



Desempenho energético de sistemas AVAC de um edifício baseado em distintas tecnologias de bomba de calor e climas

TIAGO CAPELEIRO DE ALMEIDA

outubro de 2024

Desempenho energético de sistemas AVAC de um edifício baseado em distintas tecnologias de bomba de calor e climas

Tiago Capeleiro de Almeida

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

Orientadora: Engenheira Especialista Isabel Maria Garcia Sarmiento Pereira

Professora Adjunta, Instituto Superior de Engenharia do Porto

Supervisor na Empresa: Engenheiro Luís Carlos Vale

Project Manager, Edifícios Saudáveis

Co-supervisor na Empresa: Engenheiro Miguel Noronha Sottomayor

Project Manager, Edifícios Saudáveis

Júri:

Presidente:

Rui Filipe Neves de Araújo Rego, Professor Adjunto, ISEP

Vogais:

Maria Odete Magalhães Almeida, Professor Adjunto convidado, ISEP

Isabel Maria Garcia Sarmiento Pereira, Professor Adjunto, ISEP

Porto, setembro de 2024

Dedicatória

Aos meus avós maternos, Mário Capeleiro e Fátima Almeida, e avós paternos, Manuel Almeida e Belmira Silva.

Agradecimentos

A realização desta dissertação contou com o apoio de várias pessoas, e valorizo profundamente todo o esforço e empatia prestada por todos os envolvidos.

Em primeiro lugar, gostaria de agradecer à minha orientadora do ISEP, a Engenheira Isabel Sarmento, pela partilha de conhecimento, pela disponibilidade e pelas orientações fundamentais para o sucesso deste trabalho, para além do prévio acompanhamento académico que me permitiu desenvolver as minhas competências técnicas e iniciar o desenvolvimento deste trabalho com todas as ferramentas necessárias.

Em segundo, à Edifícios Saudáveis, pelo ambiente de entreajuda e simpatia demonstrada durante a minha presença no estágio, mais concretamente, ao Engenheiro Ricardo Sá, por disponibilizar as ferramentas necessárias e fazer tudo o que estava ao seu alcance para a concretização desta dissertação. Ao meu orientador da empresa, o Engenheiro Luís Vale, exponho os meus agradecimentos pelas orientações prestadas, pelos conselhos, pelas explicações e reuniões, e por me ajudar sempre a organizar as informações necessárias. Ao meu coorientador da empresa, o Engenheiro Miguel Sottomayor, por me responder a todas as dúvidas e estar sempre disponível para me ajudar, mesmo quando estava ocupado.

Gostaria de agradecer também à minha família por todo o apoio, carinho e compreensão pelos convívios a que não pude estar presente, especialmente aos meus pais, Paulo e Raquel, a quem devo aquilo que sou e me permitiu chegar aqui, por me proporcionarem tudo o que precisava e assegurarem sempre que estava no caminho certo.

Por fim, deixo os meus agradecimentos aos meus amigos, por todo o apoio, amizade, companhia, momentos de descontração e por compartilharem os momentos de desespero e tornarem o trabalho mais leve, com especial agradecimento ao Simão Queiroga, por ouvir todas as minhas frustrações e apoiar-me no que foi necessário.

A todos, o meu mais sincero obrigado. Não seria possível sem vocês!

Resumo

O tema da sustentabilidade dos edifícios tem vindo a ganhar uma relevância acrescida no projeto, construção e condução dos edifícios, com especial enfoque nos edifícios de comércio e serviços. Um dos vetores chave que impactam na eficiência energética dos edifícios e, por tal, prioritário na implementação de medidas de melhoria, são os sistemas de Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado (AVAC), uma vez que podem representar cerca de 40% do consumo energético total de um edifício. O objetivo da presente dissertação prevê a avaliação do desempenho energético de três sistemas de climatização diferentes num edifício de comércio e serviços que segue a tipologia de um edifício de escritórios, focando-se em diferentes tecnologias de Bombas de Calor: *Chiller*-Bomba de Calor ar-água, *Chiller*-Bomba de Calor geotérmica, e *Chiller*-Bomba de Calor de Expansão Direta de Caudal de Frigorigéneo Variável (VRF), permitindo assim conhecer qual o sistema AVAC, ou, mais concretamente, o equipamento de produção de energia térmica mais eficiente para um edifício de escritórios em diferentes climas em Portugal. Com o propósito de avaliar os consumos energéticos de cada um destes componentes e, conseqüentemente, do edifício, recorreu-se a uma ferramenta de simulação energética dinâmica, mais concretamente, o *software Integrated Environmental Solutions Virtual Environment* (IES VE). Simulou-se ainda o impacto da alteração do clima no desempenho energético do edifício, utilizando o clima de três cidades diferentes em Portugal: Porto, Lisboa e Faro. Optou-se pelo Porto como a localização padrão para a análise aprofundada dos consumos energéticos dos diferentes utilizadores. Concluiu-se que o sistema energeticamente mais eficiente era o sistema com recurso a *Chiller*-Bombas de calor de tecnologia VRF, que consumia menos 19% de energia que o sistema com recurso a *Chiller*-Bombas de Calor ar-água e menos 14% de energia que o sistema baseado em *Chiller*-Bombas de Calor geotérmicas. Conclui-se, ainda, que o arrefecimento era o regime mais exigente para os sistemas, tendo-se verificado, como expectável, que os consumos energéticos aumentaram de norte para sul, com o edifício em Faro a apresentar mais 7% de consumo energético do que o edifício no Porto, e o edifício em Lisboa aumentando apenas 1% (considerando o sistema das unidades VRF). Verificou-se também que o sistema com as unidades VRF apresentava cerca de 39% e 43% do consumo energético do edifício no Porto e Faro, respetivamente. Assim, o edifício para o Porto, Lisboa e Faro com o sistema AVAC mais eficiente, apresentou consumos energéticos anuais de 702 MWh/ano, 711 MWh/ano e 751 MWh/ano ($37,3 \text{ kWh/m}^2 \cdot \text{ano}^{-1}$, $37,7 \text{ kWh/m}^2 \cdot \text{ano}^{-1}$, e $39,9 \text{ kWh/m}^2 \cdot \text{ano}^{-1}$), respetivamente. Numa perspetiva ambiental, determinaram-se as emissões de CO_2 do edifício com o sistema VRF para o Porto, Lisboa e Faro, tendo-se estimado valores de 110,2 ton CO_2/ano , 111,9 ton CO_2/ano e 118,4 ton CO_2/ano ($5,85 \text{ kg CO}_2/\text{m}^2 \cdot \text{ano}^{-1}$, $5,94 \text{ kg CO}_2/\text{m}^2 \cdot \text{ano}^{-1}$ e $6,29 \text{ kg CO}_2/\text{m}^2 \cdot \text{ano}^{-1}$), respetivamente. Ambos os fatores se encontraram abaixo dos valores típicos de um edifício de escritórios.

Palavras-chave: Desempenho energético, eficiência energética, *Chiller*-Bomba de Calor ar-água, VRF, *Chiller*-Bomba de Calor geotérmica, simulação energética dinâmica.

Abstract

The issue of building sustainability has become increasingly important in the design, construction and management of buildings, with a particular focus on commercial and service buildings. One of the key vectors impacting on the energy efficiency of buildings, and therefore a priority for implementing improvement measures, is the Heating, Ventilation and Air Conditioning (HVAC) systems, since they can account for around 40% of a building's total energy consumption. The aim of this dissertation is to evaluate the energy performance of three different HVAC systems in a commercial and services building that follows the typology of an office building, focusing on different heat pump technologies: air-to-water Chiller-Heat Pump, geothermal (or ground-source) Chiller-Heat Pump, and Variable Refrigerant Flow (VRF) Direct Expansion Chiller-Heat Pump, thus making it possible to find out which HVAC system, or more specifically, which thermal energy production equipment is the most efficient for an office building in different climates in Portugal. In order to assess the energy consumption of each of these components and, consequently, of the building, a dynamic energy simulation tool was used, specifically the Integrated Environmental Solutions Virtual Environment (IES VE) software. The impact of changing the building's climate on its energy performance was also simulated, using the climate of three different cities in Portugal: Porto, Lisbon and Faro. Porto was chosen as the standard location for in-depth analysis of the energy consumption of the different components. It was concluded that the most energy-efficient system was the Chiller-Heat Pump system with VRF technology, which consumed 19% less energy than the air-to-water Chiller-Heat Pump system and 14% less energy than the geothermal chiller-heat pump system. It could also be concluded that cooling is the most demanding regime for the systems. As expected, energy consumption increased from north to south, with the building in Faro having 7% more energy consumption than the building in Porto, and the building in Lisbon having only 1% more energy consumption (with the VRF system). It was also concluded that the system with the VRF units had around 39% of the energy consumption of the building in Porto and around 43% of the energy consumption of the building in Faro. Thus, the building in Porto, Lisbon and Faro, with the most efficient HVAC system, had annual energy consumption of 702 MWh/year, 711 MWh/year and 751 MWh/year ($37,3 \text{ kWh/m}^2\cdot\text{year}^{-1}$, $37,7 \text{ kWh/m}^2\cdot\text{year}^{-1}$, and $39,9 \text{ kWh/m}^2\cdot\text{year}^{-1}$), respectively. From an environmental perspective, the CO₂ emissions of the building with the VRF system were determined for Porto, Lisbon and Faro, with the estimated values of 110,2 ton CO₂/year, 111,9 ton CO₂/year and 118,4 ton CO₂/year ($5,85 \text{ kg CO}_2/\text{m}^2\cdot\text{year}^{-1}$, $5,94 \text{ kg CO}_2/\text{m}^2\cdot\text{year}^{-1}$ and $6,29 \text{ kg CO}_2/\text{m}^2\cdot\text{year}^{-1}$), respectively. Both factors were below the typical values for an office building.

KEYWORDS: Energy performance, energy efficiency, air-to-water Chiller-Heat Pump, VRF, geothermal Chiller-Heat Pump, dynamic energy simulation.

Índice

1. Introdução.....	1
1.1. Contextualização	1
1.2. Objetivo	2
1.3. Estrutura.....	2
1.4. Entidade de acolhimento	3
2. Revisão Bibliográfica	5
2.1. Eficiência energética em edifícios	5
2.1.1. Energia em Portugal.....	5
2.1.2. Impacto do consumo energético dos edifícios	7
2.1.3. Evolução da legislação	8
2.1.4. Expectativas futuras.....	9
2.2. Cálculo das necessidades em aquecimento e arrefecimento	11
2.2.1. Conforto térmico	14
2.2.2. Temperatura exterior de projeto.....	15
2.2.3. Qualidade do ar interior.....	16
2.2.4. Elementos construtivos	16
2.2.5. Ganhos solares.....	19
2.2.6. Ganhos internos.....	20
2.3. Sistemas AVAC.....	20
2.3.1. Equipamentos produtores de energia térmica.....	21
2.3.2. Permutador de calor geotérmico para CBC geotérmica.....	25
2.3.3. Equipamentos terminais de tratamento de ar	34
2.3.4. Parâmetros de comparação entre sistemas AVAC	36
2.3.5. Controlo dos sistemas.....	41
2.4. Ferramentas de cálculo energético dinâmico	42
2.4.1. ModelIT	43
2.4.2. SunCast	44
2.4.3. Apache	44
2.4.4. ApacheHVAC	44
2.4.5. RadianceIES.....	45
2.4.6. VistaPro	45
3. Métodos e Aplicação.....	47
3.1. Cálculo das cargas térmicas	48
3.1.1. Temperaturas de projeto e propriedades do ar	50
3.1.2. Caracterização do edifício.....	51
3.1.3. Ganhos internos.....	54

3.1.4. Caudal de ar ventilado e infiltrações de ar	56
3.1.5. Cargas térmicas obtidas	59
3.2. Consumo energético da iluminação e equipamentos.....	61
3.2.1. Efeito do <i>dimming</i> na utilização da iluminação	61
3.2.2. Elevadores.....	64
3.3. Definição dos componentes dos sistemas AVAC	66
3.3.1. Dimensionamento do permutador de calor geotérmico.....	66
3.3.2. Equipamentos produtores de energia térmica dos diferentes sistemas.....	79
3.3.3. Unidades terminais de tratamento de ar	82
3.3.4. Controlo do sistema AVAC.....	86
4. Resultados e Discussão	89
4.1. Necessidades térmicas e condições dos espaços.....	89
4.2. Efeito do <i>dimming</i> no consumo energético da iluminação	92
4.3. Desempenho energético do edifício	93
4.3.1. Desempenho dos sistemas AVAC	93
4.3.2. Comparação dos equipamentos produtores de energia térmica.....	94
4.3.3. Consumo global do edifício.....	97
4.4. Efeito da alteração do clima do edifício.....	100
4.4.1. Necessidades térmicas.....	100
4.4.2. Desempenho energético do edifício	102
5. Conclusão	107
5.1. Principais conclusões.....	107
5.2. Limitações e trabalhos futuros.....	108
Referências.....	109
APÊNDICES	119
APÊNDICE A – Materiais dos elementos construtivos	120
APÊNDICE B – Perfis dos ganhos internos	122
APÊNDICE C – Características dos espaços ventilados.....	128
APÊNDICE D – Perfil de necessidades térmicas ao longo do ano	129
APÊNDICE E – Perfil de temperaturas do ar nos espaços no Porto	131
ANEXOS	133
ANEXO A – Temperaturas exteriores para o Porto, Lisboa e Faro.....	134
ANEXO B – Pontos no diagrama psicrométrico do ar exterior e interior	141
ANEXO C – Ficha técnica das unidades <i>Chiller</i> -Bomba de Calor ar-água.....	144
ANEXO D – Ficha técnica das unidades VRF.....	148

