 2 – Número de <i>Nusselt</i> para fluxos laminares desenvolvidos para diferentes secções de canais (Adaptado de Incropera & DeWitt, 2002)	56
Tabela 3. 3 – Equações características do ar.....	65
Tabela 3. 4 – Dados de entrada e saída do modelo matemático.....	65
Tabela 3. 5 – Parâmetros estruturais e físicos do permutador	68
Tabela 3. 6 – Eficiência de transferência para diferentes fluxos de ar de acordo com Zhang	70
Tabela 3. 7 – Apresentação dos resultados do modelo matemático e a diferença com artigo de Zhang	72
Tabela 4. 1 – Computação de Potência Transferida em função de caudal de ar e temperatura de pesca	89
Tabela 4. 2 - Performance do ventilador instalado	94
Tabela 5. 1 – Caracterização do <i>tapping</i> realizado durante Teste 3	111
Tabela 5. 2 – Caracterização do <i>tapping</i> realizado durante Teste 4	112
Tabela 6. 1 – Resultados principais de evolução de temperatura durante Teste 1	115
Tabela 6. 2 – Resultados principais da análise de potência e performance durante Teste 1	116
Tabela 6. 3 – Resultados principais de evolução de temperatura durante Teste 2	120
Tabela 6. 4 – Resultados principais da análise de potência e performance durante Teste 2	121
Tabela 6. 5 – Resultados principais de evolução de temperatura durante Teste 3	125
Tabela 6. 6 – Resultados principais da análise de potência e performance durante Teste 3	126
Tabela 6. 7 – Resultados principais de evolução de temperatura durante Teste 4	131
Tabela 6. 8 – Resultados principais da análise de potência e performance durante Teste 4	132

Tabela A1. 1 – Informação técnica Effiziento HTZ 4	151
Tabela A1. 2 – Informação técnica Genvex Combi 185 LS.....	153
Tabela A1. 3 – Informação técnica Nilan Compact P	155
Tabela A1. 4 – Informação técnica Tecalor THZ 303 Integral.....	156
Tabela A2. 1 – Informação técnica Aldes B200 TFlow	157
Tabela A2. 2 – Informação técnica Atlantic Aéraulix 2	159
Tabela A2. 3 – Informação técnica De Dietrich Kaliko TWH 200 EV	160
Tabela A2. 4 – Informação técnica S&P Unelvent Cetheo	161

Capítulo 1 - Introdução

O projeto apresentado nesta Dissertação é resultado de uma parceria entre a Universidade do Minho e a Bosch Termotecnologia S.A. num projeto que proporciona uma oportunidade a estudantes do Mestrado de Engenharia Mecânica de desenvolver um projeto num ambiente industrial e empresarial. Neste caso o projeto tem como objetivo desenvolver uma bomba de calor compatível com ventilação mecânica controlada, isto é, aproveitar a energia presente no ar extraído por um sistema de ventilação para fonte de alimentação da bomba de calor.

1.1. Bosch Termotecnologia S.A.

A Bosch Termotecnologia S.A. em Aveiro pertence ao Grupo Bosch, um líder global de fornecimento de tecnologia e serviços nas áreas *Automotive and Industrial Technology*, *Consumer Goods* e *Energy and Buildings Technology*. O Grupo Bosch inclui a Robert Bosch GmbH e mais 350 subsidiárias e empresas regionais em mais de 60 países. Com toda a sua gama de produtos e serviços, a Bosch melhora a qualidade de vida promovendo soluções inovadoras e benéficas.

O sector de negócios na área *Energy and Buildings Technology* inclui a divisão da Termotecnologia, no qual é o líder europeu no fabrico de produtos eficientes de aquecimento e soluções de água quente. Marcas como Bosch, Junkers, Buderus e Vulcano garantem produtos inovadores e serviços de alta qualidade.

1.2. Bomba de calor

A bomba de calor tem como princípio o mesmo que uma máquina frigorífica ou de um ar condicionado, a diferença consiste em que enquanto uma máquina frigorífica remove o calor do seu interior colocando-o no ar à sua volta, a bomba de calor retira-o da fonte fria, por exemplo o ar ambiente, para o depositar na fonte quente. Esta transferência de calor é realizada por um ciclo termodinâmico denominado por ciclo de compressão de vapor, originário do ciclo frigorífico de *Carnot*.

Os sistemas baseados neste ciclo são dos mais utilizados pela sua simplicidade e facilidade de construção. As transferências de calor presentes no ciclo são asseguradas pela compressão e expansão de um fluido refrigerante, este sofre uma série de processos de modo que a sua temperatura e pressão desçam o suficiente para que extraia calor de um fluido para depois ceder esse calor a outro fluido a uma temperatura e pressão mais elevadas (Adaptado de Ferreira, 2009).

Uma bomba de calor por compressão de vapor é assim considerada como uma máquina energeticamente eficiente, pois comparativamente, o *input* de energia elétrica é mais baixo que o *output* da energia transferida para o ambiente a aquecer.

Para a produção de águas quentes sanitárias, a bomba de calor assume como fonte fria, o ar que a rodeia e como fonte quente a água a aquecer.

Este tipo de finalidade das bombas de calor é destinado maioritariamente para o mercado residencial de habitações. Apesar das vantagens na eficiência energética e conseqüentemente vantagens económicas, a quota de mercado para o uso deste tipo de bombas de calor é reduzido devido ao seu elevado custo de investimento.

1.2.1. Ciclo frigorífico de *Carnot*

Da área da termodinâmica o ciclo mais eficiente a trabalhar entre duas dadas temperaturas é o de *Carnot*, presente na Figura 1.1. O ciclo é constituído pelas seguintes fases, representadas na Figura 1.2:

- 4-3: Compressão adiabática reversível
- 3-2: Transferência de calor isotérmica
- 2-1: Expansão adiabática reversível
- 1-4: Transferência de calor isotérmica

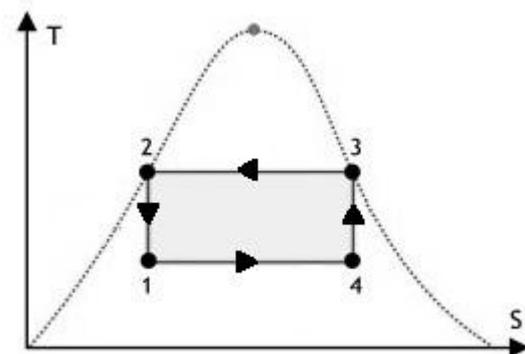
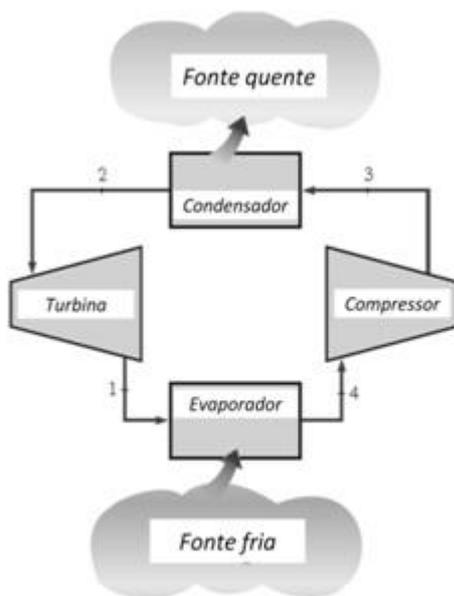


Figura 1. 1 - Ciclo de Carnot (Adaptado de Ferreira, 2010)

Figura 1. 2 - Gráfico Temperatura - Entropia (T-s) do ciclo de *Carnot* [1]

No ciclo frigorífico de *Carnot*, o fluido a baixa pressão recebe calor de uma fonte fria, sofrendo de seguida um aumento de pressão e, conseqüentemente de temperatura, através do trabalho do compressor a seguir o fluido cede o excedente de calor na passagem pela turbina regressando à sua temperatura e pressão iniciais (Adaptado de Ferreira, 2009).

1.2.2. Ciclo de compressão de vapor

Como verificado, a implementação prática do ciclo frigorífico de *Carnot* seria vantajoso, mas certas questões tornam a sua implementação seja difícil. No entanto pode ser aproximada, essa aproximação é realizada através do ciclo de compressão de vapor (Figura 1.3).

Um dos problemas existentes no ciclo de *Carnot* é as transferências de calor isotérmicas que são de difícil execução, por isso são substituídas por transferências de calor isobáricas e o uso de um fluido condensável também é benéfico.

A expansão na turbina acontece com um fluido com duas fases, o que cria problemas na resistência dos materiais e na lubrificação. O trabalho obtido no funcionamento da turbina é reduzido em relação ao trabalho necessário para acionar o compressor, que na prática é resolvido pela sua substituição por uma válvula de expansão.

Durante a compressão também a presença da fase líquida levanta questões, na integridade e funcionamento do compressor. Para tal é usada uma compressão seca. Para causar a compressão seca no compressor, terá de ser causado um sobreaquecimento do fluido antes de entrar no compressor. Este sobreaquecimento irá provocar um aumento do volume específico do fluido, fazendo com que o compressor tenha de ter maiores dimensões.

Embora com estas alterações relativamente ao ciclo de *Carnot*, as principais etapas do ciclo de compressão de vapor são idênticas variando apenas as condições em que se realizam.

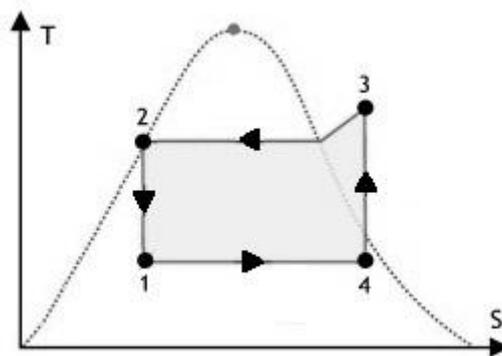


Figura 1. 3 - Gráfico Temperatura - Entropia (T-s) do ciclo de compressão de vapor [2]

1.3. Motivação

Cada vez mais existe uma preocupação para a redução do consumo energético e do desperdício de energia, como tal, é incentivado o desenvolvimento de soluções inovadoras e eficientes. E cada vez mais um dos pontos de maior consumo energético é nos edifícios terciários e habitações domésticas, que na Europa já representam quase 40% da energia usada, dos quais cerca de 20% é devido ao aquecimento de águas sanitárias, de acordo com o “*European Council for an Energy Efficient Economy*”.

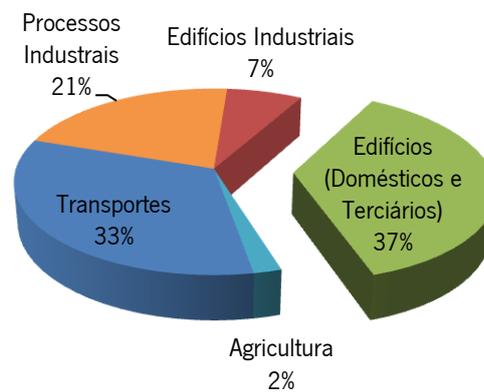


Figura 1. 4 - Distribuição do consumo de Energia Total na UE-27 em 2011

(Adaptado de Eurostat, 2013)

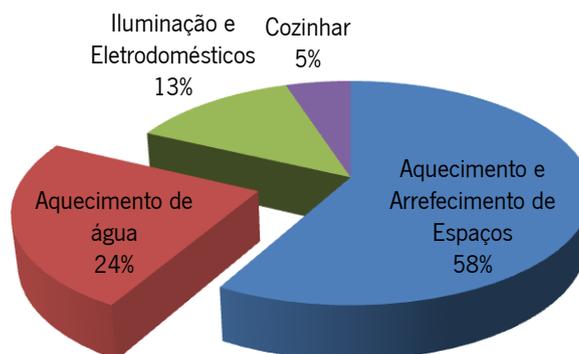


Figura 1. 5 - Distribuição do consumo de Energia Doméstica na UE-27 em 2011

(Adaptado de Eurostat, 2013)

De modo a aumentar a eficiência energética dos edifícios a União Europeia adotou uma diretiva chamada “EPBD - *Energy Performance of Buildings Directive*”, na qual os principais objetivos são

reduzir o consumo de energia e eliminar o desperdício de energia, através de apoios a medidas para melhorar a eficiência energética e assim cumprir os compromissos sobre o Protocolo de Quioto. Como grande fatia do consumo energético é nos edifícios, a União Europeia tem introduzido legislação que tem como meio assegurar a diminuição do consumo de energia. Parte chave da legislação é o requerimento que todos os países da União Europeia introduzam certificados energéticos para edifícios.

Como demonstrado na Figura 1.5, uma grande parte do consumo de energia doméstica é o aquecimento de água sanitária. Como tal, a Bosch Termotecnologia sente a necessidade de desenvolver novos produtos que possam, junto com outros equipamentos, reduzir o consumo e o desperdício de energia. Já que um dos maiores mercados para bombas de calor para a Bosch é França e o mercado de construção já tem em vigor uma diretiva denominada por “RT2012 – *Réglementation Thermique 2012*”, que já aufere objetivos a serem atingidos aquando de construções novas feitas a partir do ano de 2012. Com estas novas legislações e diretivas, o mercado sente-se na obrigação de incluir novos equipamentos e um dos pontos fulcrais para a diminuição de grande parte do desperdício de energia, é a aplicação de equipamentos de ventilação mecânica com recuperação de calor, cuja procura para instalação em construções novas tem aumentando como demonstrado na Figura 1.6 em baixo.

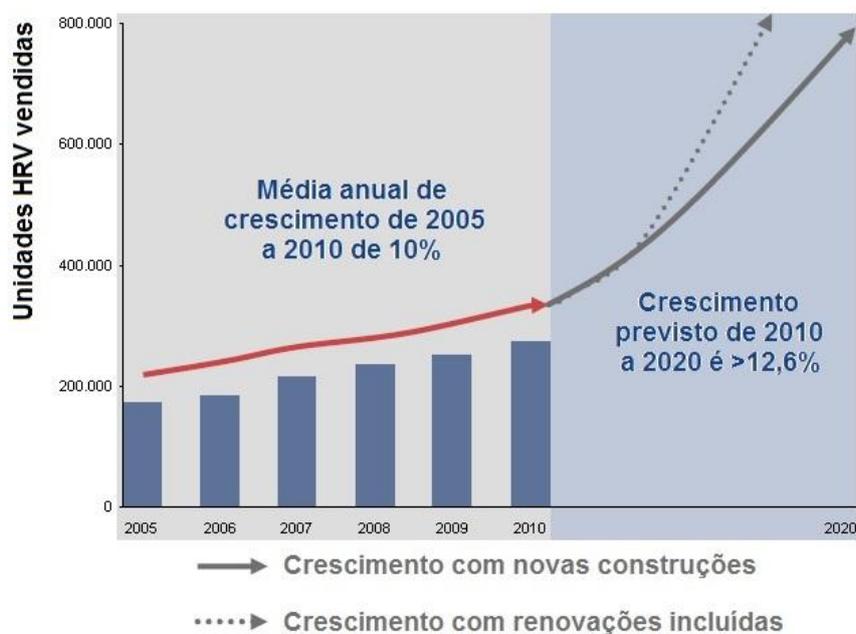


Figura 1. 6 - Evolução da venda de unidades de ventilação com recuperação de calor

Este aumento de instalação de unidades de ventilação e correspondentes redes de extração, cria uma oportunidade para reduzir o desperdício de energia com o uso do ar da ventilação como fonte de energia para a bomba de calor.

1.4. Objetivos

O projeto para o desenvolvimento de uma bomba de calor compatível com ventilação mecânica tem como objetivo principal o dimensionamento, montagem e teste, de acordo com as normas aplicáveis, de um protótipo funcional de bomba de calor adaptada para reaproveitar energia da ventilação.

Este objetivo envolve o seguinte plano de trabalho:

- Estado da arte e *benchmark* das soluções técnicas presentes no mercado;
- Definição e análise de requisitos/especificações técnicas;
- Pré-dimensionamento do circuito de refrigeração;
- Definição da estratégia de controlo adaptada à função;
- Seleção de componentes;
- Montagem de amostra funcional;
- Especificação dos testes funcionais para validação do conceito;
- Realização do plano de testes;
- Análise de resultados e conclusões;

Capítulo 2 - Revisão de Literatura

Neste capítulo faz-se um estado da arte da bomba de calor, como os circuitos, os componentes, normas e diretivas e os indicadores de performance como o COP. Uma revisão bibliográfica dos requisitos e características da *Passive House*, os fenómenos envolventes nos sistemas de ventilação e equipamentos e soluções existentes para aquecimento de água sanitária com colaboração de um sistema de ventilação.

2.1. Tipo de construção de bombas de calor para aquecimento de águas sanitárias

Embora neste caso, o estudo será feito apenas a um tipo de bomba de calor, existem outros tipos de sistemas. As diferenças existentes são maiores ao nível da construção, principalmente na colocação do condensador.

Existem três grupos, o grupo com a serpentina em torno do tanque, outro com a serpentina dentro do tanque e com condensador externo (Figura 2.4), sendo o último o tipo de construção usado atualmente na bomba de calor Bosch.

2.1.1. Serpentina em torno do tanque (*Coil around the tank*)

Neste tipo de bomba de calor, o permutador de calor onde ocorre a condensação do fluido refrigerante é uma serpentina em torno do tanque. Este tipo de construção permite um tanque com diâmetro menor e garante que a estratificação seja natural. No entanto, este tipo de condensador obriga a uma ligação física entre o tanque e o módulo de aquecimento. Esta ligação nalguns casos é admissível, noutros em que o transporte do módulo de aquecimento e do tanque tenha de ser feito separadamente, não será fácil a sua desmontagem e montagem. Outra desvantagem é que graças ao comprimento do condensador este provoca grandes perdas de carga e necessita de uma carga de fluido refrigerante elevada. Também devido ao seu comprimento, as perdas de calor para o exterior são maiores a não ser que a espessura de isolamento seja considerável. A Figura 2.1 mostra o esquema deste tipo de construção (Adaptado de Penas, 2012).

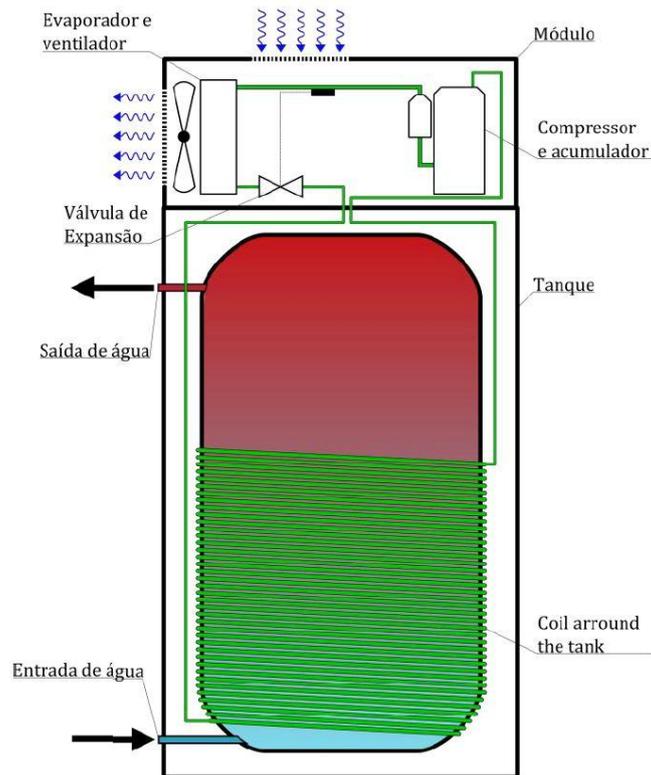


Figura 2. 1 – Esquema da construção com serpentina em volta do tanque (Adaptado de Penas, 2012)

2.1.2. Serpentina dentro do tanque (*Coil inside the tank*)

Este tipo de construção tem como objetivo aproveitar o máximo de área para transferência de calor. Normalmente, este tipo de construção é mais barato que a anterior. A principal desvantagem é a possível fuga de fluido refrigerante, que caso aconteça contamina toda a água existente no tanque, podendo trazer problemas de saúde aos utilizadores. De modo, a prevenir ao máximo este risco, é utilizado um tubo com parede dupla, o que encarece a solução. O mesmo problema de construção e montagem da solução anterior existe neste tipo de construção. Outro problema é criado com a presença da serpentina no interior do tanque em termos de manutenção, pois para operações de manutenção, estas não podem ser realizadas sem danificar o tanque. A Figura 2.2 mostra o esquema deste tipo de construção (Adaptado de Penas, 2012).

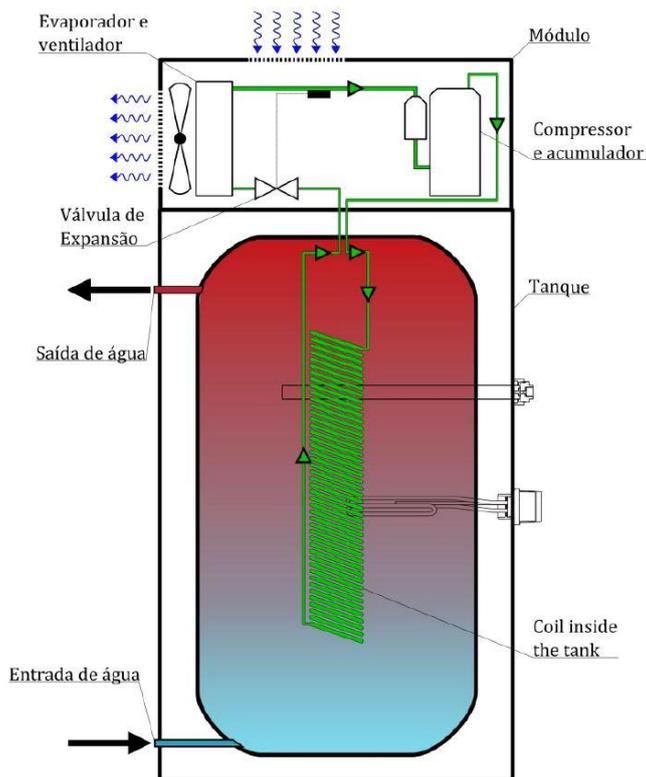


Figura 2. 2 – Esquema da construção com serpentina dentro do tanque (Adaptado de Penas, 2012)

2.2. Bomba de calor Bosch

Uma bomba de calor para aquecimento de águas sanitárias da Bosch, ilustrada na Figura 2.3, tem no seu conjunto três circuitos principais interligados durante o seu funcionamento, estes são o circuito de água, de ar e de fluido refrigerante, esquematizados na Figura 2.4.

Os principais componentes de cada circuito são apresentados na Tabela 2.1.

Tabela 2. 1 – Principais componentes de cada circuito

Circuito de água	Circuito de ar	Circuito de fluido refrigerante
<ul style="list-style-type: none"> ▪ Tanque; ▪ Bomba de água; ▪ Permutador de calor de placas; 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Evaporador no exterior; ▪ Ventilador; 	<ul style="list-style-type: none"> ▪ Permutador de calor de placas; ▪ Válvula de expansão; ▪ Compressor; ▪ Evaporador no interior;



Figura 2. 3– Bomba de calor Bosch

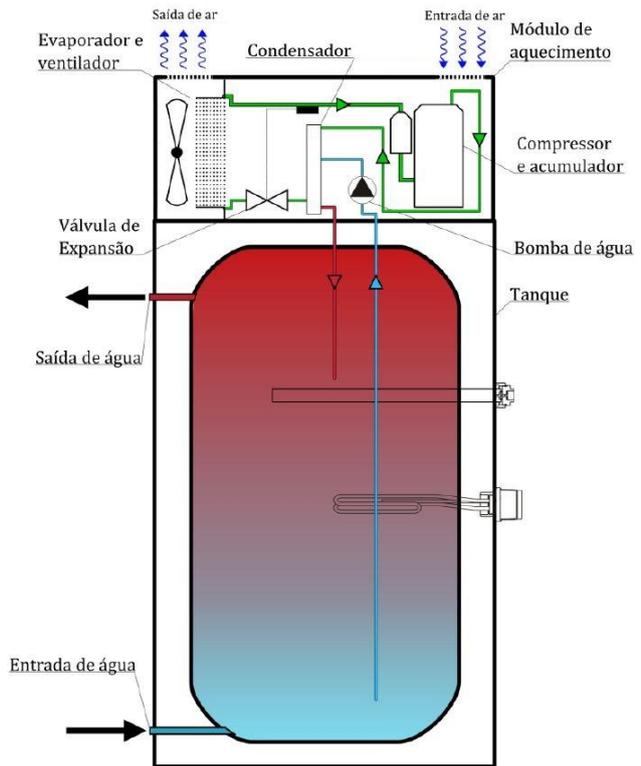


Figura 2. 4 - Esquema de uma bomba de calor Bosch (Adaptado de Penas, 2012)

2.2.1. Circuito de água

O circuito hidráulico é dividido em dois grupos, o circuito de aquecimento e circuito de água sanitária.

O circuito de aquecimento, é constituído por um tubo que percorre o tanque desde o seu topo até cerca de 30 centímetros do fundo. Pelo tubo, segue a água fria presente no fundo do tanque bombeada por uma bomba de água localizada no módulo de aquecimento. Depois de passar pela bomba, a água segue para o permutador de placas, onde a água recebe o excedente de calor presente no fluido refrigerante e direcionada de novo para o tanque. O circuito de água sanitária diz respeito à entrada de água da rede no tanque e saída de água quente sanitária para a rede doméstica. O componente em comum nestes dois circuitos de água é o tanque.

A Figura 2.5 ilustra esquematicamente o circuito de água de uma bomba de calor Bosch. Neste sistema o maior consumidor de energia é a bomba de água, mas esta é indispensável no funcionamento pleno da bomba de calor, pois esta garante a circulação da água desde o tanque ao permutador (Adaptado de Penas, 2012).

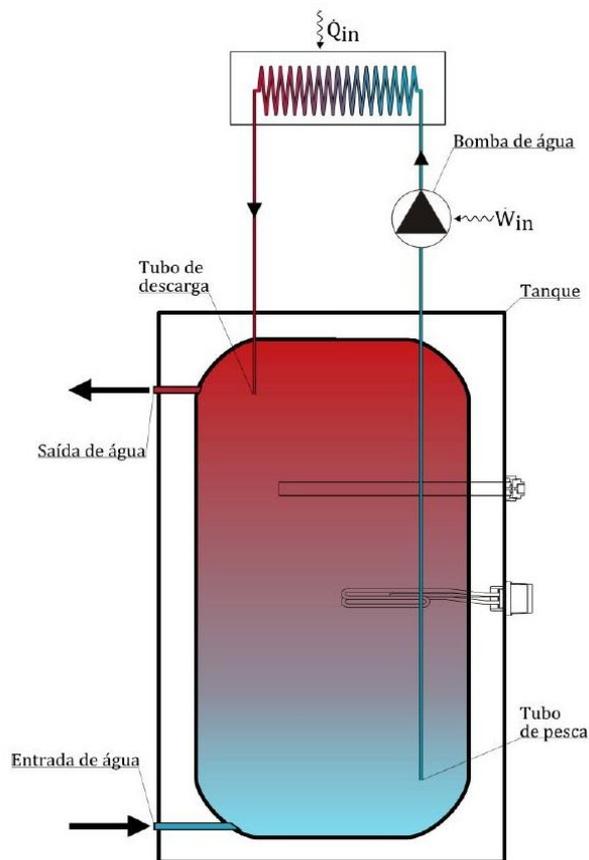


Figura 2.5 – Circuito de água (Adaptado de Penas, 2012)

Bomba de água

A bomba de água tem na sua constituição um motor elétrico, um rotor e uma voluta. Este conjunto cria um movimento rotativo que desloca um dado caudal volumico de água, dependendo da velocidade selecionada e da resistência oferecida pelo circuito onde circula.

A bomba de água, representada na Figura 2.6 é responsável pela circulação da água desde o tanque ao condensador e retorno.



Figura 2.6 – Bomba de água

2.2.2. Circuito de refrigerante

O esquema do circuito de refrigerante para uma bomba de calor Bosch para o aquecimento de águas sanitárias é representado na Figura 2.7.

Neste circuito circula o fluido refrigerante, que sofre todas as transformações de pressão e temperatura feitas pelos principais componentes da bomba de calor e é aquele que transfere a energia necessária para aquecer a água existente no tanque. O fluido refrigerante presente na bomba em estudo é o fluido R134a.

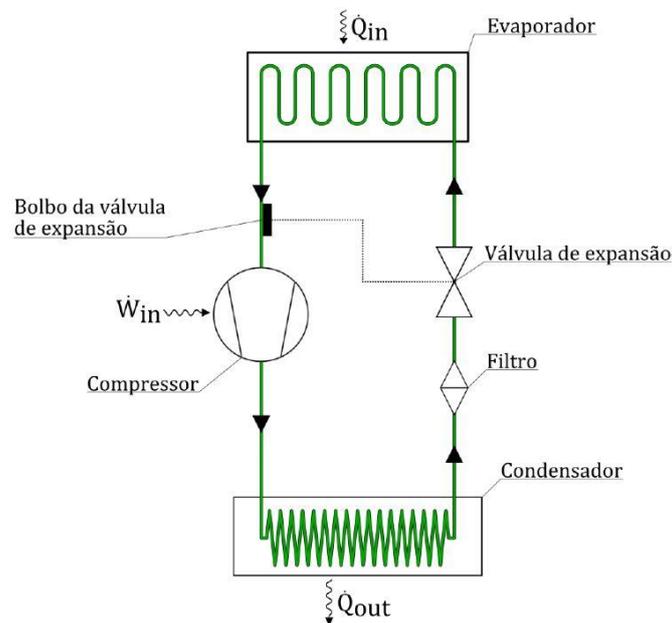


Figura 2.7 – Circuito de refrigerante (Adaptado de Penas, 2012)

Compressor

Este componente, representado na Figura 2.8, é o responsável pela compressão do fluido, este processo faz com que o compressor seja o maior consumidor de energia do sistema.

Na entrada do compressor o fluido encontra-se no estado de vapor sobreaquecido, sendo comprimido para pressões e temperaturas mais elevadas.



Figura 2. 8 – Compressor

Condensador

Existem vários tipos de condensadores que podem ser aplicados em bombas de calor, neste caso o condensador é um permutador de placas com duas entradas e duas saídas (Figura 2.9).

Depois de passar pelo compressor, o fluido refrigerante no estado de vapor segue para o condensador onde transfere o seu calor em excesso para a água, mudando de fase para o estado líquido.



Figura 2. 9 - Condensador

Válvula de expansão

A válvula de expansão é um orifício cuja abertura é controlada pela temperatura do fluido refrigerante na entrada do compressor. A válvula de expansão representada na Figura 2.10 é formada pelo corpo da válvula e o bolbo, este último é o que mede a temperatura à entrada do compressor.

Antes de passar pelo evaporador o fluido refrigerante encontra-se no estado líquido com elevada pressão, de seguida na sua passagem pela válvula de expansão, o fluido é expandido e volta a uma pressão e temperaturas baixas numa mistura bifásica de líquido e vapor.



Figura 2. 10 – Válvula de expansão

Evaporador

O tipo de evaporador presente na bomba de calor Bosch é um permutador de calor de tubos alhetados, representado na Figura 2.11. Neste componente, o fluido refrigerante recebe calor do ar ambiente, mudando de fase para o estado de vapor. O escoamento do ar ambiente pelo evaporador é conduzido por um ventilador.

Depois de passar pela válvula de expansão, o fluido refrigerante entra no evaporador onde recebe calor do ar ambiente, mudando de fase para o estado de vapor sobreaquecido na sua totalidade. Após a passagem no evaporador, o fluido encontra-se em condições de entrar novamente no compressor e recomeçar o ciclo.

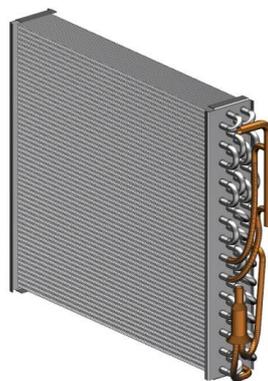


Figura 2. 11 - Evaporador

2.2.3. Circuito de ar

Os constituintes do circuito de ar, representado na Figura 2.12, são o ventilador e o evaporador. O ventilador é posicionado depois do evaporador, para poder circular o ar através do evaporador num processo de arrefecimento do ar, este ar é depois expelido para o exterior.

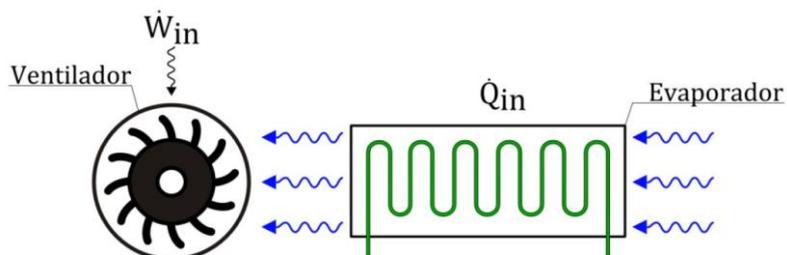


Figura 2. 12 – Circuito de ar (Adaptado de Penas, 2012)

Ventilador

O ventilador presente na bomba de calor Bosch é do tipo radial, isto é, o escoamento é na direção radial provocado pelo posicionamento das pás no rotor.

A função do ventilador é garantir o escoamento do ar pelo evaporador, este escoamento é crucial para promover a transferência de calor no evaporador.



Figura 2. 13 – Ventilador

2.2.4. Conjunto

Apresentados os circuitos e componentes principais, pode ser visto em baixo (Figura 2.14 a 2.17), vistas explodidas e vistas de conjunto dos componentes em sistema.



Figura 2. 14 – Vista explodida do módulo de aquecimento

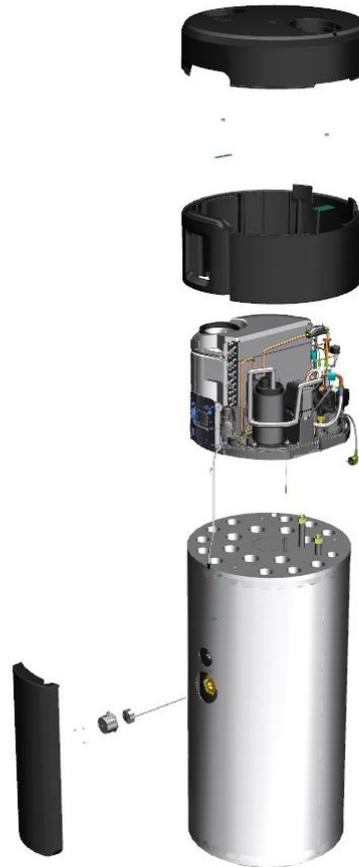


Figura 2. 15 – Vista explodida do conjunto global

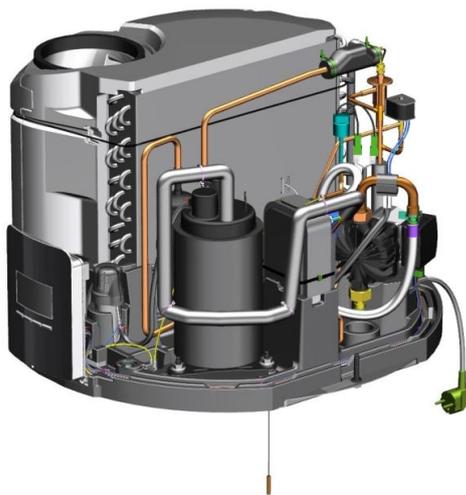


Figura 2. 16 – Módulo de aquecimento



Figura 2. 17 – Conjunto Bomba de calor

2.2.5. Dispositivos de segurança, medida e controlo

Os dispositivos de segurança e preservação são atuadores que certificam, que a segurança do utilizador e a integridade da bomba de calor não são postos em causa. Existem dois tipos de dispositivos de segurança, aqueles que atuam diretamente no sistema e aqueles que necessitam de um intermediário, por exemplo, uma eletrónica de segurança.

O pressostato é o componente que atua diretamente com o sistema, podendo desligar automaticamente o compressor, caso a pressão suba acima de um valor previamente estabelecido.

Do grupo que atua indiretamente, fazem parte o sensor do ar, o termóstato da resistência elétrica, o termóstato e o limitador de corrente do compressor e o sensor de temperatura de água de fria. Como estes componentes não atuam diretamente, mas comunicam com a eletrónica de segurança, que por sua vez controla os componentes, para que seja assegurado um funcionamento tal como pretendido.

Os dispositivos de medida, comando e controlo garantem que o comportamento da bomba de calor é o estipulado pelo utilizador. Por exemplo, se o utilizador quiser ter água quente disponível rapidamente, existe um modo denominado “*Full*”. Este modo vai acionar uma série de eventos que vão garantir o aquecimento rápido da água. Um exemplo de eventos desencadeados por este modo é (Adaptado de Penas, 2012):

- O sensor de temperatura do topo do tanque irá efetuar uma leitura e compará-la com a temperatura desejada pelo utilizador;
- Se o valor lido for menor que o pretendido, o dispositivo de comando, a eletrónica, vai ligar a resistência elétrica de modo a que o aquecimento seja mais rápido;
- Durante o tempo de aquecimento, o sensor no topo do tanque continua a leitura até que seja atingida a temperatura desejada, quando acontecer é enviado um sinal para que seja desligado o compressor e a resistência.

2.2.6. Equipamento marca Bosch – Supraeco W

O modelo em estudo da marca Bosch é o modelo Supraeco W HP 270 (Figura 2.18), desenvolvido pela unidade de Desenvolvimento em Aveiro. Este modelo é o caso de estudo deste trabalho, uma bomba de calor por ar ambiente ou exterior de instalação interior para aquecimento de águas sanitárias. O condensador do fluido refrigerante neste equipamento é um condensador externo. Este equipamento tem a possibilidade de acoplamento de geradores de energia externos, como sistema solar ou caldeira para serpentina no interior do tanque.

Os constituintes e respetivas imagens foram apresentados anteriormente. A principal informação técnica relativa a este equipamento está registada na Tabela 2.2.

Tabela 2. 2 – Informação técnica Bosch Supraeco W HP 270

Dimensões (HxD)	cm	184x70
Caudal máximo de ar	m ³ /h	300
Temperatura mín. / máx. de ar	°C	5 / 35
Capacidade do tanque	L	270
Temperatura máxima de água sanitária	°C	60
Tipo de fluido refrigerante	-	R134a
Quantidade de fluido refrigerante	kg	0,4
Input Bomba de Calor	kW	0,4
Output Bomba de Calor	kW	1,7
Performance EN16147 (A15W55)	COP	3,2



Figura 2. 18 – Vista exterior Bosch Supraeco W HP 270



Figura 2. 19 – Vista interior Bosch Supraeco W HP 270

2.3. Coeficiente de Performance (COP)

O coeficiente de performance ou COP (*Coefficient of Performance*) é o indicador principal do desempenho do sistema de refrigeração por vapor. O COP representa a quantidade de energia em forma de calor que se obtém a partir de um dado *input* de energia elétrica. Por exemplo, um equipamento com um COP de 2, significa que consegue duplicar o valor de energia elétrica de entrada, fornecendo calor com o dobro do valor da energia elétrica de entrada .

O COP tem duas vertentes, de aquecimento e de refrigeração, pois estes equipamentos conseguem efetuar estas duas funções. Por exemplo, numa máquina frigorífica, o COP é a relação entre o calor removido e a energia elétrica consumida (Adaptado de Penas, 2012).

No caso em estudo, bombas de calor para o aquecimento de águas sanitárias, o COP relaciona a energia fornecida à água e a energia elétrica total utilizada. O valor de COP_{hp} numa bomba de calor é expresso da seguinte forma:

$$COP_{hp} = \frac{\dot{Q}}{\dot{W}} \quad (2.1)$$

Onde \dot{Q} representa a taxa de transferência de calor, em *Watts* e \dot{W} a potência elétrica fornecida ao sistema, também em *Watts*.

O cálculo da taxa de transferência de calor e da potência elétrica fornecida envolve todos os elementos da bomba de calor. Desde os que consomem energia elétrica, como o ventilador, a bomba de água, a resistência elétrica, o compressor, etc. e os envolvidos nas perdas térmicas como o tanque e nos ganhos térmicos como o valor de temperatura à saída e à entrada do tanque. De um modo resumido, um volume de água entra a uma determinada temperatura e conforme um determinado *input* de energia elétrica, o volume de água sai a uma temperatura mais elevada que quando entrou. Tornando o cálculo do COP num balanço de um determinado volume de controlo tendo em conta a sua temperatura.

De modo a obter um valor de COP único, que possa ser fiável e avaliado da mesma forma para todos os fabricantes e que assim possa ser representado como a característica principal numa bomba de calor. Para tal é necessário haver uma normalização para a determinação do COP em bombas de calor, atualmente existem duas, a EN 255-3 e a EN 16147. A primeira norma deixará de ser utilizada e a segunda norma passará a ser a norma utilizada para a definição do COP.

2.4. EN16147-2011

A norma europeia EN16147-2011 vem substituir a antiga EN255-3 e traz naturalmente algumas mudanças, de um modo geral, esta “revisão” pode ser caracterizada por:

- O novo COP (EN16147) é mais baixo que o anterior (EN255-3). Isto deve-se ao facto de que, na nova norma, as perdas de energia pelo reservatório de água são contabilizadas.
- Na EN16147 existem cinco tipos de perfis de utilização (S, M, L, XL e XXL) para diferentes capacidades de reservatórios de água. Estes perfis são a base da determinação do COP.

Esta norma especifica o método de teste para a avaliação de COP, em qualquer bomba de calor para produção de água quente sanitária (ar/água, salmoura/água e água/água), operada por um compressor elétrico e ligada a um reservatório de água quente.