Lista de Figuras

Figura 1 – Consumo de energia elétrica em quilowatt-hora ao longo dos anos em Portugal [2]	5
Figura 2 – Percentagem de incorporação de renováveis no setor da eletricidade em 2021 na UE (adaptado de [3])	6
Figura 3 – Evolução do consumo de energia primária, emissões de CO ₂ e PIB durante 2000-2021 em Portugal [4]	6
Figura 4 – Consumo energético em Portugal ao longo dos anos conforme a fonte energética para edifícios de comércio e serviços [6].....	7
Figura 5 – Evolução da legislação Portuguesa e Europeia relativamente à eficiência energética [18].....	9
Figura 6 – Evolução até 2030 (a) das emissões totais de CO ₂ (Mton CO ₂), (b) do contributo das renováveis no consumo final de energia [4].....	10
Figura 7 – Processo de conceção de um sistema AVAC (adaptado de [29]).....	11
Figura 8 – Comparação dos métodos desenvolvidos ao longo do tempo para obter as CT relativamente à precisão e complexidade (adaptado de [31]).....	12
Figura 9 – Parâmetros a ter em conta para o conforto térmico (adaptado de [35]).....	14
Figura 10 – Zona de conforto térmico para o inverno (<i>winter</i>) e o verão (<i>summer</i>) (adaptado de [28]).....	15
Figura 11 – Inércia térmica de um material representada graficamente (adaptado de [30])... ..	18
Figura 12 – Percurso do sol durante o dia ao longo do ano em Portugal [52]	19
Figura 13 – Ciclo de refrigeração [35]	22
Figura 14 – Circuito do fluido frigorífero na Bomba de Calor para aquecimento (adaptado de [63]).....	23
Figura 15 – Exemplo de circuito de arrefecimento do ar na UTAN através do CBC de ar-água [64]	23
Figura 16 – Bomba de Calor geotérmica em regime de aquecimento [66].....	24
Figura 17 – Representação de um sistema VRF [60].....	25
Figura 18 – Alteração por profundidade (a) da influência das condições externas e internas no solo por profundidade [66], (b) da temperatura (adaptado de [67])	28
Figura 19 – Representação de um TRT <i>in-situ</i> (adaptado de [78])	29
Figura 20 – Representação dos circuitos fechados de uma unidade CBC geotérmica (adaptado de [80]).....	29
Figura 21 – Ilustração dos diferentes tipos de localização da tubagem na sonda (adaptado de [85]).....	32
Figura 22 – Representação de um circuito de retorno inverso com o caminho crítico representado a tracejado vermelho (adaptado de [85])	33
Figura 23 – Exemplo dos componentes típicos de uma UTAN [88]	35
Figura 24 – Representação de uma unidade ventiloconvectiva genérica (adaptado de [90])..	36
Figura 25 – Exemplo de um circuito de controlo (adaptado de [29])	41
Figura 26 – Gráfico (a) do controlador ON/OFF, (b) do controlador proporcional (adaptado de [101]).....	42

Figura 27 – Representação das relações entre as diferentes aplicações do IES VE (adaptado de [103]).....	43
Figura 28 – Sequência sucinta do desenvolvimento da presente dissertação	47
Figura 29 – Esquema representativo da metodologia adotada.....	47
Figura 30 – Representação das etapas definidas para o cálculo das CT	49
Figura 31 – Edifício em estudo visto com azimute de 140° e altitude de 40°	51
Figura 32 – Coeficiente de redução [44]	52
Figura 33 – Valores estipulados pela legislação de $U_{máx}$ em $W/m^2 \cdot ^\circ C$ conforme a condição de fronteira (adaptado de [41])	53
Figura 34 – Caudal de ar a insuflar por pessoa e por área segundo a ASHRAE 62.1 (adaptado de [42]).....	57
Figura 35 – Valores de infiltração de ar conforme o tipo de permeabilidade e exposição ao espaço (adaptado de [44])	59
Figura 36 – ilustração do cálculo da área de <i>dimming</i> (adaptado de [120])	63
Figura 37 – Posicionamento dos sensores (identificados como círculos preenchidos a azul) no RadianceIES conforme o tipo de planta.....	64
Figura 38 – Representação das etapas estipuladas para realizar a simulação energética dinâmica	66
Figura 39 – Fluxograma com descrição do procedimento para obter comprimento final	75
Figura 40 – Exemplificação do circuito do solo com foco no caminho crítico e perdas localizadas	77
Figura 41 – Unidades CBC ar-água representadas no ApacheHVAC no circuito de água (a) quente, (b) fria	80
Figura 42 – Unidades CBC água-água representadas no ApacheHVAC do circuito de água (a) quente, (b) fria	82
Figura 43 – Representação da UTAN e das unidades VC no ApacheHVAC.....	84
Figura 44 – Representação no ApacheHVAC dos ventiladores de extração.....	85
Figura 45 – Diferentes tipos de controladores representados no ApacheHVAC.....	86
Figura 46 – Representação do controlo dos ventiloconvectores.....	87
Figura 47 – Gráfico de barras da distribuição das necessidades de aquecimento e arrefecimento	89
Figura 48 – Necessidades térmicas por espaço das baterias de (a) aquecimento, (b) arrefecimento	90
Figura 49 – Impacto dos diferentes tipos de ganhos/perdas de calor nas necessidades térmicas	91
Figura 50 – Gráfico de barras representativo dos consumos teóricos e reais da iluminação ...	93
Figura 51 – Gráfico dos consumos energéticos dos componentes dos sistemas AVAC	94
Figura 52 – Gráficos da contribuição de cada componente para o consumo dos EPET	95
Figura 53 – Gráfico do consumo energético do edifício por utilizador conforme o EPET	98
Figura 54 – Gráfico representativo do consumo energético do edifício conforme o sistema AVAC ao longo do ano	99
Figura 55 – Gráfico de necessidades mensais das baterias conforme localização em (a) aquecimento, (b) arrefecimento.....	101

Figura 56 – Gráfico de barras com consumos energéticos do edifício por sistema AVAC e localização.....	103
Figura 57 – Gráfico de barras empilhadas do consumo energético do edifício para cada localização.....	104
Figura 58 – Gráfico representativo do consumo energético do edifício com o sistema AVAC VRF conforme a localização ao longo do ano	104

Lista de Tabelas

Tabela 1 – Síntese dos parâmetros de comparação dos sistemas em análise	37
Tabela 2 – Temperaturas de projeto para as 3 localidades em estudo	50
Tabela 3 – Propriedades do ar interior e exterior.....	51
Tabela 4 – Listagem dos espaços por pisos e respectivas dimensões	52
Tabela 5 – Características térmicas dos elementos construtivos	53
Tabela 6 – Densidades de ocupação e potência dos escritórios.....	55
Tabela 7 – Caudal volúmico de ar novo a insuflar em cada espaço.....	58
Tabela 8 – Caudal de extração por instalação sanitária.....	59
Tabela 9 – Carga térmica devida à renovação do ar	60
Tabela 10 – Carga térmica total por espaço para cada localização	61
Tabela 11 – Consumo teórico da iluminação e variáveis essenciais conforme tipologias.....	62
Tabela 12 – Parâmetros definidos para a determinação do consumo energético dos elevadores	65
Tabela 13 – Pressupostos iniciais	68
Tabela 14 – Propriedades térmicas do solo por localização	69
Tabela 15 – Temperatura do solo por localização e parâmetros associados	69
Tabela 16 – Potências caloríficas do permutador de calor por localização	70
Tabela 17 – Resistências térmicas do solo por localização	71
Tabela 18 – Caudais volúnicos e temperaturas da água no circuito do solo	72
Tabela 19 – Resistência térmica das sondas geotérmicas por localização	73
Tabela 20 – Comprimento total das sondas numa fase inicial	74
Tabela 21 – Temperaturas de penalização e valor final do comprimento das sondas.....	75
Tabela 22 – Perda de carga total por localização e por circuito	78
Tabela 23 – Características relevantes das bombas de circulação	79
Tabela 24 – Potência térmica e indicadores de eficiência do equipamento	79
Tabela 25 – Parâmetros essenciais para modelar as unidades VRF exteriores	81
Tabela 26 – Parâmetros essenciais para modelar as unidades CBC geotérmicas	82
Tabela 27 – Caudais volúnicos de ar e potências dos VC por espaço e localização	86
Tabela 28 – Consumo energético real da iluminação e fator de carga.....	92
Tabela 29 – <i>SCOP</i> e <i>SEER</i> conforme o EPET	96
Tabela 30 – Consumos elétricos anuais do edifício por utilizador.....	97
Tabela 31 – Necessidades térmicas das baterias conforme a localização	100
Tabela 32 – Consumos anuais do edifício por utilizador e localização	102

Acrónimos e Símbolos

Lista de Acrónimos

APA	Agência Portuguesa do Ambiente
AQS	Águas Quentes Sanitárias
Aquec	Aquecimento
Arref	Arrefecimento
ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers</i>
BHC	Bolbo Húmido Coincidente
BS	Bolbo Seco
CA	Corrente Alternada
CBC	<i>Chiller-Bomba de Calor</i>
CC	Corrente Contínua
CE	Comutado Eletronicamente
CIBSE	<i>Chartered Institution of Building Services Engineers</i>
COP	<i>Coefficient Of Performance</i>
CT	Cargas Térmicas
DR	Razão Dimensional (do inglês <i>Dimensional Ratio</i>)
DX	Expansão Direta (do inglês <i>Direct Expansion</i>)
EER	<i>Energy Efficiency Ratio</i>
EPET	Equipamento Produtor de Energia Térmica
EPS	Poliestireno expandido
GWP	Potencial de aquecimento global (do inglês <i>Global Warming Potential</i>)
HBM	<i>Heat Balance Method</i>
HDPE	<i>High-density polyethylene</i>
IES VE	<i>Integrated Environmental Solutions Virtual Environment</i>
ISEP	Instituto Superior de Engenharia do Porto
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
P.Porto	Instituto Politécnico do Porto
PEAD	Polietileno de Alta Densidade

PE-RT	Polietileno Resistente à Temperatura
PEX	Polietileno reticulado
PIB	Produto Interno Bruto
PMD	Motor com ímanes permanentes (do inglês <i>Permanent Magnet Drive</i>)
PMV	<i>Predicted Mean Vote</i>
PNEC	Plano Nacional Integrado Energia e Clima
PP	Polipropileno
PPD	<i>Predicted Percentage of Dissatisfied</i>
PVC	Policloreto de vinil
QAI	Qualidade do Ar Interior
RNC	Roteiro para a Neutralidade Carbónica
SCE	Sistema de Certificação Energética dos Edifícios
TRT	Teste de Resposta Térmica
UE	União Europeia
USGBC	<i>U. S. Green Building Council</i>
UTA	Unidade de Tratamento de Ar
UTAN	Unidade de Tratamento de Ar Novo
VAC	Volume de Ar Constante
VAV	Volume de Ar Variável
VC	Ventiloconvector
VRF	Caudal de Frigorigéneo Variável (do inglês <i>Variable Refrigerant Flow</i>)
VRV	Volume de Frigorigéneo Variável (do inglês <i>Variable Refrigerant Volume</i>)
VVVF	Voltagem e frequência variáveis (do inglês <i>Variable Voltage Variable Frequency</i>)
XPS	Poliestireno extrudido

Lista de Símbolos

A	área	m^2
c_p	calor específico	$J/(kg \cdot K)$
CT	carga térmica	W
\dot{m}	caudal mássico	kg/s
\dot{v}	caudal volúmico	m^3/s
h_{conv}	coeficiente de transferência de calor por convecção	$W/(m^2 \cdot K)$
U	coeficiente de transmissão térmica	$W/(m^2 \cdot K)$
b_{ztu}	coeficiente redução	adimensional
L	comprimento	m
k	condutibilidade térmica	$W/(m \cdot K)$
r	constante do gás	$J/(kg \cdot K)$
E	consumo de energia anual	MWh/ano
DPI	densidade de potência	W/m^2
d	diâmetro	m
α	difusibilidade térmica	m^2/dia
S	distância de separação	m
COP	eficiência nominal para aquecimento	adimensional
EER	eficiência nominal para arrefecimento	adimensional
$SCOP$	eficiência sazonal para aquecimento	adimensional
$SEER$	eficiência sazonal para arrefecimento	adimensional
h	entalpia	J/kg
e	espessura	mm
PLF	fator de carga parcial	adimensional
C	fator de correção	adimensional
f	fator de fricção	adimensional
F_{sc}	fator de perda de calor por curto-circuito	adimensional
F_u	fator de utilização	adimensional
G	fator G	adimensional
g	fator solar	adimensional
$EFLH$	horas equivalentes à carga máxima	h/dia útil

<i>LF</i>	fator de carga	adimensional
<i>m</i>	massa	kg
ρ	massa volúmica	kg/m ³
<i>NT</i>	necessidades térmicas	kWh
<i>N</i>	número de sondas	adimensional
Δp	perda de carga	Pa
<i>Q</i>	potência calorífica	W
<i>P</i>	potência elétrica	W
<i>SPP</i>	potência específica da unidade de bombagem	W/(l/s)
<i>SFP</i>	potência específica da unidade de ventilação	W/(m ³ /h)
<i>p</i>	pressão	Pa
<i>z</i>	profundidade	m
η	rendimento	adimensional
<i>R</i>	resistência térmica	m. K/W
<i>T</i>	temperatura	°C
<i>ELT</i>	temperatura de entrada da água	°C
<i>LLT</i>	temperatura de saída da água	°C
<i>TL</i>	transmissão luminosa	adimensional
<i>V</i>	volume	m ³

1. Introdução

Neste primeiro capítulo, é realizada uma introdução à presente dissertação, realizada no âmbito da obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, com especialização na área de Energia, corporizada pela respetiva contextualização do trabalho, o seu objetivo, a sua estrutura e uma breve apresentação à Empresa de acolhimento.

1.1. Contextualização

A eficiência energética nos edifícios é um tema com uma importância cada vez mais relevante, que visa a reduzir o impacto ambiental dos mesmos. Otimizar o desempenho energético de edifícios não contribui apenas para a redução do consumo global de energia, como também tem implicações significativas na mitigação das emissões de gases de efeito estufa e na promoção de ambientes mais saudáveis e confortáveis para os ocupantes, alinhando-se assim com a crescente preocupação global em reduzir o impacto ambiental e promover edifícios sustentáveis. Esta preocupação torna-se visível através das medidas globais e da União Europeia (UE) em descarbonizar as cidades e reduzir os consumos energéticos especialmente do setor dos edifícios, que sofrem grande influência por parte dos sistemas de climatização nos seus consumos energéticos.

A presente dissertação, ao comparar, num determinado edifício, três sistemas de Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado (AVAC) ao nível dos consumos energéticos dos mesmos, com recurso ao *software Integrated Environmental Solutions Virtual Environment (IES VE)*, contribuirá para a compreensão prática de como a escolha do sistema de climatização adequado afeta o desempenho energético de um edifício. Assim, proporcionará informar futuras práticas de design e construção, e promover a adoção de tecnologias mais sustentáveis. Permitirá também analisar diretamente, em três localizações diferentes em Portugal, (Porto, Lisboa e Faro), o efeito da alteração do clima no desempenho energético do edifício e dos sistemas AVAC, com foco nos Equipamentos de Produção de Energia Térmica (EPET) caracterizados como diferentes tecnologias de Bombas de Calor, considerados como bastante abrangidos em edifícios na atualidade.

1.2. Objetivo

O principal propósito da presente dissertação é avaliar o desempenho energético de três sistemas de AVAC distintos num determinado edifício por recurso a um *software* de simulação energética dinâmica, e verificar o impacto dos mesmos a nível ambiental e do consumo energético do edifício. O estudo é ainda replicado em 3 localizações diferentes em Portugal, de forma a verificar a alteração das condições climáticas na carga e no consumo energético dos sistemas. Assim, permitirá conhecer qual o sistema AVAC, mais concretamente, o EPET mais adaptado à otimização energética de um edifício de escritórios em diferentes climas de Portugal.

1.3. Estrutura

A presente dissertação visa a apresentação da concretização do objetivo deste trabalho, sendo esta organizada por capítulos e subcapítulos.

No primeiro e presente capítulo, é realizada a introdução ao projeto, com realce na contextualização, no objetivo e na estrutura do relatório.

No segundo capítulo, é realizada a revisão bibliográfica, focando-se em 4 temas: a certificação energética e ambiental dos edifícios, onde se avalia o impacto do consumo energético dos edifícios, salientando assim a importância deste trabalho, bem como os mecanismos desenvolvidos para reduzir os consumos energéticos deste setor; o cálculo das necessidades em aquecimento e arrefecimento, que proporciona uma amostra ampla dos fatores a ter em conta para o cálculo das respetivas Cargas Térmicas (CT); os sistemas AVAC, onde são explorados os sistemas em estudo com mais detalhe, com foco em tornar claro o funcionamento dos mesmos e em comparar cada um conforme os parâmetros relevantes; e as ferramentas de cálculo energético dinâmico, com o propósito de esclarecer o *software* escolhido para realizar a simulação energética dinâmica do edifício com os diferentes sistemas AVAC.

No terceiro capítulo, é apresentada a metodologia adotada para a realização do estudo exposto na presente dissertação, onde se dividiu a mesma em três subcapítulos. O primeiro subcapítulo, mais concretamente o cálculo das CT, revela as etapas seguidas para obter as CT dos espaços climatizados, bem como definidas as variáveis necessárias. No segundo subcapítulo, expõem-se os equipamentos restantes a definir conforme o seu consumo energético, e o procedimento adotado para verificar o aproveitamento da iluminação natural com o propósito de reduzir o uso da iluminação artificial. No terceiro e último subcapítulo, define-se os componentes dos sistemas AVAC em estudo, desde as suas características, até à sua implementação no *software* utilizado para a simulação energética dinâmica.

No quarto capítulo são apresentados os resultados obtidos com a execução deste estudo, onde é realizada uma extensa análise crítica dos mesmos, estando compartmentado em quatro subcapítulos diferentes. A análise dos resultados incide, essencialmente, nos resultados da simulação energética dinâmica, apresentando assim as necessidades de aquecimento e

arrefecimento dos sistemas, a poupança energética da iluminação artificial com o aproveitamento da iluminação natural, uma análise detalhada do desempenho energético do edifício, e, por fim, o efeito da alteração do clima do edifício nos resultados obtidos para o Porto.

No quinto e último capítulo, apresenta-se a conclusão do estudo realizado, resumizando os pontos mais relevantes. São também expostas as limitações encontradas ao longo do estudo, bem como a possibilidade da realização de trabalhos futuros baseados na investigação apresentada nesta dissertação.

1.4. Entidade de acolhimento

A presente dissertação foi realizada em contexto empresarial, com a realização de um estágio curricular na empresa Edifícios Saudáveis. Desta forma, foi possível recolher dados de uma forma mais direta, bem como compará-los com projetos realizados e receber conhecimento de fontes experientes na área.

A empresa atua em Portugal desde 1996, sempre com a temática da sustentabilidade ambiental em edifícios em mente. É responsável por realizar a 1ª certificação LEED e BREEAM em Portugal, assim como a 1ª certificação LEED GOLD na Península Ibérica, relevando assim ser pioneira na certificação energética de edifícios, com especial enfoque no sistema de certificação LEED. A empresa revela um conhecimento profundo na certificação energética e ambiental de edifícios através dos sistemas LEED e BREEAM, que, conseqüentemente, resulta numa elevada experiência em ferramentas de cálculo energético dinâmico [1].

Introdução

página propositadamente em branco

2. Revisão Bibliográfica

Neste capítulo, é feita uma pesquisa pertinente sobre o tema da presente dissertação, explorando todos os parâmetros essenciais para o entendimento teórico do presente trabalho, bem como da relevância do mesmo no contexto energético e ambiental atual. Primeiramente, é abordada a eficiência energética em edifícios, destacando o impacto do consumo energético dos edifícios e dos sistemas AVAC nos mesmos. Numa segunda fase, será apresentada a metodologia de cálculo das necessidades em aquecimento e arrefecimento ambiente, bem como todos os parâmetros essenciais para o mesmo. Em terceiro, são revistos os sistemas AVAC, com foco nos sistemas em estudo, caracterizando e aprofundando os conhecimentos teóricos dos mesmos.

2.1. Eficiência energética em edifícios

2.1.1. Energia em Portugal

Com o desenvolvimento de novas tecnologias e a dependência energética a aumentar ao longo dos anos, é expectável que os consumos energéticos também aumentem em conformidade. Portugal revela seguir esta tendência, como demonstrado na Figura 1, onde se verifica também que o setor doméstico e da indústria são os que têm mais peso [2].

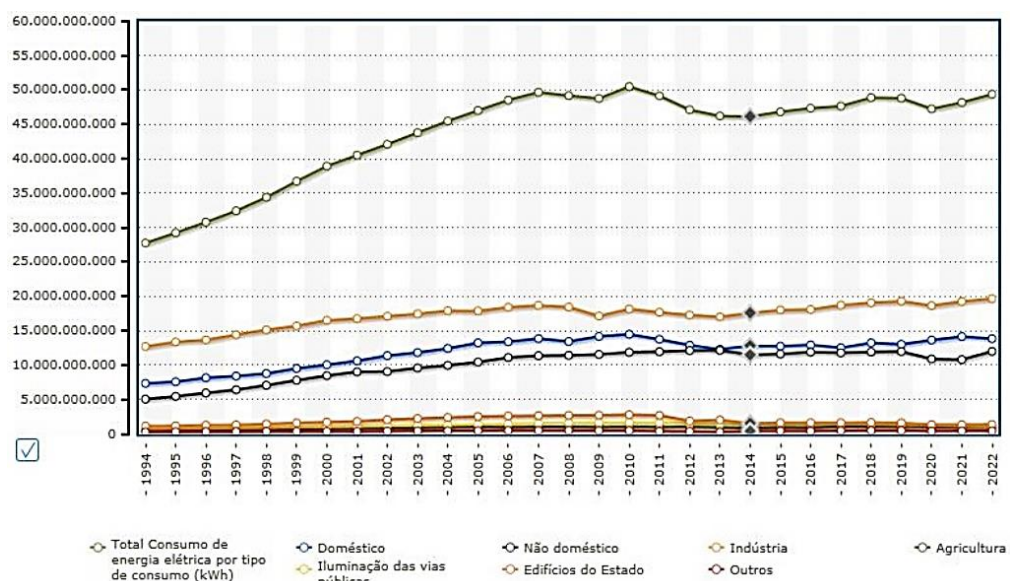


Figura 1 – Consumo de energia elétrica em quilowatt-hora ao longo dos anos em Portugal [2]

Face à dependência energética em Portugal que força a importação de combustíveis fósseis, houve uma necessidade de investir em fontes de energia renovável, reduzindo, assim, tanto a dependência energética, como o impacto ambiental do consumo energético. Ao longo dos anos, os recursos renováveis têm aumentado por consequência do investimento inicial, pelo que a incorporação de energia renovável no setor da eletricidade apresenta um peso significativo, sendo Portugal, em 2021, o quarto país com maior percentagem de incorporação na UE, como demonstra a Figura 2 [3].

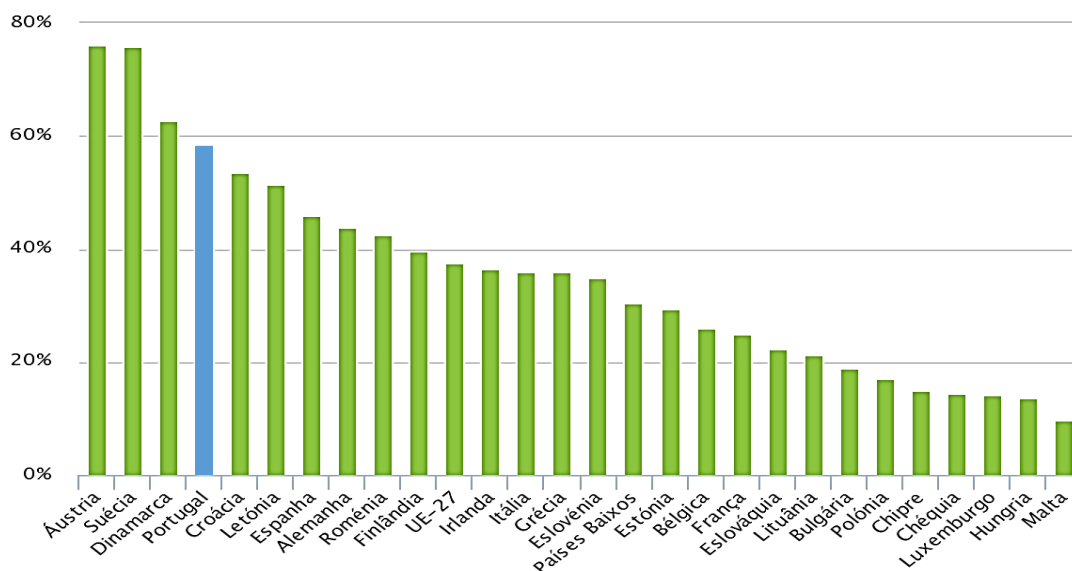


Figura 2 – Percentagem de incorporação de renováveis no setor da eletricidade em 2021 na UE (adaptado de [3])

Para além disto, Portugal tem apresentado uma redução constante tanto no consumo de energia primária como nas emissões totais de CO₂, e um aumento do Produto Interno Bruto (PIB), provando assim ter sido capaz de gerar riqueza com menos emissões e menor consumo de energia, como demonstra o gráfico da Figura 3 [4].