Termos e definições

- Água quente sanitária: água que é aquecida para utilização doméstica ou similar.
- Volume nominal (V_n): Volume de água atribuído ao reservatório pelo fabricante.
- Ar interior: Fonte quente da bomba de calor, que “absorve” calor por um permutador de calor em contacto direto com o ar do interior do edifício.
- Coeficiente de performance para utilização de água quente sanitária (COP_{DHW}): Coeficiente de performance determinado com base num perfil de consumo, incluindo as perdas do tanque.
- Utilização: Processo de “retirar” um dado volume de água quente da bomba de calor, normalmente durante um perfil de consumo acontecem várias utilizações diferentes, ou seja, os volumes de água retirados não são iguais.
- Perfil de consumo: Simulação de um conjunto de utilizações de uma bomba de calor com base diária.

Teste de performance e determinação do consumo de energia

Na Tabela 2.3 (*European Committee for Standardization, 2011*) são apresentadas as condições de teste para os vários sistemas possíveis.

Tabela 2. 3 – Condições de teste

Tipo de fonte de calor	Temperatura do ar^a da fonte de calor (°C)	Temperatura ambiente da bomba de calor (°C)	Temperatura ambiente do reservatório de água (°C)
Ar exterior (com a bomba de calor no interior)	7 (6)	De 15 a 30	20
Ar exterior (com a bomba de calor no exterior)	7 (6)	Temperatura da fonte quente	20
Ar interior	15 (6)	Temperatura da fonte quente	15
Ar de exaustão	20 (12)	De 15 a 30	20

^a Temperatura de bolbo seco (bolbo húmido está entre parêntesis)

A temperatura de entrada de água no tanque deve ser 10°C.

O teste consiste em seis etapas principais, representadas na Figura 2.20.

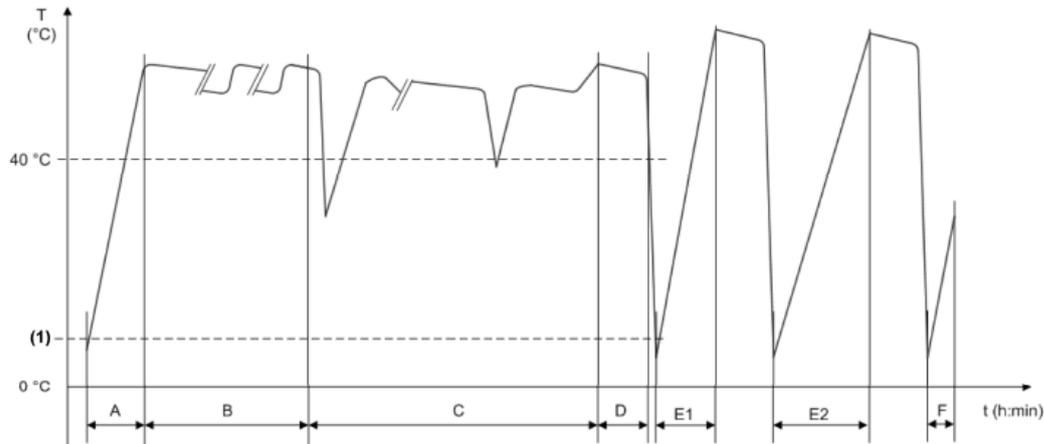


Figura 2. 20 – Fases do teste e respetiva ordem (Adaptado de EN16147, 2010)

Cada fase corresponde a um determinado conjunto de eventos ou processos:

A. Período de aquecimento

Este teste consiste na avaliação do tempo necessário para aquecer a água do tanque, de um estado inicial até que o compressor seja desligado pelo termóstato. Devem ser monitorizados o tempo de aquecimento e a energia elétrica fornecida (Adaptado de Penas, 2012).

B. Determinação da potência em *standby*

A potência em *standby* é determinada pela medição de energia elétrica fornecida durante 48 horas, ou menos, caso ocorram 6 ciclos *on-off*. A potência é dada por:

$$P_{es} = \frac{W_{es}}{t_{es}} \cdot 3600 \quad (2.2)$$

Onde:

P_{es} é a potência em *standby*, em kW;

W_{es} é a energia fornecida durante o último ciclo *on-off*, em kWh;

t_{es} é a duração do último ciclo *on-off*, em segundos.

Esta energia consumida deve incluir todos os componentes da bomba de calor.

C. Determinação do consumo energético e do coeficiente de performance para aquecimento de água sanitária recorrendo aos perfis de utilização

O perfil utilizado para avaliar o COP é da escolha do fabricante. A escolha do perfil de consumo pode depender de acordo com uma norma específica existente no mercado francês, que essencialmente é igual à EN16147, com a diferença de que estabelece uma relação entre a capacidade do tanque e o perfil de consumo utilizado.

Determinação da energia útil

Este teste começa quando a temperatura no tanque chega ao valor pré definido, e acaba passado 24 horas, ou mais, se após as 24 horas, a bomba de calor não estiver a funcionar. Se tal acontecer, o teste tem que ser estendido até que a bomba de calor reinicie e pare outra vez, como mostra a Figura 2.21.

A energia útil na forma de calor (Q_{HP-Tap}) durante uma utilização é dada pela seguinte equação:

$$Q_{HP-Tap} = \frac{1}{3600} \int_0^{t_{Tap}} c_p \cdot \rho(T) \cdot \dot{V}_{Tap} \cdot (\theta_{WH}(t) - \theta_{WC}(t)) dt \quad (2.3)$$

Onde:

\dot{V}_{Tap} é o caudal volúmico em m³/s;

$\theta_{WH}(t) - \theta_{WC}(t)$ é a diferença de temperatura entre a água quente na saída e a água fria na entrada do tanque em K;

t_{Tap} é o período de duração da utilização em s;

c_p é o calor específico da água em kJ/(kg.K);

$\rho(T)$ é a massa volúmica da água quente no caudalímetro em kg/m³.

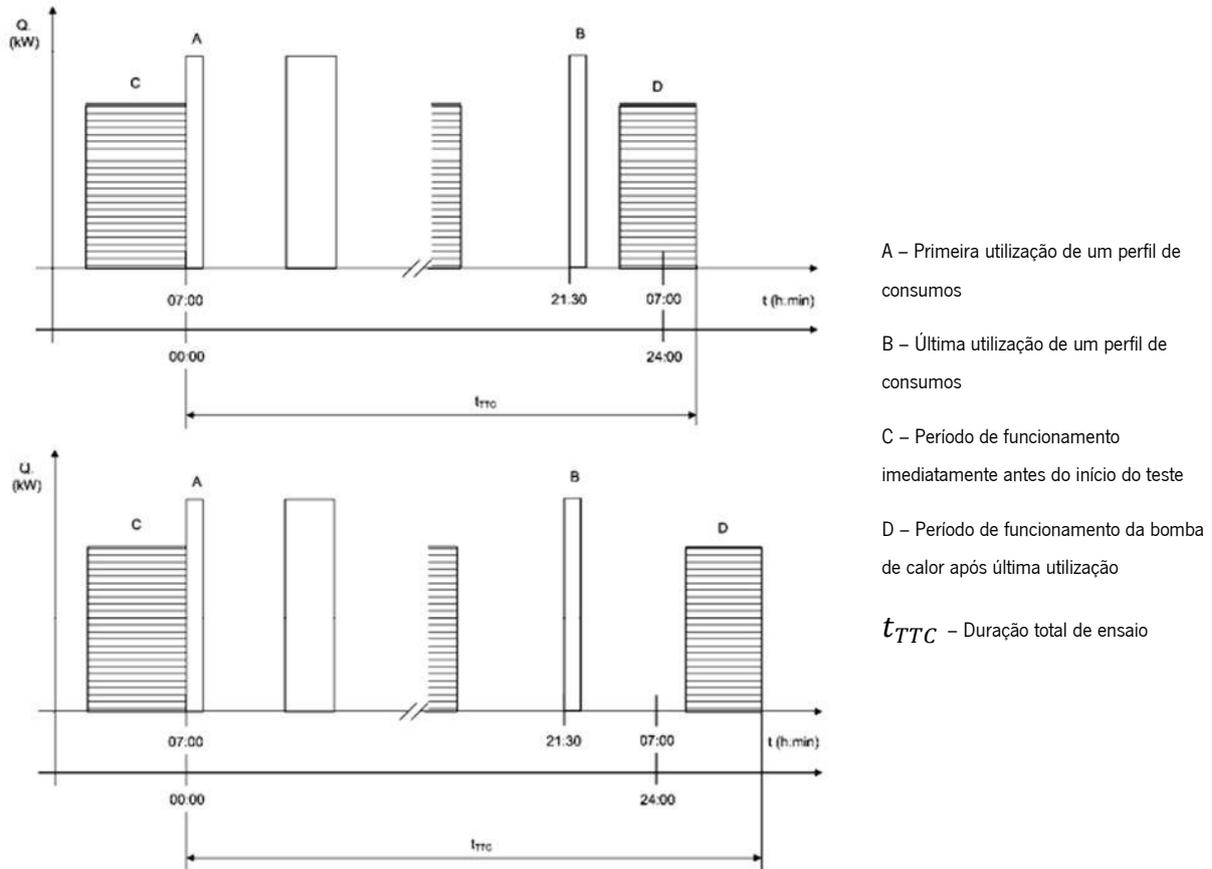


Figura 2. 21 – Exemplo da determinação do tempo total de teste (Adaptado de EN16147, 2010)

No perfil de consumo existem certas atividades que requerem um ΔT mínimo que deve ser alcançado. Isto acontece porque, por exemplo, no *dish washing*, a máquina de lavar precisa de um aumento de temperatura de 45°C , ou seja, 55°C de temperatura de água. Como, por vezes, essa temperatura de saída não é contemplada, é considerado que uma resistência elétrica na máquina de lavar compensa, e aquece a água para alcançar o requisito (Adaptado de Penas, 2012).

Exemplo: Se água sair da bomba de calor a 47°C (faltam 8°C para os 55°C do requisito), considera-se que a resistência elétrica da máquina de lavar compensa estes 8°C . É essa energia que é acrescentada. Neste tipo de utilizações, a equação é a seguinte:

$$Q_{EL-Tap} = \frac{1}{3600} \int_0^{t_{Tap}} c_p \cdot \rho(T) \cdot \dot{V}_{Tap} \cdot (\theta_{WH}(t) + \Delta T_{desired} - \theta_{WC}(t)) dt \quad (2.4)$$

Onde:

\dot{V}_{Tap} é o caudal volúmico em m³/s;

$\theta_{WH}(t) - \theta_{WC}(t)$ é a diferença de temperatura entre a água quente na saída e a água fria na entrada do tanque em K;

t_{Tap} é o período de duração da utilização em s;

c_p é o calor específico da água em kJ/(kg.K);

$\rho(T)$ é a massa volúmica da água quente no caudalímetro em kg/m³;

$\Delta T_{desired}$ é a diferença de temperatura que deve ser alcançada em K.

Finalmente:

$$Q_{HP-TC} = \sum_{i=1}^{n_{Tap}} Q_{HP-Tap_i} \quad (2.5)$$

$$Q_{EL-TC} = \sum_{i=1}^{n_{Tap}} Q_{EL-Tap_i} \quad (2.6)$$

$$Q_{TC} = Q_{HP-TC} + Q_{EL-TC} \quad (2.7)$$

Onde:

n_{Tap} é o número de utilizações durante o perfil de consumo;

i é o índice de utilização.

Q_{TC} é a energia na forma de calor produzida durante o perfil de utilização.

Determinação do consumo elétrico diário

Ao *input* energético total medido ($W_{EL-HP-TC}$) durante o perfil de consumo, é aplicado um fator de correção, que representa o consumo elétrico de equipamentos como o ventilador e a bomba de água:

$$W_{EL-HP-TC} = W_{EL-M-TC} + \sum W_{EL-Corr} \quad (2.8)$$

No entanto, para a avaliação do COP da bomba de calor Bosch, esta correção não é aplicada, ou seja:

$$W_{EL-HP-TC} = W_{EL-M-TC} \quad (2.9)$$

Onde:

$W_{EL-HP-TC}$ é a energia elétrica consumida, em kWh.

Correção das perdas numa base de 24 horas

Como já referido anteriormente, a avaliação do perfil de consumo não tem uma duração bem definida, como tal, a energia elétrica consumida durante um dado perfil deve ser corrigida numa base de 24 horas (Adaptado de Penas, 2012). A equação para a avaliação desta energia é:

$$W_{EL-TC} = W_{EL-HP-TC} + (24 - t_{TTC}) \cdot P_{es} + Q_{EL-TC} \quad (2.10)$$

Onde:

W_{EL-TC} é o consumo total diário de energia elétrica durante o perfil de utilização, em kWh;

t_{TTC} é o tempo do teste diário, em horas;

P_{es} é a potência em *standby*, em kW;

Q_{EL-TC} é a energia na forma de calor produzida pela resistência elétrica durante o perfil de utilização.

Coeficiente de performance (COP)

O COP da instalação é:

$$COP_{DHW} = \frac{Q_{TC}}{W_{EL-TC}} \quad (2.11)$$

D. Determinação da temperatura de água quente de referência e da quantidade máxima de água quente, numa única utilização

Este teste começa após o anterior, quando o compressor é desligado pelo termóstato do tanque. Durante este ensaio, vai ser retirada água de dentro do tanque, a um caudal de 10 l/min, até que a temperatura da água chegue abaixo dos 40°C. A temperatura de água quente de referência é:

$$\theta'_{WH} = \frac{1}{t_{40}} \int_0^{t_{40}} \theta_{WH}(t) \cdot dt \quad (2.12)$$

Onde:

θ'_{WH} é a temperatura de água quente de referência, em °C;

$\theta_{WH}(t)$ é a temperatura de água quente à saída do tanque, em °C;

t_{40} é o tempo desde o início do teste até que a água que sai do tanque chegue aos 40°C.

O volume máximo de água quente é dado por:

$$V_{max} = \frac{1}{30K} \int_0^{t_{40}} \dot{V}_{Tap} \cdot [\theta_{WH}(t) - \theta_{WC}(t)] dt \quad (2.13)$$

Onde:

V_{max} é o volume máximo de água quente, em m³;

$\theta_{WH}(t) - \theta_{WC}(t)$ é a diferença entre a temperatura da água quente e a temperatura da água fria da rede;

t_{40} é o tempo desde o início do teste até que a água que sai do tanque chegue aos 40°C.

E. Teste para estabelecer a gama de temperaturas

F. Testes de segurança

Os testes “E” e “F” estão presentes na norma EN16147 mas para os testes realizados não são tidos em conta.

2.5. *Passive House*

A ideia básica de uma *Passive House* é uma casa bem isolada e a envolvente do edifício estanque em termos de fluxos de ar com um sistema de ventilação mecânica.

O primeiro conceito de *Passive House* foi apresentado em 1988 que cita o seguinte: “*A passive house is a building in which a comfortable interior climate can be maintained without active heating and cooling systems*”. Este conceito não deve ser tomado como uma norma de desempenho energético mas como um conceito para atingir certas condições que proporcionam conforto térmico interior através de preços baixos de construção. Deve ser assinalado que atualmente a construção de uma *Passive House* tem custos mais elevados que as casas padrão (Adaptado de Antonova, 2010).

Os princípios básicos de uma *Passive House* são os seguintes:

- Melhoramento do isolamento da envolvente do edifício;
- Reduzir a influência de pontes térmicas;
- Janelas de vidro triplo;
- Estanquidade do edifício;
- Ventilação mecânica com recuperação de calor.

Quanto à definição exata do termo *Passive House* não existe uma com consenso aprovado internacionalmente, mas a definição mais referenciada é aquela presente no *German Passive House Institute*:

“A Passive House is a building for which thermal comfort can be achieved solely by post-heating or post-cooling of the fresh air mass, which is required to fulfil sufficient indoor air quality conditions, without a need for recirculated air”.

A *Passive House* não se trata de uma invenção mas sim de um conceito, pois esta como um todo não foi inventada mas as condições em que se pode tornar um edifício numa *Passive House* foram descobertas. Este tipo de casas é parte de um grupo de edifícios de baixo consumo energético, pois todos os princípios básicos inerentes a uma *Passive House* já eram tópicos de conhecimento aquando do desenvolvimento de edifícios de baixo consumo energético.

O principal objetivo numa *Passive House* é a poupança de energia. Para tal os componentes de construção são otimizados de forma a reduzir a necessidade de energia para o aquecimento de espaços.

A primeira *Passive House* foi construída em 1991 na Alemanha. Em 1999 foi desenvolvido um projeto denominado CEPHEUS que levou à construção de casas passivas na Suécia, Alemanha, Áustria, Suíça e França. No final o projeto conseguiu provar a viabilidade funcional das casas, o que levou que ao nível europeu a construção de casas passivas aumentasse acentuadamente.

2.5.1. Requisitos e características principais de uma *Passive House*

O principal princípio de uma *Passive House* é um bom isolamento aplicado em toda a envolvente do edifício (Figura 2.22), permitindo reduzir as perdas de calor para um valor mínimo. Um bom isolamento inclui um isolamento espesso com materiais de baixo coeficiente de transferência de calor, para que mesmo durante a época mais fria, o Inverno, a casa não necessite de um aquecimento ativo (Adaptado de Antonova, 2010).

Isolamento

O tipo e espessura do isolamento devem variar conforme o clima e temperatura exterior de cada zona. O isolamento também deve incluir, uma parte de estanque para impedir a fuga de ar pela envolvente da casa e a presença de pontes térmicas. De modo a evitar perdas de calor por portas e janelas estas também devem ser eficientes na sua construção e materiais utilizados.

Estanquidade

Como a maior parte dos materiais isolantes não têm boa estanquidade, existe a necessidade da envolvente ser estanque de forma a evitar infiltrações de humidade na construção, que pode provocar danos no edifício. Também, para que a ventilação mecânica seja aplicada e eficiente não pode haver fugas de ar não contabilizadas.

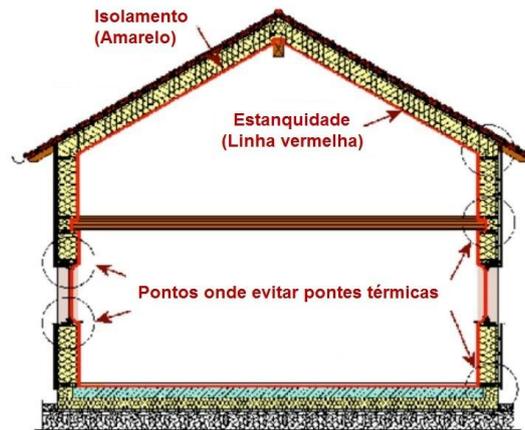


Figura 2. 22 – Envoltório de uma *Passive House* (Adaptado de Antonova, 2010)

A estanquidade de um edifício é testada através de um teste denominado por *Blower Door Test*. Este teste inclui três componentes, um ventilador calibrado, um manómetro e um sistema de porta ventiladora (Figura 2.23).

Para iniciar o teste a porta ventiladora tem de ser instalada numa porta para o exterior, todas as portas interiores tem de estar abertas e as portas e janelas exteriores fechadas. O sistema de AVAC não deve ser ajustado e todas as aberturas para o exterior, como lareiras, devem ser seladas. Os sistemas de ventilação mecânica como exaustores devem também ser desligados. Assim o teste irá medir a diferença de pressão entre o exterior e o interior da casa.

Para tal o ventilador cria um fluxo de ar para dentro ou fora do edifício, criando uma diferença de pressão positiva ou negativa entre o exterior e o interior. Esta diferença de pressão fará com que o ar circule por todos os buracos e penetrações da casa. Se o edifício for bem selado, menos fluxo de ar o ventilador precisa criar para mudar a pressão na casa.



Figura 2. 23 – Sistema *Blower Door Test* com porta ventiladora [3]

Janelas e Portas

A colocação de janelas e portas deve ser tida em conta, porque a orientação das mesmas é um ponto fulcral em termos de ganhos e perdas de calor. O aconselhado é a colocação de janelas orientadas para sul, pois os ganhos superam as perdas. Mas de modo a evitar um sobreaquecimento em certas divisões durante o Verão, as janelas no topo devem ser orientadas para sul e as janelas inferiores para norte. Em casas passivas apenas são utilizadas janelas de alta eficiência, esta eficiência pode ser alcançada através de janelas de vidro triplo e de beirais bem dimensionados.

Outros fatores como a localização da casa, como o uso de equipamentos domésticos e elementos de iluminação eficientes devem ser tidos em conta na conta global de energia.

Na Tabela 2.4 pode-se verificar alguns dos requisitos estipulados e testados para uma *Passive House*.

Tabela 2. 4 – Requisitos de uma *Passive House*

Requisito	Valores estipulados e testados
Necessidade de aquecimento	<15 kWh/m ²
Carga máxima de aquecimento	<10 W/m ²
Necessidade de arrefecimento	<15 kWh/m ²
Carga máxima de arrefecimento	<10 W/m ²
Necessidade de energia primária	<120 kWh/m ²
Estanquidade ao ar – Resultado <i>Blower Door Test</i>	<0,6 renovações por hora
Temperatura interior mínima / máxima	20°C / 25°C
Excesso de temperatura	<10% do tempo

2.5.2. Ventilação Mecânica Controlada

A ventilação numa *Passive House* é realizada por ventilação mecânica, esquematizada na Figura 2.24, que é um dos sistemas mais importantes no conceito de uma *Passive House*. Tal sistema é necessário porque, não é possível através da abertura e fecho de janelas e portas manter uma boa eficiência energética tal como uma boa qualidade do ar no interior da habitação.

O sistema de ventilação mecânica possui um recuperador de calor, constituído por um permutador de calor que consegue recuperar até 95% da energia presente no ar a extrair para o exterior.

O ar poluído no interior da casa é removido constantemente de todas as divisões com níveis de poluição consideráveis tais como a cozinha e casas de banho. Ar do exterior é fornecido para substituir o ar removido nas salas, quartos e escritórios. Este constante fluxo de entrada e saída de ar faz com que o sistema consiga quase em absoluto atingir ventilação natural na habitação (Adaptado de Antonova, 2010).

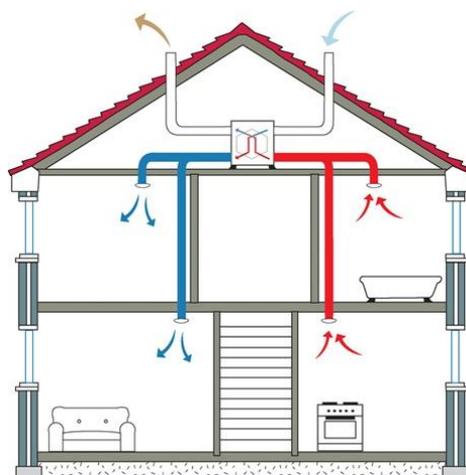


Figura 2. 24 – Ventilação Mecânica com recuperação de calor [4]

É essencial que o sistema de ventilação, não só para as casas passivas, consiga fornecer uma qualidade elevada do ar no interior de habitações. Em casas passivas, o sistema de ventilação mecânica é o mais apropriado, por diversas razões. Uma delas é que a abertura de janelas em intervalos regulares é inaceitável, porque a infiltração de humidade excessiva numa casa tão bem isolada leva à formação de condensados que ao longo do tempo irão danificar a construção. Ventilação forçada não é o sistema apropriado para casas passivas, pois a entrada de ar do exterior seria a uma temperatura muito diferente da pretendida no interior da casa o que levaria a perdas grandes de calor, elevando os custos energéticos em mais do dobro que o custo por ventilação mecânica. Para além que

o sistema de ventilação mecânica oferece a possibilidade de inserir um sistema de recuperação de calor e ter o princípio de ventilação natural na casa (Adaptado de Antonova, 2010).

Uma *Passive House* é aquecida primeiro por radiação solar (Figura 2.25), pelo calor produzido pelos ocupantes, pela iluminação, aplicações e eletrodomésticos da habitação. Mas a principal fonte de calor é, como anteriormente referido, pela ventilação mecânica com recuperação de calor, que reduz quase 90% das necessidades de calor da casa.

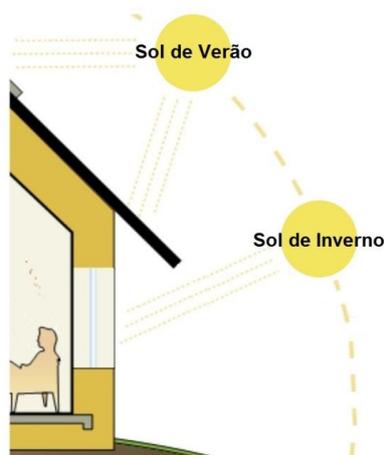


Figura 2. 25 – Radiação solar e orientação (Adaptado de Antonova, 2010)

O princípio de aquecimento pelo sistema de ventilação é o aquecimento do ar novo do exterior, onde o seu caudal e temperatura são controlados para evitar condições de ar seco. Este tipo de aquecimento, apenas resulta em edifícios com exigências de calor baixas, tais como as casas passivas devido aos seus padrões altos de isolamento, que leva a que até nos dias mais frios seja possível aquecer a casa apenas por um pré aquecimento do ar a entrar nas divisões da casa (Adaptado de Antonova, 2010).

O permutador de calor onde a transferência de energia é realizada é do tipo ar – ar com um sistema de fluxo cruzado-contracorrente, esquematizado na Figura 2.26.

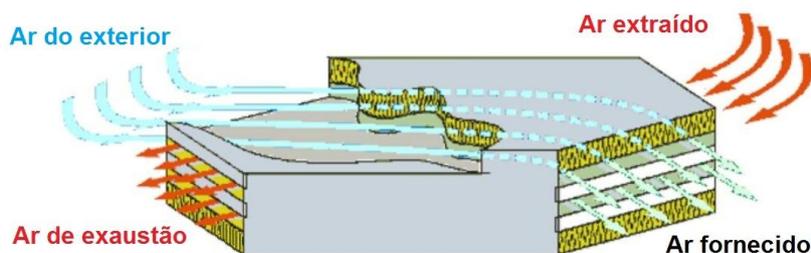


Figura 2. 26 – Permutador de calor com sistema de fluxo cruzado-contracorrente [5]

O funcionamento do permutador de calor consiste, na passagem do fluxo do ar extraído por um canal, em sentido contrário segue noutro canal o ar do exterior efetuando a transferência de calor entre si, sendo que no final o ar extraído tem uma temperatura menor e o ar do exterior, uma temperatura mais elevada ou vice-versa.

A introdução de um recuperador de calor no sistema de ventilação tem a clara vantagem de ser a fonte de poupança energética numa *Passive House*, mas também traz outras vantagens, tais como, existir uma separação distinta entre o ar do exterior e o ar de exaustão durante a transferência para evitar contaminação de poluentes entre si. Durante o seu funcionamento o equipamento requer níveis baixos de eletricidade fornecida, numa operação extremamente silenciosa que leva a temperatura do ar fornecido a um valor próximo do desejado no interior da casa.

Em certas alturas do ano é eficiente desviar o ar do exterior do recuperador de calor, por algo denominado *Summer bypass*, esquematizado na Figura 2.27, uma válvula que desvia o ar novo da permuta com o ar interior. Esta válvula é ativada quando a temperatura interior é maior que a desejada e a temperatura exterior está mais baixa do que a temperatura interior. Por exemplo, em noites de Verão em que a temperatura exterior pode ser menor que a temperatura interior, fazendo com que aquecer o ar exterior não seja eficaz para o conforto térmico dentro da casa.

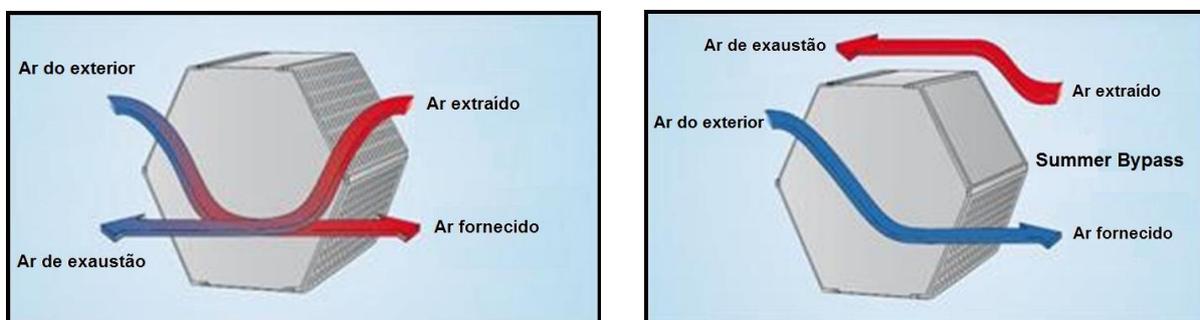


Figura 2. 27 – *Summer bypass* [6]

2.5.3. Exemplos de *Passive Houses*

Existem mais exemplos de Casas Passivas pelo mundo comparado há dez anos atrás. Para além da quantidade ter aumentado, também a variedade dos tipos de edifícios, como casas familiares, apartamentos, escritórios e escolas.

Um dos exemplos é uma habitação localizada na Alemanha na cidade de Kranichstein (Figura 2.28), outro exemplo é um condomínio de 20 habitações na Suécia em Lindås (Figura 2.29).



Figura 2. 28 – *Passive House* na Alemanha (Adaptado de Antonova, 2010)



Figura 2. 29 – Condomínio de *Passive Houses* na Suécia (Adaptado de Antonova, 2010)

Também em Portugal desde 2012, existem dois projetos, casas familiares, com construção de *Passive House* (Figura 2.30 e 2.31) localizados em Ílhavo, Aveiro. Estes projetos foram iniciados e aprovados pela Associação *Passivhaus* Portugal, organização que certifica as construções de *Passive Houses* em Portugal.



Figura 2. 30 – Moradia *Passive House* A em Ílhavo [7]



Figura 2. 31 – Moradia *Passive House* B em Ílhavo [7]

2.6. Aquecimento de Águas Sanitárias com o apoio de Ventilação Mecânica com Recuperação de Calor

Depois de apresentados os princípios básicos de funcionamento e componentes sobre bombas de calor e ventilação mecânica, este capítulo aborda um dos objetivos principais deste trabalho que é a junção das duas funcionalidades para o aquecimento de águas sanitárias.

Cada vez mais, é exigida uma maior eficiência energética de equipamentos usados na climatização e ventilação de espaços fechados e o aumento de regulamentação energética nos consumos de energia para o aquecimento de águas sanitárias, faz com que o desenvolvimento e investigação de equipamentos ou processos sejam dirigidos para diminuição da fatura energética.

De acordo com a lei de conservação de energia, esta não “desaparece”, embora possa perder-se, direcionada para outro local ou mudar o seu estado. Estas perdas de calor são a causa principal da redução da eficiência energética. Isto significa, que a fonte de reaproveitamento de energia está nestas perdas.

No sistema de ventilação, o ar de exaustão é extraído para o exterior e assim o seu valor energético. Recentemente, certos equipamentos foram desenvolvidos com o propósito de usar a energia existente no ar de exaustão no aquecimento de águas sanitárias. O princípio desta interação entre os equipamentos de ventilação e a bomba de calor é o uso do ar de exaustão no circuito de ar da bomba de calor, esquematizado na Figura 2.32, que iria auxiliar o evaporador a uma temperatura superior à que estaria se este estivesse com ar ambiente, aumentando a eficácia da transferência de calor no evaporador para o fluido refrigerante na sua mudança de fase para vapor sobreaquecido.

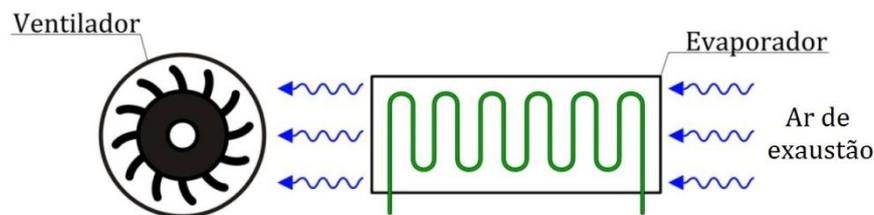


Figura 2. 32 – Ar de exaustão no circuito de ar da bomba de calor (Adaptado de Penas, 2012)

Com esta compatibilidade, a temperatura do fluido à saída do evaporador será maior que no modelo anterior, fazendo com que o compressor, não tenha de realizar tanto trabalho na sua função de aumentar a pressão e temperatura do fluido refrigerante e assim diminuir o seu consumo de eletricidade. Se ainda houver a possibilidade de aumentar o valor de temperatura do fluido no condensador, o aquecimento das águas sanitárias seria mais rápido. Como referido, existem várias melhorias a poderem ser implementadas com a junção destes equipamentos.

2.6.1. Compact Ventilation and Heating Device with Integrated Exhaust Air Heat Pump

Compact Ventilation and Heating Device with Integrated Exhaust Air Heat Pump (CVHD), é um equipamento cujo uso é simultâneo para aquecimento de espaços, aquecimento de águas sanitárias e ventilação na mesma unidade. O sistema de ventilação mecânica com recuperador de calor usa, o ar extraído para aquecer o ar do exterior, que será depois fornecido para as divisões a climatizar. O ar

resultante da transferência de calor, o ar de exaustão, é seguido para a bomba de calor que usa a sua energia no circuito de ar, para auxiliar o evaporador na mudança de fase do fluido refrigerante.

O CVHD é dividido em duas secções, a de ventilação com ventiladores e o recuperador de calor ar – ar do tipo cruzado-contracorrente e a da bomba de calor, com o módulo de aquecimento e o tanque. A bomba de calor usa o calor em excesso no ar de exaustão apenas depois de este passar pelo recuperador de calor, mesmo que a energia presente no ar de exaustão não seja suficiente após a passagem pelo recuperador de calor ainda consegue diminuir os custos energéticos. Na Figura 2.33 em baixo, pode-se observar um esquema exemplo de um equipamento CVHD.

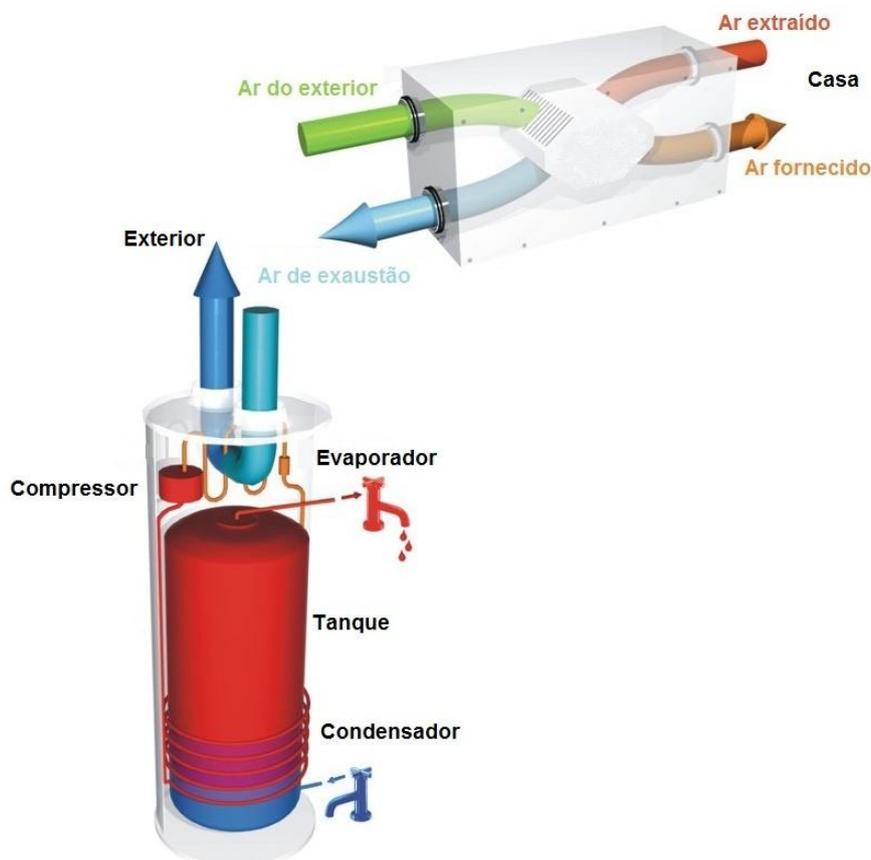


Figura 2. 33 – Esquema exemplo de um equipamento CVHD [8]

O uso deste tipo de unidades compactas CVHD é apropriado para *Passive Houses* ou para casas de baixo consumo energético, pois a compatibilidade destes equipamentos depende em grande parte das necessidades energéticas do edifício, isto porque, a recuperação de calor depende de uma homogeneização da temperatura no interior da casa, e se esta tiver grandes perdas térmicas para o

exterior, a eficiência da permuta ar – ar é reduzida ao ponto de deixar de ser eficiente no aquecimento dos espaços da casa.

2.6.2. Benchmarking de equipamentos CVHD

O *benchmarking* é um instrumento de gestão para melhorar o desempenho e produtos de uma empresa. Baseia-se na aprendizagem e registo das melhores experiências de empresas similares e ajuda a explicar e entender o processo envolvido. Isto implica reconhecer a existência no mercado de empresas com produtos melhores.

Neste tópico, o objeto de *benchmarking* são os equipamentos CVHD no mercado que desempenham as funções idênticas aquelas pretendidas, aquecimento de espaços, aquecimento de águas sanitárias e ventilação. Os equipamentos selecionados são apresentados no capítulo Anexo A1.

2.7. Aquecimento de Águas Sanitárias com o apoio de bomba de calor por ar de exaustão

Depois de apresentados os equipamentos de unidades compactas CVHD para instalação em *Passive Houses* e em casas de baixo consumo energético, são apresentados neste capítulo as bombas de calor por ar de exaustão.

Este tipo de bombas preenche atualmente o mercado de bombas de calor instaladas no interior das habitações que usam como fonte de ar, o sistema de ventilação. Como tal, estas também devem ser estudadas e realizado o respetivo *benchmark* dos produtos existentes no mercado. Mas a principal razão para o estudo deste tipo de bombas de calor, é que o objeto principal de estudo neste trabalho é a adaptação da bomba de calor Bosch para o uso do ar de exaustão do sistema de ventilação com ou sem recuperação de calor.

2.7.1. Bomba de calor por ar de exaustão

A bomba de calor por ar de exaustão extrai o ar presente no sistema de ventilação, proveniente de certas divisões específicas da casa como a cozinha e as casas de banho, esquematizado na Figura 2.34, necessitando de pelo menos de um sistema de exaustão na casa. Este ar extraído é utilizado no circuito de ar da bomba para o aquecimento do fluido refrigerante no evaporador.



Figura 2. 34 – Esquema do circuito de ventilação e bomba de calor [9]

Como este tipo de bomba de calor necessita de uma determinada taxa de transferência de calor para manter a sua potência, o uso do ar do interior da casa, que normalmente se mantém na ordem dos 20-22°C todo o ano, torna-se na principal vantagem da instalação da bomba no interior da habitação e que assim não tem de depender da variação de temperatura do ar no exterior.

Ao contrário das unidades CVHD apresentadas anteriormente, este equipamento não cria calor mas apenas move-o, fazendo com que não possa funcionar como fonte primária de calor para a casa. Pois não é possível aquecer a casa usando o calor já presente na casa, a não ser com equipamentos com reaproveitamento de energia como um sistema de ventilação com recuperação de calor. Este tipo de bombas de calor apenas aproveita o calor que outrora seria expelido para o exterior sem aproveitamento da sua energia, reduzindo o calor perdido por sistemas de exaustão mas não adiciona calor à casa embora auxilie a ventilação da mesma.

Mas se este tipo de bombas fosse instalado em habitações com um sistema de ventilação com recuperação de calor, e o ar de exaustão que alimenta a bomba de calor fosse proveniente desse sistema, seriam notórios os benefícios da compatibilidade destes dois sistemas.

2.7.2. Benchmarking de bombas de calor por ar de exaustão

Neste tópico o objeto de *benchmarking*, são bombas de calor por ar de exaustão de instalação no interior da habitação no mercado que desempenham as funções idênticas aquelas pretendidas, aquecimento de águas sanitárias com o uso do ar de exaustão do interior da casa. Os equipamentos selecionados são apresentados no capítulo Anexo A2.

Capítulo 3 – Definição e Análise dos Requisitos e Especificações técnicas

Neste capítulo é estudada a configuração de sistemas de ventilação para melhor compreensão dos requisitos e restrições são impostas para o funcionamento correto de um sistema de ventilação.

Também a verificação dos níveis energéticos presentes no ar de exaustão resultante da permuta, é um dos tópicos abrangidos para averiguar se a eficiência e o rendimento da performance da bomba de calor se manteriam ou se sofreriam alterações. Os desafios provenientes da inclusão no sistema de aquecimento de águas sanitárias da bomba de calor e do sistema de recuperação de calor da ventilação, será a compatibilidade dos dois equipamentos e possível dimensionamento de alguns componentes. Para tal, é necessário contabilizar e estudar a permuta ar-ar no recuperador de calor e analisar a transferência de calor possível do ar de exaustão resultante para a bomba de calor, podendo levar a novos dimensionamentos.

3.1. Requisitos e Especificações técnicas do Sistema de Ventilação Mecânica Controlada

De acordo com a configuração da habitação, os requisitos e especificações da ventilação modifica, seja com a área de ventilação ou o número de casas de banho ou de cozinhas.

A configuração irá alterar fatores como a perda de carga na rede e o caudal de ar a ser extraído. Estes fatores irão alterar o funcionamento do ventilador e conseqüentemente a bomba de calor para o aquecimento de águas sanitárias.

O caudal de ar a ser extraído é dependente da qualidade do ar e a área da divisão ventilada, vários sistemas permitem variação de fluxo de ar de acordo com a qualidade do ar presente na casa, variações de humidade ou de outros poluentes.