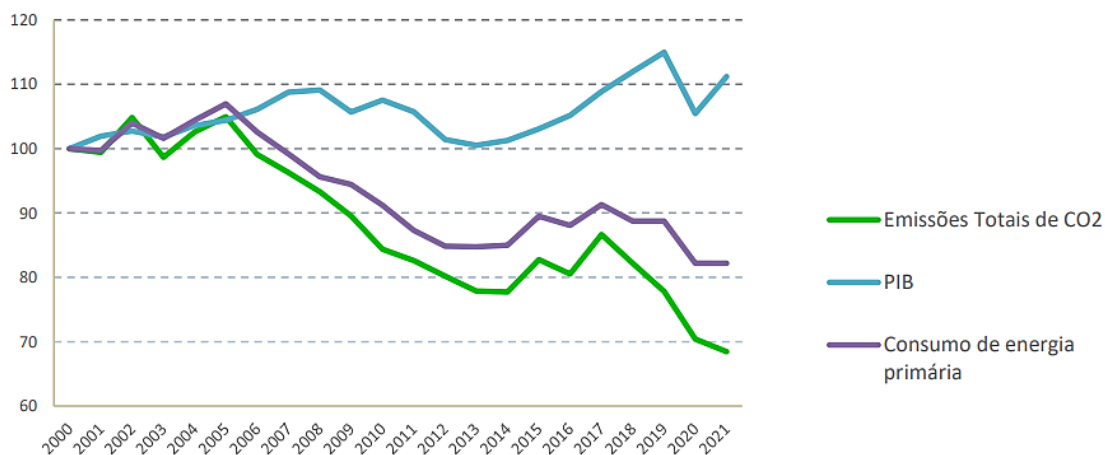


Figura 3 – Evolução do consumo de energia primária, emissões de CO₂ e PIB durante 2000-2021 em Portugal [4]

Recentemente, Portugal bateu novos recordes, sendo que, num período de 149 horas seguidas (31 de outubro a 6 de novembro de 2023), o país produziu mais energia de forma renovável face ao consumo nacional para o mesmo período, sendo que, parte da energia limpa produzida foi exportada para Espanha. Ainda em novembro de 2023, as energias renováveis abasteceram 87% da eletricidade consumida em Portugal nesse mês, devendo salientar as condições favoráveis especialmente para as produções hidroelétrica e eólica [5].

2.1.2. Impacto do consumo energético dos edifícios

O setor dos edifícios, tanto de habitação, como de comércio e serviços, é um dos setores com mais impacto no consumo energético na Europa, sendo responsável pelo consumo de cerca de 40% da energia final na Europa e cerca de 30% para o caso de Portugal [6]. Para além disto, na UE, este setor é responsável por 35% das emissões de gases de efeito de estufa e quase 40% das emissões totais de dióxido de carbono (CO₂), diretamente e indiretamente [7]. Porém, é estimado que mais de 50% do consumo de energia por parte dos edifícios pode ser reduzido através de medidas relativamente à eficiência energética, podendo representar uma redução anual de 400 milhões de toneladas de CO₂, quase correspondendo ao compromisso da UE no âmbito do Protocolo de Quioto [8]. Na Figura 4 é possível verificar o consumo energético de edifícios de comércio e serviços ao longo dos anos em Portugal e a fonte energética correspondente.

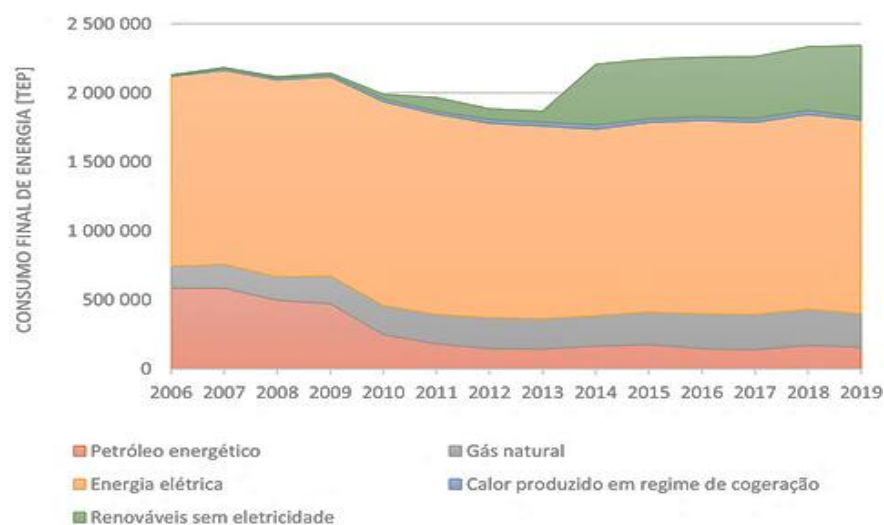


Figura 4 – Consumo energético em Portugal ao longo dos anos conforme a fonte energética para edifícios de comércio e serviços [6]

Um dos fatores que causa o elevado consumo energético dos edifícios resulta das necessidades de aquecimento/arrefecimento dos mesmos, sendo que os sistemas AVAC podem ser responsáveis por cerca de 63% do consumo anual de energia nos agregados familiares da UE e 77% das emissões mundiais de gases fluorados de efeito de estufa [9]. A nível global, os sistemas AVAC correspondem ao utilizador com maior consumo nos edifícios, com cerca de 38% do consumo final do edifício [10]. No entanto, é importante referir que as necessidades de aquecimento/arrefecimento dos edifícios serão maiores quanto menor for a sua qualidade de construção, mais concretamente o nível de isolamento térmico da envolvente [11].

Para além disso, o desempenho energético dos edifícios é também afetado pelas seguintes condições [12]:

- Envelhecimento natural dos materiais e da falta de manutenção;
- Condições e características do edifício;
- Estado e rendimento dos sistemas energéticos;
- Comportamentos dos utilizadores.

Na UE, cerca de 85% dos edifícios foram construídos antes de 2000, 75% destes edifícios apresentam um fraco desempenho energético, e apenas 1% dos edifícios melhora a sua performance energética através de renovações todos os anos, o que revela não só uma relação direta entre a qualidade de construção (especialmente a nível da envolvente e isolamento) com o desempenho energético do edifício como um baixo interesse em melhorar o mesmo [13].

Verificou-se que, num determinado edifício em Kandahar com paredes compostas pela espessura de um tijolo apenas e de janelas de vidro simples, e um mesmo edifício com paredes compostas por tijolo e uma camada de 5 cm de isolante, houve uma redução de 11% do consumo de energia para aquecimento e arrefecimento do edifício. Observa-se uma redução notória relativamente a uma alteração mínima na envolvente do edifício como prova da influência dos elementos construtivos no consumo energético dos sistemas [14].

Em Portugal, a construção de edifícios até 1990 não estava sobre qualquer verificação regulamentar relativamente a elementos da envolvente e equipamentos para produção de Águas Quentes Sanitárias (AQS) e para a climatização dos espaços interiores [15].

2.1.3. Evolução da legislação

O impacto a nível ambiental e económico do consumo energético dos edifícios provocou o surgimento na Europa da Diretiva n.º 2002/91/CE, do Parlamento Europeu e do Conselho, de 16 de dezembro 2002, relativa ao desempenho energético dos edifícios, que serviu como base, para a incorporação no ordenamento jurídico nacional, três decretos distintos:

- **Decreto-Lei n.º 78/2006, de 4 de abril**, que aprovou o Sistema Nacional de Certificação Energética e da Qualidade do Ar Interior nos Edifícios (SCE);
- **Decreto-Lei n.º 79/2006, de 4 de abril**, que aprovou o Regulamento dos Sistemas Energéticos de Climatização em Edifícios (RSECE);
- **Decreto-Lei n.º 80/2006, de 4 de abril**, que aprovou o Regulamento das Características de Comportamento Térmico dos Edifícios (RCCTE).

Nesto contexto, o Estado Português demonstrou um compromisso com a eficiência energética dos edifícios, adquirindo assim uma experiência relevante que se traduziu não só na eficácia do sistema de certificação energética, mas também na identificação de áreas passíveis de aprimoramento da aplicação prática. A criação e aplicação do sistema referido contribuiu também para o destaque crescente nos temas relacionados com a eficiência energética e utilização de energia renovável nos edifícios [16]. No entanto, surge uma nova Diretiva Europeia para o Desempenho Energético dos Edifícios (EPBD), a Diretiva 2010/31/UE do Parlamento Europeu e do Conselho, que por sua vez gerou a oportunidade de melhorar a sistematização e

aplicação do sistema de certificação energética através de uma revisão dos respetivos regulamentos. Foi então publicado o **Decreto-Lei n.º 118/2013**, que inclui, num único diploma, o Sistema de Certificação Energética dos Edifícios (SCE), o Regulamento de Desempenho Energético dos Edifícios de Habitação (REH) e o Regulamento de Desempenho Energético dos Edifícios de Comércio e Serviços (RECS), permitindo assim uma facilidade na interpretação das normas e uma separação mais clara relativamente às diretrizes a seguir para edifícios de habitação e edifícios de comércio e serviços.

Por fim, é publicado o **Decreto-Lei n.º 101-D/2020**, face à apresentação por parte da Comissão Europeia do Pacote “Energia Limpa para todos os Europeus” (Pacote Energia Limpa) em novembro de 2016, com vista ao estabelecimento do necessário enquadramento prático e normativo para a transição energética na década de 2021-2030 e para a criação da União da Energia e da Ação Climática na União Europeia, assegurando o cumprimento do Acordo de Paris sobre as alterações climáticas e o aquecimento global. Este estabelece os requisitos aplicáveis a edifícios para a melhoria do seu desempenho energético e regula o SCE, transpondo a Diretiva (UE) 2018/844 e parcialmente a Diretiva (UE) 2019/944. Estabelece também que os edifícios novos devem ser edifícios com necessidades quase nulas de energia (NZEB) [17].

Na Figura 5, encontra-se esquematizada a evolução legislativa, tanto a nível nacional, como a nível europeu.

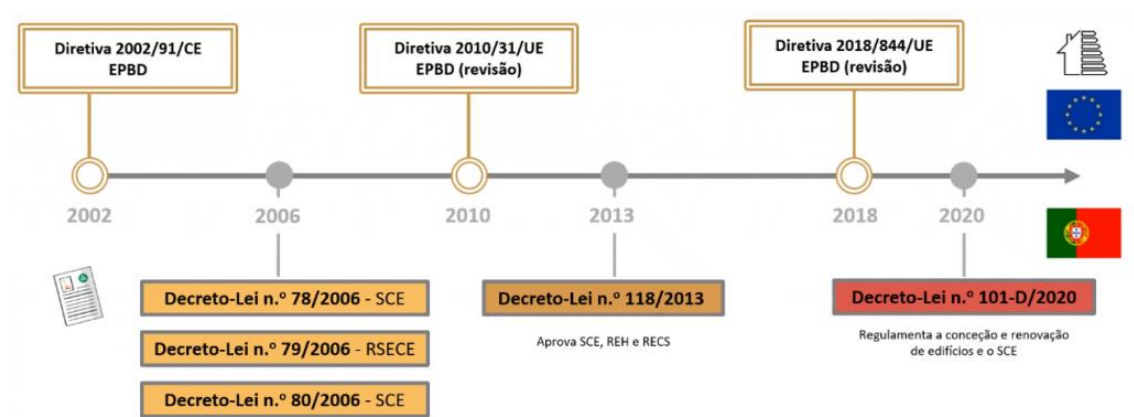


Figura 5 – Evolução da legislação Portuguesa e Europeia relativamente à eficiência energética [18]

2.1.4. Expectativas futuras

Atualmente, a UE promove a diminuição das necessidades de consumo de energia, o aumento da eficiência energética e o recurso a fontes de energia renovável, com objetivo de neutralizar as emissões de carbono até 2050, de acordo com o Pacto Ecológico Europeu, no âmbito do Acordo de Paris. De modo a cumprir os temas definidos neste, a UE implementa a Lei Europeia do Clima [19].

Apesar de ambicioso, a UE já demonstrou ser capaz de reduzir a sua pegada ecológica em metas anteriormente definidas. No âmbito do Protocolo de Quito, a UE e os seus Estados-Membros definiram uma redução das emissões dos gases com efeito de estufa em 20% até 2020 (em relação aos níveis de 1990). Verificou-se uma estimativa de redução das emissões em 31%,

cumprindo notoriamente a meta definida. Futuramente, para 2030, a UE estabelece uma redução de 55% das emissões (comparativamente aos níveis de 1990) [20].