As perdas de carga na rede e o caudal de ar estão interligados dependendo um do outro. As perdas de carga, para além de depender da quantidade de fluxo de ar a ser extraído, também depende da estrutura da rede de extração.

Todos estes pontos influenciam em grande parte a compatibilidade da bomba de calor com o sistema de ventilação, fazendo com que estes fatores tenham de ser estudados e analisados para melhor compreensão da ligação entre os dois sistemas.

3.1.1. Estrutura e constituição das redes de Ventilação Mecânica

Existem dois tipos de ventilação mecânica, a ventilação mecânica tradicional (Fig. 3.1) e a ventilação com recuperação (Fig. 3.2), sendo esta última já apresentada anteriormente.

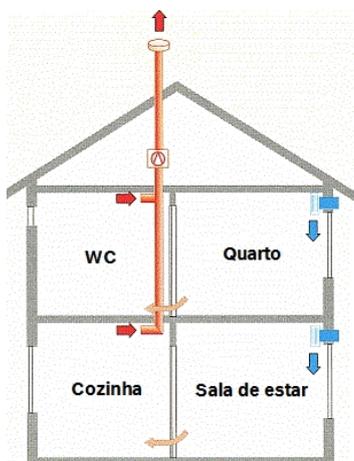


Figura 3. 1 – Sistema de ventilação tradicional [10]

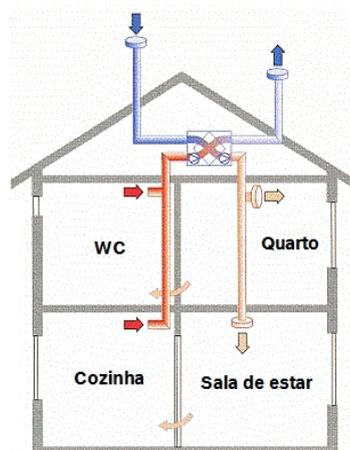


Figura 3. 2 – Sistema de ventilação com recuperação [10]

Cada um dos sistemas tem as suas desvantagens e vantagens. O sistema tradicional tem um sistema mais simples e por isso um custo mais baixo comparado com o sistema com recuperação, mas como não efetua recuperação perde o calor presente no interior da habitação para o exterior e aumenta os custos de aquecimento e arrefecimento. A grande vantagem do sistema de recuperação é a possibilidade de conseguir modificar a humidade dos volumes de ar na casa e recuperar algum do calor para o aquecimento do ar a introduzir na casa, reduzindo assim os custos de aquecimento e de arrefecimento, sendo a grande desvantagem o custo superior com a inclusão do permutador.

Cada sistema devido à sua configuração provoca diferentes perdas de carga. Se ambos os sistemas fossem acoplados à bomba de calor para o aquecimento de águas sanitárias, um sistema com recuperação pode obrigar à instalação de outro ventilador devido à presença do permutador enquanto que um sistema tradicional pode ter só o ventilador da bomba de calor como equipamento para extração do ar. Cada sistema tem a sua funcionalidade vantajosa, mas tendo em conta os custos de aquecimento e arrefecimento de uma habitação, o sistema com recuperação é aquele que apresenta melhores vantagens para o utilizador.

Também a rede de extração sem recuperação de calor pode ter várias configurações, rede linear (Fig. 3.3) e rede polvo (Fig. 3.4). Ambas as redes têm como função a extração do ar da habitação e direcionar o mesmo para a bomba de calor e de seguida expulsar o ar para o exterior da habitação.

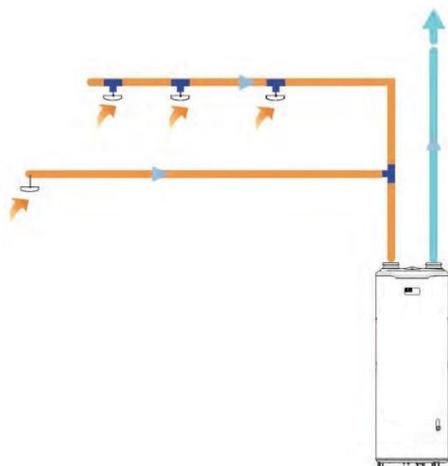


Figura 3. 3 – Rede linear de extração [11]

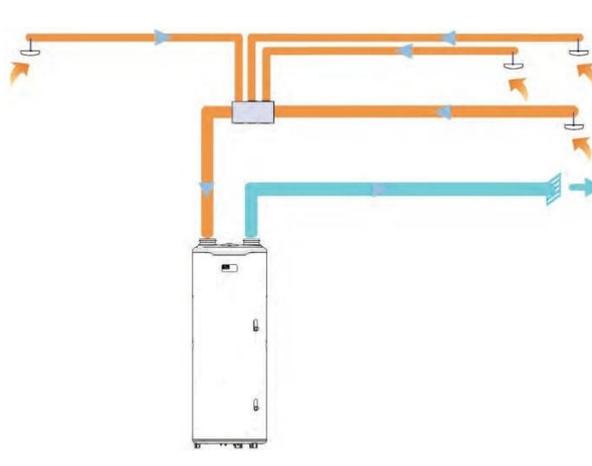


Figura 3. 4 – Rede polvo de extração [11]

A principal diferença entre os dois tipos de rede é a redução de perda de carga, pois a rede polvo inclui uma caixa de recolha que reduz as perdas de carga, o que também permite reduzir o diâmetro das tubagens de extração.

Outro fator que altera as especificações técnicas do sistema de ventilação são os seus componentes e acessórios, que podem permitir uma simplificação do fluxo de ar ou complicar com um aumento da perda de carga.

Na Figura 3.5 abaixo, pode-se observar um exemplo de uma instalação de um sistema de ventilação com uma bomba de calor, onde apresenta alguns dos constituintes de uma rede de extração. Na Tabela 3.1, pode-se verificar uma listagem dos componentes representados na Figura 3.5 e algumas das características, como o diâmetro e o caudal de ar.

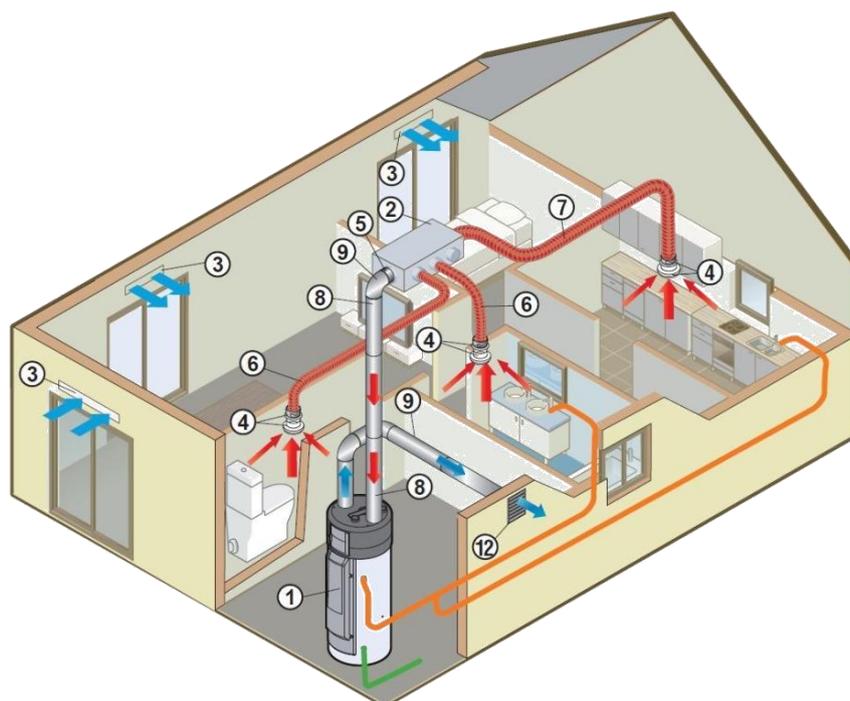


Figura 3. 5 – Exemplo de instalação com sistema de ventilação e bomba de calor

Tabela 3. 1 – Características dos componentes da instalação da Figura 3.5

Número	Designação	Diâmetro (mm)	Caudal permitido (m ³ /h)
1	Bomba de calor	-	-
2	Caixa de recolha	Ø80 Ø125	-
3	Entradas de ar <i>Hygro-adjustable</i>	-	6 a 45

Tabela 3.1 – Características dos componentes da instalação da Figura 3.5 (Continuação)

Número	Designação	Diâmetro (mm)	Caudal permitido (m³/h)
4	Pontos de extração <i>Hygro-adjustable</i>	Ø125 – Cozinha Ø80 - WC	10/45/135 - Cozinha 10/40 – Casa de banho 5/30 - WC
5	Redução galvanizada	Ø160x125	-
6	Tubo flexível Casa de banho e WC	Ø80	-
7	Tubo Flexível Cozinha	Ø125	-
8	Conduatas PPE	Ø160	-
9	Curvas PPE	Ø160	-
12	Passagem para o exterior	Ø160	-

Como descrito na Tabela 3.1, os diâmetros apresentados são de acordo com a pesquisa efetuada, os valores mais utilizados e acordados em instalações deste tipo. Certos equipamentos como as entradas de ar e os pontos de extração tem caudais variáveis mas limitados, principalmente os pontos de extração que com esta limitação significa que o fluxo de ar a utilizar numa bomba de calor ligada ao sistema de ventilação terá um fluxo limitado como fonte de calor.

3.1.2. Restrições e limitações ao sistema conjunto da bomba de calor e sistema de ventilação

Tal como em todos os sistemas e equipamentos, também o conjunto da bomba de calor e o sistema de ventilação têm restrições ao seu funcionamento que limitam as suas gamas de operação e as condições em que os equipamentos funcionam. Tais equipamentos foram anteriormente apresentados no *benchmark* das bombas de calor por ar de exaustão.

São várias as restrições delineadas à instalação de bombas de calor por ar de exaustão de modo a manter a eficiência e as características próprias intactas. Algumas das condições de aplicação estipulam circunstâncias como as seguintes:

- Só devem ser instaladas em habitações individuais, para a instalação em habitações coletivas deve ser assegurada a instalação de uma conduta e ventilador de extração comum para todas as habitações;
- Não é aplicável a edifícios comerciais como lojas, escritórios, etc.;
- As habitações aplicáveis devem ter uma área de ventilação máxima de 250 m²;
- Pelo *benchmark* realizado, os equipamentos tomam um caudal de extração e de alimentação à bomba de calor máximo de 300 m³/h, que vai em conta com a área máxima estipulada de ventilação;
- As habitações onde é estimada a aplicação destes equipamentos, devem estar de acordo com as mais recentes normas energéticas de edifícios, principalmente em termos de isolamento e estanquidade da envolvente, no mesmo princípio que as *Passive Houses* apresentadas anteriormente.

A determinação do limite de extração do ar de uma habitação é delineada de acordo com as necessidades da mesma. Fatores como a sua configuração em termos do número de quartos, de casas de banho, de WC e de cozinhas influenciam o caudal a ser extraído pela ventilação que aumenta quanto maior for o número de divisões, especialmente de divisões propícias à presença de poluentes e odores.

Uma das características criadas pela ligação entre a bomba de calor e o sistema de ventilação é a adaptação do ventilador como equipamento criador de fluxo de extração tanto para a bomba de calor como do sistema de ventilação fazendo do ventilador o único equipamento no conjunto criador de fluxo de extração. O funcionamento variável imposto ao ventilador, é determinado a partir da variação da perda de carga na rede, que irá de acordo com o perfil do ventilador corresponder a um determinado caudal de ar e potência fornecida. Isto significa, que a rede de extração do sistema de ventilação é um sistema impulsionado pela variação de pressão.

Depois de determinado o fluxo mínimo de ar que a ventilação deve extrair da habitação, este fluxo deve ser assegurado permanentemente para manter a qualidade de ar e conforto para os ocupantes da habitação e evitar danos na habitação se ocorrerem interrupções na ventilação. O que significa, que no sistema conjunto da bomba de calor e sistema de ventilação, quando as necessidades de água quente sanitária são atingidas, a bomba de calor irá entrar em modo de *standby*, mas irá continuar a haver fluxo de ar a atravessar o módulo de aquecimento, embora a bomba de calor não esteja a aproveitar a energia presente no ar.

Também um fluxo máximo deve ser estipulado de modo a não ventilar em demasia a habitação e assim não diminuir nem o conforto, nem a qualidade do ar na habitação para os seus ocupantes. Isto significa que a fonte de calor da bomba de calor tem um teto energético, o que vai influenciar a eficiência e a capacidade de aquecimento das águas sanitárias. Tornando a bomba de calor diretamente influenciável pela configuração estipulada pela ventilação. Fazendo com que um dos maiores desafios seja o compromisso entre o funcionamento dos dois sistemas em simultâneo.

3.2. Requisitos e especificações da recuperação de calor no sistema de ventilação

Aquando da junção dos dois equipamentos, a fonte de calor da bomba de calor será o ar de exaustão, resultante da permuta ar-ar do sistema de ventilação na recuperação de calor e para melhor entendimento dos processos em causa, no funcionamento dos dois equipamentos é estudado o principal componente na troca de calor, o permutador de calor.

Como verificado durante o *benchmarking* dos equipamentos CVHD, apresentado anteriormente, os sistemas de ventilação existentes no mercado tem um permutador de calor do tipo fluxo cruzado-contracorrente.

Um permutador de calor de fluxo cruzado-contracorrente é usado em sistemas de ventilação que necessitam de transferir calor de um fluxo para outro, utilizando tanto fluxo cruzado como fluxo contracorrente no mesmo sistema. Com os dois tipos de fluxo em atuação na transferência de calor faz com que, aumente a eficiência até cerca de 95% comparado com uma transferência de calor de apenas um tipo de fluxo.

Um esquema do sentido de fluxos no permutador de calor de fluxo cruzado-contracorrente está representado nas Figuras 3.6 e 3.7, onde se verifica a zona de fluxo cruzado e a zona de fluxo contracorrente, respetivamente.

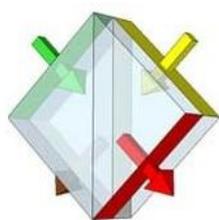


Figura 3.6 – Fluxo cruzado num permutador de fluxo cruzado-contracorrente [12]

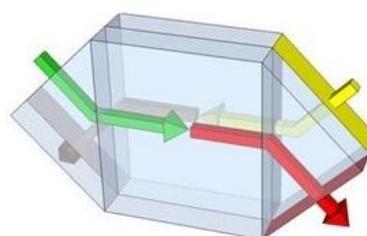


Figura 3.7 – Fluxo contracorrente num permutador de fluxo cruzado-contracorrente [12]



Figura 3. 8 – Fluxo cruzado-contracorrente [12]

Adaptando o esquema da Figura 3.8 que exemplifica os sentidos e contactos de fluxo, à situação em estudo de aquecimento ou arrefecimento do ar do exterior, a entrada e saída de cada fluxo de ar é representada na Figura 3.9.

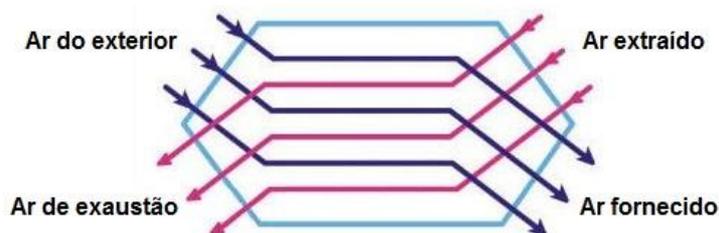


Figura 3. 9 – Entrada e saída de cada fluxo de ar [13]

Devido à limitação de dados de entrada como temperatura, torna-se imperativo limitar o estudo da transferência de calor envolvida no permutador. Por isso, a análise é realizada com os dois tipos de fluxo independentes um do outro.

Na Figura 3.10 pode-se observar um exemplo de um permutador de fluxo cruzado-contracorrente existente no mercado.



Figura 3. 10 – Exemplo de permutador de calor com fluxo cruzado-contracorrente [14]

3.2.1. Transferência de calor por fluxo em contracorrente

A distribuição dos fluidos, quente e frio, num permutador de fluxo em contracorrente está representada na Figura 3.11. Num fluxo em contracorrente, os fluidos entram em extremidades opostas, circulam em sentidos contrários e sai em extremidades opostas.

A configuração contracorrente, proporciona a transferência de calor da parte mais quente dos dois fluidos numa extremidade e entre a parte mais fria na outra extremidade do permutador. Fazendo com que este tipo de fluxo tenha a maior eficiência de transferência, comparado com o fluxo cruzado.

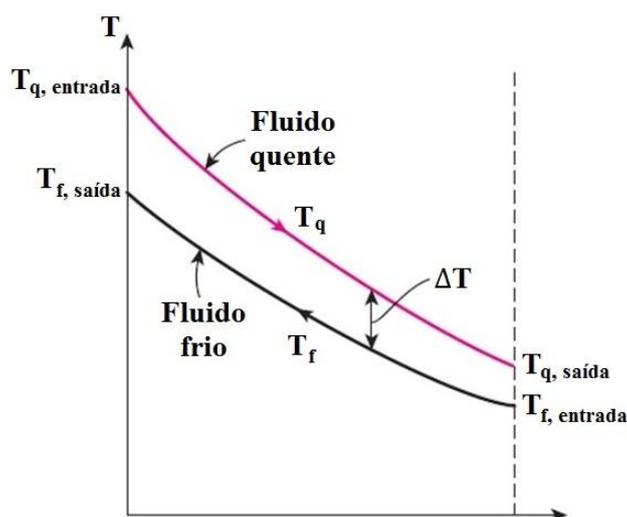


Figura 3. 11 – Distribuição de temperaturas num fluxo contracorrente (Adaptado de Incropera e DeWitt, 2002)

Área de Transferência de Calor

Um dos fatores fundamentais aquando da análise de um fenómeno de transferência de calor, é a área pela qual ocorre a troca de energia. No caso de permutadores de calor existem diferentes geometrias e configurações dos elementos de transferência, como alhetas ou canais. Quanto à geometria esta pode ser tubular ou retangular, neste caso em estudo, geometria retangular. Quanto à configuração dos canais estes podem ser retos, deslocados ou ondulados (Figura 3.12). Durante o estudo a configuração tida em conta é a de canais retos (Adaptado de Incropera e DeWitt, 2002).

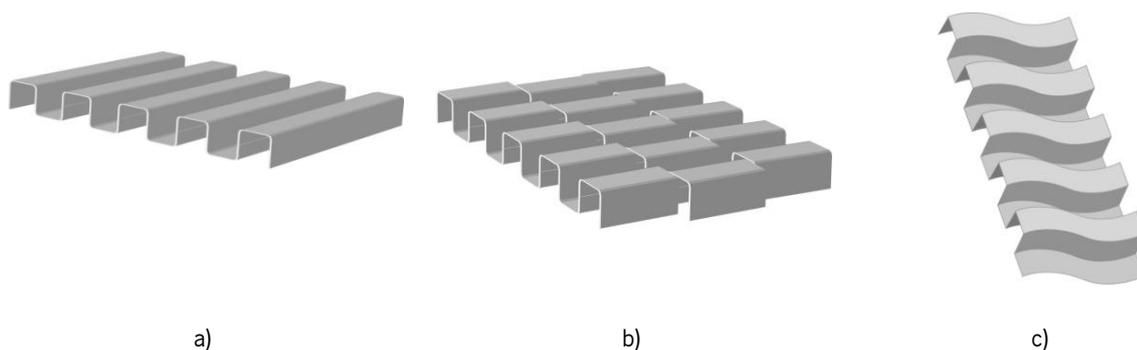


Figura 3. 12 – Configuração dos canais de um permutador [15]

a) Retos b) Deslocados c) Ondulados

A disposição de canais retos com os sentidos de fluxo quente e frio em contracorrente está representada na Figura 3.13.

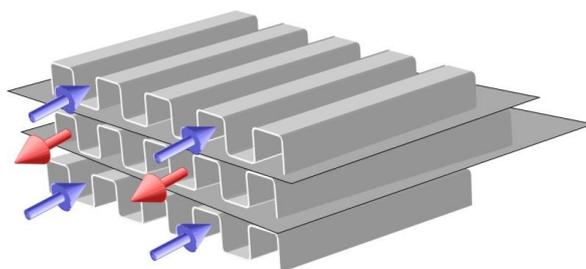


Figura 3. 13 – Disposição dos canais retos em fluxo de contracorrente [15]

3.2.2. Balanço da Transferência de Calor na permuta Ar-Ar

Num permutador de calor, a transferência de calor ocorre entre dois fluidos, o fluido com temperatura mais elevada transfere parte da sua energia, sob a forma de calor, para o fluido à temperatura mais baixa. Os fenómenos associados à transferência de calor podem ser, de convecção, de condução e/ou radiação. No entanto, num permutador de calor o fenómeno mais significativo na transferência de calor é a convecção (Adaptado de Incropera e DeWitt, 2002). A taxa de transferência de calor num balanço de energia é resumida pelas seguintes equações:

$$\dot{Q} = \dot{m}_h \cdot c_{p_h} \cdot (T_{h,in} - T_{h,out}) \quad (3.1)$$

$$\dot{Q} = \dot{m}_c \cdot c_{p_c} \cdot (T_{c,in} - T_{c,out}) \quad (3.2)$$

$$\dot{Q}_h = \dot{Q}_c = \dot{Q} \quad (3.3)$$

Estas equações, assumem uma igualdade entre o calor cedido pelo fluido quente e o calor ganho pelo fluido frio, o que na realidade não acontece devido a perdas pelo isolamento e a resistência dos materiais.

LMTD (*Log Mean Temperature Difference*)

As equações 3.1 e 3.2 referem-se a temperaturas em localizações específicas, início e fim, e é de notar que estas equações são independentes do tipo de permutador e fluxo.

Como a diferença de temperaturas varia com a posição no permutador de calor é necessário trabalhar com outro tipo de equação como a 3.4.

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot \Delta T_{LM} \quad (3.4)$$

Onde ΔT_{LM} representa a média logarítmica das temperaturas e pode ser calculada da seguinte forma:

$$\Delta T_{LM} = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)} \quad (3.5)$$

Deve-se ter em conta que a diferença de temperaturas se calcula de maneira diferente para cada tipo de fluxo num permutador de calor, que no caso de um fluxo contracorrente e cruzado:

$$\Delta T_1 = T_{h,i} - T_{c,o} \quad (3.6)$$

$$\Delta T_2 = T_{h,o} - T_{c,i} \quad (3.7)$$

A determinação da taxa de transferência de calor varia com o tipo de fluxo presente no permutador de calor, a equação 3.4 é válida para fluxos em contracorrente, mas não para fluxos cruzados que depende de um fator de correção determinado a partir de gráficos pré-definidos.

Num fluxo cruzado, pode haver limitação de movimentos dos fluidos, sendo que se os fluidos forem limitados pelos canais a movimentação por apenas um eixo, estes são denominados por sem mistura,

se os canais permitirem movimentos por mais que um eixo, os fluidos são denominados por com mistura.

Neste caso, são fluidos limitados pelos canais a apenas um eixo de movimentação sendo tomados como sem mistura. Isto atribui a Figura 3.14 como o gráfico para determinação do fator de correção, sendo necessário a determinação dos parâmetros R e P, pelas seguintes equações:

$$R = \frac{T_{h,i} - T_{h,o}}{T_{c,o} - T_{c,i}} \quad (3.8)$$

$$P = \frac{T_{c,o} - T_{c,i}}{T_{h,i} - T_{c,i}} \quad (3.9)$$

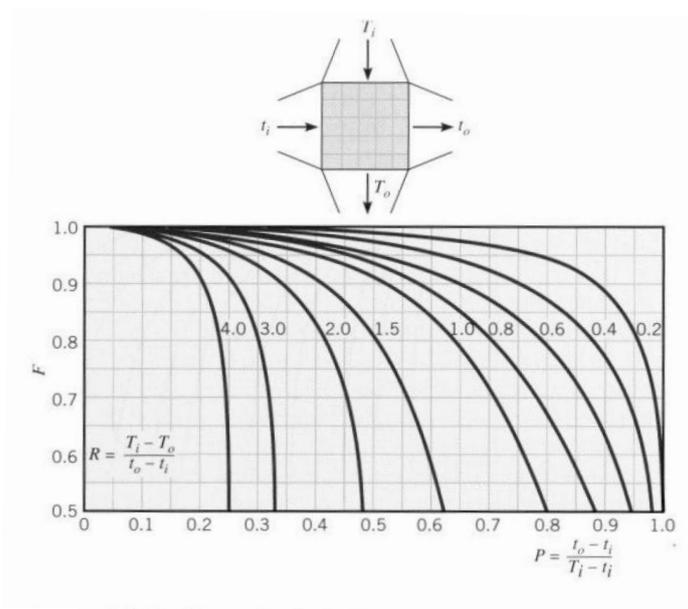


Figura 3. 14 - Fator de correção para fluxo cruzado de passagem única com ambos os fluidos sem mistura (Adaptado de Incropera e DeWitt, 2002)

Ficando assim a equação da taxa de transferência de calor para fluxos cruzados:

$$\dot{Q} = U \cdot A \cdot F \cdot \Delta T_{LM} \quad (3.10)$$

Coefficiente Global de Transferência de Calor

A parte mais essencial e mais incerta do estudo e análise de um permutador de calor é o coeficiente global de transferência de calor. Este coeficiente define a resistência térmica total da transferência entre os dois fluidos, conseguindo agrupar a condução e convecção entre os fluidos separados por uma parede plana ou circular, podendo ser obtida através da seguinte expressão:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{h_i} + \frac{\Delta x}{k_w} + \frac{1}{h_e} + R_f \quad (3.11)$$

Para a análise a realizar, o fator relativo à resistência de condução do material que separa os fluidos $(\Delta x/k_w)$ pode ser desprezado, porque os materiais utilizados nos permutadores atualmente são de elevada condutibilidade tornando a sua resistência térmica desprezável. Quanto ao fator de sujidade (R_f) é também desprezado, pois é algo que deve ser tido em conta ao longo da utilização gradual do permutador e depende do material das paredes e das condições dos fluidos e de operação. Nesta análise considera-se um permutador de calor no início de vida útil. O cálculo dos coeficientes de convecção, (h_i e h_e) envolve o uso de correlações de acordo com as condições da geometria, do fluido e do permutador (Adaptado de Incropera e DeWitt, 2002).

Essas correlações envolvem parâmetros adimensionais como o número de *Reynolds* e o número de *Nusselt*. De acordo com a geometria dos canais que neste caso são não-circulares o número de *Reynolds* determina-se a partir da seguinte equação:

$$Re_{D_h} = \frac{\rho \cdot u_m \cdot D_h}{\mu} \quad (3.12)$$

Sendo que o diâmetro de um canal não circular e por isso denominado diâmetro hidráulico é determinado por:

$$D_h = \frac{4 \cdot A_c}{P} \quad (3.13)$$

Para a determinação dos coeficientes de convecção de cada fluido é usada a equação representativa do número de *Nusselt* para fluxos laminares ($Re < 2300$):

$$Nu_D = \frac{h \cdot D_h}{k} \quad (3.14)$$

O valor adimensional de *Nusselt* é estabelecido de acordo com a geometria do canal, o tipo de fluxo, neste caso, os fluxos são laminares e trata-se de um fluxo desenvolvido, como tal tem-se em conta a Tabela 3.2, para a determinação do número de *Nusselt*.

Tabela 3. 2 – Número de *Nusselt* para fluxos laminares desenvolvidos para diferentes secções de canais (Adaptado de Incropera e DeWitt, 2002)

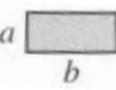
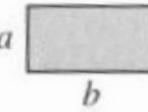
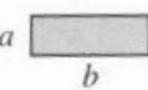
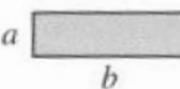
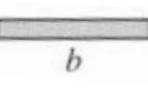
Secção	$\frac{b}{a}$	Fluxo de calor uniforme	Temperatura de superfície uniforme
	-	4.36	3.66
	1.0	3.61	2.98
	1.43	3.73	3.08
	2.0	4.12	3.39
	3.0	4.79	3.96
	4.0	5.33	4.44
	8.0	6.49	5.60

Tabela 3.2 – Número de *Nusselt* para fluxos laminares desenvolvidos para diferentes secções de canais (Continuação)

Secção	$\frac{b}{a}$	Troca de calor uniforme	Temperatura de superfície uniforme
	∞	8.23	7.54
	∞	5.39	4.86
	-	3.11	2.47

Método de Eficiência

O método LMTD pode ser utilizado com simplicidade de cálculos quando a temperatura de entrada e saída dos fluidos são conhecidos, se pretende determinar as temperaturas de saída dos fluidos, serão precisas inúmeras iterações para atingir a solução através do método LMTD.

Quando situações como estas acontecem em que as temperaturas de saída não são conhecidas e necessitam de ser determinadas, o que é o caso nesta análise, utiliza-se o método de eficiência ou de NTU. O método é baseado em alguns pontos do método LMTD, no parâmetro adimensional da eficiência e introduz também a variável adimensional, NTU que é o número de unidades de transferência do equipamento. Para determinar a eficiência de um permutador de calor, primeiro deve-se calcular a taxa máxima de transferência de calor possível através das seguintes equações tendo em conta certas condições (Adaptado de Incropera e DeWitt, 2002).

$$\begin{aligned} \dot{m}_c \cdot c_{p_c} < \dot{m}_h \cdot c_{p_h} : \\ C_c < C_h \end{aligned} \quad q_{max} = C_c \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (3.15)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_h \cdot c_{p_h} < \dot{m}_c \cdot c_{p_c} : \\ C_h < C_c \end{aligned} \quad q_{máx} = C_h \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (3.16)$$

Para os cálculos a expressão geral torna-se em:

$$q_{max} = C_{min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i}) \quad (3.17)$$

A eficiência torna-se assim definida pela fração entre a taxa de transferência de calor máxima e a taxa de transferência máxima possível.

$$\varepsilon = \frac{q}{q_{máx}} \quad (3.18)$$

Através das equações 3.1 e 3.2 pode-se determinar que:

$$\varepsilon = \frac{C_h \cdot (T_{h,i} - T_{h,o})}{C_{min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (3.19)$$

$$\varepsilon = \frac{C_c \cdot (T_{c,i} - T_{c,o})}{C_{min} \cdot (T_{h,i} - T_{c,i})} \quad (3.20)$$

Para a determinação de temperaturas de saída dos fluidos as equações 3.13 e 3.14 necessitam de um cálculo prévio da eficiência do permutador de calor, neste caso de fluxo contracorrente, que pode ser determinada a partir da seguinte equação:

$$\varepsilon = \frac{1 - \exp[-NTU(1 - C_r)]}{1 - C_r \cdot \exp[-NTU(1 - C_r)]} \quad (C_r < 1) \quad (3.21)$$

$$\varepsilon = \frac{NTU}{1 + NTU} \quad (C_r = 1) \quad (3.22)$$

Para o caso de fluxo cruzado de passagem única com fluidos sem mistura, a eficiência é determinada por:

$$\varepsilon = 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{C_r}\right) \cdot (NTU)^{0,22} \cdot \{\exp[-C_r \cdot (NTU)^{0,78}] - 1\}\right] \quad (3.23)$$

Em que:

$$C_r \equiv \frac{C_{min}}{C_{max}} \quad (3.24)$$

E o parâmetro adimensional do número de unidades de transferência, NTU, é definido para a análise de permutadores de calor por:

$$NTU \equiv \frac{U \cdot A}{C_{min}} \quad (3.25)$$

A eficiência de um permutador de calor com fluxo cruzado-contracorrente, é definido pela área de transferência e eficiência de transferência de calor cada tipo de fluxo, sendo possível determinar pela seguinte equação:

$$\varepsilon = \frac{A_{contracorrente}}{A_{total}} \times \varepsilon_{contracorrente} + \frac{A_{cruzado}}{A_{total}} \times \varepsilon_{cruzado} \quad (3.26)$$

3.2.3. Balanço da Transferência de Massa na permuta Ar-Ar

Para além da recuperação de calor, o sistema de ventilação de uma *Passive House* também pode realizar troca de humidade. Ao incluir este fenómeno o sistema passa a efetuar a transferência de energia, sensível e latente.

Este sistema permite diminuir a fatura energética da habitação ao recuperar calor e humidade do ar extraído durante o Inverno, e o calor e humidade em excesso no verão seria transferido para o ar extraído. Melhorando assim a eficiência do sistema de ventilação que de outra maneira teria, se necessário, recorrer a outros equipamentos para desumidificar a casa.

A troca de humidade entre o ar do exterior e o ar extraído do interior da habitação realiza-se por transferência de massa, neste caso, de vapor de água. Esta é permitida graças à troca das placas de separação dos canais em alumínio por placas de membranas poliméricas, permitindo para além da troca de calor também a troca de humidade entre os fluxos de ar. As membranas poliméricas são hidrofílicas, possuindo propriedades de afinidade com água, embora estas permitam a passagem de calor e humidade, uma seleção é realizada evitando assim a passagem de odores e contaminantes.

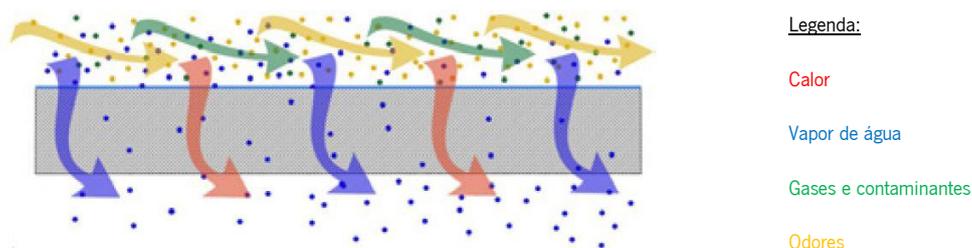


Figura 3. 15 – Seleção e Separação da membrana polimérica [16]

Este permutador de energia é como um permutador de calor, mudando apenas o constituinte das placas de separação dos fluxos, mantendo a sua geometria e tipos de fluxo.

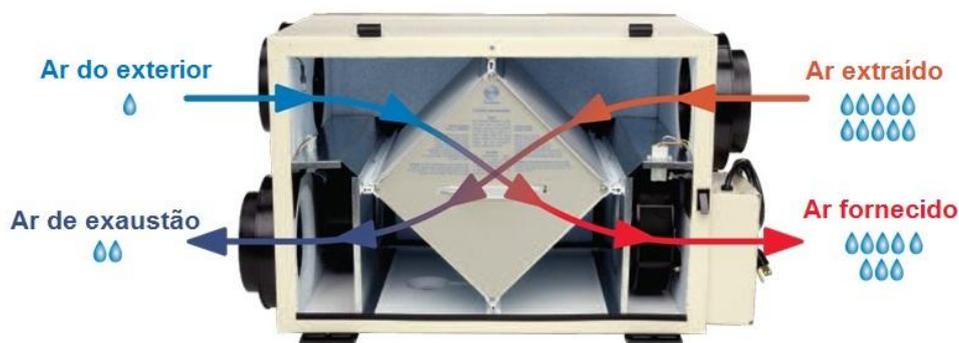


Figura 3. 16 – Exemplo de um permutador com recuperação de energia [17]

Relação Humidade – Humidade Relativa

Para a análise da eficiência da transferência de massa no permutador, uma analogia pode ser feita entre o método de cálculo de transferência de calor apresentado anteriormente e o método a utilizar para a transferência de massa. Os conceitos podem ser aplicados igualmente, alterando apenas as unidades com que certos fatores e coeficientes devem ser utilizados.

Para uma transferência de massa, o fator importante em ter em conta é ω , que designa a humidade do ar representando a quantidade de vapor de água numa determinada quantidade de ar seco. Tendo em conta os dados de entrada para o balanço, a humidade relativa é aquela que deve ser transformada para se poder iniciar o cálculo com o fator ω .

A passagem da humidade relativa para humidade, pode ser realizada através do uso das tabelas psicrométricas que a dada temperatura e humidade relativa tem certa humidade. Mas para facilitar o uso do modelo é feita uma aproximação através da equação de *Clapeyron* que representa a pressão de

vapor saturado assumindo, como neste caso, uma pressão atmosférica de 1 atm a relação entre umidade relativa e umidade é dada pela seguinte equação (Adaptado de Zhang, 2010):

$$\frac{\phi}{\omega} = \frac{e^{\frac{5294}{T+273.15}}}{10^6} - 1,61 \cdot \phi \quad (3.27)$$

No segundo termo do lado direito na equação 3.26 gera menos de 5 por cento de influência, como tal pode ser suprimido.

Tornando a relação entre umidade relativa e umidade expressa pela equação:

$$\phi = \frac{e^{\frac{5294}{T+273.15}}}{10^6} \cdot \omega \quad (3.28)$$

Coefficiente Global de Transferência de Massa

Tal como na transferência de calor, também para a transferência de massa deve ser incluído um coeficiente global. A principal diferença entre ambos é que para a transferência de massa deve ser tida em conta o fator da resistência das placas para a transferência.

Enquanto para a transferência de calor não é necessário ter em conta o fator de condução de calor pelas placas, graças a baixa espessura e alta condutibilidade dos materiais, para a membrana é outro caso.

Tal como no alumínio, a resistência das membranas à transferência de calor é baixa, mas para o fenômeno da transferência de massa, a resistência da membrana à passagem de vapor de água é mais elevada.

Tornando a equação do coeficiente global de transferência de massa na seguinte expressão:

$$\frac{1}{U_L} = \frac{1}{k_{f_i}} + \frac{\Delta x}{D_m} + \frac{1}{k_{f_e}} \quad (3.29)$$

A unidade que representa o coeficiente global de transferência de massa (U_L) é de m/s. A difusividade da água pela membrana (D_m) é dada por fornecedores e fabricantes deste tipo de

membranas poliméricas. Os fatores k_{f_i} e k_{f_e} , os coeficientes de convecção de transferência de massa, são determinados através do uso de correlações de acordo com os parâmetros do fluido e geometria presentes no permutador.

Como apontado anteriormente para o coeficiente de convecção de transferência de calor são usadas as correlações de *Nusselt*, enquanto que para o coeficiente de convecção de transferência de massa são usadas as correlações de *Sherwood*. Através do uso da analogia de *Chilton-Colburn*, o número de *Sherwood* é expresso da seguinte maneira (Adaptado de Zhang, 2010):

$$Sh = Nu \cdot Le^{-1/3} \quad (3.30)$$

Em que:

$$Nu_D = \frac{h \cdot D_h}{k_{ar}} \quad (3.31)$$

$$Sh = \frac{k_f \cdot D_h}{D_{ar}} \quad (3.32)$$

$$Le = \frac{\alpha}{D_{ar}} \quad (3.33)$$

Tal que, o coeficiente de convecção de transferência de massa é determinado a partir da seguinte equação:

$$k_f = \frac{h \cdot D_{ar}}{k_{ar}} \cdot Le^{-1/3} \quad (3.34)$$

Eficiência da Transferência de Massa

Para estabelecer a umidade presente nos fluxos de saída, o ar de exaustão e o ar fornecido, é necessário determinar a eficiência da transferência de massa, isto é, a quantidade de umidade transmitido pela quantidade de umidade máxima possível de transmitir, que pode ser representada pelas seguintes formas (Adaptado de Zhang, 2010):

$$\varepsilon_L = \frac{\dot{m}_{max H} \cdot (\omega_{max H,i} - \omega_{max H,o})}{\dot{m}_{min} \cdot (\omega_{max H,i} - \omega_{min H,i})} \quad (3.35)$$

$$\varepsilon_L = \frac{\dot{m}_{min H} \cdot (\omega_{min H,i} - \omega_{min H,o})}{\dot{m}_{min} \cdot (\omega_{max H,i} - \omega_{min H,i})} \quad (3.36)$$

Sendo que de acordo com o tipo de fluxo, a eficiência utiliza diferentes equações para determinar o seu valor, para fluxo contracorrente, é caracterizada pela seguinte equação:

$$\varepsilon_L = \frac{1 - \exp[-NTU_L(1 - R)]}{1 - R \cdot \exp[-NTU_L(1 - R)]} \quad (R < 1) \quad (3.37)$$

$$\varepsilon_L = \frac{NTU_L}{1 + NTU_L} \quad (R = 1) \quad (3.38)$$

Para o caso de fluxo cruzado, a eficiência é representada pela seguinte equação:

$$\varepsilon_L = 1 - \exp\left[\left(\frac{1}{R}\right) \cdot (NTU_L)^{0,22} \cdot \{\exp[-R \cdot (NTU_L)^{0,78}] - 1\}\right] \quad (3.39)$$

Em que:

$$R = \frac{\dot{m}_{min}}{\dot{m}_{max}} \quad (3.40)$$

E o parâmetro adimensional do número de unidades de transferência, NTU, é definido por:

$$NTU_L = \frac{U \cdot A}{\dot{V}} \quad (3.41)$$

A eficiência de um permutador com fluxo cruzado-contracorrente, é igual ao apresentado para a transferência de calor e é definido pela área de transferência e eficiência da transferência de massa de cada tipo de fluxo, sendo possível determinar pela seguinte equação:

$$\varepsilon_L = \frac{A_{contracorrente}}{A_{total}} \times \varepsilon_{L_{contracorrente}} + \frac{A_{cruzado}}{A_{total}} \times \varepsilon_{L_{cruzado}} \quad (3.42)$$

3.2.4. Modelo Matemático representativo da permuta Ar-Ar

Para melhor prever as condições presentes na permuta ar-ar um modelo matemático foi desenvolvido para estimar a temperatura e humidade relativa dos fluxos envolvidos, seguindo os métodos de balanço de energia apresentados anteriormente para a transferência de calor e de massa, o modelo engloba os dois tipos de transferência tendo em conta o tipo de fluxo, como contracorrente, cruzado e cruzado-contracorrente.