Em Portugal, foram definidos o Plano Nacional de Ação para a Eficiência Energética (PNAEE 2016) e o Plano Nacional de Ação para as Energias Renováveis (PNAER 2020), de forma a cumprir com os compromissos internacionais assumidos pelo país relativamente à eficiência energética e à utilização de energia proveniente de fontes renováveis. Das metas impostas para 2020, inclui-se a redução em 20% das emissões de gases com efeitos estufa relativamente a 1990, o uso de energia proveniente de fontes renováveis em 31% do consumo final bruto e 10% da energia usada nos transportes, e a redução de 25% do consumo de energia primária comparativamente à projeção do consumo para 2020, reduzindo também a dependência energética [21]. Foi também delineado o Roteiro para a Neutralidade Carbónica (RNC 2050), que visa implementar as metas e diretrizes estabelecidas no Pacto Ecológico Europeu, com o propósito de descarbonizar o parque edificado até 2050 [22]. O RNC 2050 demonstra que é viável a neutralidade carbónica até 2050, reduzindo as emissões entre 85% e 90% comparativamente a 2005, com a contribuição de todos os setores. Através da redução do uso de combustíveis fósseis e sustentando-se nos recursos renováveis, permitindo também uma utilização mais eficiente dos recursos [23].

Entretanto, surge o Plano Nacional Integrado Energia e Clima (PNEC) como o principal instrumento de política energética e climática para os anos 2021-2030, substituindo os planos previamente mencionados. Este plano atribui metas a atingir até 2030 com o propósito de corresponder com o RNC 2050, incidindo, essencialmente, nos mesmos pontos que os planos anteriores, mas agora com valores mais exigentes [24]. Desta forma, estão previstas, na revisão de 2023 do PNEC, evoluções a nível das emissões e contributo das energias renováveis para 2030, como apresentado na Figura 6.

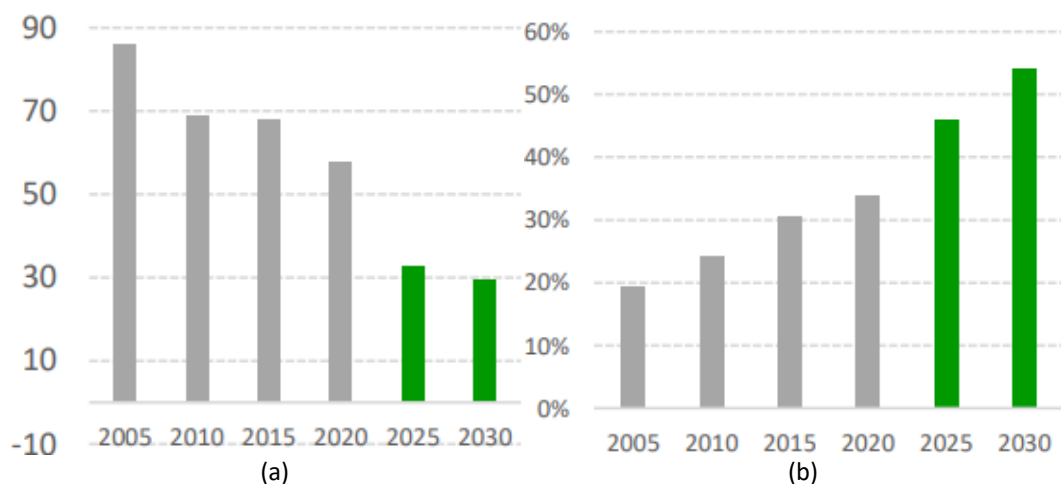


Figura 6 – Evolução até 2030 (a) das emissões totais de CO₂ (Mton CO₂), (b) do contributo das renováveis no consumo final de energia [4]

Ainda com o objetivo de cumprir o Pacto Ecológico Europeu, a UE apresentou o pacote legislativo “Objetivo 55” que enumera medidas para todos os setores da economia da UE estarem aptos a corresponder às metas climáticas definidas [25]. Mais concretamente, estabelece a redução das emissões na UE em, pelo menos, 55% até 2030 como uma obrigação

legal para os Estados-Membros da UE [26]. No que toca ao desempenho energético dos edifícios, estima-se que quase 75% dos edifícios existentes são energeticamente ineficientes, necessitando de uma renovação energética em grande escala. Assim, esta legislação europeia define que os edifícios novos terão de ter emissões nulas a partir de 2028 para edifícios detidos por entidades públicas, e a partir de 2030 para todos os edifícios. Verifica-se, especialmente, uma necessidade em renovar os edifícios existentes para melhorar o seu desempenho energético [27].

2.2. Cálculo das necessidades em aquecimento e arrefecimento

A climatização dos edifícios tem vindo a crescer ao longo dos anos dado à crescente permanência humana em espaços interiores, o que implica a necessidade de assegurar todas as condições que mantenham os ocupantes confortáveis. Engloba todos os sistemas que garantam conforto térmico e a Qualidade do Ar Interior (QAI), bem como o dimensionamento dos mesmos. Desta forma, existem diversos fatores a ter em conta, desde as temperaturas de conforto, aos materiais construtivos da envolvente do edifício, necessitando assim recolher os parâmetros necessários do edifício para a determinação destes fatores. No fim, é possível determinar as CT de aquecimento e arrefecimento do sistema, que permitirão dimensionar e selecionar os equipamentos que melhor se adaptam a estas. O consumo energético de um sistema AVAC depende da carga térmica para o qual foi dimensionado, implicando assim num cálculo minucioso e o mais próximo da realidade possível, pelo que o propósito desta dissertação segue este princípio. Assim, as etapas para a seleção de um sistema AVAC devem ser seguidas conforme demonstrado na Figura 7 [28].

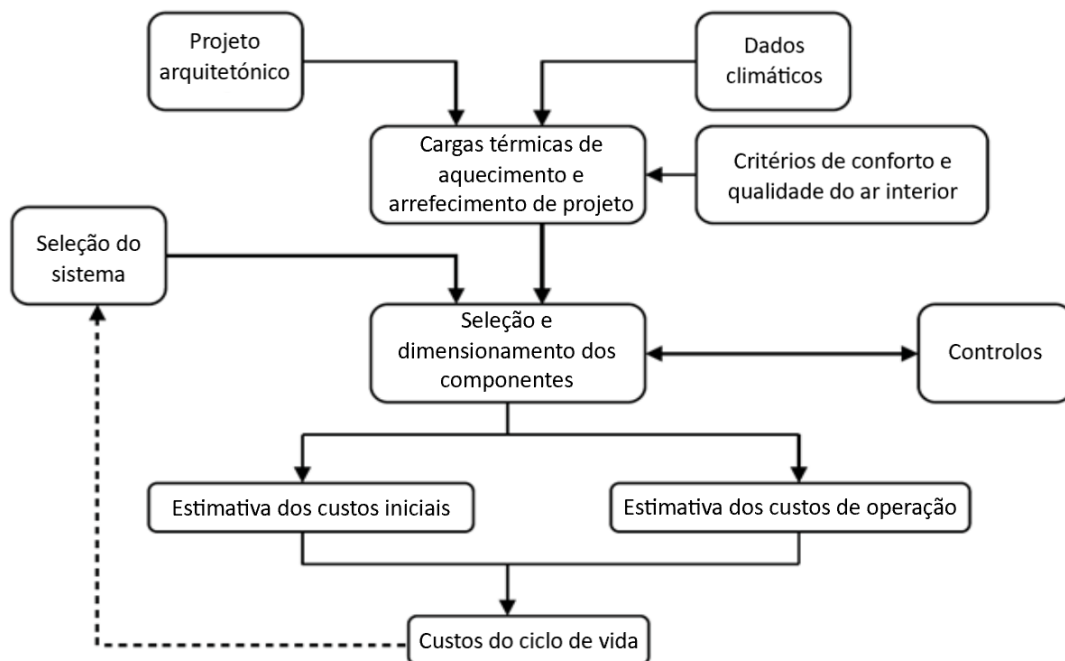


Figura 7 – Processo de conceção de um sistema AVAC (adaptado de [29])

É necessário, no entanto, distinguir o método de obtenção das CT de aquecimento e de arrefecimento.

a) Cargas térmicas de aquecimento

As CT de aquecimento caracterizam-se pela quantidade de calor necessário de se introduzir no espaço de forma a manter as condições de temperatura e humidade desejadas para o conforto térmico dos ocupantes. Para o cálculo das mesmas, considera-se sempre o pior cenário, com a menor temperatura exterior e sem ganhos internos ou solares. É considerado então a perda de calor das seguintes formas [30]:

- Condução, para o exterior, através do telhado, paredes externas, janelas;
- Condução, para espaços adjacentes não climatizados, através do teto, paredes interiores e chão;
- Infiltração de ar exterior através de portas, janelas ou pequenas falhas na envolvente.

Desta forma, é também necessário ter em conta o aquecimento do ar a ser insuflado no espaço pelo sistema de ventilação mecânica, que pode ser dado pela 1ª lei da termodinâmica [28].

b) Cargas térmicas de arrefecimento

Com a crescente preocupação em tornar a tecnologia e os consumos de energia (especialmente através de combustíveis fósseis) mais sustentáveis, especialmente devido ao aquecimento global, os métodos de cálculo das CT foram também evoluindo de forma a obter resultados mais precisos e eficientes, desde ao mais simples cálculo da transferência de calor por uma superfície, até a um dos métodos mais recorridos atualmente, o *Heat Balance Method* (HBM), desenvolvido pela ASHRAE [31]. Na Figura 8, encontra-se ilustrado graficamente a evolução de alguns métodos para o cálculo das CT conforme a sua precisão e complexidade, considerando o HBM o método com maior precisão e complexidade.

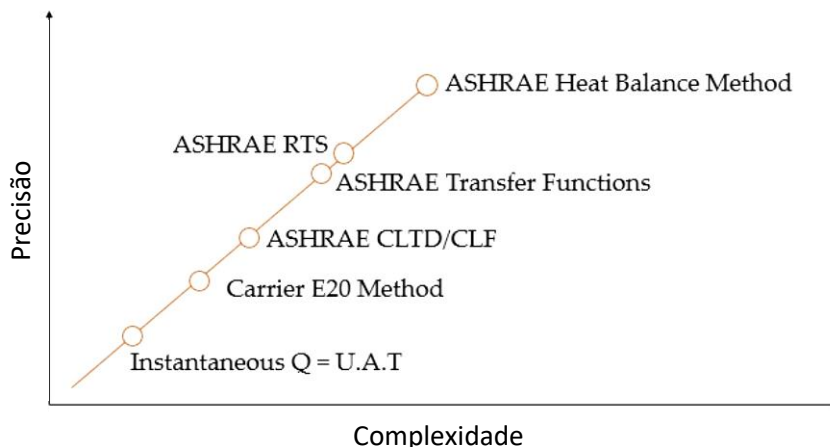


Figura 8 – Comparação dos métodos desenvolvidos ao longo do tempo para obter as CT relativamente à precisão e complexidade (adaptado de [31])

Este método contabiliza, para cada superfície do espaço, o balanço térmico por condução, convecção e radiação, e o balanço térmico da convecção do ar interior. A principal vantagem é o facto de não apresentar parâmetros arbitrados e pormenorizar todos os processos, cobrindo uma vasta gama de aplicações. É necessário ter conta algumas suposições que permitem aplicar

este método. No entanto, estas suposições são consideradas válidas e razoáveis para a maioria das aplicações. Assume-se então que [28]:

- O ar num determinado espaço está bem misturado, pelo que a sua temperatura é uniforme;
- As temperaturas das superfícies são uniformes;
- A irradiação de ondas longas e curtas é uniforme;
- As superfícies são riantes difusas;
- A condução de calor é unidimensional no interior.

Este método, por ser mais complexo e preciso, resolve processos de balanço térmico que requerem soluções iterativas e, por sua vez, é necessário recorrer a sistemas informáticos. Os balanços térmicos são formulados conforme o conceito da taxa de transferência de calor por unidade de área [32].

As CT de arrefecimento caracterizam-se pela quantidade de calor necessária de remover do espaço, de forma a manter as condições de temperatura e humidade desejadas para o conforto térmico dos ocupantes. Deste modo, para o cálculo das mesmas, é necessário ter em conta mais fatores, tornado assim mais complexo o cálculo destes relativamente às CT de aquecimento [30]:

- Ganho de calor por condução através do telhado, paredes exteriores e envidraçados;
- Ganho de calor por radiação solar através dos envidraçados;
- Ganho de calor por condução através de espaços adjacentes não climatizados por paredes interiores, teto e chão;
- Ganhos de calor internos através dos ocupantes, iluminação e equipamentos do espaço;
- Ganhos de calor por infiltração de ar através de portas, janelas ou pequenas falhas na envolvente;
- Ganhos de calor devido a uma possível ventilação natural existente no edifício;
- Ganhos de calor gerados pelos equipamentos do sistema.

As CT totais de arrefecimento podem ser obtidas de 2 maneiras:

- Somar as CT máximas de cada espaço, independentemente da data, denominado de *sum-of-peaks load*;
- Definir a CT total máxima de um determinado período, denominado de *block load*.

Geralmente, a primeira opção garante, de uma forma mais confiável, que o sistema seja capaz de combater a CT dos espaços, uma vez que é dimensionado para a CT máxima de cada espaço. No entanto, a segunda opção é mais fiel à realidade, dado que não é real assumir que haverá um período em que todos os espaços vão estar com a carga térmica máxima prevista. Uma vez que a primeira opção é vista então como um sobredimensionamento relativamente à segunda, demonstra-se menos sustentável. A segunda opção pode ser mais recorrente para sistemas de ventilação que funcionam a caudal variável [30].