Para aplicar o método da eficiência no modelo, algumas premissas tiveram de ser estipuladas, tais como:

- Tanto a transferência de calor e a de massa ocorrem em estado estacionário;
- Não ocorre nem transferência de calor nem transferência de massa pelas paredes exteriores para o exterior apenas entre as placas de separação dos canais;
- Ambas a difusividade de vapor de água pela membrana e a condução de calor pelas placas são constantes;
- As características do ar são variáveis de acordo com a temperatura de entrada dos fluxos no permutador;
- A condução de calor e a difusividade do vapor de água são desprezáveis quando comparadas com o transporte de energia e a convecção de vapor no fluxo;
- O fluxo de ar pelo permutador é desenvolvido como um todo, tendo a velocidade de entrada igual à de saída e a pressão constante de 1 atm.

Uma das premissas é a variação das características do ar de acordo com a temperatura de entrada dos fluxos no permutador, para tal foram utilizadas tabelas estipuladas com os diferentes valores para diferentes temperaturas. Ao registá-las e caracterizá-las graficamente, é possível através de linhas de tendência estipular uma equação em função da temperatura do ar. Na Tabela 3.3 pode-se verificar as equações respetivas para cada variável do ar.

Tabela 3. 3 – Equações características do ar

Variáveis do ar	Equação
Massa volúmica	$\rho(T) = -1 \times 10^{-13}.T^6 + 1 \times 10^{-11}.T^5 - 1 \times 10^{-10}.T^4 - 8 \times 10^{-8}.T^3 + 2 \times 10^{-5}.T^2 - 0,0047.T + 1,292$
Capacidade Calorífica	$c_p(T) = -2 \times 10^{-10}.T^6 + 3 \times 10^{-8}.T^5 - 1 \times 10^{-6}.T^4 - 1 \times 10^{-5}.T^3 + 0,0005.T^2 + 0,0405.T + 1006$
Condutividade térmica	$k(T) = 3 \times 10^{-15}.T^6 - 4 \times 10^{-13}.T^5 + 4 \times 10^{-12}.T^4 + 6 \times 10^{-10}.T^3 - 4 \times 10^{-8}.T^2 + 8 \times 10^{-5}.T + 0,0236$
Difusidade térmica	$\alpha(T) = -1 \times 10^{-19}.T^6 + 3 \times 10^{-17}.T^5 - 9 \times 10^{-16}.T^4 - 3 \times 10^{-13}.T^3 + 2 \times 10^{-10}.T^2 + 1 \times 10^{-7}.T + 2 \times 10^{-5}$
Viscosidade dinâmica	$\mu(T) = -1 \times 10^{-18}.T^6 + 1 \times 10^{-16}.T^5 + 7 \times 10^{-16}.T^4 - 2 \times 10^{-13}.T^3 - 4 \times 10^{-11}.T^2 + 5 \times 10^{-8}.T + 2 \times 10^{-5}$
Viscosidade cinemática	$\nu(T) = -2 \times 10^{-18}.T^6 + 2 \times 10^{-16}.T^5 - 8 \times 10^{-15}.T^4 - 2 \times 10^{-13}.T^3 + 1 \times 10^{-10}.T^2 + 9 \times 10^{-8}.T + 1 \times 10^{-5}$
Número de Prandtl	$Pr(T) = -3 \times 10^{-15}.T^6 + 9 \times 10^{-13}.T^5 - 1 \times 10^{-10}.T^4 + 2 \times 10^{-8}.T^3 - 9 \times 10^{-7}.T^2 - 0,0003.T + 0,7362$

O modelo matemático segue o método de eficiência apresentado anteriormente, tanto para a análise da transferência de calor como para a transferência de massa. Tendo em conta este método os dados de entrada para o início do cálculo são dependentes das condições de fronteira e a geometria do permutador de calor.

Na Tabela 3.4 pode-se verificar os dados de entrada e os dados de saída do modelo matemático.

Tabela 3. 4 – Dados de entrada e saída do modelo matemático

Dados de entrada		Dados de saída	
Temperatura do ar exterior	°C	Temperatura do ar de exaustão	°C
Humidade Relativa do ar exterior	%	Humidade Relativa do ar de exaustão	%
Temperatura do ar extraído	°C	Temperatura do ar fornecido	°C
Humidade Relativa do ar extraído	%	Humidade Relativa do ar fornecido	%
Caudal volúmico de ar	m ³ /h	Eficiência da transferência de calor	%
Número de canais	un	Eficiência da transferência de massa	%
Altura e largura dos canais	m	Taxa de transferência de calor	W
Altura e comprimento das placas	m	Taxa de transferência de massa	g/kg

Tabela 3.4 – Dados de entrada e saída do modelo matemático (Continuação)

Dados de entrada		Dados de saída	
Espessura da membrana	m	Coefficiente de transferência de calor	W/m ² .K
Difusidade de água na membrana	m ² /s	Coefficiente de transferência de massa	m/s
Difusidade do ar	m ² /s		

Para a caracterização e interface do cálculo, foi utilizado como base o Microsoft Office Excel 2007 em que com a inserção dos dados de entrada, para melhor utilização do modelo por algum utilizador, foi incluído um interface simples com o utilizador, não precisando de verificar todos os cálculos e valores utilizados mas apenas os resultados pretendidos de acordo com as condições estabelecidas.

Na Figura 3.17 pode-se observar o aspeto visual do interface com o utilizador existente no modelo.

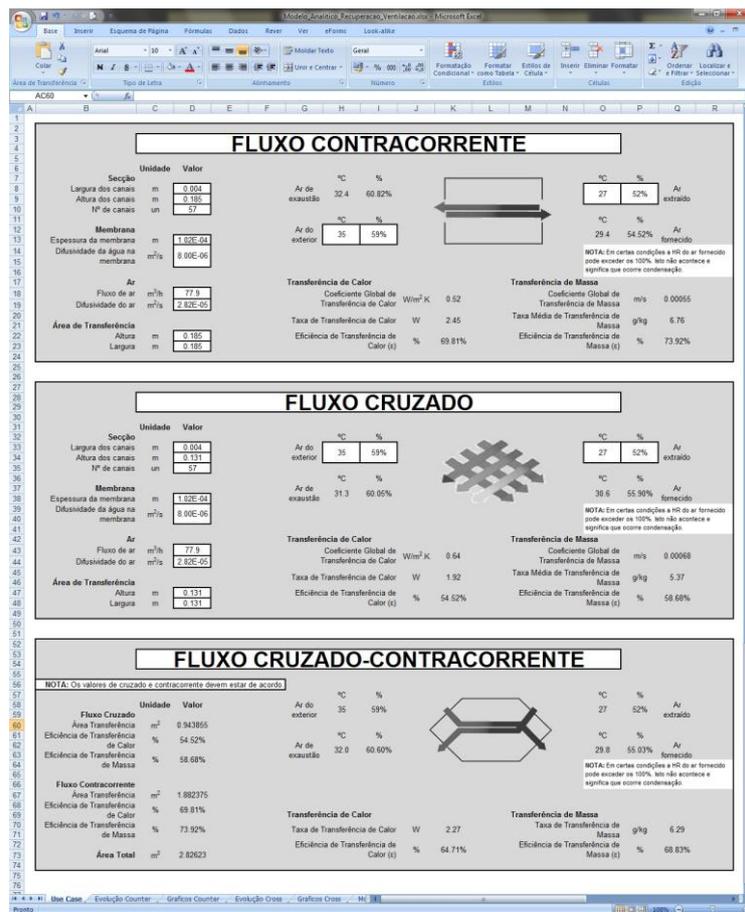


Figura 3. 17 – Aspeto visual do interface com o utilizador

Como se pode observar na Figura 3.17, as células em branco são preenchidas pelo utilizador com os dados de entrada pretendidos. Quando o preenchimento estiver completo, é desencadeada uma linha de cálculo que tem em conta o método de eficiência ou de NTU. Os passos descritos para este método, são apresentados anteriormente para o balanço de energia na transferência de calor e na transferência de massa. A linha geral de cálculo é que, com a introdução de determinadas temperaturas e humidade relativa de entrada, se consiga determinar as temperaturas e humidade relativa de saída no permutador e assim ter as condições em que o ar de exaustão se encontra depois da permuta.

Modelo de Evolução

Para melhor compreensão dos fatores envolventes da transferência de calor e de massa, tais como a temperatura de entrada, a humidade relativa e o caudal volumétrico de ar é também estipulado no modelo matemático, um modelo de evolução, isto é, um modelo com os fatores a variar de acordo com determinados intervalos para se poder verificar graficamente qual a influência de certas características na evolução de outros fatores.

Em baixo pode-se verificar algum dos exemplos de gráficos representativos dessas variações e consequente resultado de acordo com pré-determinadas condições de entrada.

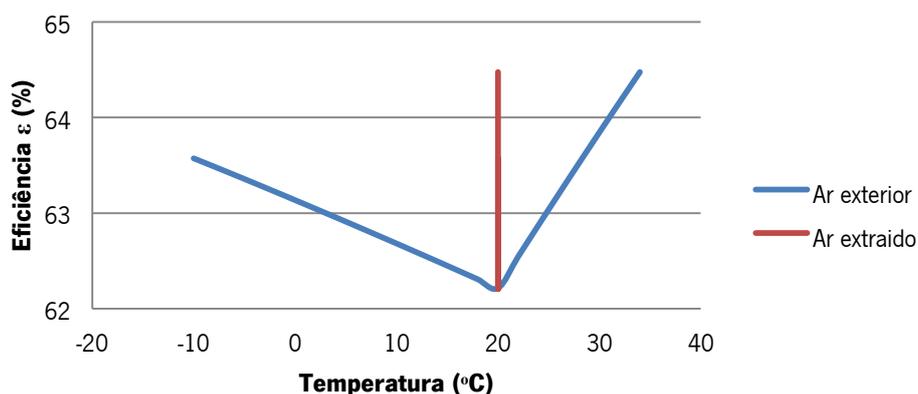


Figura 3. 18 – Gráfico Exemplificativo (Eficiência Transferência de Calor – Temperatura)

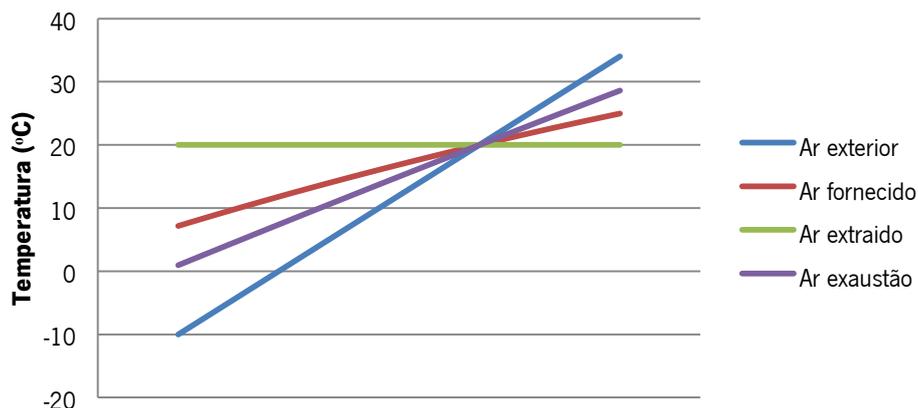


Figura 3. 19 – Gráfico Exemplicativo (Temperatura)

Validação Analítica do modelo matemático

De modo que os resultados sejam tomados como fiáveis estes devem ser validados com comparação a outras análises analíticas ou numericamente, através do uso de *softwares* CFD.

O modelo matemático apresentado anteriormente, é comparável com os resultados de um artigo desenvolvido por Li-Zhi Zhang em 2010, com o título “*Heat and mass transfer in a quasi-counter flow membrane-based total heat exchanger*”. Este apresenta no seu artigo a eficiência de transferência de calor e de massa para os três diferentes tipos de fluxo, tornando-se num ponto viável de comparação tendo em conta, que terá de ser introduzido no modelo matemático as mesmas condições de geometria e dos fluxos que são apresentadas no artigo.

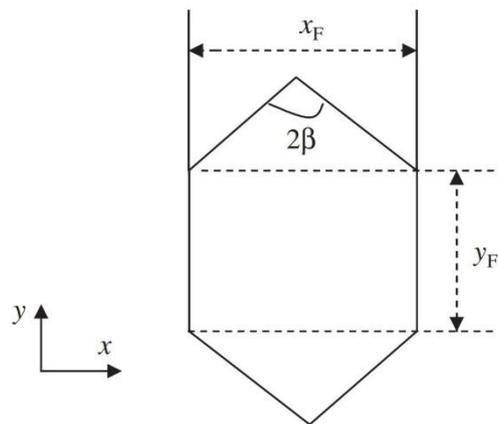
Na Tabela 3.5 são descritos os parâmetros estruturais e físicos do permutador utilizado, no artigo e na Figura 3.20 pode-se observar a geometria das placas do permutador.

Tabela 3. 5 – Parâmetros estruturais e físicos do permutador

Parâmetro	Símbolo	Unidade	Valor
Número de canais para cada fluxo	n	-	57
Altura e comprimento das placas	$x_F ; y_F$	mm	185
Espessura da membrana	δ	μm	102
Temperatura do ar exterior	T_{fi}	°C	35
Temperatura do ar extraído	T_{ei}	°C	27

Tabela 3.5 – Parâmetros estruturais e físicos do permutador (Continuação)

Parâmetro	Símbolo	Unidade	Valor
Largura dos canais	H_z	mm	4
Ângulo das placas de fluxo cruzado	β	°	45
Difusidade da água na membrana	D_m	m^2/s	8×10^{-6}
Difusidade do ar	D_a	m^2/s	$2,82 \times 10^{-5}$
Humidade Relativa do ar exterior	RH_{fi}	%	59
Humidade Relativa do ar extraído	RH_{ei}	%	52

**Figura 3. 20** – Geometria das placas (Adaptado de Zhang, 2010)

De acordo com o método de cálculo desenvolvido no artigo de Li-Zhi Zhang (2010) este obtém os seguintes resultados para diferentes caudais volumétricos, apresentados em baixo na Tabela 3.6, aplicando os dados de entrada descritos na Tabela 3.5.

Tabela 3. 6 – Eficiência de transferência para diferentes fluxos de ar de acordo com Zhang (2010)

Fluxo de ar m³/h	Cruzado	Contracorrente	Cruzado-Contracorrente
<u>Eficiência de Transferência de Calor</u>			
38,9	0,759	0,847	0,800
77,9	0,672	0,734	0,700
116,8	0,600	0,648	0,620
155,8	0,540	0,580	0,560
194,7	0,491	0,525	0,510
<u>Eficiência de Transferência de Massa</u>			
38,9	0,741	0,823	0,760
77,9	0,643	0,699	0,660
116,8	0,565	0,608	0,570
155,8	0,502	0,537	0,510
194,7	0,452	0,482	0,460

De modo a poder ser analisada graficamente a comparação entre os dois modelos, os resultados são apresentados nas Figuras 3.21 a 3.23 abaixo:

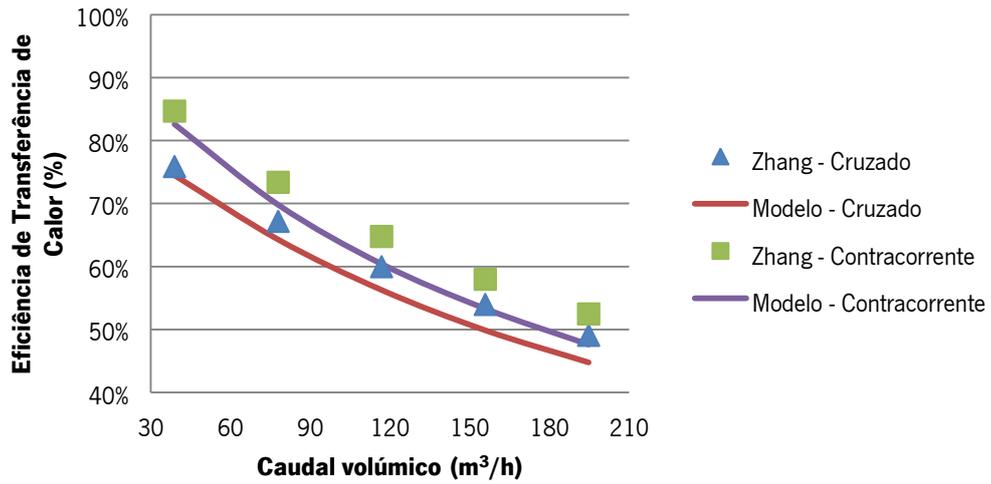


Figura 3. 21 – Comparação entre os resultados de Zhang (2010) e o modelo matemático
(Eficiência de Transferência de Calor – Caudal Volumétrico)

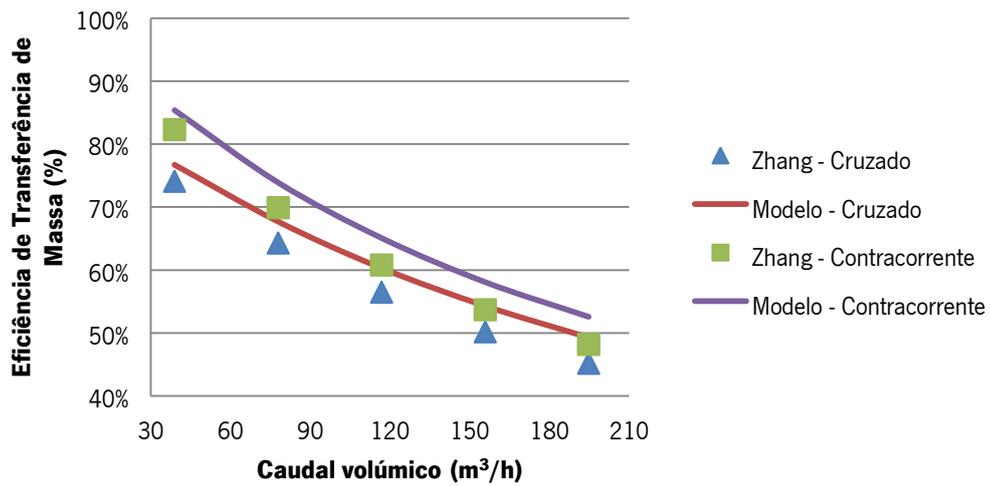


Figura 3. 22 – Comparação entre os resultados de Zhang (2010) e o modelo matemático
(Eficiência de Transferência de Massa – Caudal Volumétrico)

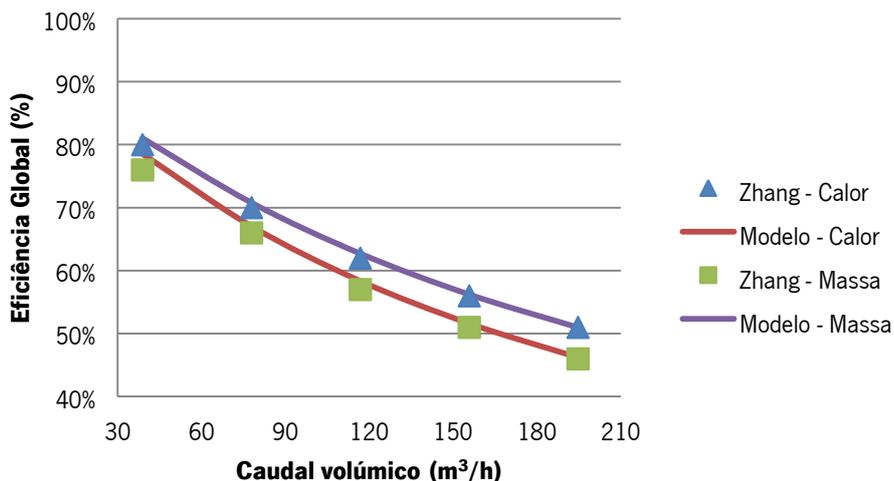


Figura 3. 23 – Comparação entre o artigo de Zhang (2010) e o modelo matemático em fluxo cruzado-contracorrente
(Eficiência Global – Caudal Volúmico)

Os resultados acima mostram que com as mesmas condições de entrada, o modelo matemático desenvolvido equipara-se bem com os resultados do Zhang (2010), podendo na Tabela 3.7 abaixo, observar-se uma análise mais detalhada, tendo em conta a diferença percentual entre os resultados, dando a possível margem de erro entre os dois métodos.

Tabela 3. 7 – Apresentação dos resultados do modelo matemático e a diferença com artigo de Zhang (2010)

Fluxo de ar m ³ /h	Cruzado	Contracorrente	Cruzado-Contracorrente
	Eficiência de Transferência de Calor		
38,9	0,745 (-1,40%)	0,826 (-2,10%)	0,786 (-1,45%)
77,9	0,643 (-2,90%)	0,698 (-3,60%)	0,671 (-2,95%)
116,8	0,563 (-3,70%)	0,604 (-4,40%)	0,584 (-3,65%)
155,8	0,499 (-4,10%)	0,533 (-4,70%)	0,516 (-4,40%)
194,7	0,448 (-4,30%)	0,476 (-4,90%)	0,462 (-4,80%)

Tabela 3.7 – Apresentação dos resultados do modelo matemático e a diferença com artigo de Zhang (2010) (Continuação)

Fluxo de ar m³/h	Cruzado	Contracorrente	Cruzado-Contracorrente
<u>Eficiência de Transferência de Massa</u>			
38,9	0,767 (+2,60%)	0,854 (+3,10%)	0,811 (+5,05%)
77,9	0,677 (+3,38%)	0,739 (+4,00%)	0,708 (+4,79%)
116,8	0,603 (+3,80%)	0,651 (+4,30%)	0,627 (+5,70%)
155,8	0,543 (+4,10%)	0,581 (+4,40%)	0,562 (+5,20%)
194,7	0,493 (+4,10%)	0,526 (+4,40%)	0,510 (+4,95%)

Tendo em conta que a leitura da experiência realizada no artigo do Zhang (2010) tem uma incerteza final de $\pm 4,5\%$, tanto para eficiência de transferência de calor como para a eficiência de transferência de massa. E com este nível de incerteza a diferença de resultados, que torna o modelo matemático aceitável de acordo com o artigo de Zhang (2010) é cerca de $\pm 9\%$, o que de acordo com a Tabela 3.7 confirma que os resultados atingidos pelo modelo matemático com a geometria e características dos fluxos descritas no artigo de Zhang (2010) são aceitáveis, e aprova a utilização do modelo matemático para a definição dos requisitos presentes no ar aquando da recuperação de calor no sistema de ventilação.

3.3. Avaliação da performance da bomba de calor em diferentes condições

Cada vez mais a construção de habitações e edifícios tem exigido a instalação de sistemas capazes de realizar ventilação mecânica. Como tal, o mercado deve desenvolver os seus equipamentos para as tecnologias que suportam as novas práticas de construção. Atualmente a aplicação de uma bomba de calor por ar de exaustão com um sistema de ventilação mecânica já está no mercado representada no mercado por diversos equipamentos, como mostrado no *benchmark* apresentado anteriormente.

O uso e adaptação de equipamentos já existentes facilitarão a entrada num novo mercado, mantendo as bases de tecnologias já desenvolvidas. Como tal a adaptação das bombas de calor por ar

de exaustão aos requisitos e características da ventilação mecânica seria um desafio, de modo a poder proporcionar a este equipamento a entrada num novo mercado.

Numa bomba de calor de ar ambiente utiliza como fonte de calor o ar presente em certa divisão da casa. O ar ambiente da casa também é direcionado para o sistema de ventilação, que outrora seria desperdiçado, com a inclusão da bomba de calor, o ar de exaustão da ventilação e/ou do permutador de calor tornar-se-ia na fonte de calor.

De forma a se poder verificar qual a performance da bomba de calor sob determinadas condições, testes são previamente estabelecidos para determinar quais as variantes e restrições a atribuir aos testes de performance.

Um dos testes é a colocação da bomba de calor na câmara psicrométrica ou climática (Figura 3.24), onde se pode manipular variantes como temperatura, pressões caudais e humidade de ar.



Figura 3. 24 – Câmara Climática

É um equipamento pensado para o estudo, à escala real, de ambientes térmicos interiores em condições diversas e para o ensaio de desempenho de sistemas de climatização, manipulando qualquer valor de temperatura e humidade de acordo com os diagramas psicrométricos.

Os pontos de funcionamento testados são:

- Temperatura do ar: -10°C, 0°C, 7°C, 15°C, 20°C, 25°C, 35°C;
- Temperatura da água: 10°C, 30°C, 50°C;
- Velocidade do ventilador: V1 e V2.

Ficando um total de 42 (7x3x2) pontos a testar, em que cada ponto é testado entre si. Algumas notas de atenção devem ser estipuladas de modo a que os resultados do teste sejam de acordo com o esperado.

O caudal de água deve ser alimentado ao módulo externamente e neste caso pelo caudalímetro da banca, tendo como objetivo o caudal de 3,6 l/min. O módulo deve estar montado no tanque e a alimentação de água ao módulo deve ser a mínima intrusiva possível, com especial atenção às entradas de ar não desejadas provocadas pelas mangueiras de ligação. O teste é realizado sem condutas e os ensaios a temperaturas negativas devem ser realizadas com o evaporador limpo, isto é, sem gelo. Para cada ponto de funcionamento e após as condições de fronteira, a temperatura do ar, da água e o caudal de água, estarem estabilizadas, o módulo deve operar durante mais 15 minutos de modo a estabilizar o ciclo R134a. As medições finais resultam da média dos 5 minutos seguintes.

A instrumentalização utilizada para a medição da temperatura do ar foi colocada na grelha de entrada, na grelha de saída e no centro do evaporador. Para a medição da temperatura da água à entrada e saída do tanque através de sondas de imersão. Para a temperatura do fluido refrigerante R134a, os instrumentos são colocados à entrada e à saída do condensador e do evaporador e no coletor do evaporador. A medição da pressão do fluido refrigerante é localizada à saída do condensador e do evaporador através de uma válvula *piercing* ou através da solda de uma válvula adicional.

Os resultados esperados do teste como o coeficiente de performance, são tidos com temperatura de água constante e não tem em conta o parâmetro do tanque, como perdas térmicas e recolhas de água, tratando-se assim de um COP instantâneo que relaciona diretamente a potência térmica criada e a potência elétrica consumida apenas pelo módulo de aquecimento.

Em baixo, pode-se verificar graficamente os resultados finais para os diferentes pontos de funcionamento, em relação a fatores como a potência elétrica consumida, a potência térmica e o coeficiente de performance calculados e registados como resultados finais.

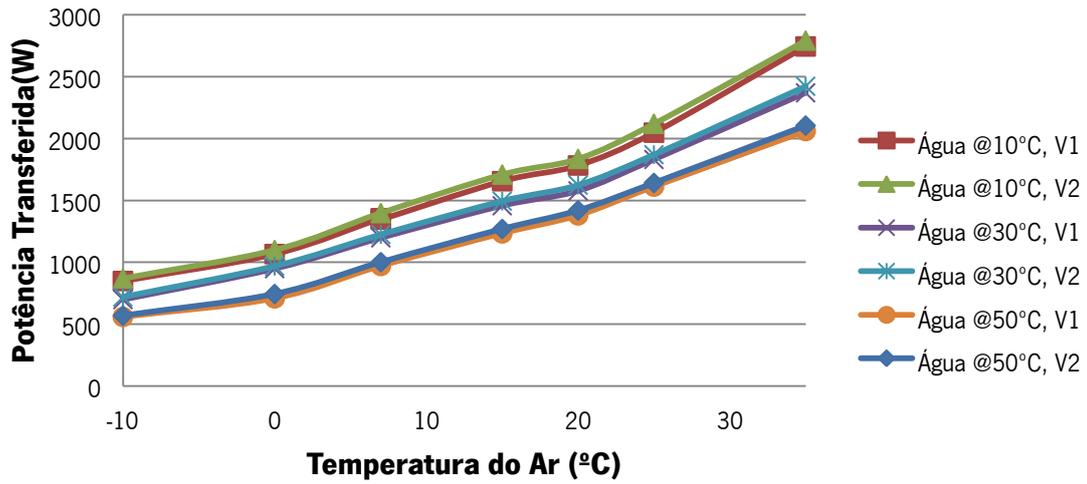


Figura 3.25 – Performance da Bomba de Calor
(Potência Transferida – Temperatura do Ar)

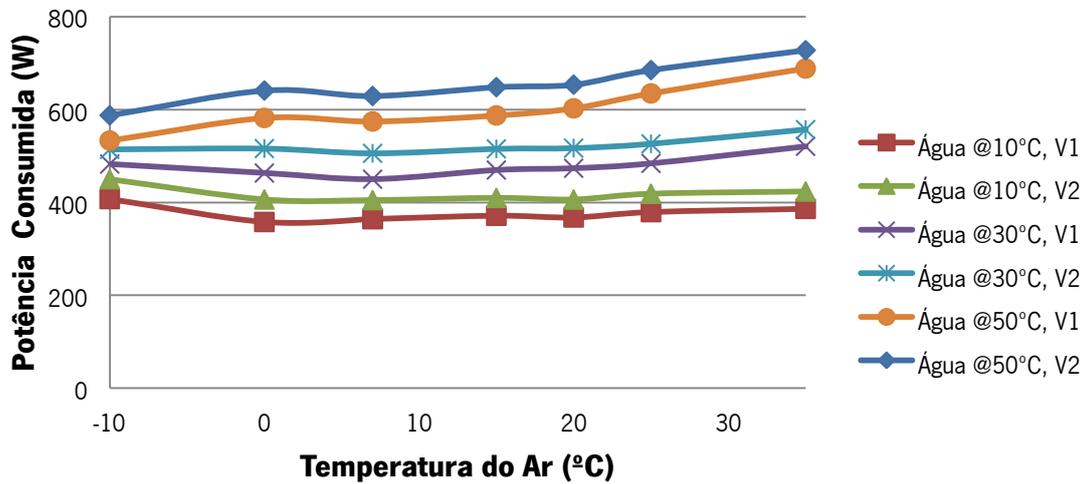


Figura 3.26 – Performance da Bomba de Calor
(Potência Consumida – Temperatura do Ar)

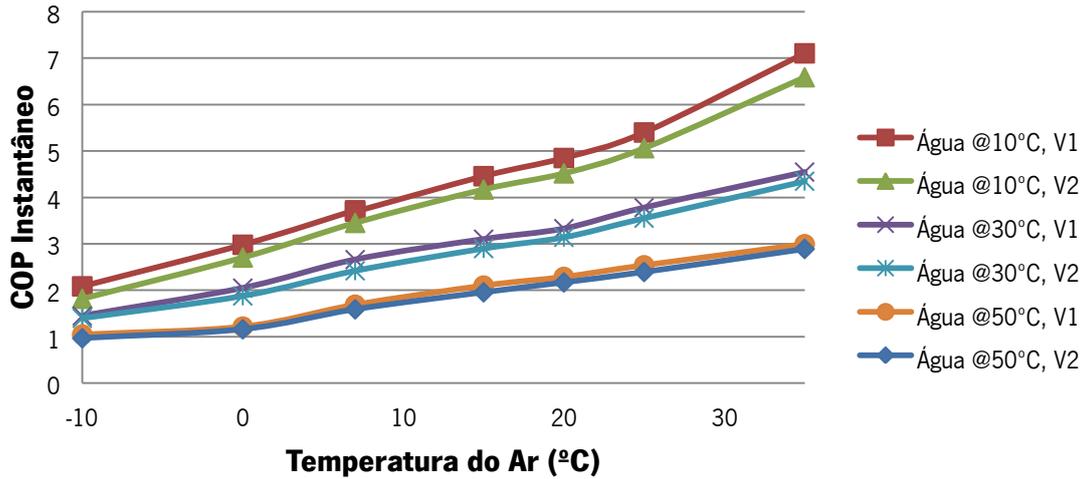


Figura 3. 27 – Performance da Bomba de Calor

(COP Instantâneo – Temperatura do Ar)

Outro método de avaliação é realizado para determinar a performance da bomba de calor sob as novas condições, que abrange uma comparação do coeficiente de performance dos diferentes fluxos que podem comportar-se como fontes de calor para a bomba de calor, que são ou o ar exterior ou o ar ambiente ou o ar de exaustão. Dependendo de cada situação, um certo estado de temperatura dos três fluxos irão influenciar a temperatura um do outro, por exemplo, o ar de exaustão que é o resultado da recuperação de calor é influenciado pelo ar exterior e pelo ar ambiente da casa. Como tal, através do modelo matemático pode-se estimar que em determinadas situações, o ar de exaustão terá o seu valor influenciado de acordo com a temperatura do ar ambiente e exterior.

Através do Figura 3.28, pode-se observar qual o coeficiente de performance esperado de acordo com certos *Use Cases* com a temperatura da água fixada em 10°C e o ventilador com a velocidade 1. Estimando que o ar ambiente da casa não é muito variável e que ronda os 18°C, o ar de exaustão será influenciado pelo ar ambiente que vai aumentando de -5°C até +35°C. O objetivo desta análise é poder comparar a performance da bomba de calor com a sua configuração original de acordo com a fonte de calor em determinados *Use Cases*. A temperatura do ar exterior e do ar ambiente são pré-determinadas e a sua inclusão no modelo matemático estabelece a temperatura do ar de exaustão.

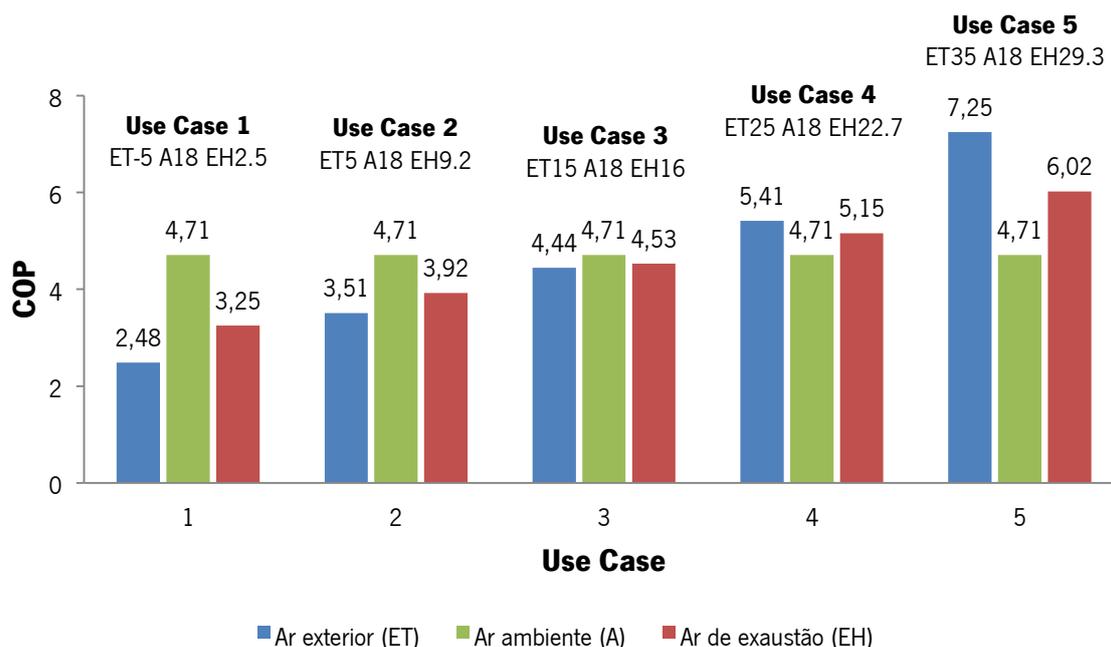


Figura 3. 28 – Performance da bomba de calor para determinados *Use Cases* para diferentes fontes de calor
(Coeficiente de Performance – *Use Case*)

Como se pode verificar no Figura 3.28, apenas nos extremos positivo e negativo de temperatura do ar exterior se verifica diferenças significantes de COP, enquanto que nas temperaturas das três fontes de calor médias e amenas o COP estabiliza, verificando-se no máximo apenas uma unidade de diferença entre eles mostrando que a aplicação do sistema de ventilação como fonte de calor para a bomba de calor pode ser uma opção viável. Pode-se até verificar que o uso do ar de exaustão é mais vantajoso em relação ao uso do ar exterior na maior parte dos *Use Cases* exemplificados, sendo que apenas no extremo positivo, o COP do ar exterior, se verifica significativamente superior ao de exaustão.

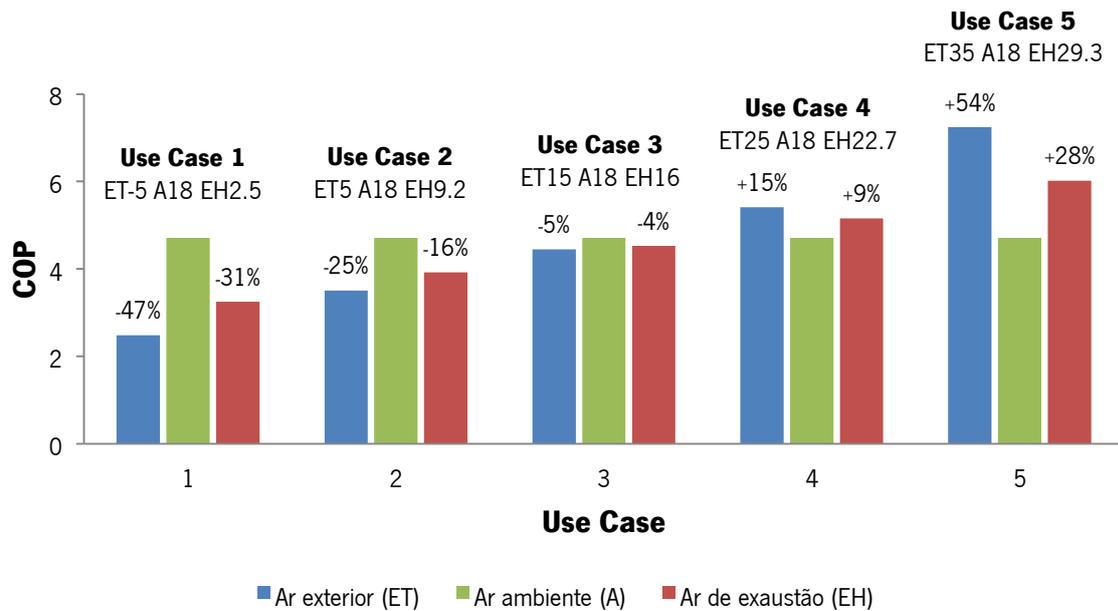


Figura 3. 29 – Diferença percentual de performance da bomba de calor em relação ao ar ambiente
(Coeficiente de Performance – *Use Case*)

Observando do ponto de vista energético, os resultados apresentados da performance da bomba de calor, pode-se verificar que por si só a aplicação da alimentação da bomba de calor pelo ar extraído pela ventilação apresenta vantagens consideráveis. Como tal, juntando ainda às vantagens energéticas, as obrigações e restrições futuras a serem aplicadas às habitações individuais em que cada vez mais é limitada a perda ou a não-reutilização da energia presente no interior da habitação, o ajuste da bomba de calor para compatibilizar com a ventilação irá ter um papel ainda mais relevante na altura da escolha do tipo de bomba de calor e as vantagens que a acompanha.

A bomba de calor Bosch com a configuração atual não está adaptada para uma instalação em que a alimentação da mesma é pelo ar extraído pela ventilação. Como tal, é necessário criar uma compatibilidade entre duas funções, ventilação e aquecimento de águas sanitárias, tendo cada uma as suas necessidades e obrigações.

Capítulo 4 – Designação da Estratégia de Controlo adaptada à função

Neste capítulo, irá ser abordada a parte de controlo, que tem como objetivo combinar o funcionamento da bomba de calor com o sistema de ventilação, isto é, adaptar a estratégia da bomba de calor para colmatar com o seu funcionamento a extração de ar de uma habitação.

Como mostrado nas configurações anteriores, o ventilador presente na bomba de calor é o equipamento de extração da habitação, como tal, o ventilador deve no seu perfil de funcionamento incluir o funcionamento da bomba de calor e da ventilação, tornando o seu comportamento em termos de velocidade e potência variáveis.

A bomba de calor a ser adaptada para esta estratégia de controlo é a bomba de calor Bosch atual, que na sua constituição, os únicos equipamentos com funcionamento variável é a bomba de água e o ventilador. Tendo em conta a adaptação que se pretende, a estratégia de controlo vai ser baseada na variação de funcionamento do ventilador.

4.1. Estratégia de controlo pretendida

A configuração e obrigações da ventilação, fazem com que certas definições tenham de ser tidas em conta para a estratégia de controlo:

- A ventilação obriga a uma determinação de um caudal mínimo e máximo de extração de modo a manter a qualidade do ar no interior da habitação;
- Com a determinação dos caudais mínimos e máximos, a extração deve ser permanente com um caudal contínuo mas variável para cumprir as necessidades da casa em termos de renovações do volume de ar da casa e da extração de poluentes;
- A inclusão de novos sensores de medição no equipamento ou na rede de ventilação para inclusão de novos fatores de alteração de funcionamento;

Como o sistema de ventilação é impulsionado pela variação de pressão na rede, a variação de caudal necessária deverá ser ativada pela medição de pressão e consequente alteração da velocidade do ventilador. Isso deve ser detetado com a inclusão de um sensor para medição de pressão no ponto de extração, em comunicação com a bomba de calor e o ventilador.

O principal desafio será a adaptação do caudal de ar extraído, tendo em conta as necessidades de água quente sanitária, isto é, mantendo as obrigações do sistema de ventilação, qual é o intervalo e o espaço existente para a variação do caudal quando é necessário aquecimento de água sanitária.

Os três pontos que devem ser cumpridos na definição da estratégia de controlo é, o conforto do cliente, as necessidades de águas quentes sanitárias e a performance do sistema.