As **infiltrações**, contabilizadas em ambas CT, também constituem uma parte importante para o cálculo das mesmas, sendo que, conforme a construção dos edifícios, as infiltrações podem ser

mínimas ou não. Por norma, o objetivo é reduzir as mesmas para manter o sistema o mais eficiente possível. Estas podem ocorrer devido a imperfeições na estrutura do edifício e podem estar dependentes da classe de permeabilidade dos envidraçados, caracterizando-se pela entrada de ar exterior indesejado para os espaços [33].

2.2.1. Conforto térmico

O conforto térmico é um dos propósitos fulcrais de um sistema AVAC e pode ser definido como o “estado de espírito que expressa a satisfação do indivíduo com o ambiente térmico” [34, p. 13].

Apesar de parecer abstrata, esta definição demonstra que o julgamento do conforto pessoal é um processo cognitivo que envolve vários fatores influenciados por processos físicos, fisiológicos e psicológicos. É necessário compreender que o conforto térmico é afetado não só por diversos fatores exteriores como a humidade relativa do ar, temperatura de bolbo seco, temperatura radiante e velocidade do ar, mas também por fatores pessoais, sendo estes compreendidos entre o nível de vestuário e a atividade metabólica de cada ocupante do espaço. Estes fatores pessoais são uma conjugação do calor produzido/retido pelo corpo humano por convecção, radiação e evaporação tanto superficial como por respiração, conforme a atividade no espaço e o vestuário em uso [28]. É possível visualizar estes fatores na Figura 9.

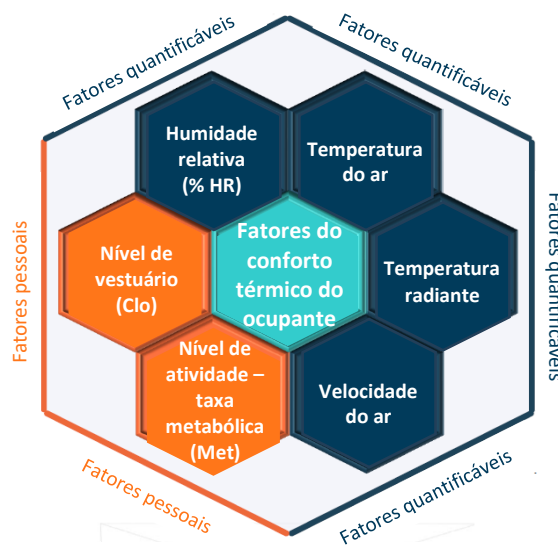


Figura 9 – Parâmetros a ter em conta para o conforto térmico (adaptado de [35])

De forma a prever a sensação térmica média de um grupo de pessoas num determinado ambiente, utiliza-se o índice *Predicted Mean Vote* (PMV) que se traduz numa escala de 7 pontos: -3 a 3, sendo que -3 representa frio, +3 quente, e 0 é a sensação térmica neutra (ideal). Além disso, recorre-se também ao índice *Predicted Percentage of Dissatisfied* (PPD) que avalia a percentagem de pessoas satisfeitas no ambiente em que se encontram inseridas [28].

É definido pela norma ISO 7730 que um ambiente térmico de qualidade apresenta um PPD inferior a 10%. Também define que o valor de PMV deve estar compreendido entre +0,5 e -0,5 para os valores estipulados do índice de PPD [36].

Conforme os fatores previamente mencionados, é possível obter uma temperatura operativa (relaciona a temperatura média radiante com a temperatura do ar ambiente) utilizada para determinar o conforto térmico dos ocupantes [28].

Definindo um vestuário de 0,5 clo para o verão e 0,9 clo para o inverno, e uma atividade sedentária de 1,2 met como as condições padrão (sendo necessário efetuar alterações conforme o vestuário e a atividade) [34], é possível verificar na Figura 10 se, para uma determinada temperatura operativa definida e humidade relativa do ar, existe conforto térmico para o verão e para o inverno.

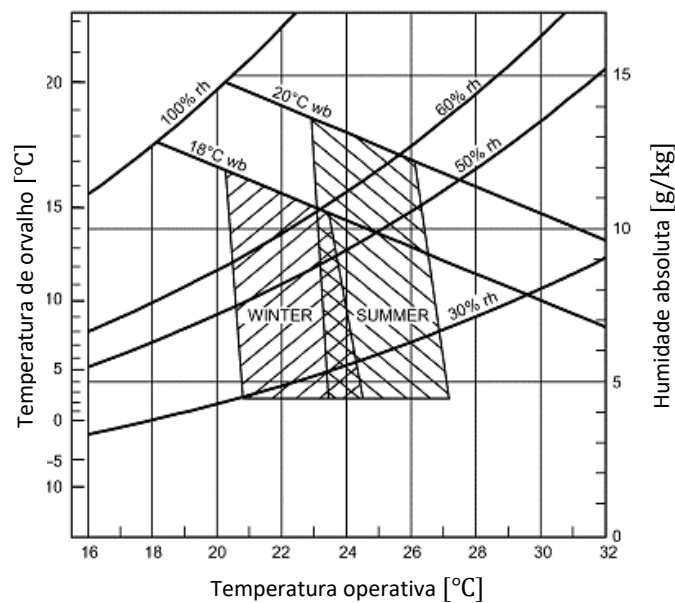


Figura 10 – Zona de conforto térmico para o inverno (*winter*) e o verão (*summer*) (adaptado de [28])

2.2.2. Temperatura exterior de projeto

Definir a temperatura exterior de projeto é fundamental para uma correta previsão do desempenho térmico e energético do edifício, bem como para o dimensionamento correto de um sistema AVAC, mais concretamente para o cálculo das CT. Esta temperatura corresponde ao valor extremo da temperatura do ar exterior, conforme as probabilidades de ocorrência. Para a **estação de aquecimento**, a temperatura poderá ser para uma probabilidade acumulada de ocorrência de 1%, ou seja, em 99% das horas durante o ano as temperaturas exteriores mínimas são superiores a esta temperatura, ou de 2,5%. No entanto, o projetista tem a liberdade de decidir qual das probabilidades se adequa ao edifício em questão conforme o rigor pretendido, podendo definir os valores da seguinte forma [37]:

- 1% para edifícios hospitalares, clínicas, residências para a terceira idade, salas de computadores e noutras situações justificadas pelo projetista;
- 2,5% para os restantes casos.

Para a **estação de arrefecimento**, a temperatura poderá ser obtida para uma probabilidade acumulada de 99%, ou seja, em 99% das horas durante o ano as temperaturas exteriores

máximas são inferiores à temperatura correspondente, de 97,5% ou de 95%. Desta forma, pode-se definir a mesma conforme o edifício [37]:

- 99% para edifícios hospitalares, clínicas, salas de computadores e noutras situações justificadas pelo projetista;
- 97,5% para edifícios e espaços especiais a considerar pelo projetista;
- 95% para os restantes casos.

2.2.3. Qualidade do ar interior

A QAI é um aspeto importante num sistema AVAC por ser uma das principais vertentes do mesmo. Num espaço interior, é necessário renovar o ar do mesmo de forma a manter poucos poluentes provenientes tanto dos ocupantes como dos materiais dos diversos equipamentos do espaço. Uma má QAI pode afetar a produtividade e o bem-estar dos ocupantes, podendo até causar problemas na saúde dos mesmos devido à acumulação de contaminantes no ar, tornando-se essencial definir bem as estratégias de ventilação [38].

Um sistema de ventilação é uma parte fundamental num sistema AVAC, sendo que este é responsável por distribuir ar fresco proveniente do exterior (ou por vezes recirculado) e diluir os contaminantes, extraíndo o ar contaminado. Devem ser utilizados filtros apropriados conforme as necessidades do espaço [39].

No entanto, a ventilação pode ser natural, por via de fugas e aberturas no edifício em consequência das diferenças de pressão, ou mecânica, necessitando de componentes motorizados para forçar a movimentação do ar e condutas de distribuição de ar [40].

De forma a manter a QAI, é necessário determinar as renovações por hora do ar do espaço ou o caudal de ar a insuflar/extrair do espaço. A metodologia a adotar deve estar de acordo com os requisitos da Portaria n.º 138-I/2021, que apresenta 2 métodos: o método analítico e o método prescritivo [41]. É ainda possível seguir a metodologia apresentada pela norma da *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE)*, a *Standard 62.1* [42].

2.2.4. Elementos construtivos

Para obter as CT, é necessário definir os elementos construtivos do edifício, mais concretamente da envolvente exterior e os elementos que separam espaços úteis de espaços não úteis, uma vez que são nestes casos que existem maior troca de calor que afetam a carga térmica do nosso espaço. Através da resistência térmica dos materiais, é possível obter o coeficiente global de transmissão térmica de cada elemento construtivo, que afetará diretamente o cálculo das CT [43].

Pode-se compartimentar os elementos construtivos em dois grupos: elementos opacos e não opacos. Elementos opacos não permitem a transmissão de radiação solar (paredes, coberturas, portas e pavimentos), contrariamente aos elementos não opacos, que permitem a transmissão de radiação solar (envidraçados) [30].

Para **elementos opacos**, existem valores tabelados para o coeficiente global de transmissão térmica para os elementos construtivos compostos por determinados materiais típicos, não deixando de disponibilizar também as respetivas resistências e condutibilidades térmicas dos materiais. Para **elementos não opacos**, como permitem a transmissão de radiação solar, existem diversos fatores a ter em conta, desde se os envidraçados têm proteção solar, ou se existe sombreamento solar. No entanto, os valores do coeficiente global de transmissão térmica podem ser encontrados na ficha técnica do produto fornecida pelo fabricante, desde que estejam conforme previsto nas Normas EN 14351-1+A2 e EN 14351-2 [44]. Além disso, os coeficientes globais de transmissão térmica podem ser encontrados tabelados conforme as características dos envidraçados [45].

É também importante contabilizar as pontes térmicas planas (PTP) e as pontes térmicas lineares (PTL). As **PTP** caracterizam-se por heterogeneidades inseridas na zona corrente da envolvente, como certos pilares, vigas, caleiras ou caixas de estore, sendo que os valores dos coeficientes de transmissão térmica encontram-se tabelados.

As **PTL** correspondem à concentração da transferência de calor que ocorre nas ligações entre diferentes elementos construtivos. No entanto, o cálculo das PTL é facultativo para edifícios de comércio e serviços. Para além disso, existem determinadas PTL que não são consideradas [44]:

- Paredes de compartimentação que intersejam paredes, coberturas ou pavimentos em contacto com o exterior ou espaços não úteis;
- Paredes em contacto com o solo;
- Paredes interiores que separam um espaço útil de um espaço não útil ou de um edifício adjacente, desde que $b_{ztu}^1 \leq 0,7$.

As PTL são o resultado do somatório do produto do coeficiente de perdas lineares (ψ) pelo comprimento das mesmas (L). O coeficiente de perdas lineares pode ser obtido por catálogos de PTL desde que tenham sido calculadas segundo a Norma EN ISO 14683, com recurso à metodologia definida na Norma ISO 10211 [46].

Para a obtenção dos valores previamente mencionados conforme as características dos elementos construtivos, é importante ter presente a Portaria n.º 138-I/2021 que apresenta os requisitos mínimos de desempenho energético relativos à envolvente dos edifícios, com valores tabelados que os edifícios novos devem respeitar [41]. É feita ainda uma revisão dos materiais correntes na construção para cada tipo de elemento construtivo.

a) Elementos opacos

Os elementos opacos são constituídos por vários elementos estruturais, como paredes, lajes, coberturas e vigas. Atualmente, o material mais utilizado para elementos estruturais é o betão, cuja junção com o aço de construção é denominada de betão armado. Os materiais com maior relevância para o presente estudo são as paredes exteriores e as coberturas. Relativamente a

¹ Coeficiente de redução atribuído a espaços não úteis de forma a classificar estes em termos de perdas caloríficas quando em contacto com um espaço útil, classificando entre $b_{ztu} \leq 0,7$ e $b_{ztu} > 0,7$ [44].

paredes não estruturais exteriores (mais recorrentes num edifício), são, geralmente, constituídas por 2 camadas de tijolo furado ou betão, com um material isolante térmico e acústico (por exemplo poliestireno) na camada intermédia, e um acabamento de estuque, azulejos ou apenas reboco. As coberturas devem ser revestidas por camadas impermeáveis e resistentes aos agentes atmosféricos, sendo divididas em 2 tipos: inclinadas ou não inclinadas. Os materiais mais comuns para o revestimento exterior são as telhas (usualmente em coberturas inclinadas para melhor escoamento da água da chuva), as chapas onduladas ou as telas asfálticas. Para o revestimento interior, no caso de ser um teto, é usualmente utilizado estuque, e, no caso de ser um pavimento, usam-se madeiras e mosaicos cerâmicos. A estrutura pode ser de madeira, aço ou betão armado [47].

Uma característica importante a ter em conta nos elementos opacos é a **inércia térmica** dos materiais para um dimensionamento preciso das necessidades térmicas do edifício. A inércia térmica descreve a capacidade de os materiais armazenarem o calor transferido durante o tempo, variando maioritariamente em função da massa volúmica do elemento. Desta forma, compreende-se o quão sensível um material é às mudanças de temperatura e a atingir condições de estado estacionário. Quanto mais elevada for a inércia térmica de um determinado material, maior será a quantidade de energia necessária para alterar as condições térmicas do mesmo [48]. Na Figura 11 podemos observar uma representação gráfica da inércia térmica de um dado material.

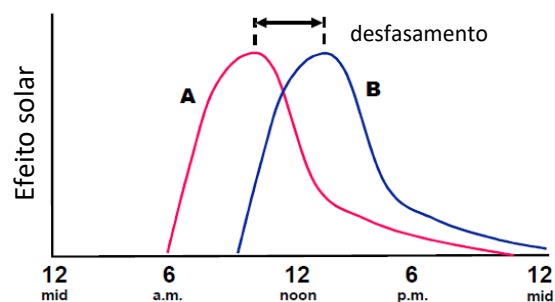


Figura 11 – Inércia térmica de um material representada graficamente (adaptado de [30])

b) Elementos não opacos

Os elementos não opacos são caracterizados pelos envidraçados. Estes elementos apresentam um impacto considerável no edifício, não só devido aos ganhos solares, como a luz natural permite um melhor ambiente e saúde física e mental para os ocupantes [49]. Podem ser definidos por vidros simples, vidros duplos ou até vidros triplos. Tornar um edifício mais ecológico recai também na escolha de um vidro eficiente, uma vez que este pode contribuir cerca de 40% a 50% do consumo total de energia por parte do edifício, sendo essencial definir requisitos em parâmetros como o coeficiente global de transmissão térmica e o fator solar [50]. Atualmente, o envidraçado mais corrente é o de vidro duplo, constituído por 2 camadas de vidro (incolor ou de vidro exterior colorido), e uma caixa de ar ou de outro gás com o propósito de melhorar o isolamento do envidraçado. A caixilharia pode ser de policloreto de vinil (PVC), madeira ou metal, estando ainda presente na separação dos 2 vidros um perfil, geralmente em alumínio [51].

2.2.5. Ganhos solares

Os edifícios encontram-se, especialmente durante a época de arrefecimento, em constante contacto direto com as radiações solares em grande parte da sua área durante as horas de sol durante o dia. Desta forma, é importante conhecer os diferentes percursos do sol para se contabilizar estes ganhos, podendo aproveitar os mesmos ou arranjar alternativas para restringir a influência destas radiações especialmente pelos elementos não opacos [52].

No entanto, apesar de a energia irradiada ou intensidade de radiação do sol ser praticamente constante, a energia solar disponível é bastante variável conforme a latitude geográfica, o dia do ano e o próprio ano [53].

A posição solar pode ser descrita através de 2 coordenadas num plano horizontal: a altura solar, γ_s (elevação angular entre o centro do disco solar e o plano horizontal), e o azimute, α_s (ângulo horizontal entre o plano vertical que contém o centro do disco solar e o plano vertical norte-sul geográfico) [33]. Pode-se observar o percurso do sol durante o dia ao longo do ano na Figura 12.

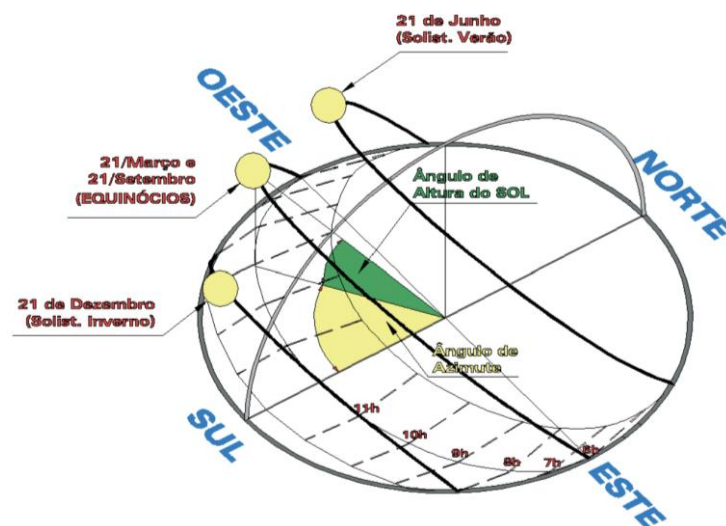


Figura 12 – Percurso do sol durante o dia ao longo do ano em Portugal [52]

De forma a aproveitar estes ganhos, em Portugal, é mais vantajoso a fachada estar orientada a sul, estando mais exposta ao sol durante o inverno e mais facilmente protegida durante o verão por apresentar um ângulo mais acentuado, incidindo maioritariamente nos planos horizontais (como coberturas) [52].

Assim, para quantificar estes ganhos, é necessário obter o fator solar, g_{\perp} , que tem em conta todas as características dos envidraçados, desde o número de vidros, à existência ou não de dispositivos de proteção solar conforme a sua tipologia [44].

2.2.6. Ganhos internos

Os ganhos internos são definidos pelo calor libertado por fontes internas (dentro do espaço a climatizar) como equipamentos, iluminação e ocupantes. Com a evolução tecnológica, os ganhos internos tornaram-se cada vez mais impactantes nas condições climáticas dos edifícios, uma vez que o uso de computadores e outros equipamentos aumentou, bem como a densidade de ocupação também aumentou em diversas tipologias de espaços [28]. Desta forma, como o consumo energético dos sistemas AVAC é influenciado pelos ganhos internos, é essencial prever estes com um elevado grau de precisão [54].

É necessário definir estes ganhos como calor latente ou sensível e determinar as densidades de potência, no caso dos equipamentos e da iluminação, e as potências por ocupante, no caso dos ocupantes, bem como os respetivos perfis de utilização ou ocupação. Relativamente à ocupação, existe libertação por parte dos ocupantes tanto de calor latente como de calor sensível. Para os equipamentos, geralmente há libertação de calor sensível, podendo em alguns casos haver também calor latente a ter em conta. Para a iluminação apenas é contabilizado o calor sensível [32].

O calor libertado por ocupante, encontra-se tabelado na documentação da ASHRAE conforme o tipo de atividade dos ocupantes e o tipo de espaço a climatizar. O mesmo aplica-se aos equipamentos e à iluminação, encontrando-se, neste caso, tabeladas as densidades de potência de cada, conforme os equipamentos e a iluminação tipicamente aplicados em cada tipo de espaço. Compreende-se assim a importância do engenheiro responsável por dimensionar um sistema AVAC em recolher/definir todas as informações do edifício, mais concretamente, para os ganhos internos, ter conhecimento das tipologias de cada espaço [28].

Se a densidade de ocupação não for conhecida, existem valores tabelados na ASHRAE Standard 62.1 a assumir conforme a tipologia do espaço [42]. Relativamente aos perfis, existem também perfis definidos conforme a tipologia do espaço tanto pela ASHRAE [28] como pelo RSECE [55].

2.3. Sistemas AVAC

Os sistemas de AVAC possuem uma elevada gama de produtos, desde o mais simples radiador elétrico ao sistema de ar condicionado mais completo e exato para manter as condições interiores necessárias para garantir o conforto dos ocupantes. No entanto, quanto mais complexo o sistema, mais parâmetros são necessários ter-se em conta para escolher os equipamentos ideais para a aplicação [56].

Todos os sistemas são compostos por 3 diferentes elementos base [57]:

- EPET para aquecimento ou arrefecimento (bomba de calor, *chiller*, caldeira, etc.);
- Meio de distribuição da energia térmica (ar, água, vapor ou fluido frigorigéneo);
- Equipamentos de difusão do calor nos espaços (ventiloconvectores, radiadores, etc.).

O condicionamento do ar pressupõe alterar as suas propriedades psicrométricas conforme as necessidades de conforto, podendo aquecer/arrefecer através da adição/remoção de calor

sensível, ou humidificar/desumidificar através da adição/remoção de calor latente. Os sistemas AVAC podem ser classificados de 2 modos distintos [56]:

- Climatizar várias zonas ou 1 zona: sistema **centralizado** ou **individual**;
- Função do fluido térmico: sistema **tudo-ar, tudo-água, ar-água** ou **expansão direta (DX)**.

Deste modo, o sistema centralizado atribui um EPET a várias zonas climatizadas, enquanto um sistema individual atribui um equipamento produtor por cada zona climatizada. O fluido térmico define-se como o fluido responsável pela difusão da energia térmica nos espaços, podendo assim o sistema recorrer apenas ao ar (tudo-ar) ou à água (tudo-água) para este efeito, ou conjugando os dois (ar-água). Existe ainda alternativa de utilizar o fluido frigorífero para este efeito (DX). [57].

Os sistemas que apresentem uma tecnologia de Bomba de Calor como EPET podem ser considerados com pouco impacto ambiental uma vez que não recorrem diretamente a combustíveis fósseis, pelo que, se a energia consumida for fornecida por uma fonte renovável (energia eólica, solar, hídrica), estes sistemas apresentam emissões nulas de CO₂ (assegurando que não haverá fugas de fluido frigorífero não natural no sistema e desprezando os processos de fabrico destas máquinas) [58].

2.3.1. Equipamentos produtores de energia térmica

O termo Bomba de Calor surgiu devido ao propósito do equipamento em “bombear” calor de uma fonte de menor temperatura (como o ar exterior) para uma fonte de maior temperatura (como o ar no interior de um edifício), utilizando um fluido frigorífero como o meio para a troca de calor entre o ar exterior e o ar interior de um edifício (por exemplo) [29]. Assim, qualquer sistema de refrigeração pode ser classificado como uma Bomba de Calor. O elemento separador de uma Bomba de Calor para um sistema de refrigeração é a existência de uma válvula reversível, que permite reverter o sentido do fluxo do fluido frigorífero, possibilitando a utilização destes equipamentos para aquecimento e arrefecimento [43].

O uso de energia geotérmica como fonte térmica para Bombas de Calor emergiu entre as décadas de 1940 e 1950 como uma tecnologia alternativa para o aquecimento de edifícios. No entanto, foi com a situação energética de 1973 que começaram a surgir novos métodos para o dimensionamento destes sistemas, mais concretamente para o permutador de calor geotérmico [29]. Inicialmente, estes sistemas eram aplicados em edifícios residenciais, sendo atualmente amplamente aplicados em edifícios do setor comercial para aquecimento e arrefecimento dos mesmos, com o propósito de aprimorar o desempenho energético relativamente a sistemas convencionais, podendo também significar em poupanças na utilização de água, uma vez que, geralmente, estes sistemas não dispõem de uma torre de arrefecimento [59].

No entanto, como alternativa às bombas de calor convencionais que utilizavam água como meio de distribuição de energia térmica, surgiu uma nova tecnologia na década de 1980

desenvolvida no Japão pela marca *Daikin*, denominada de *Variable Refrigerant Volume¹* (VRV). Começou por entrar no mercado europeu em 1987, e começando, gradualmente, a abranger o mercado global. Atualmente, estes sistemas são também comercializados por outras marcas com a denominação VRF. No Japão, estes sistemas são utilizados em cerca de 50% dos edifícios de comércio de média dimensão (até 6500 m²) e em cerca de 33% dos edifícios de comércio de grande dimensão (mais de 6500 m²) [60].

Entende-se que estes sistemas partilham o mesmo ciclo termodinâmico do fluido frigorígeno, podendo assim classificar as tecnologias apresentadas como Bombas de Calor, diferenciando apenas no posicionamento do condensador/evaporador e na fonte térmica. Assim, os equipamentos mencionados apresentam obrigatoriamente (apesar de diferenciar em certas características) os seguintes componentes [61]:

- Condensador – permite ao fluido frigorígeno libertar calor para outro fluido ao ponto de condensar;
- Válvula de expansão – responsável por expandir o fluido frigorígeno e, conseqüentemente, reduzir a pressão e temperatura do mesmo;
- Evaporador – permite ao fluido frigorígeno absorver calor de outro fluido ao ponto de evaporar;
- Compressor – responsável por comprimir o fluido frigorígeno, aumentando assim a pressão e temperatura do mesmo.

A Figura 13 esquematiza o circuito do fluido frigorígeno numa Bomba de Calor.