Como referido anteriormente, o ventilador é a uma das variáveis com a possibilidade de alteração do seu funcionamento, como tal a estratégia de controlo será em torno deste componente. Para poder cumprir as necessidades de água quente do utilizador, certos intervalos de tempo de funcionamento devem ser seguidos, já que são estipulados de acordo com o próprio utilizador.

Uma das funcionalidades da bomba de calor é a definição dos intervalos em que o utilizador vê como favoráveis economicamente e para o seu conforto. Sabendo que o utilizador necessita de água quente em certos pontos do dia e prefere o funcionamento da bomba de calor em alturas do dia em que a tarifa de eletricidade é mais baixa, pode ser definido um intervalo de tempo para cumprir as necessidades de água quente de acordo com as estipulações do utilizador.

Se por exemplo, um dos períodos de tempo inseridos pelo utilizador é das 00:00h às 07:00h, significa que a bomba de calor tem 7 horas para aquecer a água, devendo o tanque estar às 07:00h na temperatura máxima pretendida. O cumprimento deste tempo está diretamente relacionado com a performance da bomba de calor, sendo a variável do caudal de ar uma das capazes de fazer cumprir as necessidades estipuladas. A variação do caudal de ar a alimentar a bomba de calor irá depender do tempo de aquecimento estipulado pelo utilizador. Se em certo momento, a bomba de calor com o caudal estipulado pela ventilação cumprir a temperatura máxima pretendida num dado tempo de aquecimento, não há a necessidade de alterar o caudal de ar na rede de extração.

4.2. Definição da estratégia de controlo

Como referido anteriormente, a relação tempo de aquecimento e o caudal de ar é a base da estratégia de controlo. O que se pretende a partir desta relação é obter o melhor compromisso entre a bomba de calor e o sistema de ventilação.

Para tal, o princípio para a combinação dos dois sistemas é garantir os fluxos de ar mínimos e máximos estipulados pela ventilação e dentro desse intervalo fazer variar o caudal conforme as necessidades de água quente. Essa variação será comandada pelo cumprimento ou incumprimento do tempo de aquecimento para a temperatura pretendida, inserido pelo utilizador aquando da instalação e configuração da bomba de calor.

A determinação do cumprimento do tempo de aquecimento, será a partir da leitura do caudal e temperatura do ar que alimenta a bomba de calor, e a partir desses dados, determinar se o volume de água irá aquecer até à temperatura pretendida no tempo de aquecimento desejado.

Por exemplo, num determinado ponto de tempo no intervalo de aquecimento é efetuada a medição da temperatura no tanque, se esta é menor que a temperatura máxima pretendida, o resultado é a ativação da bomba de calor. O passo seguinte, é verificar as condições de temperatura e caudal do ar a atravessar o módulo de aquecimento, com as medições pode-se estimar a potência que pode ser retirada do ar, transformada pelo módulo de aquecimento e transferida para a água do tanque.

Com a medição da temperatura no tanque, estima-se a potência necessária para elevar novamente o volume de água à temperatura desejada no tempo estipulado, e com a potência necessária de aquecimento determinada é efetuada uma comparação com a potência transferida para o tanque nas condições atuais do ar de alimentação. Com esta comparação, verifica-se que as condições atuais do ar não irão satisfazer as necessidades de aquecimento no tempo estipulado, o que resulta num novo passo, que é aumentar o fluxo de ar, e como as necessidades de água quente devem ser tidas em

conta com as preferências do utilizador, o melhor é assumir o caudal máximo de ar quando o tempo de aquecimento é superior ao tempo desejado para o término do aquecimento de água pela bomba de calor.

Outro exemplo, é quando o tempo final de aquecimento é inferior ao tempo desejado de aquecimento e deste modo pode ocorrer uma modelação do caudal de ar, para que no tempo desejado, o funcionamento da bomba de calor termine e a temperatura esteja no valor pretendido. Assim a bomba de calor funciona num ciclo mais eficiente em que baixa o caudal de ar necessário para o aquecimento, diminuindo o consumo de energia pelo ventilador e tornando os caudais de ar mais próximos dos desejados pela ventilação, respeitando ao mesmo tempo as necessidades de ventilação e tempo de aquecimento.

Em relação ao cálculo de um novo caudal de ar, para que no final do intervalo de tempo a água no tanque esteja à temperatura desejada, se esse caudal estiver entre o mínimo e máximo definido pela ventilação, o caudal de ar tem de variar para acordar com as necessidades de água quente.

Se o caudal de ar necessário é superior ao máximo estipulado pela ventilação, o caudal atribuído para alimentação do módulo de aquecimento é o caudal máximo de ventilação e para cumprir com o tempo estipulado outros acessórios, como resistência eléctrica, podem auxiliar no aquecimento da água.

Outro exemplo, quando na comparação entre a potência de aquecimento necessária e a potência transferida para a água com as condições atuais, se verifica que as condições do ar de alimentação atuais são suficientes para cumprir o tempo de aquecimento, o caudal de ar é mantido e não diminuído para as condições de ventilação.

Definição de estratégia de controlo para velocidade de ventilador variável

A configuração atual da bomba de calor tem na sua constituição, um ventilador de velocidade variável. Uma das estratégias de controlo a testar, será estabelecer uma pressão constante na rede, tornando a velocidade do ventilador variável e passível de manipulação para corresponder às necessidades de água quente e de ventilação. A configuração da rede de extração que mantém a perda de carga no sistema constante é se a instalação tiver bocas de extração não reguláveis, isto é, não é possível a regulação do caudal a ser extraído fazendo com que o fluxo de ar extraído seja constante.

Para criar variação do caudal de extração, a velocidade do ventilador tem de ser manipulada para alteração do fluxo de ar, já que a perda de carga a vencer na rede é constante. Para tal, terá de ser

definida uma ligação base para que de acordo com o caudal de ar necessário para o aquecimento de águas sanitárias, seja estabelecida uma velocidade de ventilador correspondente.

Tal estratégia, é definida por uma série de ordens e comandos escritos num fluxograma de controlo, no qual é estipulado a ordem de ações e as condições que antecedem as decisões de comando igual à definição da estratégia de controlo pretendida e relatada no capítulo anterior.

O fluxograma de controlo é apresentado na Figura 4.1.

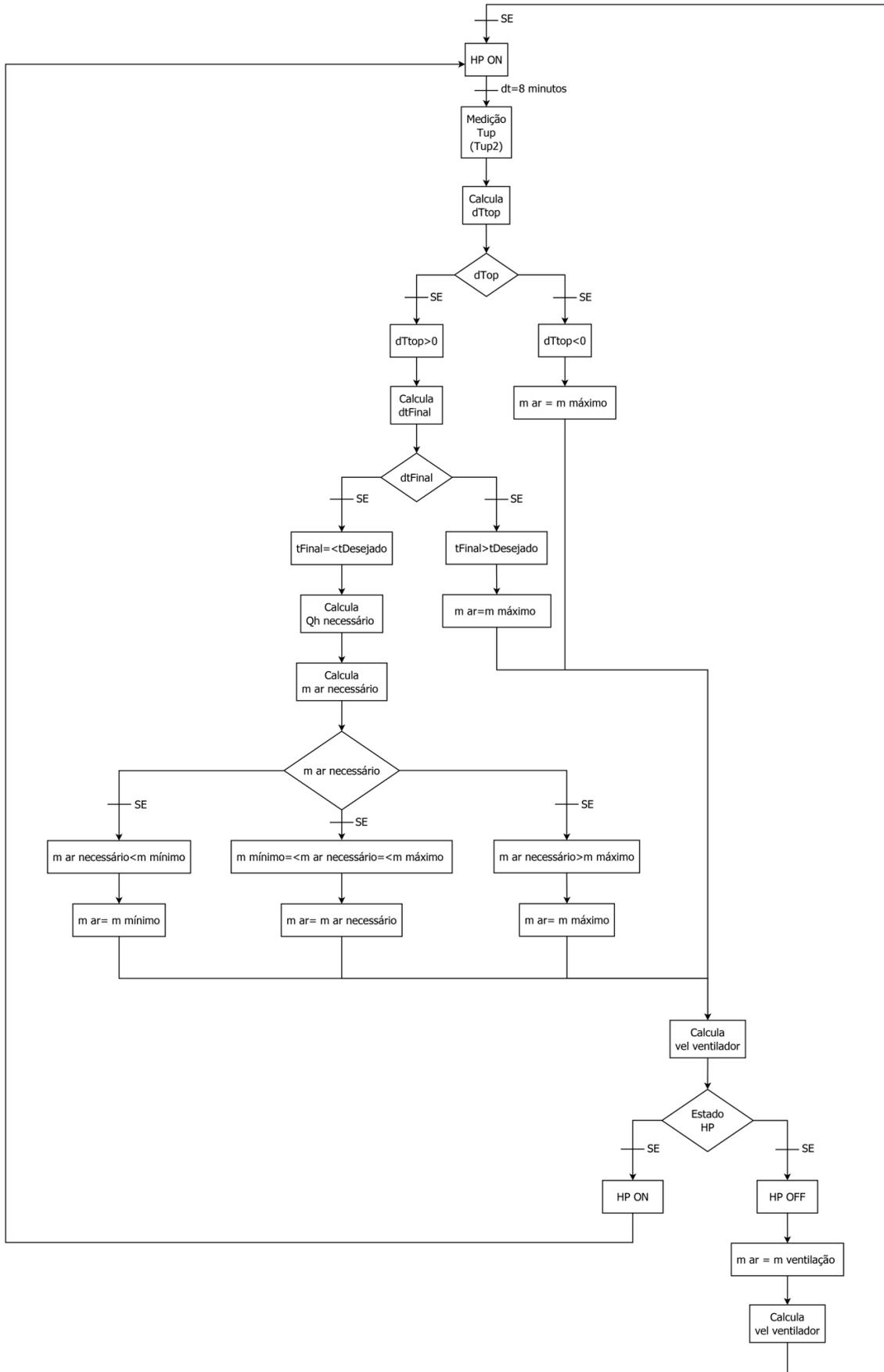


Figura 4. 1 – Fluxograma representativo da estratégia de controlo pretendida

Como demonstrado pelo fluxograma de controlo, a relação de dependência entre o tempo de aquecimento e o caudal de ar, é a ligação de base da estratégia de controlo. Um exemplo do comportamento esperado pela bomba de calor é descrito na Figura 4.2.

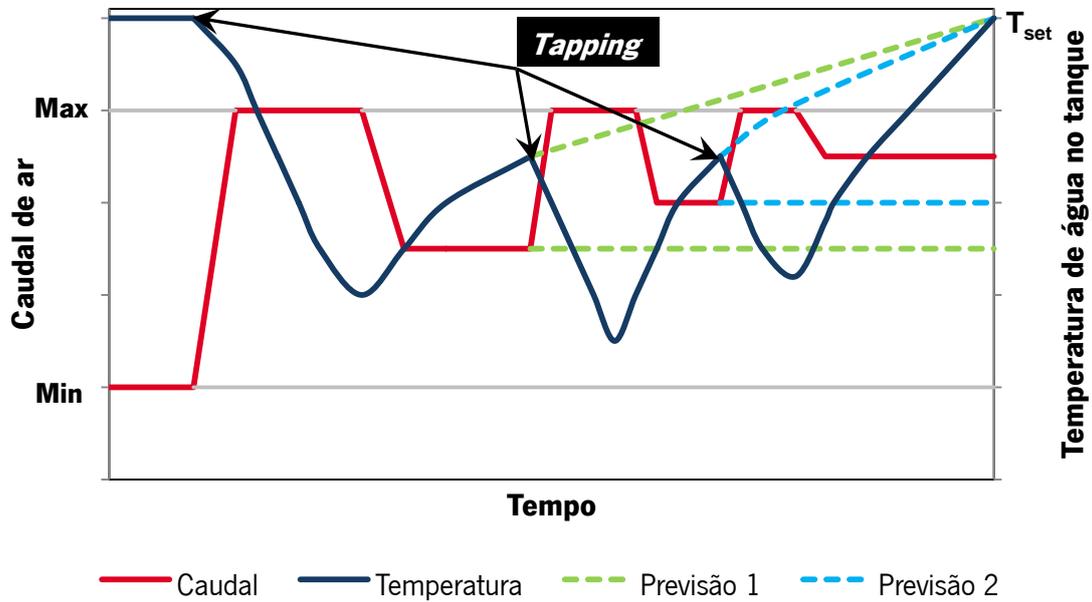


Figura 4. 2 – Exemplo de funcionamento de acordo com as necessidades de água quente
(Caudal de ar / Temperatura – Tempo)

Pela Figura 4.2 é possível observar o princípio que se pretende com a aplicação da variação da velocidade do ventilador, com a representação da variação do caudal de acordo com as necessidades de aquecimento de água. Estando a temperatura no *set-point*, o ventilador corresponde às obrigações da ventilação, quando ocorre uma queda de temperatura que obriga ao acionamento da bomba de calor, o ventilador corresponde com o caudal máximo até que a temperatura volte a aumentar e a partir desse momento a velocidade é modelada, tendo em conta os limites mínimos e máximos de extração, para o ponto em que o caudal a extrair é suficiente para que termine no tempo final à temperatura desejada. As linhas a tracejado representam a previsão de aquecimento se não ocorressem mais *tappings* até ao final do ciclo e o correspondente caudal de ar previsto.

4.3. Estratégia de controlo para variação da velocidade do ventilador

Como demonstrado anteriormente, um dos pontos de controlo é a velocidade do ventilador, este é nesta estratégia, a única variável passível de alteração pelo comando da bomba de calor, para assim atingir as necessidades de aquecimento.

Para determinar qual a variação na velocidade do ventilador, é fundamental incluir um método de cálculo que deverá englobar quatro pontos de cálculo a ser resolvidos na seguinte ordem:

- 1.** Determinação da potência transferida para a água com as condições do ar medidas.
- 2.** Determinação do tempo de aquecimento com as condições energéticas determinadas e verificação com tempo final estipulado.
- 3.** Determinação da potência de aquecimento necessária para terminar aquecimento no tempo desejado.
- 4.** Determinação do caudal de ar necessário para a potência necessária para cumprimento do tempo final de aquecimento.
- 5.** Determinação da velocidade do ventilador de acordo com o caudal de ar necessário ou atual.

Estes pontos de cálculo, são essenciais para os comandos inerentes representados no fluxograma de controlo em relação ao funcionamento da bomba de calor, de acordo com as necessidades de água quente através da variação do caudal de ar pelo ventilador. Para cada ponto está adjacente uma série de equações para a relação dos dois fatores no método de cálculo.

Para a determinação das equações, é necessário relacionar os dados da bomba de calor e os seus componentes com o que se pretende alterar ou parametrizar durante o cálculo.

4.3.1. Determinação da potência transferida para a água

Antes do cálculo de potência de aquecimento e caudal de ar, é realizada uma busca de dados relacionados com o equipamento utilizado, isto é, de acordo com certas características presentes no ar qual seria a potência transferida para a água.

Para o teste desta estratégia de controlo é ponderada uma tabela para os valores assumidos como os valores característicos no interior de uma habitação, a temperatura de 20°C e a humidade relativa de 55%. Para gerar a tabela de valores é inserido as condições de ar, o caudal de ar e a temperatura

de entrada no tubo de pesca. Com a introdução destes valores e a sua computação pelo *software Matlab*, é gerada uma tabela em que é dada a potência transferida em função do caudal de ar com as condições acima referidas.

Tabela 4. 1 – Computação de Potência Transferida em função de caudal de ar e temperatura de pesca

Caudal de ar (\dot{m}_{ar}) m³/h	Temperatura de entrada no tubo de pesca (T_{win}) °C	Potência Transferida (Q_h) W
300	15	1849
300	30	1827
300	45	1783
350	15	1893
350	30	1866
350	45	1816
400	15	1927
400	30	1896
400	45	1842

Com a geração desta tabela são criados doze pontos, três pontos para cada valor de caudal de ar e equação representativa para 300, 350 e 400 m³/h, que relaciona a temperatura de entrada no tubo de pesca com a potência transferida para o tanque.

As equações representativas para cada fluxo de caudal são as seguintes:

$$\text{Para } 300 \text{ m}^3/\text{h} \quad Q_h = -0.0489 \times T_{win}^2 + 0.7333 \times T_{win} + 1849 \quad (4.1)$$

$$\text{Para } 350 \text{ m}^3/\text{h} \quad Q_h = -0.0511 \times T_{win}^2 + 0.5 \times T_{win} + 1897 \quad (4.2)$$

$$\text{Para } 400 \text{ m}^3/\text{h} \quad Q_h = -0.0511 \times T_{win}^2 + 0.2333 \times T_{win} + 1935 \quad (4.3)$$

Para obter as três equações que tornam possível determinar qual a equação que possa relacionar o caudal de ar e a potência transferida para a água é necessário efetuar a medição de T_{win} , mas como

na configuração atual da bomba de calor não é possível a medição de T_{win} , este tem de ser estimado, através da seguinte equação:

$$T_{win} = T_{discharge} - \frac{Q_h}{\dot{m}_w \times c_{pw}} \quad (4.4)$$

Em que $c_{pw} = 4187 \text{ J/kg} \cdot \text{K}$, \dot{m}_w é medido pelo sistema de controlo da bomba de calor, que caracteriza a medição do caudal de água em l/min em passagem pelo condensador e $T_{discharge}$ é a temperatura medida na bomba de água após passagem pelo condensador. Reformulando a equação 4.4 para estar de acordo em unidades e variáveis assumidas é representada da seguinte forma:

$$T_{win} = T_{discharge} - \frac{Q_h}{69,78 \times \dot{m}_w} \quad (4.5)$$

Com o método linear por trás da criação das linhas de tendência no *Microsoft Office Excel*, que com três pontos consegue determinar os fatores da equação da reta. Neste caso, os três pontos são retirados das equações 4.1, 4.2 e 4.3.

De acordo com o método linear a equação da reta é determinado por:

$$y = \alpha \times x + \beta \quad (4.6)$$

Sendo que α e β são caracterizados pelas seguintes equações:

$$\alpha = \frac{n \times \sum(x \times y) - \sum x \times \sum y}{n \times \sum x^2 - (\sum x)^2} \quad (4.7)$$

$$\beta = \frac{\sum y - \alpha \times \sum x}{n} \quad (4.8)$$

Ficando de acordo com os pontos de cálculo atribuídos da seguinte forma:

$$\alpha = \frac{n \times [(x_1 \times y_1) + (x_2 \times y_2) + (x_3 \times y_3)] - (x_1 + x_2 + x_3) \times (y_1 + y_2 + y_3)}{n \times (x_1^2 + x_2^2 + x_3^2) - (x_1 + x_2 + x_3)^2} \quad (4.9)$$

$$\beta = \frac{(y_1 + y_2 + y_3) - \alpha \times (x_1 + x_2 + x_3)}{n} \quad (4.10)$$

Em que, n representa o número total de pontos e x e y as coordenadas dos pontos.

Neste caso, para o cálculo da potência, as coordenadas dos pontos são os seguintes:

$$\begin{array}{l|l} x_1 = 300 & (4.9) \\ x_2 = 350 & (4.10) \\ x_3 = 400 & (4.11) \end{array} \left| \begin{array}{l} y_1 = -0,0489 \times T_{win}^2 + 0,7333 \times T_{win} + 1849 \\ y_2 = -0,0511 \times T_{win}^2 + 0,5 \times T_{win} + 1897 \\ y_3 = -0,0511 \times T_{win}^2 + 0,2333 \times T_{win} + 1935 \end{array} \right. \begin{array}{l} (4.12) \\ (4.13) \\ (4.14) \end{array}$$

Os pontos da coordenada y , são os pontos de geração em relação ao caudal de ar da Tabela 4.1 apresentada acima.

Com os pontos determinados, é possível estipular a equação para determinar a potência transferida para a água com as condições do ar medidas, com a consequente substituição dos pontos de cálculo apresentados nas equações de 4.9 a 4.14 de acordo com a medição inicial quando o funcionamento da bomba é iniciado, ficando a equação representada da seguinte forma:

$$Q_{n_{atual}} = \alpha \times \dot{m}_{ar} + \beta \quad (4.15)$$

com $n = 3$ para α e β

4.3.2. Determinação do tempo de aquecimento de acordo com as condições energéticas determinadas

Quando a bomba de calor arrancar, e depois de calcular qual a potência que está a ser transferida no momento de arranque, é necessário verificar se com a potência existente é possível cumprir o tempo final de aquecimento estipulado pelo utilizador. Para tal, são efetuadas duas medições da temperatura no topo do tanque com um intervalo de tempo entre as medições de 8 minutos. Tendo a temperatura pretendida de *set-point*, é possível estimar qual é o tempo que demoraria o aquecimento até essa temperatura.

De modo a estimar o tempo de aquecimento com as condições atuais, é utilizada a seguinte equação:

$$dt_{final} = \frac{(T_{set} - T_{up_2}) \times dt}{\Delta T_{up}} \quad (4.16)$$

Em que dt é o intervalo de tempo entre as medições de T_{up} e T_{up_2} , e ΔT_{up} a diferença entre as duas temperaturas ($T_{up_2} - T_{up}$).

Depois de determinado o tempo de aquecimento dt_{final} , o passo seguinte, é verificar se o tempo de aquecimento é ou não ultrapassado. Para tal é efetuado o seguinte cálculo:

$$t_{final} = dt_{final} + t_{atual} \quad (4.17)$$

Se o tempo final for superior ao tempo final desejado, é necessário alterar o caudal de ar a alimentar a bomba de calor. Se tal não se verificar, então, o caudal de ar é mantido de acordo com o estipulado pelo modo de ventilação.

4.3.3. Determinação da potência de aquecimento necessária para terminar o aquecimento no tempo desejado

Após a determinação do tempo final de aquecimento e este ultrapassar o tempo desejado de aquecimento, de acordo com o fluxograma estipulado para o controlo o caudal de ar é direcionado para o caudal máximo. Se verificar que o tempo final de aquecimento é inferior ao tempo desejado, significa que a modelação do caudal de ar deve ser iniciada.

Como tal é necessário calcular a potência necessária para que o tempo desejado seja cumprido de acordo com o estabelecido pelo utilizador.

A determinação da potência necessária é através da seguinte equação:

$$Q_{necessário} = \frac{Q_{n_{atual}} \times (t_{final} - t_{atual})}{t_{desejado} - t_{atual}} \quad (4.18)$$

Com o valor de potência determinado, o passo seguinte é determinar qual o caudal de ar necessário para transferir essa potência.

4.3.4. Determinação do caudal de ar necessário para a potência necessária para cumprimento do tempo final de aquecimento

Para estabelecer o caudal de ar necessário de acordo com um determinado valor de potência, é utilizado o mesmo processo de cálculo da potência transferida no momento após o arranque da bomba de calor, o método linear para a determinação de linhas de tendência utilizado no *Microsoft Office Excel*. Só que, em vez de determinar a potência pelo caudal de ar é o inverso, isto é, através de um valor de potência, determinar o caudal.

Como tal, os pontos de cálculo e as respetivas coordenadas são as seguintes:

$$x_1 = -0,0489 \times T_{win}^2 + 0,7333 \times T_{win} + 1849 \quad (4.19) \quad \left| \quad y_1 = 300 \quad (4.22) \right.$$

$$x_2 = -0,0511 \times T_{win}^2 + 0,5 \times T_{win} + 1897 \quad (4.20) \quad \left| \quad y_2 = 350 \quad (4.23) \right.$$

$$x_3 = -0,0511 \times T_{win}^2 + 0,2333 \times T_{win} + 1935 \quad (4.21) \quad \left| \quad y_3 = 400 \quad (4.24) \right.$$

Com a introdução do T_{win} , a equação para determinar o caudal de ar necessário toma a seguinte forma:

$$\dot{m}_{ar_{necessário}} = \alpha \times Q_{h_{necessário}} + \beta \quad (4.25)$$

com $n = 3$ para α e β

Com o caudal de ar necessário estimado é necessário determinar qual a velocidade a ser ordenada ao ventilador para alimentar a bomba de calor com o caudal pretendido.

4.3.5. Determinação da velocidade do ventilador de acordo com o caudal de ar necessário ou atual

Quando alterações no caudal de ar a alimentar a bomba de calor são necessárias, é preciso modificar a velocidade do ventilador de acordo com o valor pretendido de caudal. Seja no caso em que é preciso variação para o caudal de ar necessário para o aquecimento de água sanitária, como no caso em que é estipulado os caudais de ventilação pelo *setup* do utilizador.

A configuração da bomba de calor atual, contém um ventilador estipulado e igual para todos os modelos (Figura 4.3), sendo que esse ventilador tem as suas curvas características de acordo com a perda de carga e caudal de ar, tendo em conta a velocidade de rotação do mesmo.



Figura 4. 3 – Ventilador presente na configuração atual da bomba de calor

De acordo com a documentação técnica do ventilador, o seu comportamento é testado pelos fabricantes do mesmo, os resultados são apresentados na Tabela 4.2:

Tabela 4. 2 - Performance do ventilador instalado

Velocidade do ventilador (v)	Caudal de ar (\dot{m}_{ar})	Perda de carga (P_{rede})
rpm	m ³ /h	Pa
1400	200	95
1400	340	71
1400	445	32
1400	505	0
1800	255	158
1800	440	118
1800	570	53
1800	650	0
2200	315	236
2200	535	176
2200	700	80
2200	795	0

Tendo em conta a Tabela 4.2, com o comportamento característico de cada velocidade testada, é possível estimar a equação para cada velocidade de 1400, 1800 e 2200 rpm. Com cada equação são estimados os três pontos de cálculo para a determinação da equação final para determinar a velocidade do ventilador. Os pontos de cálculo são apresentados nas equações em baixo de 4.26 a 4.31.

$$x_1 = -0,0004 \times P_{rede}^3 + 0,0301 \times P_{rede}^2 - 2,4237 \times P_{rede} + 505 \quad (4.26)$$

$$x_2 = -0,0001 \times P_{rede}^3 + 0,0184 \times P_{rede}^2 - 2,1141 \times P_{rede} + 650 \quad (4.27)$$

$$x_3 = -0,00004 \times P_{rede}^3 + 0,0073 \times P_{rede}^2 - 1,5109 \times P_{rede} + 795 \quad (4.28)$$

$$y_1 = 1400 \quad (4.29)$$

$$y_2 = 1800 \quad (4.30)$$

$$y_3 = 2200 \quad (4.31)$$

Com a prévia introdução da perda de carga no comando da bomba de calor e com os pontos de cálculo e as suas coordenadas x e y , a equação final para determinar a velocidade do ventilador de acordo com o caudal de ar estipulado é representada da seguinte forma:

$$v = \alpha \times \dot{m}_{ar} + \beta \quad (4.32)$$

com $n = 3$ para α e β

4.4. Novos modos de interface com o utilizador

Como demonstrado no método de cálculo é necessário a inclusão de variáveis no sistema para o bom exercício do método de cálculo. Estas variáveis são incluídas junto dos modos que realizam o interface com o utilizador ou instalador, neste caso, as variáveis a incluir são os intervalos de tempo de ventilação da habitação e em que capacidade, mínima, normal ou máxima e a última variável é a introdução da perda de carga na rede onde será instalado o equipamento.

Para a inserção destes dados na bomba de calor, foram incluídos dois novos modos no menu principal da bomba de calor em ligação com o modelo de operação. Um dos modos permite que variáveis como o caudal de ventilação seja determinado de acordo com o *setup* do utilizador de modo, que quando a HP esteja em modo *standby* o ventilador tenha um caudal de ventilação pré-definido naquele momento. O outro modo permite a introdução da variável de pressão de rede para que seja possível a determinação da velocidade do ventilador de acordo com o caudal de ar pretendido. O valor de pressão de rede é inserido no ecrã de interface pelo instalador de acordo com a rede de extração existente na instalação, o valor de perda de carga torna possível o ventilador adaptar-se a cada situação. Como em todo o método de controlo também é preciso menus de funcionamento, isto é, modos ON e OFF de ventilação e modos para verificação do caudal a ser extraído.

Os modos de operação são adicionados ao sistema de controlo de interface com o utilizador ou o instalador. Este interface é realizado através de um painel de controlo (Figura 4.4) para navegação pelos diferentes modos de operação, também denominado por *Human Menu Interface* (HMI).

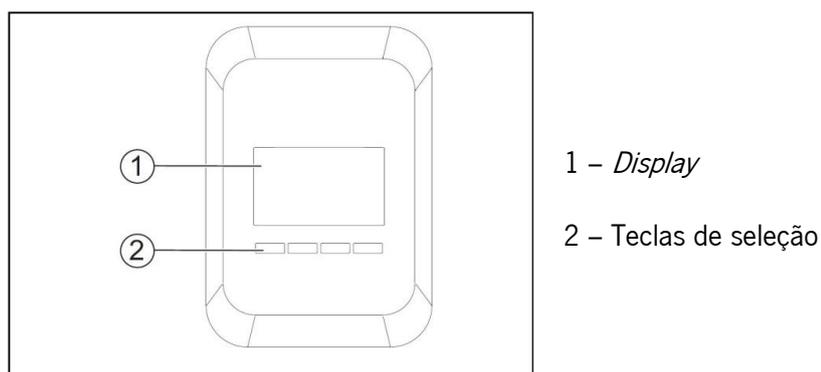


Figura 4. 4 – Painel de controlo

No *display* é apresentado todas as configurações possíveis de seleção e alteração por parte do utilizador. Após a ligação da bomba de calor o *display* apresenta as seguintes possibilidades representadas em baixo pela Figura 4.5.

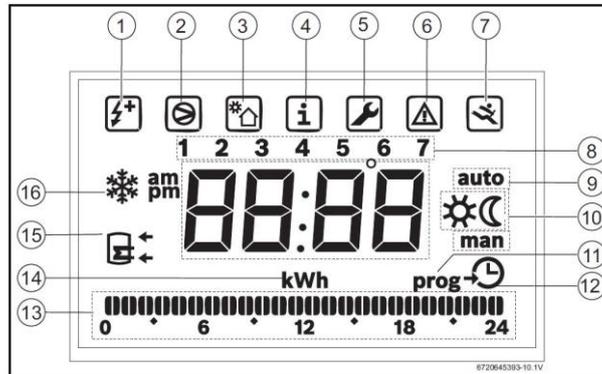


Figura 4. 5 – Display

- | | |
|---|---|
| 1 – Aquecimento em modo elétrico | 9 – Funcionamento “auto/man” |
| 2 – Aquecimento em modo bomba de calor | 10 – Indicador de funcionamento |
| 3 – Aquecimento externo (solar ou caldeira) | 11 –Entrada no menu “Prog” |
| 4 – Informação | 12 – Ajuste de relógio |
| 5 – Entrada em ajuste de parâmetros | 13 – Horário de funcionamento |
| 6 – Indicador de erro | 14 – Consumo |
| 7 – Entrada no menu “Service” | 15 – Identificação dos sensores no tanque |
| 8 – Dias da semana | 16 – Função “anti-congelamento” |

Os modos de operação a incluir foram adicionados no sub-menu “Set”. Este sub-menu permite o ajuste a vários parâmetros sendo alguns deles, os novos modos de ajuste de ventilação e de perda de carga. O sub-menu “Set”, representado na Figura 4.6 é para a parametrização das condições e variáveis do funcionamento da bomba de calor.

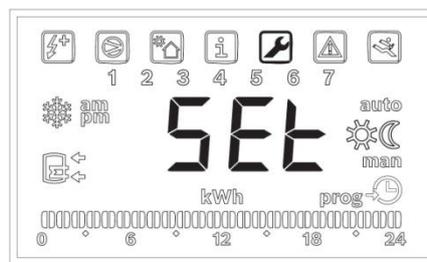


Figura 4. 6 – Display do sub-menu Set

Ao navegar no sub-menu “Set” é apresentado dois dos novos modos, o primeiro para configurar o valor de perda de carga existente na rede e o segundo para modificar o modo de funcionamento da ventilação para ON ou OFF. Ambos os *displays* estão representados em baixo nas Figuras 4.7 e 4.8.

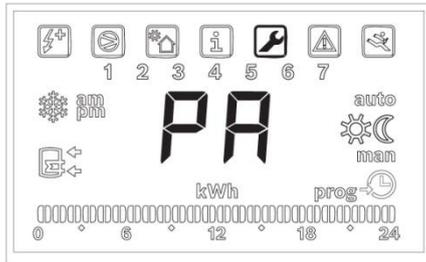


Figura 4. 7 – *Display* “PA” (Perda de carga)

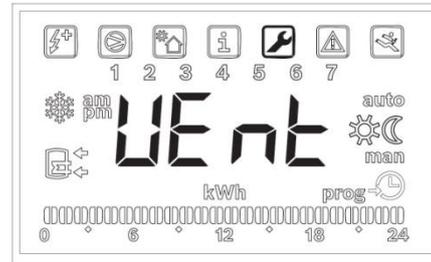


Figura 4. 8 – *Display* “Vent” (Modo ON ou OFF)

A partir do *display* “PA”, pode-se escolher pelas teclas de seleção o valor de perda de carga existente na rede de instalação. No *display* “Vent” tem dois *displays* de escolha para a possibilidade de escolher o modo de funcionamento ON ou OFF da ventilação.

Ainda no sub-menu “Set” pode-se verificar quais os caudais a ser extraídos nos três modos possíveis, mínimo, normal e máximo. O *display* “FSP”, apresenta os caudais a ser extraídos e os *displays* “SIL”, “SP1” e “SP2” representam respetivamente o caudal mínimo, normal e máximo.

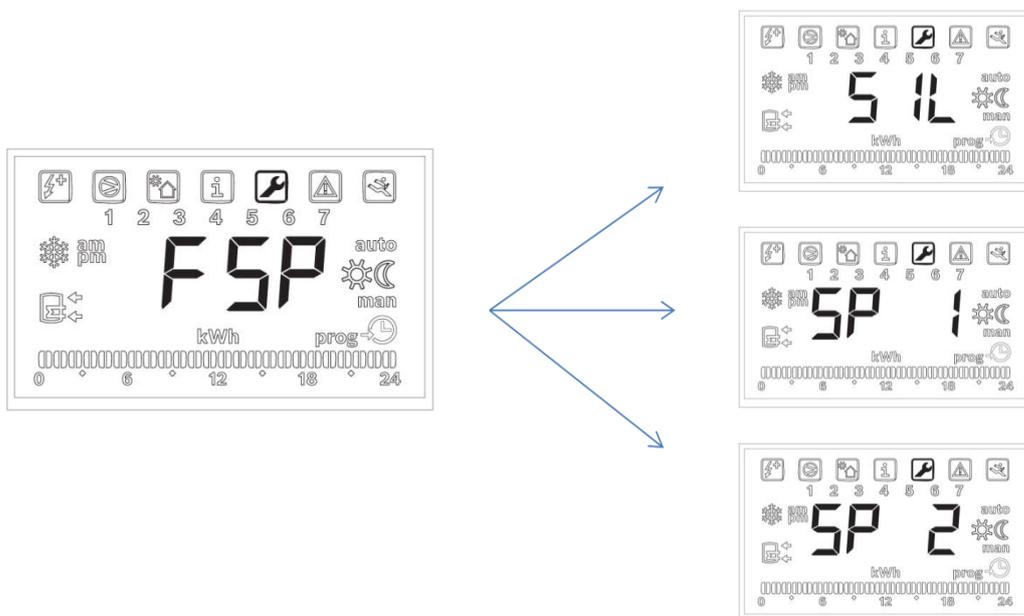


Figura 4. 9 – *Display* “FSP” (SIL, SP1 e SP2)

Para seleccionar qual o tipo de caudal, mínimo ou normal e em que intervalo de tempo no dia, são parametrizados também no sub-menu “Set”, através da escolha da opção de “Prog” e com a selecção de “Vent” que pela escala de tempo pode escolher qual em que intervalos pretende ventilação mínima. Para a definição do intervalo, os pontos pretos definem o tempo em que o caudal é pretendido como mínimo. No caso representado na Figura 4.11, o intervalo de tempo para o caudal mínimo é das 8h00 às 15h00, sendo que no resto do dia o caudal de extração pela ventilação é normal.

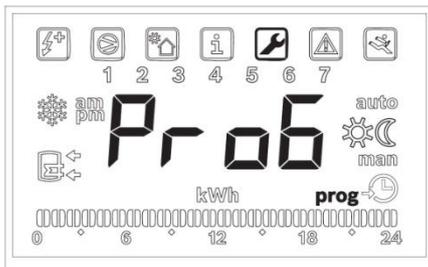


Figura 4. 10 – Display “Prog”

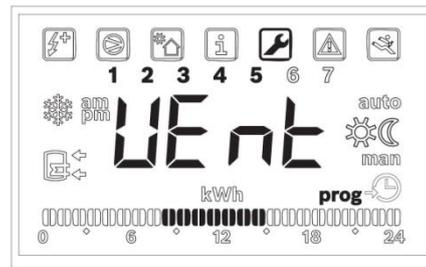


Figura 4. 11 – Display “Vent” (Intervalo de ventilação)

4.5. Aplicação da estratégia de controlo ao *software* da bomba de calor

A aplicação do método de cálculo, da estratégia de controlo e dos menus de interface é através da alteração do código de *software* presente na bomba de calor. Tal aplicação é realizada por grupos especializados e conhecedores do longo e extensivo código de programação. Neste caso, a aplicação foi baseada no método de cálculo e fluxograma de controlo apresentado anteriormente.

Capítulo 5 – Testes Funcionais para Validação da Estratégia de Controlo

Depois de definidos os requisitos e especificidades a que a bomba de calor está sujeita, tanto em termos de aquecimento de água quente sanitária e de ventilação, a bomba de calor tem de funcionar como um só equipamento para estas duas funções. Para a validação da estratégia de controlo definida, é necessário validar com testes reais de funcionamento da bomba de calor, com condições que permitam a observação e confirmação das premissas especificadas pela estratégia de controlo. Facilitado pela Bosch Termotecnologia e o Departamento de Desenvolvimento, foi dada a possibilidade de testar com uma bomba de calor nos laboratórios. A bomba de calor disponibilizada é a versão mais recente existente no mercado da categoria *Indoor*. Neste capítulo são especificadas as condições de teste, o material utilizado e o equipamento extra para o controlo e registo das variáveis dos testes.

5.1. Especificação dos testes funcionais

Os testes funcionais a realizar, têm de ser planeados e definidos de forma a testar o mais próximo possível da realidade de uma instalação de uma habitação doméstica. Para tal, foi estruturada uma rede de extração com ligação de alimentação à bomba de calor. O ponto principal a ter em conta na estrutura, é como simular a perda de carga de acordo com a rede de extração comum, para tal é necessário criar algum tipo de obstrução na extremidade de extração de ar. Uma das soluções é um dispositivo com eixo rotativo que permite obstruir a passagem de ar com a aproximação ou afastamento, provocando respetivamente, maior ou menor perda de carga. A obstrução possibilita com o eixo rotativo a variação da perda de carga, tornando possível testar várias configurações de redes que causam diversas perdas de carga. Um dos fatores nos sistemas de ventilação é a presença de filtros de ar, neste cenário de teste estes serão incluídos com aumento da perda de carga a testar. A obstrução é apresentada na Figura 5.1.

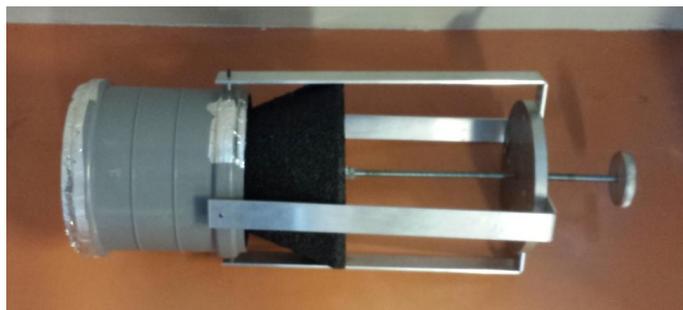


Figura 5. 1 – Obstrução para variação de perda de carga

O cenário de teste definido e escolhido é representado em baixo na Figura 5.2 com um esquema do *Setup* definido para teste. Em que a conduta e a obstrução na extremidade têm como objetivo simular a rede de ventilação de uma habitação doméstica.

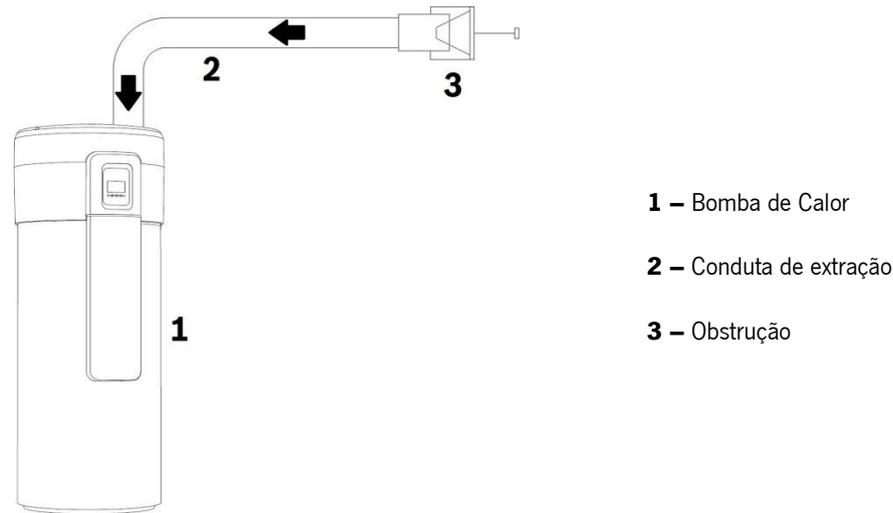


Figura 5. 2 – Esquema do *Setup* de teste

Como demonstrado na Figura 5.2 no esquema do *Setup*, o objetivo é simular uma habitação doméstica e a sua rede de extração para a ventilação.

Para determinar o sucesso ou insucesso de uma série de testes, é produzida uma lista de objetivos que se quer ver verificados para que os testes realizados possam ser avaliados e consequentemente determinar o seu sucesso. Com a realização desta avaliação, se os resultados forem positivos, os testes foram realizados com sucesso se tal não se verificar então existe a possibilidade de haver a necessidade de realizar uma nova bateria de testes.

Esta série de testes tem como objetivos, os seguintes pontos:

- Verificar a existência de algum erro na aplicação do *software* alterado na bomba de calor;
- Confirmar o funcionamento da função VMC;
- Verificar a alteração da velocidade do ventilador de acordo com as necessidades de aquecimento;
- Verificar a alteração da velocidade do ventilador de acordo com a perda de carga estabelecida na conduta de extração;
- Registrar as variáveis de cálculo utilizadas no método definido para a estratégia de controle;
- Conferir se o tempo de aquecimento é atingido ou tido em conta, pelas condições disponíveis para o aquecimento de água sanitária;
- Registrar potência transferida e consumida.

5.1.1. Delineação dos testes funcionais

Para levar a cabo com sucesso os testes funcionais a realizar, é necessário efetuar uma descrição dos processos e métodos envolvidos nos testes. Um dos pontos, é a definição de quais são os *set-points* de teste, isto é, quais serão as configurações atribuídas ao funcionamento da bomba de calor e neste caso, também ao funcionamento da ventilação.

Relativamente aos modos de funcionamento da bomba de calor, serão ativados para além dos já estabelecidos de fábrica, o “*HP Only*” será ativado juntamente com o modo “*Duct ON*”. Isto significa que o aquecimento de água sanitária será realizado apenas com a bomba de calor sem apoio da resistência elétrica e também, que a alimentação de ar para a bomba de calor será pelo meio de condutas. Ainda relativamente ao funcionamento da bomba de calor, a temperatura de set-point estabelecida para teste é de 50°C. O modo de funcionamento para a ventilação é “*Vent ON*” que coloca o modo ventilação inserido na bomba de calor em funcionamento durante o teste, que significa, que o ventilador estará em funcionamento constante durante o decorrer dos testes. Também os intervalos de funcionamento devem ser definidos, para a bomba de calor e tendo em conta que os testes decorrerão durante o horário de trabalho, o intervalo de tempo existente para modelar o funcionamento da bomba de calor é desde as 9h00 até às 18h00. Como tal, o tempo de funcionamento da bomba de calor para aquecimento de água sanitária fica definido para os intervalos das 9h00 às 12h30 e das 13h30 às 18h00, como demonstrado na Figura 5.3.

Quanto ao tipo de ventilação e intervalo de tempo, fica definido que nas 24 horas de funcionamento de ventilação das 11h00 às 15h00 a ventilação é com caudal mínimo sendo que no restante tempo a ventilação é de caudal normal, como demonstrado na Figura 5.4. A perda de carga também é uma variável a ser especificada, tendo a particularidade de ser controlada manualmente durante o teste, para que durante a modelação de caudal a obstrução seja ajustada para manter os valores de perda de carga desejados e inseridos no menu de funcionamento. Os valores serão em três testes diferenciados de 100 Pa, 120 Pa e 140 Pa. Estes valores escolhidos têm em conta os valores verificados durante a pesquisa de instalações exemplo.

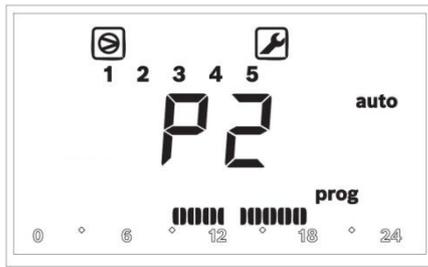


Figura 5.3 – Representação da configuração do tempo de funcionamento

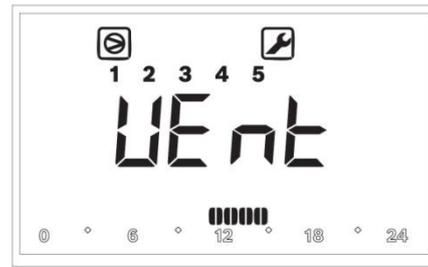


Figura 5.4 – Representação do funcionamento e tipo de ventilação

Na descrição dos processos e métodos envolvidos nos testes devem ser delineados os procedimentos a realizar durante os ensaios para teste. Os procedimentos para os testes funcionais a serem realizados focam no tempo de aquecimento, isto é, criar as condições necessárias para que os testes possam cobrir dois tipos de situação, uma em que a bomba de calor não tem a capacidade para que no tempo estipulado eleve a temperatura da água até ao *set-point* e outra em que dentro do tempo estipulado a bomba de calor atinge a temperatura *set-point*. Como tal, os testes irão depender nos tempos de funcionamento da bomba de calor descritos em cima.

Os procedimentos envolvidos nos testes a realizar, são descritos nos pontos em baixo:

- Os testes diários são divididos em dois ensaios, um de manhã (das 9h00 às 12h30) e outro de tarde (das 13h30 às 18h00), sendo estes intervalos, os mesmos que os definidos para o tempo de funcionamento da bomba de calor;
- Dependendo das condições iniciais de temperatura no tanque, é definido se o ensaio será com ou sem tempo suficiente de aquecimento;
- Para certificar que o equipamento tem tempo suficiente para elevar a temperatura do tanque até ao *set-point*, é realizado um *tapping Bath* ou *Shower* de acordo com o ciclo L presente na norma EN16147 para baixar a temperatura do tanque e aumentar o tempo necessário de aquecimento;
- Um ensaio é dado como terminado se a temperatura de *set-point* é atingida ou a bomba de calor entra em modo "*Standby*" se atingir o tempo final de funcionamento antes de atingir a temperatura de *set-point*;
- Durante o decorrer dos testes é registado manualmente a pressão existente na rede de extração com leitura no manómetro e a potência consumida com leitura no analisador de potência;

- A perda de carga desejada é inserida antes de iniciar o teste no menu de interface da bomba de calor;
- Com a possível variação de caudal de ar de acordo com as necessidades de aquecimento, a perda de carga pode diminuir ou aumentar, sendo realizada de seguida a calibração da rede pelo uso da obstrução para o valor estabelecido para teste.

Partindo destes procedimentos e princípios descritos acima, é no dia do teste, definido qual a modificação das variáveis e as condições a ser testadas, cingindo sempre aos princípios estabelecidos.

5.1.2. Registo e controlo das variáveis de teste

Para completar com sucesso os objetivos apresentados anteriormente, é necessário definir uma listagem de material, cujo propósito é adquirir todos os dados que permitam compreender e analisar as variáveis para a conclusão dos testes.

O registo de potência transferida e potência consumida é respetivamente efetuada através do uso de termopares e de um analisador de potência. O analisador de potência é um dispositivo de leitura de potência, sendo que a alimentação da bomba de calor é feita através deste dispositivo, o que permite que seja lida toda a informação referente à potência elétrica consumida. Para obter os valores da potência transferida, isto é, a potência térmica transferida ao volume de água, cálculos têm de ser realizados. Para a execução destes cálculos um registo de temperaturas de variados pontos do circuito de aquecimento tem de ser efetuado, a leitura de temperaturas é realizada pelo uso de termopares.

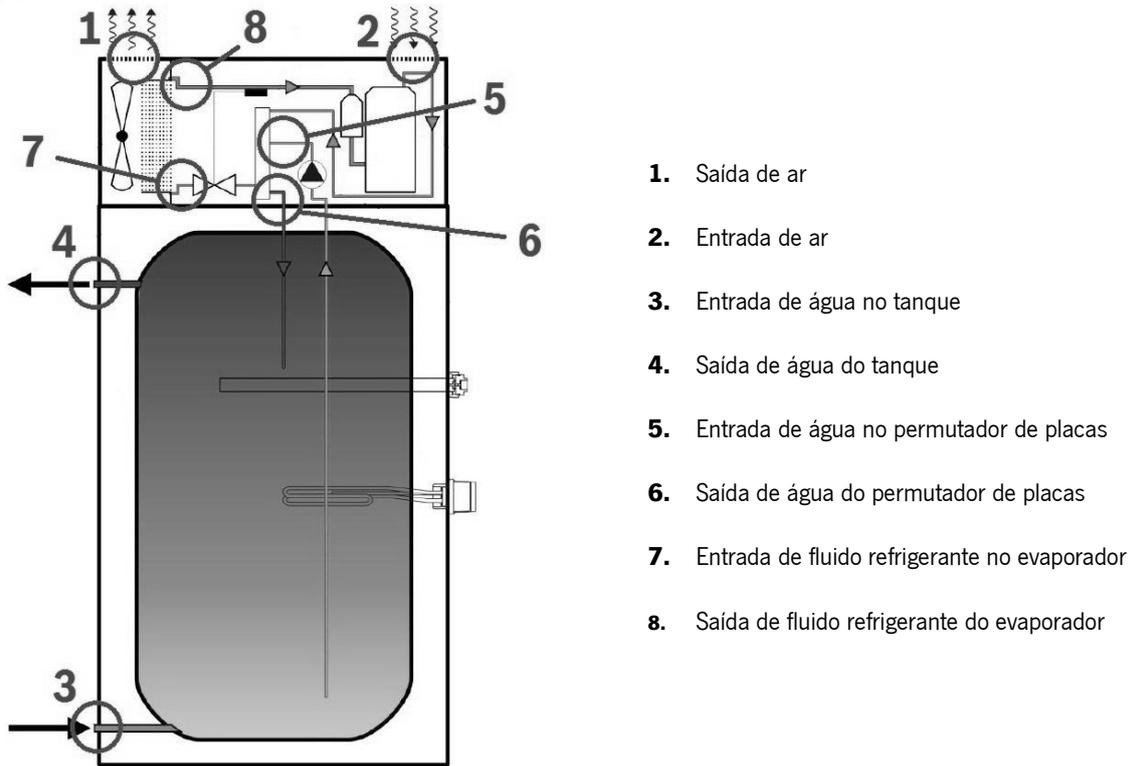


Figura 5.5 – Localização de termopares na bomba de calor

As restantes variáveis com necessidade de registo como velocidade do ventilador, temperatura no interior do tanque e informação relativa ao funcionamento da bomba de calor, são tratados pelo *software* da bomba de calor. A recolha da informação tem de ser instantânea, como tal um computador é necessário para que através de ligação USB possam ser registados os dados do *software* da bomba de calor.

Durante os testes a variável a ser controlada é a perda de carga presente na conduta de extração. O valor da perda de carga pretendido é inserido no menu da bomba de calor, tem de ser o valor de perda de carga presente na rede de extração durante o teste. Para criar o valor de perda de carga pretendido, a obstrução no ponto de extração tem de ser regulada, mas para ter a informação de que valor está realmente presente no momento de extração é necessária a instalação de um ponto de medição (Figura 5.6) e o uso de um manómetro diferencial (Figura 5.7) para a leitura. O ponto de medição deve ser colocado o mais próximo possível do ponto final da conduta de extração. Com estes dois componentes é possível durante o decorrer dos testes regular a perda de carga para o valor definido.



Figura 5. 6 – Pontos de medição da perda de carga



Figura 5. 7 – Manómetro diferencial

5.2. Montagem de amostra funcional

Depois de levantadas todas as variantes, procedimentos e necessidades a ter em conta antes de iniciar o teste, o passo seguinte é montar o *Setup* de teste para a criação de uma amostra funcional que possa corresponder aos objetivos estipulados para testar.

Todo o material utilizado para a montagem da amostra funcional foi disponibilizado pelo laboratório. Com o esquema de *Setup* representado atrás, na Figura 5.2, em mente, a bomba de calor foi dispensada para uso no teste, sendo que o módulo é apenas para uso destinado ao projeto. As condutas de extração são condutas PVC, sendo que o ponto de medição da perda de carga está localizado na conduta anterior ao ponto de extração junto à bomba de calor, que se pode verificar também na Figura 5.8.



Figura 5. 8 – Condutas PVC para a rede de extração

Como o *software* está adaptado para um método de cálculo em que a temperatura do ar é de 20°C, a busca de ar é efetuada ao exterior, onde na altura dos testes a sua temperatura rondava os valores pretendidos.

Um dos pontos importantes para registo das variáveis, como as temperaturas, os termopares tem de ser colocados nos locais referenciados anteriormente. Os termopares devem ser isolados para evitar ao máximo possíveis influências de outros meios envolventes, os termopares que estão em contacto com tubagem para avaliar a temperatura, são colocados com massa térmica nos pontos de contacto. Em baixo pode-se observar nas Figuras 5.9 e 5.10, dois dos oito termopares colocados, o primeiro colocado antes do condensador e o segundo colocado à saída do evaporador, em contacto com o tubo de cobre, sendo necessário o uso de massa térmica para auxílio à leitura da temperatura. Ambos os termopares encontram-se sinalizados nas figuras.

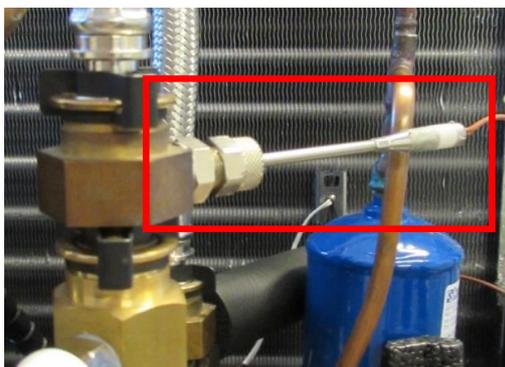


Figura 5. 9 - Termopar instalado à entrada do condensador

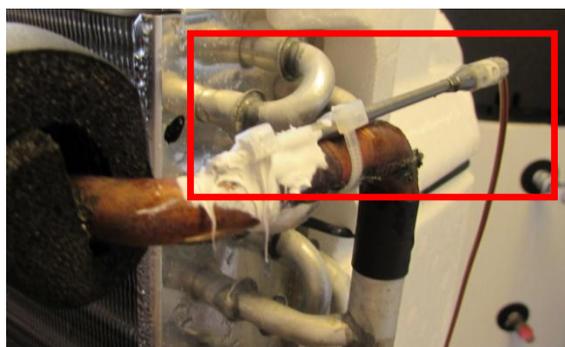


Figura 5. 10 – Termopar instalado à saída do evaporador

A aplicação do *software* alterado, é realizada através de um *flash* da placa de controlo com o código alterado com as modificações solicitadas sendo que a partir desse momento o funcionamento da bomba de calor é de acordo com a estratégia de controlo estabelecida e apresentada anteriormente. A recolha dos dados do HMI é realizada com um computador colocado ao lado da bomba de calor com ligação USB ao *Electronic Storage Unit* (ESU).

O esquema final do *Setup* de teste, está representado em baixo pela Figura 5.11, com a bomba de calor com a conduta de extração instalada. A Figura 5.12 apresenta o ponto inicial de extração com a obstrução instalada.



Figura 5.11 – Bomba de calor com conduta de extração instalada



Figura 5.12 – Ponto de extração com obstrução instalada

5.3. Descrição dos testes realizados

A bateria de testes realizada conta com quatro ensaios, dois para aquecimento com tempo necessário e os outros dois sem tempo necessário para atingir a temperatura de *set-point*. A opção de qual o tipo de ensaio a realizar, depende das condições iniciais de temperatura no tanque e o intervalo de funcionamento da bomba de calor. Para aumentar o tempo de aquecimento necessário, foram efetuados *tappings* para diminuição da temperatura no tanque e assim prolongar o aquecimento até à temperatura de *set-point*. Os testes realizados são numerados de 1 a 4, de acordo com a ordem de realização dos testes.

O Teste 1 foi realizado no dia 3 de Julho com o tempo de teste entre as 15h00 e as 18h10, estando a bomba de calor dentro do intervalo de funcionamento das 13h30 às 18h00. A temperatura inicial no topo do tanque era de 32,1°C, com este valor torna em termos de tempo de aquecimento, um teste em que a bomba de calor não tem tempo para aquecimento para atingir a temperatura de *set-point*. Como tal, no decorrer do teste deve-se verificar durante o funcionamento da bomba de calor, o ventilador à velocidade de extração para caudal máximo. A perda de carga estabelecida para o Teste 1 é com 140 Pa de pressão na rede de extração. Este valor é inserido no HMI e controlado para calibração no manómetro. Os valores a serem registados serão de acordo com o *heating up* de 32,1°C até ao final do tempo de funcionamento.

O Teste 2 foi realizado no dia 7 de Julho com o tempo de teste entre as 10h40 e as 12h35, estando a bomba de calor dentro do intervalo de funcionamento das 9h00 às 12h30. A temperatura do

topo do tanque no início do teste é de 33,5°C, sendo o intervalo de aquecimento dentro do tempo disponível, mas insuficiente para aquecimento até à temperatura de *set-point*. Com isto, deve-se esperar um funcionamento do ventilador para o caudal máximo de ventilação, para corresponder ao maior aumento de temperatura da água dentro do tempo possível. Para o Teste 2 a perda de carga selecionada é de 120 Pa, inserida no HMI e acompanhada no manómetro caso seja necessária calibração na obstrução. Tal como no Teste 1, o tempo de aquecimento é insuficiente e como tal não é efetuado nenhum tipo de *tapping*, sendo apenas observado o *heating up* da bomba de calor.

O Teste 3 foi realizado no dia 7 de Julho com o tempo de teste entre as 13h25 e as 18h10, encontrando-se a bomba de calor dentro do intervalo de funcionamento das 13h30 às 18h00. A temperatura inicial no topo do tanque era de 43,1°C. Com o valor inicial muito próximo da temperatura de *set-point* de 50°C é planeada a realização de um *tapping* para diminuição de temperatura e consequente aumento do tempo de aquecimento. O *tapping* foi realizado às 14h00, com as características de um *Bath* de ciclo L de acordo com a EN16147, sendo o tempo determinado conforme as condições de leitura da temperatura à entrada e saída do tanque no momento inicial. Os dados relativos ao *tapping* são apresentados na Tabela 5.1. Com esta influência espera-se verificar o comportamento da bomba de calor de acordo com o pretendido quando se verifica uma diminuição de temperatura. Outro ponto é aumentar o tempo de aquecimento para que este se estenda durante todo o período de funcionamento e assim se poder verificar a adaptação da velocidade do ventilador para as necessidades de caudal de ar. A perda de carga estipulada para este teste é de 120 Pa, inserida desde o Teste 1 e com continuação da supervisão através do manómetro para calibração, se necessário.

Tabela 5. 1 – Caracterização do *tapping* realizado durante Teste 3

Temperatura da água à saída do tanque	°C	43
Temperatura da água à entrada do tanque	°C	17
Potência de <i>tapping</i> (<i>Bath</i> ciclo L)	kWh	3,605
Caudal de água	l/min	10±0,5
Volume de água retirado	l	119,2
Tempo de <i>tapping</i>	min.:seg.	11:55

O Teste 4 foi realizado no dia 8 de Julho com o tempo de teste entre as 10h00 e as 12h35. A temperatura inicial do topo de tanque era de 46,3°C. Com um valor tão próximo do *set-point* é tal como no Teste 3, efetuado um *tapping* para diminuição de temperatura e aumento do tempo de aquecimento. O *tapping* foi efetuado às 10h10 com as características de acordo com um *Shower* de ciclo L de acordo com a EN16147, o seu tempo é estipulado junto com a leitura da temperatura na entrada do tanque e na saída do tanque. Os dados relativos ao *tapping* são apresentados na Tabela 5.2. Com a “pesca” o tempo de aquecimento é prolongado até perto do período final de aquecimento tornando possível verificar o ajuste do ventilador às necessidades de água quente e o tempo desejado para finalização do aquecimento à temperatura de *set-point*. A perda de carga induzida na conduta é de 100 Pa, com contínua supervisão para possíveis ajustes e calibração.

Tabela 5. 2 – Caracterização do *tapping* realizado durante Teste 4

Temperatura da água à saída do tanque	°C	43
Temperatura da água à entrada do tanque	°C	17
Potência de <i>tapping</i> (<i>Shower</i> ciclo L)	kWh	1,4
Caudal de água	l/min	10±0,5
Volume de água retirado	l	46,2
Tempo de <i>tapping</i>	min.:seg.	4:37

Capítulo 6 – Análise e Discussão de Resultados

Neste capítulo, são apresentados os resultados dos testes funcionais realizados, descritos e apresentados anteriormente. A verificação das variáveis como temperatura, potência é apresentada para cada teste. Também as variáveis incluídas ou dependentes da estratégia de controle, são registadas e analisada a sua resposta de acordo com as condições estabelecidas para cada teste.

6.1. Teste Funcional 1

O Teste 1 foi o primeiro de quatro testes realizados, tendo como ponto principal a falta de tempo suficiente para aquecimento da água até ao *set-point* de 50°C.

Os primeiros pontos a apresentar são relacionados com a componente energética dos testes, isto é, a evolução de temperaturas, os tempos de aquecimento e as potências transferidas e consumidas. O primeiro gráfico para observação do desenvolvimento da temperatura em função do tempo, relaciona a temperatura no topo do tanque com a temperatura de *set-point* e a temperatura do ar.

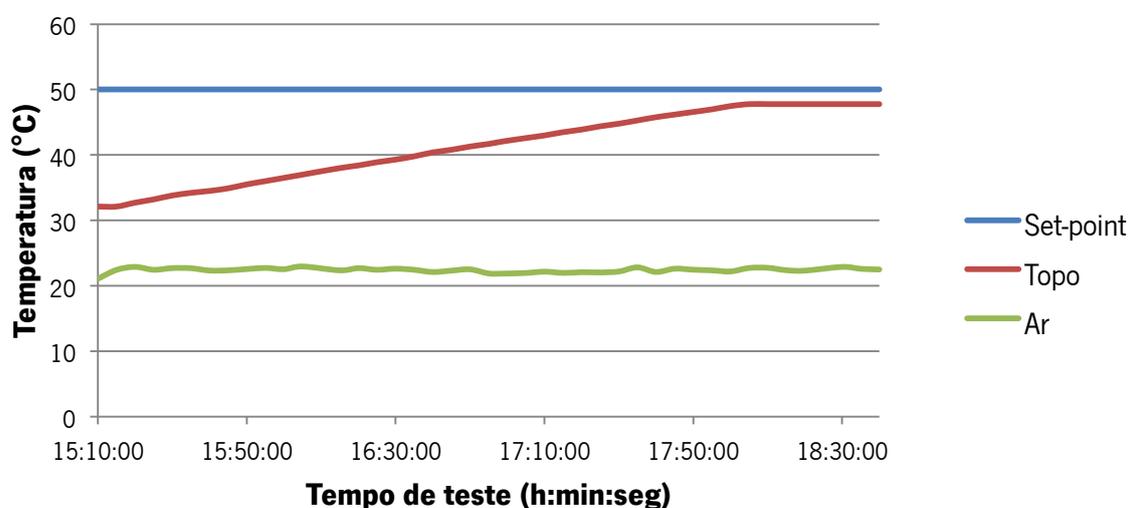


Figura 6.1 – Evolução de temperatura durante Teste 1

(Temperatura – Tempo de teste)

De acordo com a Figura 6.1, pode-se verificar que não foi atingida a temperatura de *set-point* durante o tempo de teste, tal como esperado. A temperatura do ar durante o teste está dentro de um intervalo considerável tendo em conta que não houve controlo possível desta variável. Na Tabela 6.1 são apresentados um resumo dos resultados principais a ter em conta da Figura 6.1.

Tabela 6. 1 – Resultados principais de evolução de temperatura durante Teste 1

Temperatura média do ar	°C	22,4
Temperatura <i>set-point</i>	°C	50
Temperatura inicial	°C	32,1
Temperatura máxima atingida	°C	47,8
Tempo de funcionamento da bomba de calor	h:min	2:48
Velocidade de aquecimento	°C/hora	5,6

Durante o tempo de funcionamento da bomba de calor, também é tido em análise a potência transferida e a consumida para determinar o Coeficiente de Performance (COP), embora neste caso seja apenas um cálculo instantâneo do COP. Isto significa que apenas se resume a uma divisão da potência transferida sobre a potência consumida registadas no decorrer do teste.

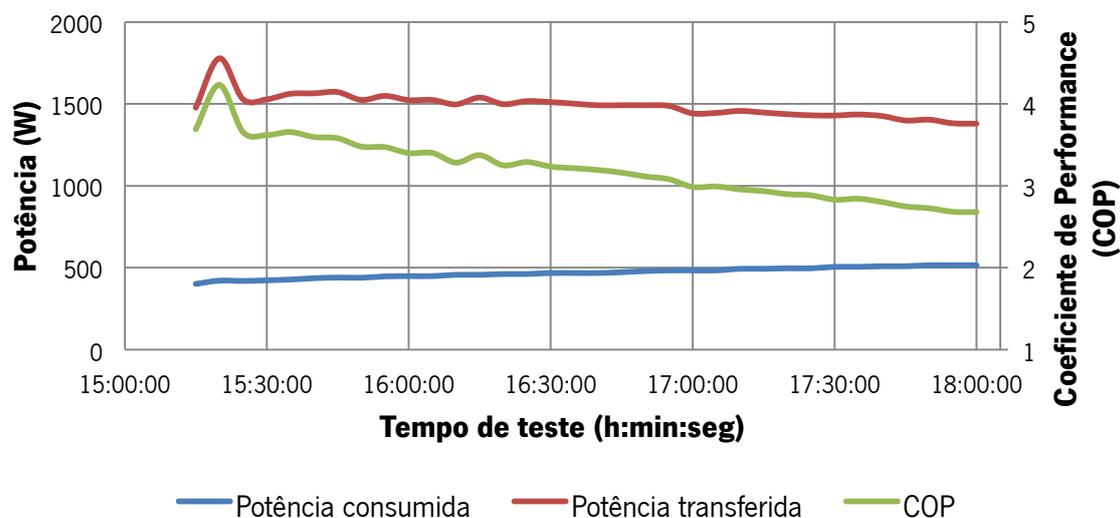


Figura 6. 2 – Análise de potência e performance durante Teste 1

(Potência / COP – Tempo de teste)

Em baixo, na Tabela 6.2, são apresentados os principais valores da Figura 6.2, valores máximos, mínimos e médios registados durante o Teste 1.

Tabela 6. 2 – Resultados principais da análise de potência e performance durante Teste 1

	Potência consumida (W)	Potência transferida (W)	Coefficiente de Performance
Valor mínimo	400	1378,5	2,68
Valor médio	468,4	1489,7	3,20
Valor máximo	515	1778,4	4,23

Os valores registados vão de encontro com o esperado e registado no “performance *map*” da bomba de calor, sendo os valores semelhantes. Com estes resultados, pode-se afirmar, que o comportamento da bomba de calor em termos de aquecimento da água sanitária foi realizado com os equipamentos em correto funcionamento. Uma nota a fazer em relação à Figura 6.2, é o pico no início de aquecimento registado às 15:20:00, pode estar relacionado com o aumento repentino de temperatura à entrada do condensador aquando do arranque da bomba de água com o acionamento da bomba de calor.

Para além da análise em termos de potência, também deve ser feita neste caso, uma análise às variáveis registadas pelo HMI, como o tempo de aquecimento desejado e final e a variação do caudal. Esta análise tem o fundamento de confirmar a variedade de condições apresentadas no fluxograma e verificar se, incluindo estas durante o teste, a bomba de calor e o seu sistema de controlo reage de acordo com o estabelecido.

Tal como verificado em cima na Figura 6.2, a bomba de calor não atingiu a temperatura de *set-point*, o que deve corresponder no cálculo da variável de tempo final, a valores superiores em relação ao tempo desejado. Em baixo na Figura 6.3, pode-se observar a comparação entre o tempo final de funcionamento e o tempo necessário para atingir o *set-point* de temperatura.

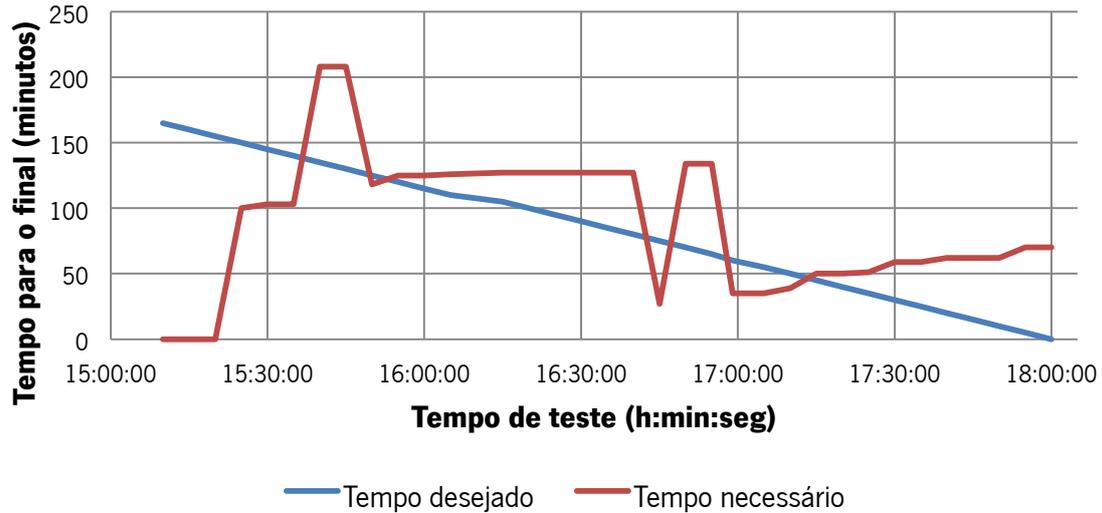


Figura 6.3 – Comparação entre o tempo final e o tempo necessário durante Teste 1

(Tempo para o final – Tempo de teste)

Primeira nota à Figura 6.3, é ter em conta o intervalo de tempo entre cálculos de 8 minutos, como tal o primeiro cálculo é efetuado apenas às 15:22:00, tomando como valores iniciais, as temperaturas iniciais da bomba de calor, que estando ainda pouco tempo em modo de funcionamento não tem as temperaturas no ponto em que os valores se influenciam em estado normal. Isto vai em acordo com o primeiro cálculo em que é determinado o valor de tempo necessário abaixo do tempo desejado, tomando depois o valor presumivelmente “normal”. Ao observar a Figura 6.3, verifica-se então dois intervalos em que o tempo necessário é inferior ao tempo desejado.

A mostra da Figura 6.3 tem também como objetivo, antecipar o que sucederá com a variação do caudal, que tem como uma das condições de funcionamento a comparação entre o tempo final e o tempo necessário tal como demonstrado no fluxograma de controlo.

A comparação entre a condição entre as variáveis de tempo e o caudal de ar é demonstrado na Figura 6.4 em baixo.

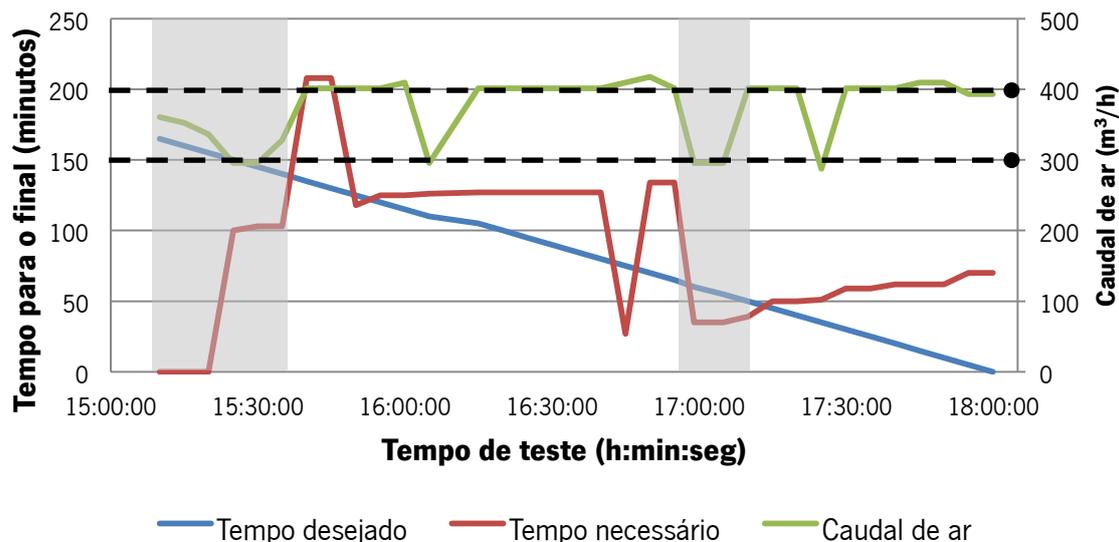


Figura 6. 4 – Comparação entre as variáveis tempo e o caudal de ar extraído durante Teste 1

(Tempo / Caudal de ar – Tempo de teste)

Ao observar a linha de caudal de ar com as duas variáveis de tempo pode-se observar, nas zonas sombreadas, uma concordância entre a modelação de caudal e o tempo necessário quando este é inferior ao tempo desejado, indo em acordo com o pretendido pela estratégia de controlo.

É de notar, que de acordo com o tempo disponível de teste para o aquecimento da água, o tempo necessário devia ser razoavelmente superior ao tempo desejado, tal não se verifica na segunda zona sombreada, tal pode ser explicado por uma altura de teste em que as condições de temperatura e transferência de potência foram superiores, de tal forma que a se manterem, permitiriam acabar no tempo previsto, mas pouco tempo depois observa-se uma retoma à evolução normal, tendo de concluir que terá sido um evento exponencial e situacional criado por condições anormais ao funcionamento regular da bomba de calor. Embora seja considerado um evento situacional, serve como exemplo para verificar a adaptação do ventilador quando as necessidades de aquecimento de água sanitária variam. As variações de caudal, aumento ou diminuição foram acompanhadas por calibrações da perda de carga da conduta para manter o valor de 140 Pa no decorrer do Teste 1.

6.2. Teste Funcional 2

O Teste 2, segundo teste realizado de uma bateria de quatro testes foi realizado para confirmação do desenvolvimento do Teste 1, sendo que neste caso também o tempo disponível para aquecimento da água sanitária é insuficiente para conseguir atingir a temperatura de *set-point* de 50°C.

Tal como na apresentação dos resultados anteriores, o primeiro ponto a ser analisado é a componente térmica e energética do teste, desde o desenvolvimento de temperaturas, potências transferidas e consumidas e o tempo de aquecimento. Sendo mostrado na Figura 6.5 em baixo, as temperaturas de topo do tanque e do ar, tendo em conta a temperatura de *set-point*.

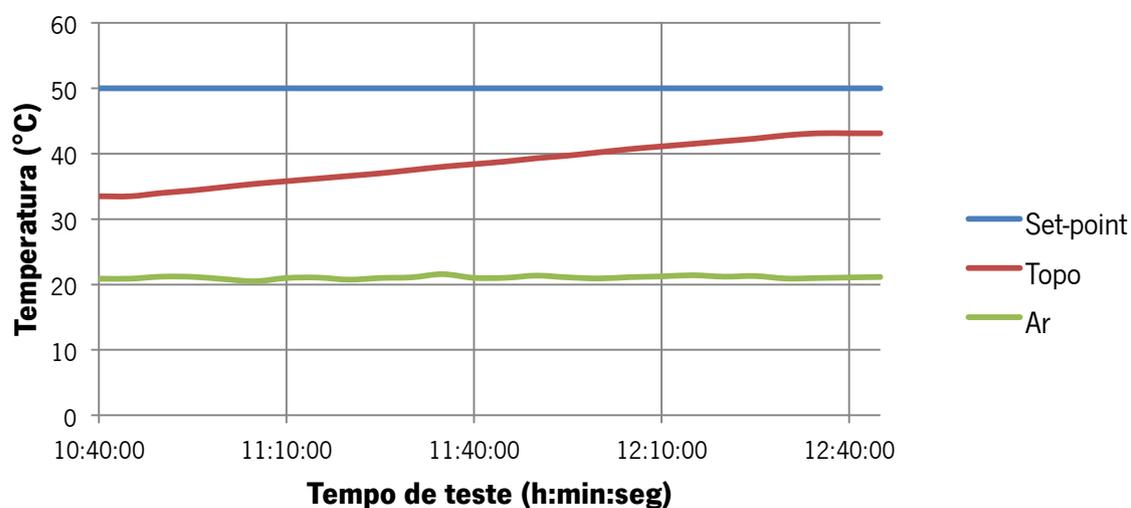


Figura 6.5 – Evolução de temperatura durante Teste 2

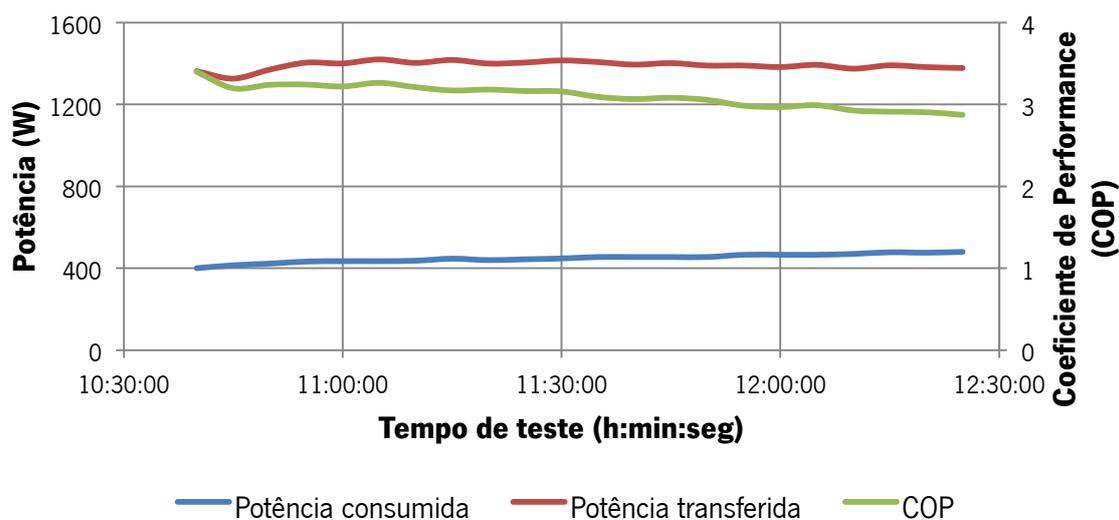
(Temperatura – Tempo de teste)

Tal como esperado, a Figura 6.5 mostra que não houve o tempo de aquecimento suficiente para atingir a temperatura de *set-point* pretendida. A temperatura do ar está muito perto do valor de *software* de 20°C. Na Tabela 6.3 é apresentado um resumo dos resultados principais a ter em conta da Figura 6.5.

Tabela 6. 3 – Resultados principais de evolução de temperatura durante Teste 2

Temperatura média do ar	°C	21,1
Temperatura <i>set-point</i>	°C	50
Temperatura inicial	°C	33,5
Temperatura máxima atingida	°C	43,1
Tempo de funcionamento da bomba de calor	h:min	1:54
Velocidade de aquecimento	°C/hora	5,1

Ainda relativamente à componente energética do Teste 2, registos foram realizados para a potência consumida e potência térmica transferida para a água, com estes dois fatores é calculado um COP instantâneo que caracteriza a performance do equipamento para o aquecimento de água sanitária.

**Figura 6. 6** – Análise de potência e performance durante Teste 2

(Potência / COP – Tempo de teste)

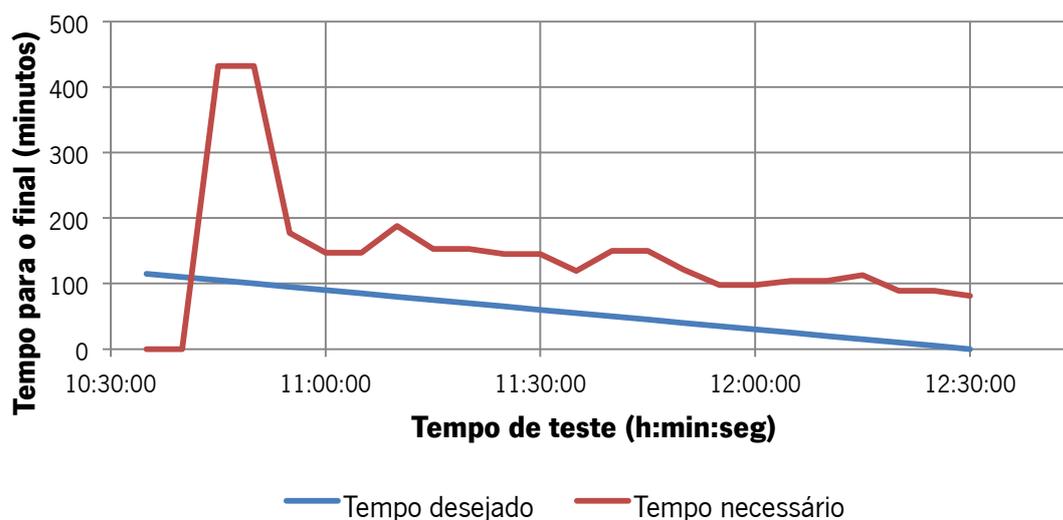
Em baixo na Tabela 6.4 são apresentados os principais valores da Figura 6.6, valores máximos, mínimos e médios registados durante o Teste 2.

Tabela 6. 4 – Resultados principais da análise de potência e performance durante Teste 2

	Potência consumida (W)	Potência transferida (W)	Coefficiente de Performance
Valor mínimo	401	1326	2,87
Valor médio	449	1391	3,10
Valor máximo	480	1419	3,39

Como se pode verificar, os valores de potência transferida são estáveis e de valor equilibrado no decorrer do tempo de teste. O coeficiente de performance é de valor aceitável e de acordo com o mapeamento da bomba de calor. Para além dos fatores energéticos e de performance, é também necessário analisar as variáveis registadas do HMI, como as variáveis de tempo e a evolução do caudal extraído para alimentação da bomba de calor.

Como pode ser observado na Figura 6.5, a temperatura de *set-point* não foi atingida, é de esperar que a evolução do caudal se deve manter no máximo de extração, para recuperar o tempo insuficiente para aquecimento. As variáveis devem mostrar um desenvolvimento do tempo necessário com valores superiores ao tempo desejado, devido ao encurtamento do tempo de aquecimento disponível. Em baixo, na Figura 6.7, pode-se observar a variação e comparação das duas variáveis de tempo.

**Figura 6. 7** – Comparação entre o tempo final e o tempo necessário durante Teste 2

(Tempo para o final – Tempo de teste)

O primeiro ponto de análise à Figura 6.7, é o pico registado no início do funcionamento da bomba de calor, após o primeiro cálculo, 8 minutos após o começo do aquecimento da água quente. O motivo para este evento, é a estratificação realizada no tanque durante o tempo entre o Teste 1 e o Teste 2 que provocou uma descida de temperatura, tornando a temperatura da água no ponto de pesca da bomba de água como um dos pontos de temperatura mais baixa. Aquando do arranque dos componentes da bomba de calor, a transferência de calor é iniciada com a temperatura baixa e com uma temperatura de refrigerante ainda fora do valor estável e normalizado, que provoca uma baixa transferência de energia e com esta velocidade de aquecimento, o tempo aumenta substancialmente. Esta explicação confirma-se pela descida do tempo necessário após o segundo ponto de cálculo, em que a temperatura do refrigerante estabiliza e a velocidade de aquecimento diminui para níveis regulares.

Em comparação com o Teste 1, o Teste 2 mostra um cálculo mais estabilizado, não se verificando os picos de decréscimo de tempo necessário e demonstra uma linha de acordo com o esperado em que após o arranque da bomba de calor, o tempo necessário é superior ao tempo desejado, mostrando que o tempo de aquecimento disponível era insuficiente e que a temperatura de *set-point* não foi atingida. O ponto seguinte a ser analisado, é verificar se a evolução do caudal vai de acordo com os valores de tempo necessário. Em baixo, na Figura 6.8 é demonstrada a evolução do caudal de acordo com a comparação entre as variáveis de tempo.

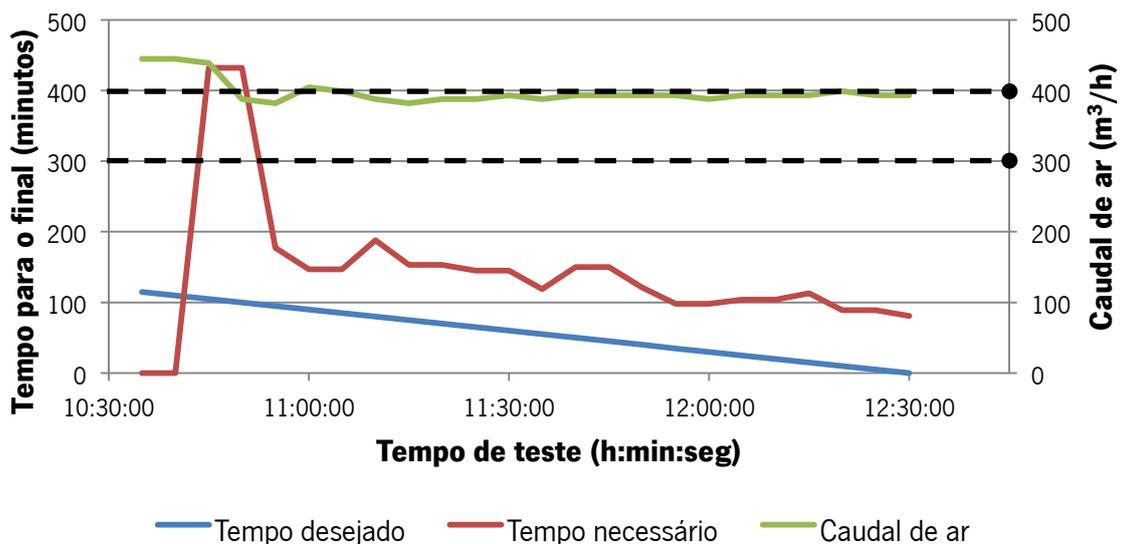


Figura 6. 8 – Comparação entre as variáveis tempo e o caudal de ar extraído durante Teste 2

(Tempo / Caudal de ar – Tempo de teste)

Numa primeira análise à Figura 6.8, é a observação de um valor superior ao limite máximo estabelecido para a ventilação, este evento pode ser explicado pelo tempo que o ventilador demora a equilibrar e a assumir as rotações desejadas para o caudal de ar pretendido, pouco tempo depois o ventilador equilibra e assume a velocidade para o caudal desejado. Uma análise global à evolução do caudal vai de acordo com a evolução do tempo necessário, que é durante o tempo de teste superior ao tempo desejado, prevendo uma evolução ao nível do caudal máximo de extração. Esta previsão é confirmada na Figura 6.8, em que o caudal de ar mantém-se sobre a linha de caudal máximo.

O Teste 1 e 2 foram ambos realizados com tempo de aquecimento insuficiente, sendo os resultados do Teste 2 mais equilibrados, sem quebras ou picos de valores, mostrando uma concordância entre a previsão e os resultados reais, tanto em termos das variáveis de tempo como na correspondente evolução do caudal de ar extraído.

Outro ponto verificado no decorrer do Teste 2, foi o funcionamento da função de ventilação, isto é, após o aquecimento de água a bomba entra em modo *standby* mas o ventilador tem de continuar em funcionamento para corresponder à função VMC. O seu fluxo é determinado pelo Modo “Vent” em que o utilizador define o tipo de ventilação e tempo de funcionamento de acordo com as suas necessidades, como mostrado anteriormente na Figura 5.4. Em baixo pode-se observar a Figura 6.9 que representa a evolução do caudal entre as 12h30 e as 13h30 em que a bomba de calor está fora do modo de funcionamento e que o modo de ventilação está ativado para ventilação mínima. Isto significa que se deve verificar dentro desse intervalo o caudal no nível mínimo.

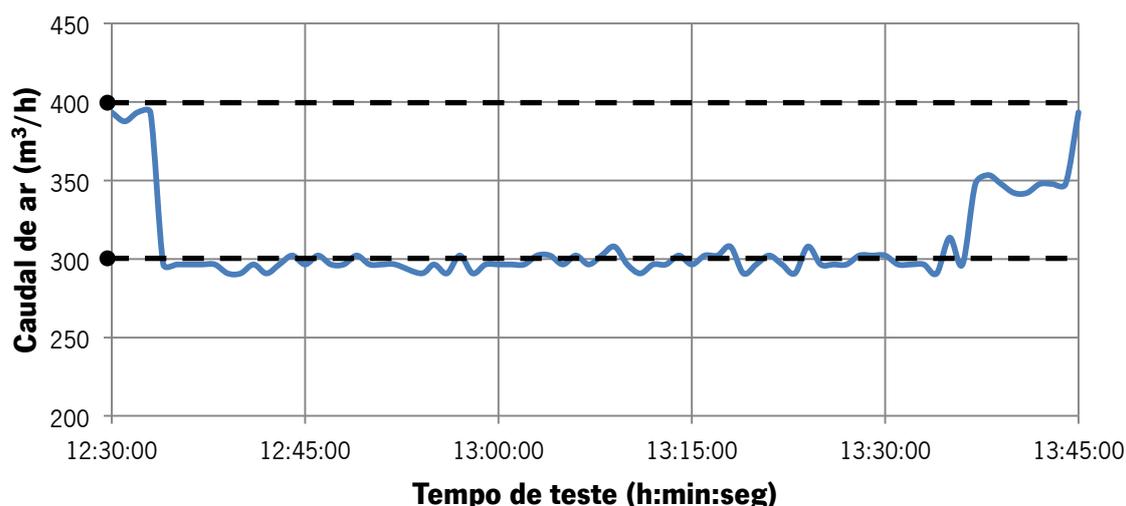


Figura 6. 9 - Evolução do caudal de ventilação durante Teste 2

(Caudal de ar – Tempo de teste)

Ao observar a evolução do caudal de ar na Figura 6.9, verifica-se que o ventilador adaptou a sua velocidade para o caudal mínimo, tal como era estipulado no modo “Vent”, provando que o modo de ventilação funcionou corretamente. As variações de caudal, aumento ou diminuição foram acompanhadas por calibrações da perda de carga da conduta para manter o valor de 120 Pa no decorrer do Teste 2.

6.3. Teste Funcional 3

O Teste 3, foi o terceiro teste da bateria de quatro em que, a principal diferença é o tempo de aquecimento ser suficiente para atingir a temperatura de *set-point*, sendo que o teste decorre das 13h30 às 18h00, dando intervalo para efetuar um *tapping* e com o fator de o Teste 2 ter decorrido antes do Teste 3 a temperatura inicial do tanque é próxima do valor de *set-point*.

Como na apresentação de resultados dos testes anteriores, a primeira análise é à componente térmica do teste, temperatura do topo do tanque e temperatura do ar, tendo em conta a temperatura de set-point. Na Figura 6.10 em baixo, pode-se observar a evolução da temperatura ao longo do tempo de teste.

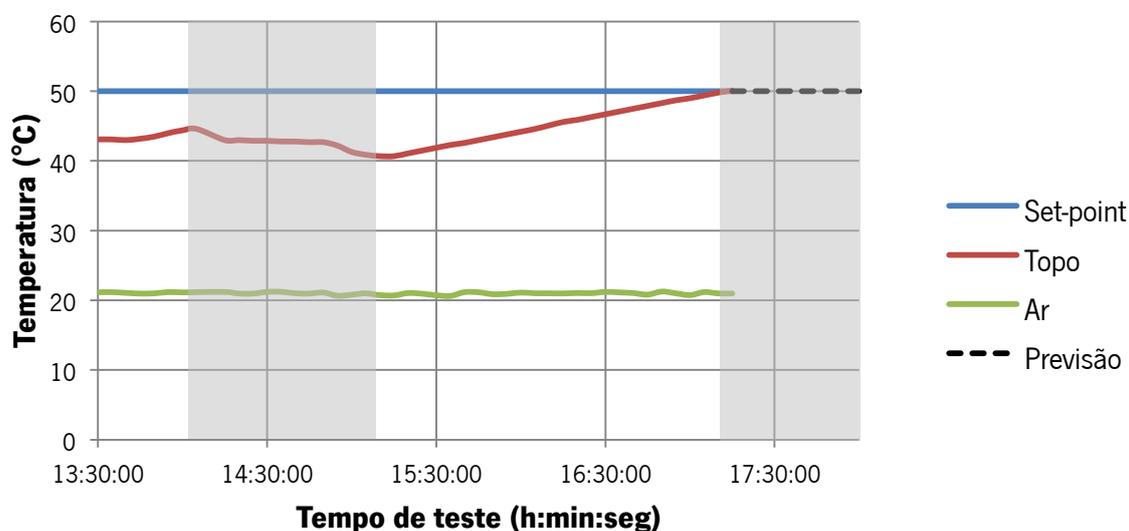


Figura 6. 10 – Evolução de temperatura durante Teste 3

(Temperatura – Tempo de teste)

A Figura 6.10 mostra como primeiro ponto de análise que a temperatura de set-point foi atingida, de notar que a temperatura é atingida antes do tempo final de funcionamento às 18h00, como

verificado na zona sombreada. Sendo que, se a recuperação de dados continuasse a temperatura iria manter-se no *set-point* com a bomba de calor em *standby*, sendo mostrado pela previsão. O *tapping* efetuado tal como relatado na descrição dos testes funcionais, realizado às 14h00 com as características de um *Bath* de ciclo L, de acordo com a EN16147. A caracterização do *tapping* é apresentada anteriormente na Tabela 5.1. Na primeira zona sombreada pode-se verificar a descida de temperatura consequente da realização do *tapping*. Os principais resultados da evolução de temperatura são apresentados em baixo na Tabela 6.5.

Tabela 6. 5 – Resultados principais de evolução de temperatura durante Teste 3

Temperatura média do ar	°C	21
Temperatura <i>set-point</i>	°C	50
Temperatura inicial	°C	43,1
Temperatura mínima após <i>tapping</i>	°C	40,7
Temperatura máxima atingida	°C	50,1
Tempo de funcionamento da bomba de calor	h:min	3:36
Velocidade de aquecimento após <i>tapping</i>	°C/hora	4,8

A segunda componente da análise térmica é a evolução da potência consumida e transferida e consequente coeficiente de performance da bomba de calor, que no Teste 3 se trata também de um COP instantâneo. A evolução destes fatores é apresentada em baixo na Figura 6.11.

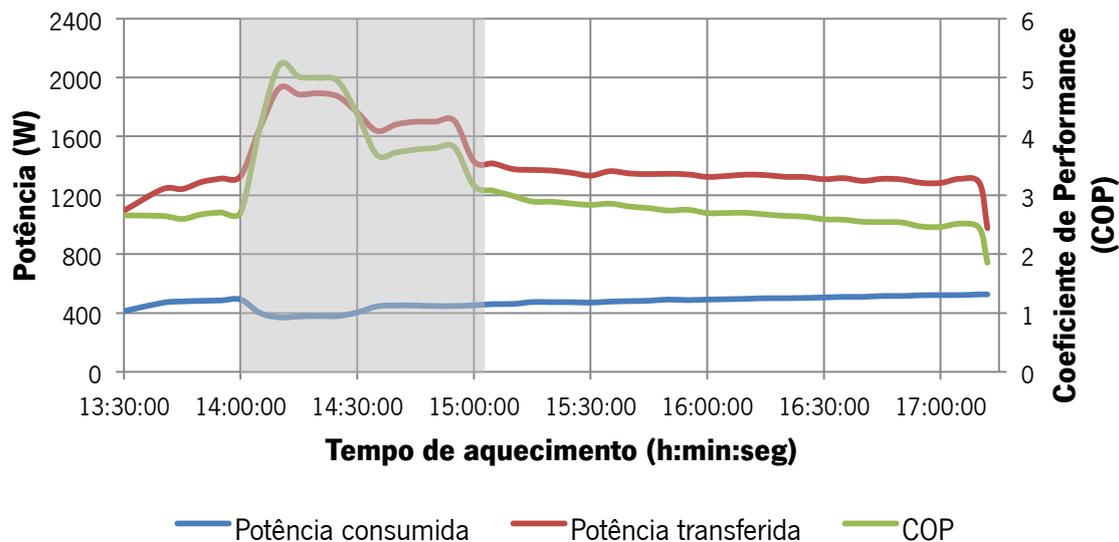


Figura 6. 11 – Análise de potência e performance durante Teste 3

(Potência / COP – Tempo de aquecimento)

Em baixo na Tabela 6.6 são apresentados os principais valores da Figura 6.11, valores máximos, mínimos e médios registados durante o Teste 3.

Tabela 6. 6 – Resultados principais da análise de potência e performance durante Teste 3

	Potência consumida	Potência transferida	Coeficiente de Performance
	(W)	(W)	
Valor mínimo	370	975,9	1,9
Valor médio	470,9	1421,9	3,1
Valor máximo	526	1930,2	5,2

Ao observar a evolução das variáveis na Figura 6.11 e os valores da Tabela 6.6, como primeira nota referenciar a zona sombreada a representar o intervalo de tempo em que ocorre descida de temperatura consequente do *tapping* efetuado. Nessa mesma zona sombreada ocorre um pico de potência transferida, que se deve ao facto de ser no momento em que é iniciado o *tapping* e ocorre a entrada de água da rede no tanque, baixando a temperatura de entrada no condensador e assim aumentado o intervalo de temperatura para a transferência de calor e a potência transferida para a água. Após esse pico inicia-se um decréscimo da potência de acordo com o esperado devido à

estabilização da diferença de temperatura no condensador. No final da zona sombreada quando volta a ocorrer aumento de temperatura a evolução da potência transferida e do COP vai de acordo com as evoluções verificadas nos testes anteriores.

A análise às variáveis de tempo, desejado e necessário, devem ser vistas tendo em conta que a temperatura de set-point foi atingida. Outro ponto a ter em conta é o término do funcionamento da bomba de calor antes do tempo, que indica que o caudal a ser extraído durante o aquecimento deve ser mínimo. No decorrer do teste, fora dos intervalos de descida de temperatura deve-se observar o tempo necessário inferior ao tempo desejado. A comparação entre o tempo desejado e o tempo necessário é observado na Figura 6.12 em baixo.

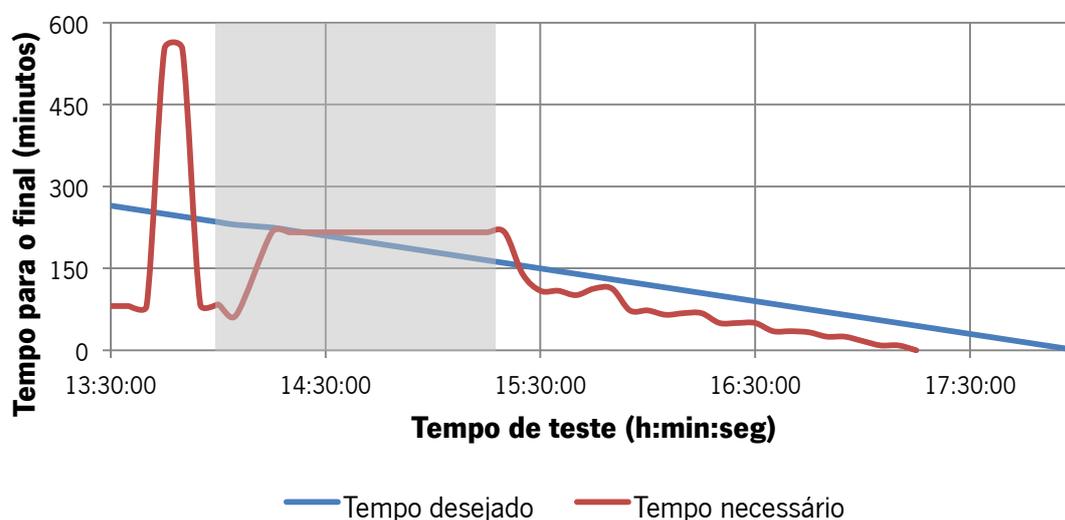


Figura 6.12 – Comparação entre o tempo final e o tempo necessário durante Teste 3

(Tempo para o final – Tempo de teste)

Ao observar a Figura 6.12, o primeiro ponto de análise é o pico pouco depois do arranque da bomba de calor, justificado pelo equilíbrio de temperaturas no início do funcionamento, provocando uma baixa transferência de calor e o cálculo do tempo necessário aumenta, após o segundo cálculo verifica-se uma normalização do tempo abaixo do tempo desejado. Com a realização do *tapping*, representado na Figura 6.12 pela zona sombreada, a temperatura na parte inferior do tanque diminui elevando o tempo necessário, quando a temperatura começa a diminuir em todo o tanque, o cálculo da variável não é calculado e por isso observa-se um valor constante e só a partir do momento em que volta a ocorrer aquecimento da água se verifica um novo cálculo e novamente o tempo necessário evolui com valores inferiores ao tempo desejado.

Na Figura 6.13 em baixo, pode-se observar a evolução do caudal com a comparação entre as variáveis de tempo, de modo a confirmar o aumento do caudal extraído com a realização do *tapping* e a adaptação do caudal com o tempo necessário.

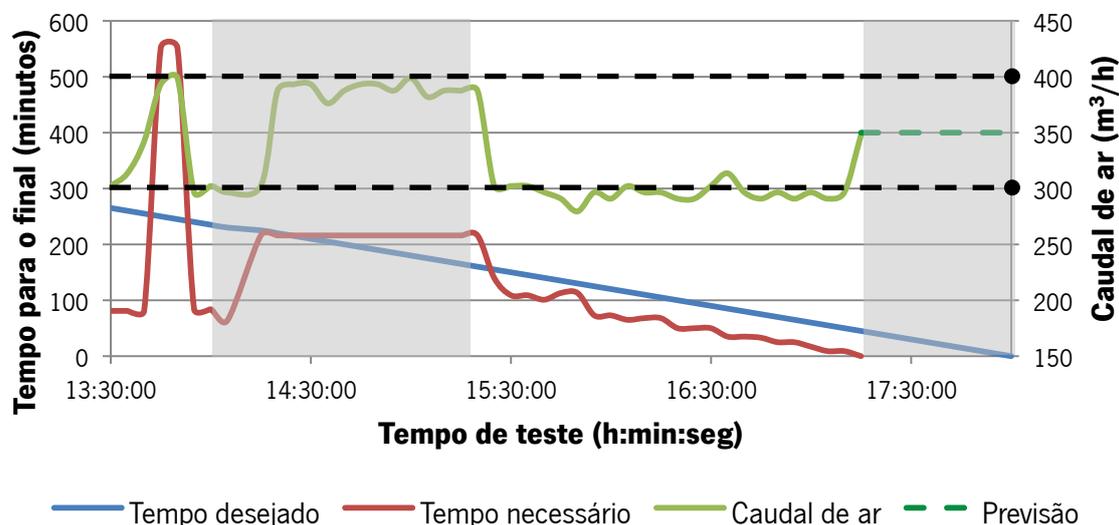


Figura 6. 13 – Comparação entre as variáveis tempo e o caudal de ar extraído durante Teste 3

(Tempo / Caudal de ar – Tempo de teste)

Observando a Figura 6.13 verifica-se uma evolução do caudal coerente com a comparação entre as duas variáveis de tempo, quando o tempo necessário é superior ao tempo desejado o caudal é elevado para o máximo e quando se regista o inverso, o caudal é modelado, neste teste, para o caudal mínimo. A modelação do caudal para o nível mínimo revela que para o aquecimento terminar no tempo final pretendido o caudal necessário seria inferior ao limite mínimo, tal não é permitido para respeitar as restrições das necessidades de ventilação.

Tendo em conta o fluxograma da estratégia de controlo apresentado anteriormente na Figura 4.1, outra condição que limita o caudal é a diferença de temperatura do topo. A relação entre esta condição e o caudal de ar é representada na Figura 6.14.

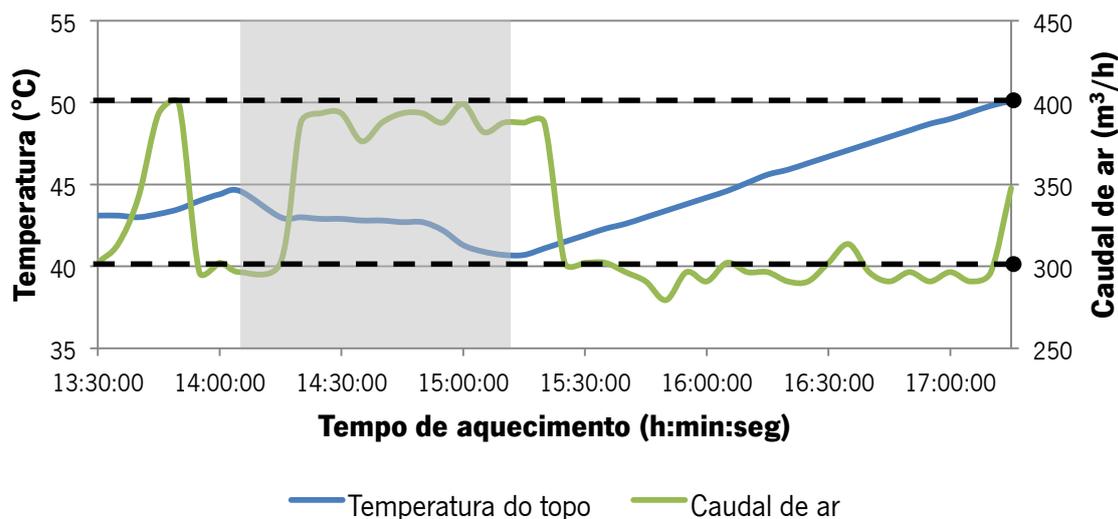


Figura 6. 14 – Comparação entre a temperatura do topo do tanque e o caudal de ar extraído durante Teste 3

(Temperatura / Caudal de ar – Tempo de aquecimento)

A Figura 6.14 mostra que a condição estipulada na estratégia de controlo em que, de acordo com a temperatura do topo, o caudal deve variar conforme as necessidades. Observando a zona sombreada na Figura 6.14, representando o tempo de *tapping*, pode-se verificar que quando a temperatura, inicia um decréscimo de valor, o caudal aumenta para o máximo de caudal. Este ponto confirma a condição que quando a diferença de temperatura no topo é menor que zero, ou seja, negativa, o caudal de extração deve ser dirigido para o máximo. Outro ponto, é a modelação do caudal que varia de acordo com a temperatura do tanque, como por exemplo, após o final do *tapping* e início de novo aumento de temperatura, o caudal de ar modela para o valor mais próximo de cumprir a condição de atingir a temperatura máxima no tempo final de funcionamento. Neste caso, o valor para o qual o caudal é modelado é o valor mínimo de extração, sendo que este valor é superior ao necessário para terminar no tempo final com a temperatura de *set-point*. As variações de caudal, aumento ou diminuição, foram acompanhadas por calibrações da perda de carga da conduta para manter o valor de 120 Pa no decorrer do Teste 3.

6.4. Teste Funcional 4

O Teste 4 foi o último teste de uma bateria de quatro testes, em que o objetivo era verificar os resultados do Teste 3, isto é, observar novamente o funcionamento da bomba de calor com tempo suficiente para aquecimento da água até à temperatura de *set-point*. O Teste 4 decorre desde as 10h00 até às 12h35, dando espaço de tempo para a realização de um *tapping* de modo a aumentar o tempo de aquecimento.

A primeira parte de apresentação e análise dos resultados do teste, é referente à evolução das variáveis de temperatura ao longo do intervalo de aquecimento, desde a temperatura inicial até à temperatura de *set-point* em função de variáveis, como a temperatura do ar. Na Figura 6.15 em baixo, pode-se observar a evolução das temperaturas.

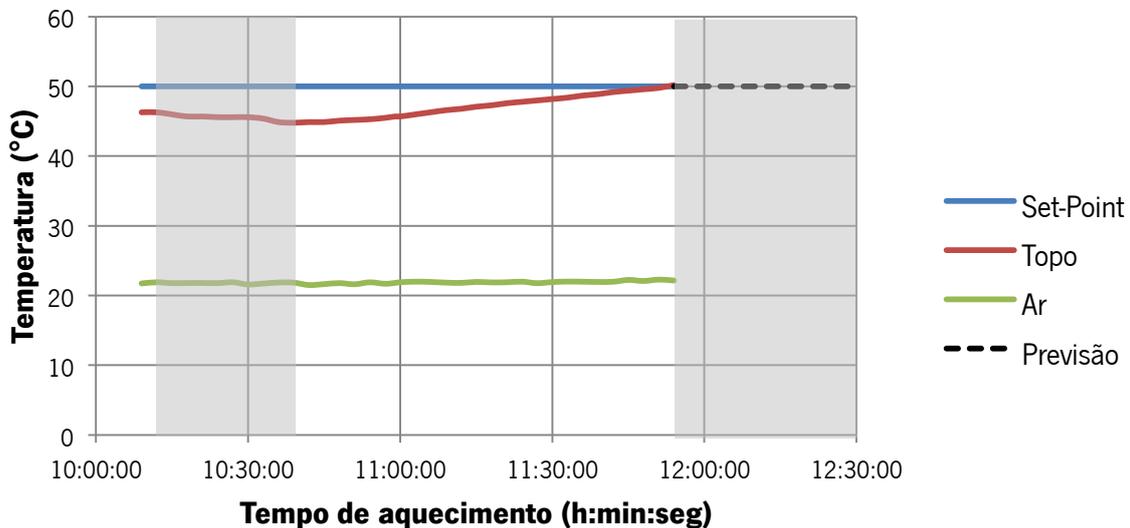


Figura 6. 15 – Evolução de temperatura durante Teste 4

(Temperatura – Tempo de aquecimento)

O primeiro ponto a ser analisado é a temperatura de topo atingir a temperatura de *set-point* dentro do intervalo de funcionamento, embora este ponto tenha sido atingido antes do tempo final de funcionamento às 12h30. A recolha de dados é terminada quando a temperatura de set-point é atingida, se a recolha continuasse a evolução das temperaturas seria de acordo com a previsão demonstrada na Figura 6.15. Tal como descrito para o Teste 4, um *tapping* é efetuado às 10h00 de acordo com a norma EN16147 cujas características são de um “*Showel*” de ciclo L. A caracterização do *tapping* é representado na Tabela 5.2. A zona sombreada na Figura 6.15, mostra o intervalo de

tempo em que ocorre um decréscimo de temperatura devido ao *tapping*. Em relação à temperatura do ar registado durante o teste, é perto do valor considerado para o *software* de 20°C. Os principais resultados são apresentados na Tabela 6.7 em baixo.

Tabela 6. 7 – Resultados principais de evolução de temperatura durante Teste 4

Temperatura média do ar	°C	21,9
Temperatura <i>set-point</i>	°C	50
Temperatura inicial	°C	46,3
Temperatura mínima após <i>tapping</i>	°C	44,8
Temperatura máxima atingida	°C	50,2
Tempo de funcionamento da bomba de calor	h:min	1:45
Velocidade de aquecimento após <i>tapping</i>	°C/hora	4,4

A seguinte componente de análise é a componente de potência, consumida e transferida, durante o tempo de aquecimento. Com estas duas variáveis é possível determinar o coeficiente de performance, que neste caso se trata de um cálculo instantâneo. Em baixo pode-se observar a evolução da potência ao longo do tempo de aquecimento.

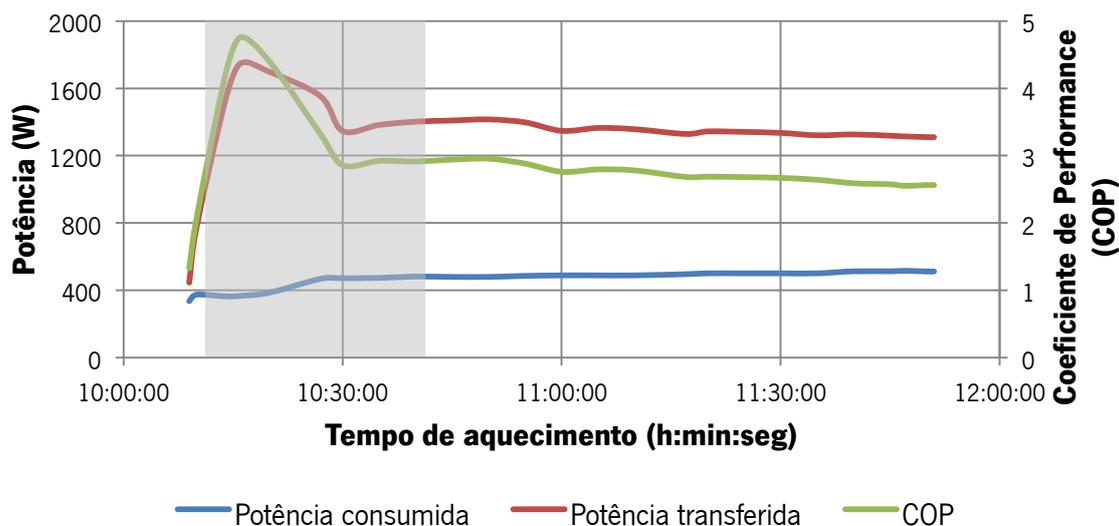


Figura 6. 16 – Análise de potência e performance durante Teste 4

(Potência / COP – Tempo de aquecimento)

Em baixo, na Tabela 6.8, são apresentados os principais valores da Figura 6.16, valores máximos, mínimos e médios registados durante o Teste 4.

Tabela 6. 8 – Resultados principais da análise de potência e performance durante Teste 4

	Potência consumida (W)	Potência transferida (W)	Coefficiente de Performance
Valor mínimo	336	446,3	1,3
Valor médio	467,3	1337,1	2,9
Valor máximo	515	1747,2	4,7

Tal como no Teste 3, verifica-se um pico de potência transferida após o *tapping*, justificado pela diminuição da temperatura à entrada do condensador com a entrada de água mais fria da rede no tanque, aumentando o intervalo de transferência de calor no condensador. A partir do ponto em que a temperatura volta a aumentar, verifica-se o comportamento estabilizado, que segue em acordo com o verificado nos testes anteriores.

Outro ponto importante de análise, é as variáveis de tempo, desejado e necessário, para melhor perceção do exercício da estratégia de controlo durante o funcionamento da bomba de calor. Antes de observar os dados, deve-se notar que a temperatura de set-point foi atingida antes do tempo final desejado, o que leva à antecipação que o tempo necessário deve-se encontrar normalmente em valores inferiores ao tempo desejado. Em baixo, na Figura 6.17, pode-se observar a evolução e comparação entre as duas variáveis de tempo.

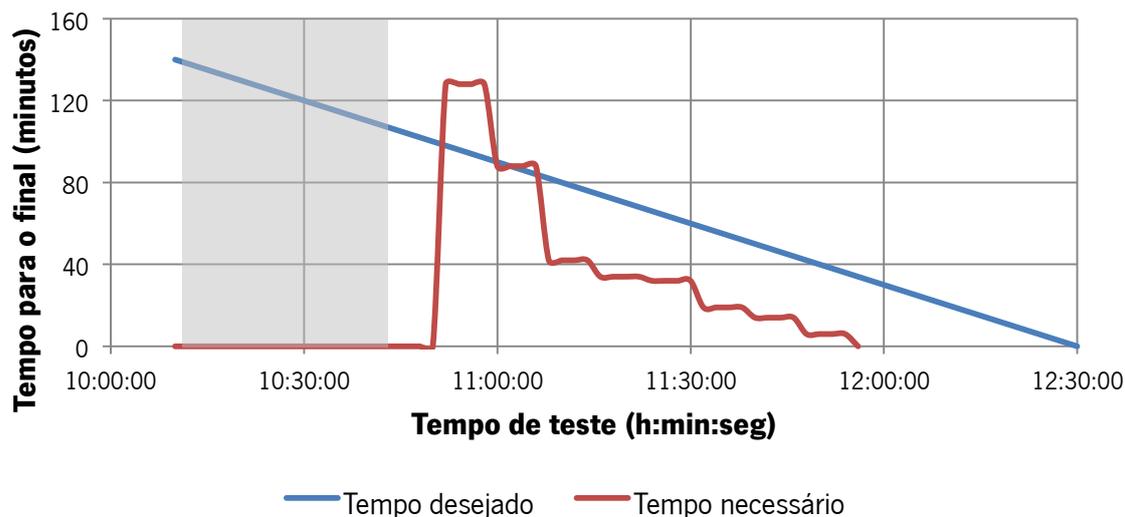


Figura 6. 17 – Comparação entre o tempo final e o tempo necessário durante Teste 4

(Tempo para o final – Tempo de teste)

Em primeira análise, verifica-se uma ausência de tempo necessário calculado, esse intervalo de tempo encontra-se na zona sombreada, que representa o início do *tapping* até ao momento em que a temperatura no tanque volta a aumentar. Esta ausência de cálculo é justificável pelo tempo de início de *tapping*, que se realizou perto do início de funcionamento da bomba de calor, e sendo que o intervalo de tempo entre cálculos é de 8 minutos, tornando impossível iniciar o cálculo, porque a temperatura do tanque já estava a diminuir antes do final do primeiro cálculo, que segundo a estratégia de controlo, se a temperatura no tanque estiver a diminuir, o método não efetua cálculo e direciona diretamente para a ordem de caudal máximo de extração. Só quando a temperatura volta a aumentar se inicia novamente, após 8 minutos, o método de cálculo para determinar o tempo necessário. Este ponto pode ser verificado na Figura 6.17, que após o final da zona sombreada, 8 minutos depois, efetua o cálculo e inicia o registo das variáveis calculadas.

Tal como esperado, após o final do *tapping* ocorre um pico de tempo necessário, devido à velocidade de aquecimento ser mais lenta, mas após a estabilização das temperaturas, o tempo necessário toma valores inferiores ao tempo desejado, estando em acordo com o fato, que o aquecimento até temperatura de *set-point* foi terminado antes do tempo final de funcionamento.

Sendo um dos pontos da estratégia de controlo, a relação entre a comparação das duas variáveis de tempo e o caudal de ar extraído é registada e apresentada em baixo, na Figura 6.18.

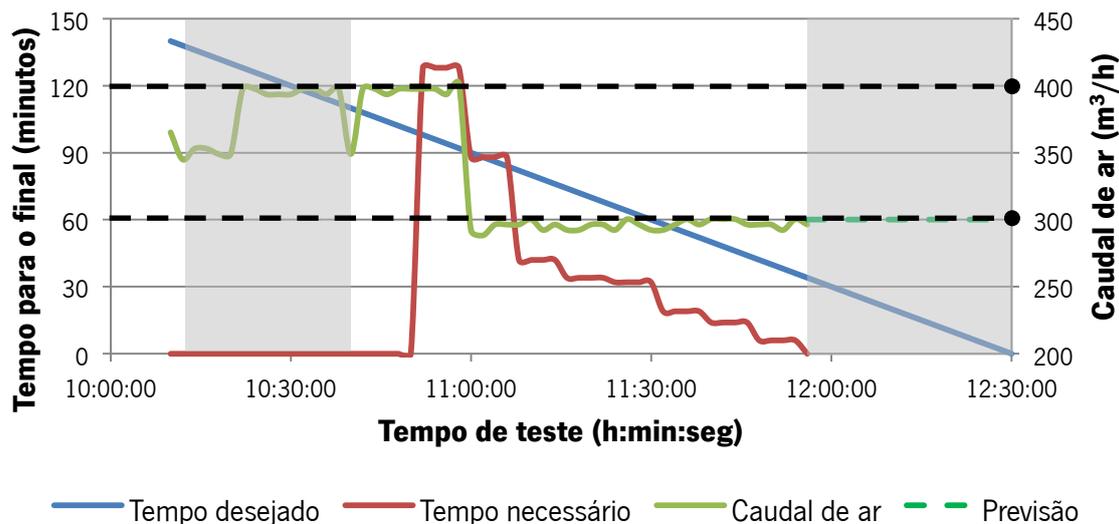


Figura 6. 18 – Comparação entre as variáveis tempo e o caudal de ar extraído durante Teste 4

(Tempo / Caudal de ar – Tempo de teste)

Ao observar a Figura 6.18, o caudal de ar é bem estabelecido em relação à comparação entre as duas variáveis de tempo, verificando-se quando o tempo necessário é superior ao desejado, um aumento do caudal de ar extraído e quando o tempo necessário é inferior ao desejado, uma diminuição do caudal extraído. De salientar, que na primeira zona sombreada, embora o tempo necessário seja menor que o tempo desejado o caudal encontra-se no máximo, porque é durante a realização do *tapping* que a temperatura diminui e o caudal é elevado para o máximo.

Para além desta relação, o caudal a ser extraído também depende da temperatura no tanque, sendo que essa relação é demonstrada na Figura 6.19 em baixo.

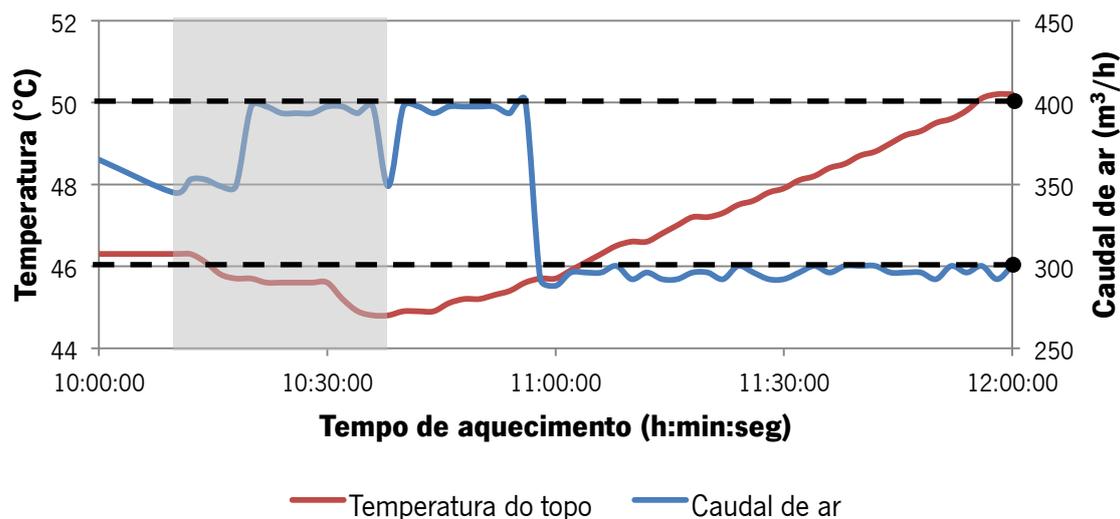


Figura 6. 19 – Comparação entre a temperatura do topo do tanque e o caudal de ar extraído durante Teste 4

(Temperatura / Caudal de ar – Tempo de aquecimento)

Tendo em análise a Figura 6.19, pode-se observar uma boa correspondência entre a temperatura e o caudal de ar extraído, a relação entre estes dois fatores é tendo em conta o aumento ou diminuição da temperatura no tanque. Na Figura 6.19, pode-se observar que quando a temperatura está em decréscimo o caudal encontra-se no máximo e que quando a temperatura aumenta o caudal de ar é modelado. Após o final da zona sombreada, que representa o intervalo de diminuição de temperatura após o *tapping*, a extração encontra-se no caudal máximo para estar de acordo com o apresentado anteriormente na Figura 6.17, em que o tempo necessário é superior ao tempo desejado. A modelação do caudal pode ser verificada com o decréscimo do caudal de ar do máximo para o mínimo quando ocorre uma diminuição do tempo necessário, em conjunto com um aumento de temperatura no tanque. As variações de caudal, aumento ou diminuição foram acompanhadas por calibrações da perda de carga da conduta, para manter o valor de 100 Pa no decorrer do Teste 4.

6.5. Pontos comuns aos testes realizados

Uma das variáveis comuns a todos os testes realizados, é a adaptação da velocidade do ventilador de acordo com a perda de carga assumida e inserida no HMI para o método de cálculo. Em baixo pode-se observar a comparação da velocidade do ventilador para o mesmo caudal de extração durante os Testes 3 e 4 em que um teste tem 120 Pa e outro 100 Pa de perda de carga respetivamente. A comparação é realizada com valores registados no mesmo intervalo de duração.

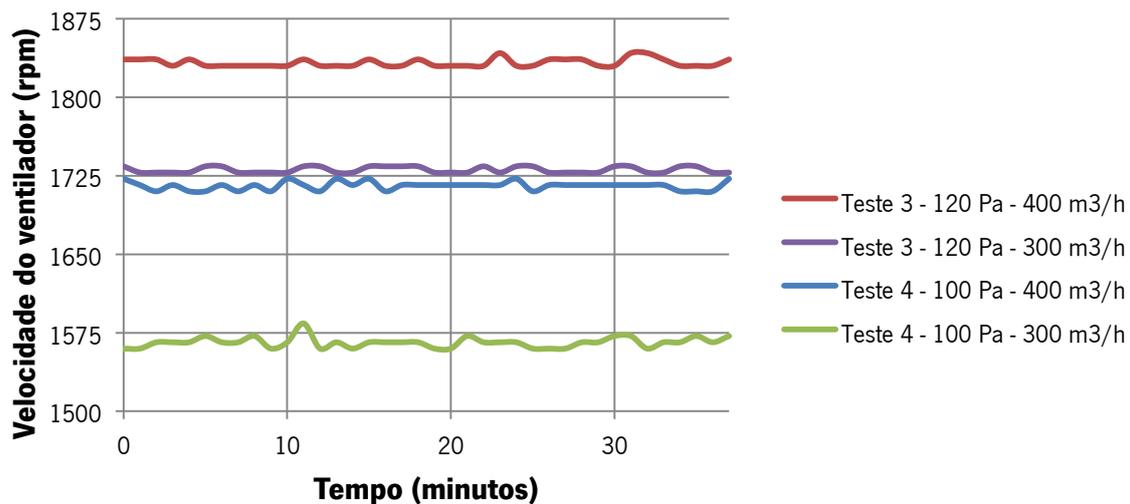


Figura 6. 20 – Comparação da velocidade do ventilador com a perda de carga

(Velocidade do ventilador – Tempo)

Pela Figura 6.20, pode-se observar a diferença de velocidade em conta com a perda de carga assumida e calibrada. Quanto maior a perda de carga a que a rede está sujeita maior é a velocidade do ventilador para vencer a pressão e extrair o mesmo volume de ar, esta variação segue em linha com o estipulado na estratégia de controlo e na definição dos parâmetros de cálculo.

Capítulo 7 – Conclusões e Trabalhos Futuros

Neste capítulo, são apresentadas as principais conclusões retiradas do trabalho realizado e a proposta de trabalhos a serem desenvolvidos no futuro.

7.1. Conclusões

Após o estudo dos fenómenos, componentes e funcionamento das duas principais variantes, aquecimento de água sanitária e ventilação, duas construções do sistema global foram estipuladas, sistema de ventilação com ou sem recuperação de calor. Cada sistema tem os seus requisitos e especificações, como tal, uma definição e análise dos mesmos foi conduzida.

Os requisitos e compatibilidade da bomba de calor com um sistema de ventilação sem recuperação de calor analisados, comprovaram a existência, principalmente, de restrições e limitações das necessidades de ventilação de acordo com a configuração da casa e da rede de ventilação em que o equipamento é instalado. As restrições abrangem principalmente, o caudal de ar de extração pela ventilação que irá depois alimentar a bomba de calor. Em termos energéticos a fonte de energia da bomba de calor pelo ar extraído da ventilação é de valores constantes em que tem em conta a construção da casa e equipamentos de aquecimento de espaços, sendo que em sistemas sem recuperação de calor o ar extraído pode estar dentro da gama de 18 a 21°C. Esta instalação sem recuperação de calor consegue assim recuperar alguma parte da energia que de outra maneira seria desperdiçada para o exterior.

Em sistemas com recuperação de calor, o principal requisito que influencia a bomba de calor é a temperatura do ar no ponto de exaustão, após passagem da unidade de recuperação de calor e ao usar a energia presente consegue-se reduzir quase a 0% o desperdício de energia presente da casa com o sistema de recuperação e a bomba de calor em funcionamento conjunto. O ar de exaustão nesta configuração é considerada para a fonte de energia da bomba de calor, para tal torna-se imperativo determinar quais seriam as gamas de temperaturas e humidade relativa em que poderia a fonte de calor variar. A transferência de calor na unidade realiza-se num permutador de calor ar-ar com troca de calor em fluxo cruzado-contracorrente e para conhecer a temperatura do ar de exaustão é necessário efetuar um dimensionamento energético, que tendo em conta a geometria e valores de entrada de temperatura e humidade relativa nos pode auferir quais as temperaturas do ar de exaustão e assim também determinar qual a performance da bomba de calor nessas condições.

O desenvolvimento e aplicação de um modelo matemático de acordo com o método NTU- ϵ , permite determinar qual a temperatura do ar de exaustão resultante da transferência de calor pelo permutador, de acordo com *Use Cases* de condições recomendadas. Para maior confiança dos resultados do modelo, uma validação foi realizada com uma comparação entre o modelo desenvolvido e um modelo desenvolvido por Li-Zhi Zhang (2010). Tornando as variáveis geométricas e de entrada

iguais ao modelo de Li-Zhi Zhang (2010), tendo em conta que também este modelo tomava um permutador de calor com fluxo em cruzado-contracorrente. O final da comparação entre os dois modelos apresentou resultados com desvios percentuais muito baixos tornando o modelo matemático validado.

A performance da bomba de calor é verificada sob determinadas condições estipuladas por *Use Cases*, que abrangem a gama de temperaturas possível de encontrar em instalações. Usando o modelo matemático desenvolvido, é efetuado para cada *Use Case* uma comparação com três fontes de calor para a bomba de calor de origens diferentes, do exterior, da ventilação e da unidade de recuperação de calor. Através de um mapeamento do funcionamento da bomba de calor em diferentes condições de temperatura do ar, da água e de velocidade do ventilador, o resultado é a evolução de variáveis como a potência transferida, a potência consumida e o COP instantâneo. Pelos resultados obtidos, a principal observação, é a performance superior da alimentação pelo ar de exaustão em relação ao ar exterior, exceto em casos extremos. Entre a alimentação feita pelo ar extraído e o ar de exaustão torna-se evidente que a extração direta da ventilação sem recuperação de calor oferece uma performance melhor e mais constante, mas esta comparação deve ser realizada tendo em conta para além da performance, também o desperdício de energia em que, no caso de com recuperação de calor é quase inexistente. Em termos de balanço energético entre o consumo de energia e o desperdício de energia, a opção com recuperação de calor oferece mais benefícios nas duas variáveis de aquecimento de água sanitária e aquecimento de espaços.

Após uma análise do ponto vista energético, também o ponto estrutural de compatibilidade entre os dois sistemas de aquecimento de água e de ventilação teve de ser analisado. Como referido anteriormente o sistema de ventilação compromete a quantidade de energia a ser fornecida pelo ar à bomba de calor, como tal, torna-se crucial a definição de uma estratégia ao nível de controlo e *software* que consiga acoplar os dois sistemas num só funcionamento. Para tal, foi estruturada uma estratégia de controlo que encaixa as necessidades de água quente com o funcionamento da ventilação, tendo como base uma adaptação do fluxo de ar para alimentação da bomba de calor. Esta adaptação é realizada por um método de cálculo, que de acordo com as condições de perda de carga e do ar extraído, determina quais os valores e ordens que devem ser respeitadas para que a bomba de calor funcione em conjunto com a ventilação, modulando o caudal de ar extraído e assim respeitar as condições de ventilação. Esta estratégia de controlo, foi testada numa bomba de calor em condições calibradas, para simular uma instalação e a sua rede de ventilação. De modo a testar todas as variantes e condicionantes da estratégia de controlo, como o tempo de aquecimento e a perda de

carga, uma bateria de quatro testes foi realizada, cada um com uma delineação pré-definida. Os resultados da bateria de testes demonstraram um acerto entre a estratégia de controlo e o comportamento e funcionamento da bomba de calor, confirmando um bom emprego da estratégia de controlo no *software* da bomba de calor.

7.2. Trabalhos Futuros

Pela complexidade e variedade de especificidades para determinar a melhor compatibilidade entre a bomba de calor e o sistema de ventilação, exigem uma longa pesquisa de informação técnica que permita compreender os dois sistemas como um só. E tendo em conta a limitação do período de tempo para a realização do projeto, alguns pontos tiveram de ser deixados para dar prioridade a outros que poderam ser realizados durante o período de realização do projeto. Como tal apresento alguns pontos que devem ser abordados no futuro sobre o projeto:

- Novo dimensionamento dos componentes da bomba de calor como o evaporador, o condensador, etc. de modo a estarem de acordo com a gama de fluxo de ar disponível pela ventilação e a correspondente potência presente no ar para o aquecimento de água sanitária.
- Devido à limitação do caudal de ar pelas normas da ventilação e da potência transferida, um trabalho a desenvolver seria a diminuição da capacidade de armazenamento do tanque devido à diminuição de potência disponível.
- Incluir um medidor da perda de carga na rede de ventilação com interface no *hardware* da bomba de calor para que, de acordo com a perda de carga inserida no HMI, a determinação do caudal de ar de ventilação seja através da calibração da velocidade do ventilador em conjunto com o medidor de pressão para atingir a perda de carga pretendida.
- A única variável passível de alteração e modelação no projeto realizado foi a velocidade do ventilador e conseqüentemente o caudal de ar. A variação do caudal de ar apenas permite modelar 10% da potência transferida para o aquecimento da água sanitária. A solução para aplicação futura seria a instalação de um compressor de potência variável e assim tornar possível a modelação de 100% da potência transferida para permitir uma melhor modelação do caudal de ar a ser extraído pela ventilação.

Bibliografia

2004, *Guide Pratique de la Ventilation Mécanique des Habitations*, Brussels, Belgium

2002, *Whole-House Ventilation Systems*, Buildings Technologies Program, U.S. Department of Energy, United States of America

Aarnes, S., 2012, *Membrane Based Heat Exchanger*, Master Thesis of Science in Product Design and Manufacturing, Norwegian University of Science and Technology, Trondheim, Norway

Antonova, A., 2010, *Passive House for Latvia – Energy efficiency and technical-economic aspects*, Lund University, Sweden

Buhring, A., 2001, *Development and measurements of compact heating and ventilation devices with integrated exhaust air heat pump for high performances houses*, Fraunhofer Institute for Solar Energy Systems, Freiburg, Germany

Dodoo, A., Gustavsson L. & Sathre R., 2011, *Primary energy implications of ventilation heat recovery in residential buildings*, Energy and Buildings, vol. 43, no. 7, pp. 1566-1577

European Standard EN16147, 2010, *Heat pumps with electrically driven compressors - Testing and requirements for marking for domestic hot water units*, European Committee for Standardization

Fang, L., Yuan, S. & Nie, J., 2014, *Experimental Evaluation of a Total Heat Recovery Unit with Polymer Membrane Foils*, Proceedings of the 8th International Symposium on Heating, Ventilation and Air Conditioning, pp. 235-242

Ferreira F., 2009, *Desenvolvimento de uma bomba de calor*, Tese de Mestrado em Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto

Ferreira R., 2010, *Projeto de uma bomba de calor com aproveitamento de energia solar*, Tese de Mestrado em Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto

Hewitt, G., Shires, G.L. & Bott, T., 1994, *Process Heat Transfer*, CRC Press

Incropera, F. & DeWitt, D., 2002, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 5th Edition, John Wiley & Sons

Kragh, J., Rose, J., Nielsen, T.R. & Svendsen, S., 2006, *New counter flow heat exchanger designed for ventilation systems in cold climates*, Energy and Buildings, vol. 39, no. 11, pp. 1151-1158

Liddament, M.W. & Orme, M., 1998, *Energy and Ventilation*, Applied Thermal Engineering, vol. 18, no. 11, pp. 1101-1109

Lienhard IV, J.H. & Lienhard V, J.H., 2000, *A Heat Transfer Textbook*, 3rd Edition, Cambridge, Massachusetts Institute of Technology

Mardiana-Idayu, A. & Riffat, S.B., 2011, *Review on heat recovery technologies for building applications*, Renewable and Sustainable Energy Reviews, vol. 16, no. 2, pp. 1241-1255

Penas, M., 2012, *Aumento de COP de bombas de calor para produção de água quente sanitária*, Tese de Mestrado em Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade de Aveiro, Aveiro

Ribeiro, I., 2011, *Suporte ao Desenvolvimento de Bombas de Calor para Aquecimento de Águas Quentes Sanitárias*, Tese de Mestrado em Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto

Ringer, W., 2011, *Heating and Ventilation Systems in Low Energy and Passive Houses in Europe*, Austrian Agency for Health and Food Control, Austria

Zhang, L., 2006, *Heat and mass transfer in a cross-flow membrane-based enthalpy exchanger under naturally formed boundary conditions*, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 50, no.1-2, pp. 151-162

Zhang, L., 2008, *Heat and moisture transfer in application scale parallel-plates enthalpy exchangers with novel membrane materials*, Journal of Membrane Science, vol. 325, no. 2, pp. 672-682

Zhang, L., 2010, *Heat and mass transfer in a quasi-counter flow membrane-based total heat exchanger*, International Journal of Heat and Mass Transfer, vol. 53, no. 23-24, pp. 5478-5486

Zhang, L. & Jiang, Y., 1999, *Heat and mass transfer in a membrane-based energy recovery ventilator*, Journal of Membrane Science, vol. 163, no. 1, pp. 29-38

Zhong, T., Li, Z. & Zhang, L., 2014, *Investigation of Membrane-Based Total Heat Exchangers with Different Structures and Materials*, Journal of Membrane and Separation Technology, vol. 3, no. 1, pp. 1-10

Websites Consultados

[1] Figura 1. 2- Gráfico Temperatura - Entropia (T-s) do ciclo de Carnot. Retrieved and Adapted March 3, 2014 from

<http://www.mspc.eng.br/termo/img01/termod322.gif>

[2] Figura 1. 3 - Gráfico Temperatura - Entropia (T-s) do ciclo de compressão de vapor. Retrieved and Adapted March 3, 2014 from

<http://www.mspc.eng.br/termo/termod0540.shtml>

[3] Figura 2. 23 – Sistema Blower Door Test com porta ventiladora. Retrieved March 18, 2014 from

http://en.wikipedia.org/wiki/Blower_door

[4] Figura 2. 24 – Ventilação Mecânica com recuperação de calor. Retrieved March 18, 2014 from

<http://www.lvb-devis.fr/services1.php?id=20>

[5] Figura 2. 26 – Permutador de calor com sistema de fluxo cruzado-contracorrente. Retrieved and Adapted March 21, 2014 from

http://www.passivhaustagung.de/Passive_House_E/ventilation_06.html

[6] Figura 2. 27 – Summer bypass. Retrieved and Adapted March 21, 2014 from

<http://www.zehndersystems.com/international/comfosystems/Advantages%20of%20the%20product,130.html>

[7] Figura 2. 30 – Moradia Passive House A em Ílhavo & Figura 2. 31 – Moradia Passive House B em Ílhavo. Retrieved March 17, from

<http://passivhaus.pt/projectos.html>

[8] Figura 2. 33 – Esquema exemplo de um equipamento CVHD. Retrieved and Adapted March 21, 2014 from

<http://www.genvex.co.uk/genvemp1.asp?pid=3433&cid=GENVEXmp1>

<http://www.genvex.co.uk/genvemp1.asp?pid=3437&cid=GENVEXmp1>

[9] Figura 2. 34 – Esquema do circuito de ventilação e bomba de calor. Retrieved and Adapted March 24, 2014 from

<http://www.nibe.co.uk/nibedocuments/12125/639452-1.pdf>

[10] Figura 3. 1 – Sistema de ventilação tradicional & Figura 3. 2 – Sistema de ventilação com recuperação. Retrieved and Adapted March 21, 2014 from

<http://www.heizungsbetrieb.de/en/air.html>

[11] Figura 3. 3 – Rede linear de extração & Figura 3. 4 – Rede polvo de extração. Retrieved and Adapted March 27, 2014 from

http://www.domotelec.fr/imagesbd/boutique/1404_126_atlantic-aeraulix-documentation-technique.pdf

[12] Figura 3. 6 – Fluxo cruzado num permutador de fluxo cruzado-contracorrente, Figura 3. 7 – Fluxo contracorrente num permutador de fluxo cruzado-contracorrente & Figura 3. 8 – Fluxo cruzado-contracorrente. Retrieved and Adapted March 31, 2014 from

<http://zehnderamerica.com/understanding-heat-exchangers-cross-flow-counter-flow-rotary-wheel-and-cross-counter-flow-heat-exchangers/>

[13] Figura 3. 9 – Entrada e saída de cada fluxo de ar. Retrieved and Adapted April 1, 2014 from

http://airerv.en.alibaba.com/product/707173642-215487608/Crossflow_air_heat_exchange.html

[14] Figura 3. 10 – Exemplo de permutador de calor com fluxo cruzado-contracorrente. Retrieved April 1, 2014 from

<http://www.tradeeasy.com/supplier/618474/selling-leads/1071930/cross-counter-flow-plate-heat-exchanger.html>

[15] Figura 3. 12 – Configuração dos canais de um permutador & Figura 3. 13 – Disposição dos canais retos em fluxo de contracorrente. Retrieved April 2, 2014 from

<http://thisissecs.com/blog/>

[16] Figura 3. 15 – Seleção e Separação da membrana polimérica. Retrieved and Adapted April 15, 2014 from

<http://greenangelenergy.ca/dpoint-efficient-hvac-membrane-air-exchange/>

[17] Figura 3. 16 – Exemplo de um permutador com recuperação de energia. Retrieved and Adapted April 15, 2014 from

<http://www.homepower.com/articles/home-efficiency/equipment-products/heat-energy-recovery-ventilators>

[18] Figura A1. 1 – Vista interior Effiziento HTZ 4 & Figura A1. 3 – Esquema interior do equipamento Effiziento HTZ 4. Retrieved and Adapted March 24, 2014 from

<http://www.sinnotec.com/products>

[19] Figura A1. 2 – Vista exterior Effiziento HTZ 4. Retrieved March 24, 2014 from

http://www.effiziento.de/planung_luft-wasser-waermepumpe_lueftung_heizen_brauchwasser_4kw.html

[20] Figura A1. 4 – Vista exterior Genvex Combi 185 LS & Figura A1. 5 – Vista detalhada Genvex Combi 185 LS. Retrieved and Adapted March 24, 2014 from

http://www.genvex.dk/uploads/UK-Combi_185_S_LS_datablad_opt311.pdf

[21] Figura A1. 6 – Vista exterior Nilan Compact P, Figura A1. 7 – Vista interior Nilan Compact P & Figura A1. 8 – Constituintes Nilan Compact P. Retrieved and Adapted March 25, 2014 from

<http://www.nilan.dk/en-gb/frontpage/solutions/domestic-solutions/compact-solutions/compact-p.aspx>

[22] Figura A1. 9 – Vista exterior Tecalor THZ 303 Integral & Figura A1. 10 – Esquema do Tecalor THZ 303 Integral. Retrieved and Adapted March 26, 2014 from

<http://www.suckfuell-energiesparhaus.de/newspdf?id=2735>

[23] Figura A2. 1 – Vista exterior Aldes B200 TFlow & Figura A2. 2 – Vista interior Aldes B200 TFlow. Retrieved and Adapted March 27, 2014 from

http://pro.aldes.fr/upload/documents/VC100811-1_Doc_Tech_TFLOWHygro16P-bd.pdf

[24] Figura A2. 3 – Vista exterior Atlantic Aéraulix 2 & Figura A2. 4 – Vista interior Atlantic Aéraulix 2. Retrieved and Adapted March 27, 2014 from

<http://www.atlantic-ventilation.fr/documents/dc-aeraulix2-atlantic.pdf>

[25] Figura A2. 5 - Vista exterior De Dietrich Kaliko TWH 200 EV. Retrieved March 28, 2014 from

<http://renover-economiser.com/chauffe-eau-thermodynamique-kaliko-twh-200-ev/2888/>

[26] Figura A2. 6 – Vista exterior S&P Unelvent Cetheo. Retrieved March 28, 2014 from

<http://www.unelvent.com/docs/vmc-habitat-individuel/chauffe-eau-thermodynamique/produit/serie-cetheo/catalogue-201318065947-1.pdf>

[27] Figura A2. 7 – Vista interior S&P Unelvent Cetheo. Retrieved and Adapted March 28, 2014 from

<http://www.unelvent.com/docs/vmc-habitat-individuel/chauffe-eau-thermodynamique/produit/serie-cetheo/catalogue-201318065947-1.pdf>

Anexos A - *Benchmarking*

Neste capítulo é apresentado os resultados de pesquisa do benchmarking realizado para equipamentos CVHD e para bombas de calor por ar de exaustão.

A1. Benchmarking de equipamentos CVHD

Equipamento marca Effiziento – Modelo HTZ

Existe uma variedade extensiva de Modelos HTZ, mas como objeto de estudo foi apenas considerado o modelo HTZ 4 (Figura A1.1 e A1.2). Este modelo é desenhado para edifícios de 1 a 4 kW de potência de aquecimento. Contém uma bomba de calor ar-água e uma unidade de ventilação com recuperador de calor. O tanque é separado do módulo de aquecimento e de ventilação, tem a possibilidade de acoplamento de sistema solar e possui uma resistência elétrica. Esta tecnologia é para condições presentes em casas passivas, tanto habitações como edifícios comerciais.



Figura A1. 1 – Vista interior Effiziento HTZ 4 [18]



Figura A1. 2 – Vista exterior Effiziento HTZ 4 [19]

Na Figura A1.3 abaixo pode-se observar o sentido de fluxo do ar de exaustão, a entrada e saída, do ar do exterior, do ar extraído e do ar fornecido assim como a localização dos componentes principais.



Figura A1. 3 – Esquema interior do equipamento Effiziento HTZ 4 [18]

Na Tabela A1.1 pode-se verificar alguma da informação técnica do equipamento.

Tabela A1. 1 – Informação técnica Effiziento HTZ 4

Dimensões	cm	160x65x75
Ventilação Mecânica		
Área máxima de ventilação	m ²	-
Volume mín./máx. de ar	m ³ /h	70 / 350
Recuperação máxima de calor	%	95
Bomba de calor		
Tipo de refrigerante		R134a
Quantidade de refrigerante	kg	2
Capacidade tanque	L	-
Temperatura mín./máx. de ar	°C	-16 / +35
Temperatura mín./máx. do fluido	°C	25 / 55

Equipamento marca Genvex – Modelo Combi

Dos modelos Combi, a marca Genvex oferece dois equipamentos, o que vai ser ponto de estudo é o Combi 185 LS (Figura A1.4 e A1.5). Este modelo é uma combinação de ventilação mecânica com recuperação de calor e aquecimento de águas sanitárias num só equipamento. Junto estão o módulo de ventilação, com os ventiladores de ventilação e o recuperador de calor, o módulo de aquecimento com a bomba de calor ar-água e o tanque com a capacidade de 185 litros. O tanque tem como condensador uma serpentina em seu redor e ainda a possibilidade de adotar um sistema solar como segunda fonte de calor no auxílio ao aquecimento das águas sanitárias, com o seu condensador em serpentina no interior do tanque, quando as fontes de calor não são suficientes o tanque possui uma resistência elétrica no seu interior.



Figura A1. 4 – Vista exterior Genvex Combi 185 LS [20]

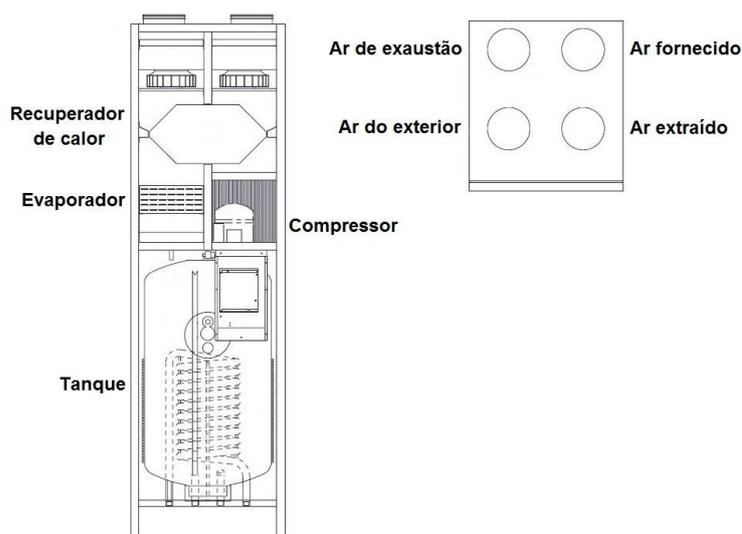


Figura A1. 5 – Vista detalhada Genvex Combi 185 LS [20]

A bomba de calor tem a capacidade de produzir 380 litros de água quente, a cada 24 horas, para uma temperatura de 55°C. O tempo de aquecimento do volume total do tanque de 15 a 55°C é cerca de 9 horas quando a temperatura exterior ronda os 15°C.

O modelo Genvex Combi 185 L/LS é certificado pelo “*German Passive House Institute*”, entidade que controla e gere os certificados de casas passivas, com o “*Passive House Certification*”.

Na Tabela A1.2 pode-se verificar alguma da informação técnica do equipamento.

Tabela A1. 2 – Informação técnica Genvex Combi 185 LS

Dimensões	cm	201x60x66
Ventilação Mecânica		
Área máxima de ventilação	m ²	220
Volume mín./máx. de ar	m ³ /h	150 / 260
Recuperação máxima de calor	%	95
Bomba de calor		
Tipo de refrigerante		R134a
Quantidade de refrigerante	kg	1,1
Capacidade tanque	L	185
Temperatura mín./máx. de ar	°C	-15 / +35
Temperatura mín./máx. do fluido	°C	15 / 55

Equipamento marca Nilan – Modelo Compact

A marca Nilan oferece uma variedade de modelos CVHD, variando desde a fonte de calor e os equipamentos constituintes. O modelo em estudo é o Compact P (Figura A1.6 e A1.7), que oferece uma solução para a ventilação, recuperação de calor, aquecimento de espaços e aquecimento de águas sanitárias.

Nestes modelos os módulos de ventilação, de aquecimento e o tanque estão na mesma unidade compacta. A recuperação de calor do ar extraído é realizada num permutador de calor. Neste equipamento é dada prioridade ao aquecimento de águas sanitárias antes do aquecimento do ar do exterior, ou seja, o ar extraído é usado primeiro para o aquecimento de águas sanitárias e o calor restante será utilizado para aquecimento do ar do exterior.

O tanque é dotado de possibilidade de acoplar um sistema solar e contém uma resistência elétrica de 1,5 kW no caso de auxílio ao aquecimento de águas sanitárias. O tanque tem a capacidade de 180 litros e o equipamento demora 6 a 7 horas a aquecer o volume total do tanque, com uma serpentina dentro do tanque.

O modelo Compact P é uma solução testada e certificada para uso em casas passivas e em todos os tipos de casas de baixo consumo. O modelo Nilan Compact P é certificado pelo *“German Passive*

House Institute”, entidade que controla e gere os certificados de casas passivas, com o *“Passive House Certification”*.



Figura A1. 6 – Vista exterior Nilan Compact P [21]



Figura A1. 7 – Vista interior Nilan Compact P [21]

Na Figura A1.8, pode-se observar os constituintes principais e as entradas e saídas de ar do equipamento.

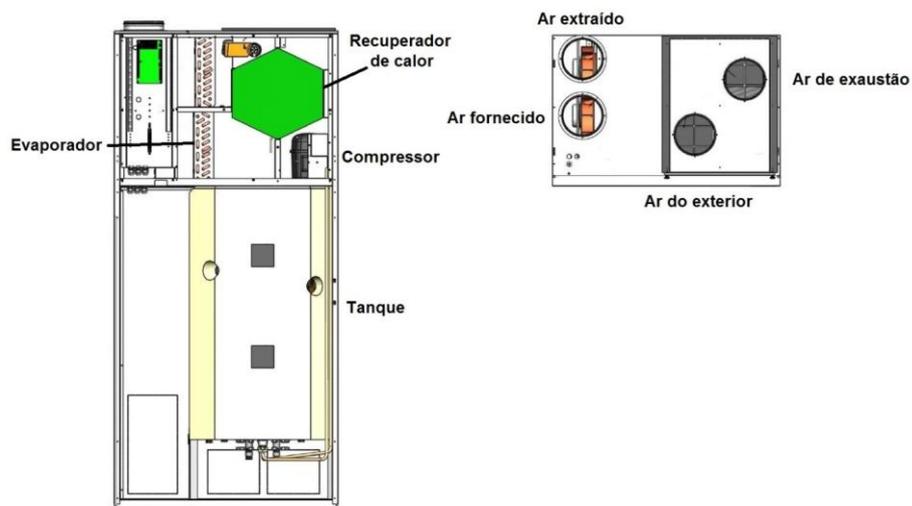


Figura A1. 8 – Constituintes Nilan Compact P [21]

Na Tabela A1.3 pode-se verificar alguma da informação técnica do equipamento.

Tabela A1. 3 – Informação técnica Nilan Compact P

Dimensões	cm	206x90x61
Ventilação Mecânica		
Área máxima de ventilação	m ²	240
Volume mín./máx. de ar	m ³ /h	- / 325
Recuperação máxima de calor	%	95
Bomba de calor		
Tipo de refrigerante		R134a
Quantidade de refrigerante	kg	-
Capacidade tanque	L	180
Temperatura mín./máx. de ar	°C	-15 / +35
Temperatura mín./máx. do fluido	°C	5 / 60

Equipamento marca Tecalor – Modelo THZ 303

A marca Tecalor oferece três modelos diferentes para equipamentos CVHD, o caso em estudo neste ponto é o THZ 303 Integral. Este equipamento dedica na mesma unidade o módulo de ventilação com recuperador de calor, o módulo de aquecimento e o tanque.

No módulo de ventilação a permuta ar – ar entre o ar do exterior e o ar extraído é realizada num permutador de calor. Assim o equipamento da Tecalor efetua a ventilação e aquecimento de espaços junto com o aquecimento de águas sanitárias. O condensador é de serpentina dentro do tanque. Este equipamento contempla o acoplamento de um sistema solar ou de uma caldeira.



Figura A1. 9 – Vista exterior Tecalor THZ 303 Integral [22]

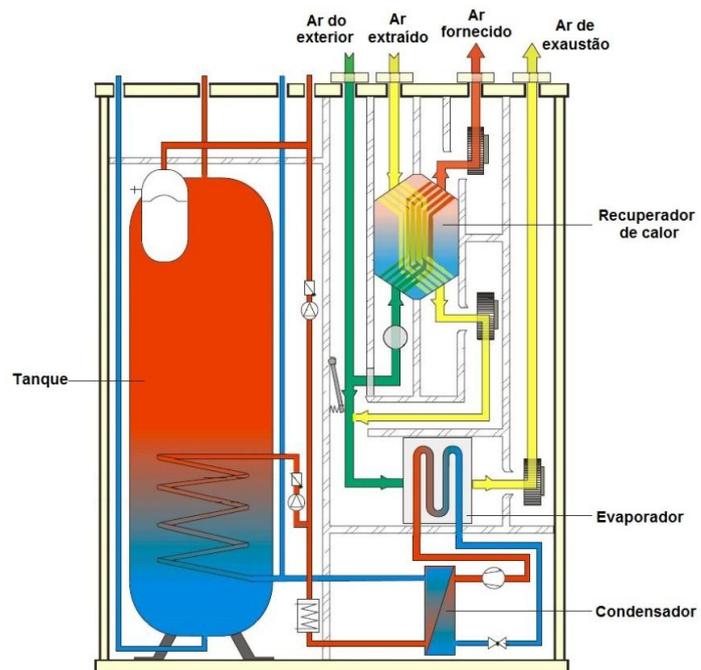


Figura A1. 10 – Esquema do Tecalor THZ 303 Integral [22]

Na Tabela A1.5 pode-se verificar alguma da informação técnica do equipamento.

Tabela A1. 4 – Informação técnica Tecalor THZ 303 Integral

Dimensões	cm	187x130x77
Ventilação Mecânica		
Área máxima de ventilação	m ²	200
Volume mín./máx. de ar	m ³ /h	80 / 230
Recuperação máxima de calor	%	90
Bomba de calor		
Tipo de refrigerante		R407c
Quantidade de refrigerante	kg	2,7
Capacidade tanque	L	200
Temperatura mín./máx. de ar	°C	-18 / +35
Temperatura mín./máx. do fluido	°C	- / 55

A2. Benchmarking de bombas de calor por ar de exaustão

Equipamento marca Aldes – Modelo B200

A marca Aldes oferece um modelo de bomba de calor por ar de exaustão, B200 TFlow (Figura A2.1 e A2.2) para o aquecimento de águas sanitárias. O condensador do fluido refrigerante é de serpentina dentro do tanque. Como auxiliar o modelo tem uma resistência elétrica. Este modelo ainda tem a possibilidade de realizar a componente de ventilação mecânica controlada através da circulação de ar pela bomba de calor durante o aquecimento de águas sanitárias.



Figura A2. 1 – Vista exterior Aldes B200 TFlow [23]

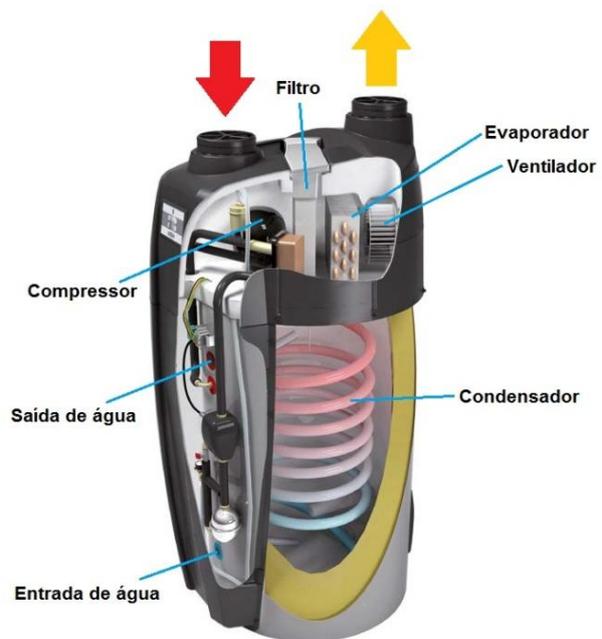


Figura A2. 2 – Vista interior Aldes B200 Tflow [23]

A principal informação técnica relativa a este equipamento está registada na Tabela A2.1.

Tabela A2. 1 – Informação técnica Aldes B200 TFlow

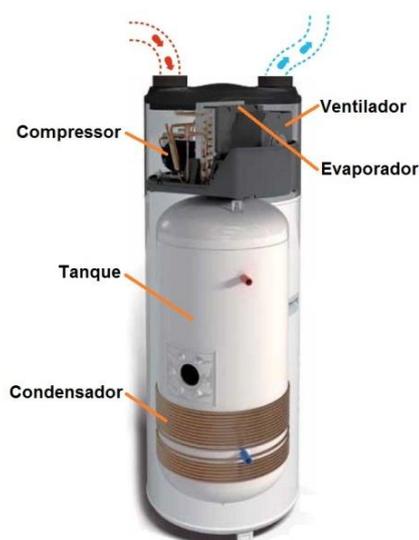
Dimensões (Hxd)	cm	159x66
Volume máximo de ar	m ³ /h	210
Temperatura mín. / máx. de ar	°C	-
Capacidade do tanque	L	198
Temperatura máxima de água sanitária	°C	55

Tabela A2. 1 – Informação técnica Aldes B200 TFlow (Continuação)

Tipo de fluido refrigerante		R134a
Quantidade de fluido refrigerante	kg	0,37
Input Bomba de Calor	kW	-
Output Bomba de Calor	kW	-
Performance EN16147 - 75 m³/h	COP	2,80

Equipamento marca Atlantic – Modelo Aéraulix

O modelo de bombas de calor por ar de exaustão em estudo da marca Atlantic é o Aéraulix 2 (Figura A2.3 e A2.4) para o aquecimento de águas sanitárias. O condensador do fluido refrigerante neste equipamento é de serpentina em redor do tanque. Este modelo ainda tem a possibilidade de realizar a componente de ventilação mecânica controlada através da circulação de ar pela bomba de calor durante o aquecimento de águas sanitárias.

**Figura A2. 3** – Vista exterior Atlantic Aéraulix 2 [24]**Figura A2. 4** – Vista interior Atlantic Aéraulix 2 [24]

A principal informação técnica relativa a este equipamento está registada na Tabela A2.2.

Tabela A2. 2 – Informação técnica Atlantic Aéraulix 2

Dimensões (Hxd)	cm	165x55
Volume máximo de ar	m ³ /h	265
Temperatura mín. / máx. de ar	°C	5 / 35
Capacidade do tanque	L	200
Temperatura máxima de água sanitária	°C	62
Tipo de fluido refrigerante	-	R134a
Quantidade de fluido refrigerante	kg	0,7
Input Bomba de Calor	kW	0,4
Output Bomba de Calor	kW	1,3
Performance EN16147 - 150 m³/h	COP	3,24

Equipamento marca De Dietrich – Modelo Kaliko

A marca De Dietrich oferece diferentes tipos de bombas de calor por ar de exaustão, o caso em estudo é TWH 200 EV (Figura A2.5) para o aquecimento de águas sanitárias. O condensador do fluido refrigerante neste equipamento é de serpentina em redor do tanque. Este equipamento tem a possibilidade de acoplamento de geradores de energia externos como sistema solar ou caldeira para serpentina no interior do tanque. Este modelo TWH 200 EV ainda tem a possibilidade de realizar a componente de ventilação mecânica controlada através da circulação de ar pela bomba de calor durante o aquecimento de águas sanitárias.



Figura A2. 5 - Vista exterior De Dietrich Kaliko TWH 200 EV [25]

A principal informação técnica relativa a este equipamento está registada na Tabela A2.3.

Tabela A2. 3 – Informação técnica De Dietrich Kaliko TWH 200 EV

Dimensões (Hxd)	cm	168x68
Volume máximo de ar	m ³ /h	265
Temperatura mín. / máx. de ar	°C	7 / 35
Capacidade do tanque	L	216
Temperatura máxima de água sanitária	°C	65
Tipo de fluido refrigerante	-	R134a
Quantidade de fluido refrigerante	kg	0,85
Input Bomba de Calor	kW	0,22
Output Bomba de Calor	kW	0,8
Performance EN16147 - A20W50	COP	3,2

Equipamento marca S&P Unelvent – Modelo Cetheo

A marca S&P Unelvent oferece diferentes tipos de bombas de calor por ar de exaustão, o caso em estudo é Cetheo (Figura A2.6 e A2.7) para o aquecimento de águas sanitárias. O condensador do fluido refrigerante neste equipamento é de serpentina em redor do tanque. Este modelo ainda tem a possibilidade de realizar a componente de ventilação mecânica controlada através da circulação de ar pela bomba de calor durante o aquecimento de águas sanitárias.

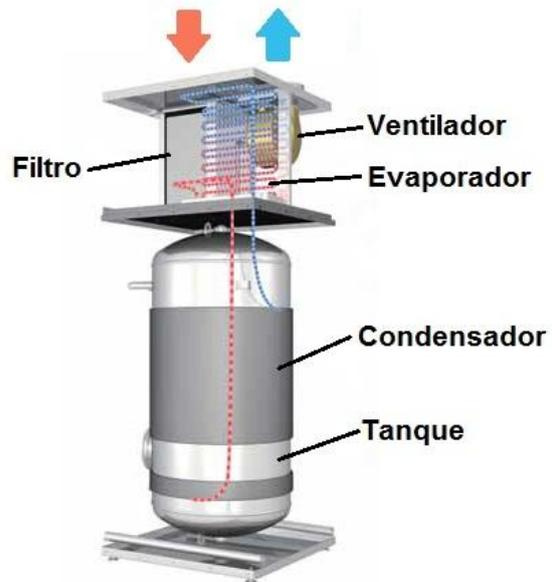


Figura A2. 6 – Vista exterior S&P Unelvent Cetheo [26]

Figura A2. 7 – Vista interior S&P Unelvent Cetheo [27]

A principal informação técnica relativa a este equipamento está registada na Tabela A2.4.

Tabela A2. 4 – Informação técnica S&P Unelvent Cetheo

Dimensões (HxWxD)	cm	170x63x72
Volume máximo de ar	m ³ /h	-
Temperatura mín. / máx. de ar	°C	12 / 35
Capacidade do tanque	L	195
Temperatura máxima de água sanitária	°C	62
Tipo de fluido refrigerante		R134a

Tabela A2. 4 – Informação técnica S&P Unelvent Cetheo (Continuação)

Quantidade de fluido refrigerante	kg	-
<i>Input</i> Bomba de Calor	kW	0,21
<i>Output</i> Bomba de Calor	kW	0,72
Performance EN16147 - A20W55 - 150 m³/h	COP	3,27