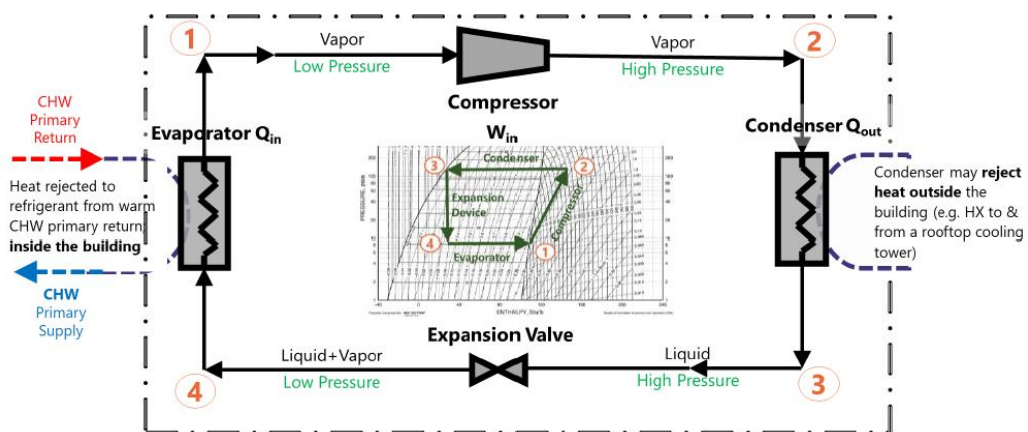


Figura 13 – Ciclo de refrigeração [35]

Os fluidos que trocam calor com o fluido frigorígeno no evaporador e no condensador irão caracterizar a tecnologia de Bomba de Calor. Entre as diferentes tipologias e tecnologias de Bombas de Calor, destacam-se aquelas que são objeto de comparação ao caso de estudo, designadamente:

- *Chiller*-Bomba de Calor a 4 tubos, ar-água e geotérmica;
- *Chiller*-Bomba de Calor ar-ar VRF a 3 tubos.

¹ Em português significa Volume de Frigorígeno Variável.

a) *Chiller*-Bomba de Calor a 4 tubos

Uma unidade *Chiller*-Bomba de Calor (CBC) a 4 tubos é um equipamento que permite o aquecimento e arrefecimento de água simultaneamente, distribuindo a mesma em 2 sistemas de tubos diferentes: 1 tubo de ida de água quente e 1 tubo de retorno da mesma, e 1 tubo de ida de água fria e 1 tubo de retorno da mesma [57].

A Bomba de Calor é o equipamento capaz de aquecer água através de outra fonte térmica, como ar, água ou energia geotérmica, de forma a distribuir água quente pelo sistema. O *Chiller* é o equipamento responsável por arrefecer a água através de outra fonte térmica, distribuindo assim a água fria para o sistema. Desta forma, atribui-se a denominação de CBC ao conjunto destes 2 equipamentos, sendo, essencialmente, um só equipamento incorporado num sistema a 4 tubos [56].

A distinção destes 2 equipamentos centra-se essencialmente na localização do condensador e do evaporador no circuito, ou seja, se o condensador estiver ligado ao circuito da água (circuito que troca calor com o fluido térmico do sistema - ar), o circuito do refrigerante está a aquecer a água, enquanto se for o evaporador ligado ao circuito da água, o circuito do refrigerante está a arrefecer a água. Para o caso de uma Bomba de Calor ar-água, o fluido refrigerante utiliza o ar como fonte térmica [62], onde o circuito do fluido refrigerante dentro da Bomba de Calor encontra-se demonstrado na Figura 14.

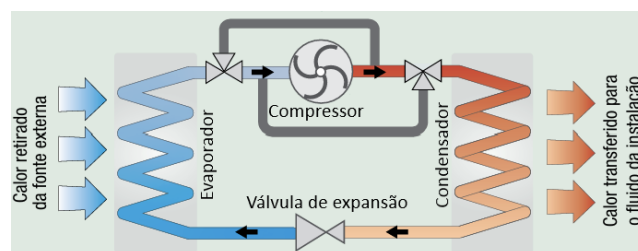


Figura 14 – Circuito do fluido refrigerante na Bomba de Calor para aquecimento (adaptado de [63])

No *Chiller* de ar-água, o fluido refrigerante rejeita o calor para o ar de forma a arrefecer a água, como demonstrado na Figura 15, sendo a amarelo o circuito do ar que vai ser insuflado nos espaços, a roxo o circuito da água que arrefece o ar através das baterias das Unidades de Tratamento de Ar Novo (UTAN), e a verde o circuito do fluido refrigerante que passa pelo condensador para trocar calor com o ar exterior [64].

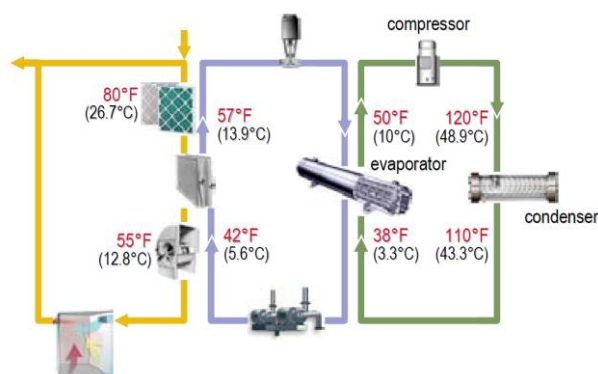


Figura 15 – Exemplo de circuito de arrefecimento do ar na UTAN através do CBC de ar-água [64]

Além disso, o conjunto CBC pode utilizar a energia geotérmica como fonte térmica, de onde pode ser rejeitado ou admitido calor, conforme se o circuito do fluido térmico do sistema está ligado ao evaporador ou ao condensador. Este tipo de configuração pode ser vantajoso pelo facto de que a energia geotérmica é quase sempre constante a partir de uma determinada profundidade, estando assim pouco dependente das alterações do clima ao longo do ano [65].

É possível aproveitar esta energia inserindo tubos de polietileno com água ou fluido frigorigéneo no solo, para reduzir uma das etapas da bomba de calor (serve como evaporador/condensador). No caso da água, é aconselhado misturar anticongelante (glicol) de forma a prevenir congelamento [58]. Na Figura 16 pode-se observar uma ilustração do funcionamento de uma Bomba de Calor geotérmica em regime de aquecimento.

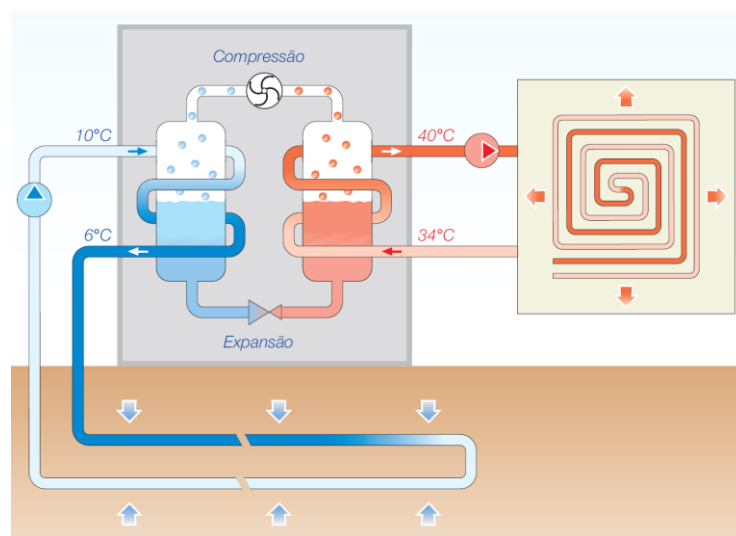


Figura 16 – Bomba de Calor geotérmica em regime de aquecimento [66]

b) Unidade VRF a 3 tubos

A utilização de uma unidade VRF permite retirar o circuito de água do sistema, devido ao facto de o circuito do fluido frigorigéneo estar diretamente ligado ao circuito do fluido térmico do sistema, ou seja, não necessita de um circuito intermediário [64]. Este tipo de sistema é dividido em unidades interiores e unidade exterior. A unidade exterior é responsável pela troca de calor do fluido frigorigéneo com a fonte térmica, armazenando todos os componentes à exceção do condensador/evaporador, que se localiza nas unidades interiores. Assim, este sistema distingue-se de um sistema DX pelo facto de permitir a regulação do caudal de fluido que entra em cada unidade interior, permitindo assim um controlo mais preciso do conforto dos ocupantes por zona, e, consequentemente, a ligação de várias unidades interiores à mesma unidade exterior [60]. Na Figura 17 verifica-se uma configuração típica de um sistema VRF em edifícios de escritórios.



Figura 17 – Representação de um sistema VRF [60]

Com um circuito de 3 tubos, é possível distribuir e retirar simultaneamente energia térmica ao sistema, sendo assim mais complexo que um circuito de 2 tubos [62]. O circuito funciona com 1 tubo para fornecer calor ao sistema, 1 tubo para retirar calor, e 1 tubo para o retorno para ambas as configurações. Este tipo de configuração pode apresentar um menor custo inicial comparativamente a 4 tubos, mas pode também ter um maior impacto energético pelo facto de ambos os fornecimentos de arrefecimento e aquecimento misturarem-se no retorno, não permitindo uma maior eficácia no aproveitamento da energia do retorno do fluido para aquecimento e do fluido para arrefecimento separadamente [57].

2.3.2. Permutador de calor geotérmico para CBC geotérmica

O permutador de calor geotérmico é um componente vital de uma Bomba de Calor geotérmica. Um dimensionamento descuidado do mesmo pode significar consumos de bombagem elevados, bem como uma menor eficiência por parte da Bomba de Calor, agravando com os elevados custos associados à implementação de um sistema geotérmico. Desta forma, existem diversos parâmetros que devem ser avaliados e cuidadosamente definidos para um correto dimensionamento do permutador de calor geotérmico e, assim, obter uma eficiência expectável do sistema geotérmico que justifique o investimento inicial [67].

a) Geotermia

A geotermia é um recurso utilizado desde a pré-história, tanto por humanos como por outros seres vivos, em pequenas aplicações como o uso de grutas ou buracos para se protegerem das condições climáticas mais exigentes. No entanto, este recurso só começou a ser investigado e valorizado a partir do século XVII, onde se verificou, no Observatório de Paris, a diminuição da variação da temperatura do solo com a profundidade. Desde então, este tem sido um recurso que despertou interesse a nível global, especialmente para fins de aproveitamento energético [68].

O primeiro uso de energia geotérmica para produção de energia elétrica foi na Itália, em 1904, seguida da primeira central comercial (250 kWe) em 1913. Devido à impureza dos fluidos geotérmicos, o vapor foi gerado num circuito secundário isolado dos fluidos geotérmicos por um permutador de calor. Nos Estados Unidos, uma central experimental de 35 kW foi instalada num campo geotérmico, em 1932, fornecendo energia a um estabelecimento hoteleiro local. Assim, começaram a surgir projetos de produção energética com recurso à geotermia em diversos países como na Nova Zelândia, no México, e no Japão, especialmente após a Islândia implementar turbinas de não condensação de 3 MWe num projeto geotérmico [69]. Em 2020, os Estados Unidos apresentavam-se como líderes na geração de energia por recurso à geotermia, com uma capacidade instalada de 3098 MWe. Em Portugal, o Projeto Geotérmico dos Açores, que teve início após a década de 1970, é hoje uma referência na Europa na produção de eletricidade através da geotermia, com uma capacidade instalada, de 33 MWe e uma produção anual de 216 GWh em 2020. Expecta-se que, em 2025, haja um aumento para 43 MWe [70]. Este projeto colocou Portugal no mapa dos aproveitamentos geotérmicos mundiais. A nível global, a energia geotérmica, atualmente, satisfaz cerca de 0,4% das necessidades de energia elétrica. Em Portugal, esse valor é, igualmente, de 0,4%, concentrado na Ilha de São Miguel, nos Açores, onde a produção geotérmica proporciona 42% das necessidades elétricas da ilha e cerca de 22% das do arquipélago [71].

No entanto, a energia geotérmica pode ainda ser para uso direto de energia térmica, principalmente para o aquecimento de espaços (cerca de 30% do uso global) ou para spas e outros fins recreativos (cerca de 50% do uso global) [67]. Além das tradicionais aplicações balneoterápicas, recreativas e gastronómicas, o interesse pelas nascentes termais para usos geotérmicos diretos em Portugal remonta à década de 1970. A primeira aplicação geotérmica para uso direto foi nas Caldas de Chaves, para climatização da piscina municipal, projeto que hoje inclui dois hotéis com uma potência instalada de cerca de 0,8 MWt [72]. Desde então, o desenvolvimento nos polos termais tem sido o mais impactante. Em 2010, foi feita uma tentativa de lançar projetos do tipo Sistema Geotérmico Estimulado (EGS) em Portugal. Contudo, devido ao alto investimento necessário e ao desconhecimento sobre os reservatórios, estas iniciativas do setor privado ainda são limitadas [71]. Em 2015, a China liderava o uso direto de energia geotérmica, com uma potência de 17870 MWt. Em Portugal, a potência térmica era de 35,2 MWt [73].

Para o uso em Bombas de Calor geotérmicas, a primeira referência conhecida a esta tecnologia foi em 1912 numa patente suíça, começando as instalações das mesmas na década de 1940. Por vários motivos, incluindo permutadores de calor subdimensionados, o uso desta tecnologia perdeu interesse em 1950, apenas crescendo drasticamente nas décadas de 1970 e 1980 devido à crise energética. Novos desenvolvimentos durante a década de 1980 incluíram o desenvolvimento de *software* de design que ajudou a superar os problemas de subdimensionamento, bem como a criação da *International Ground Source Heat Pump Association* (IGSHPA) [74]. Globalmente, existem mais de 1 milhão de Bombas de Calor geotérmicas instaladas [67].

É possível definir a energia geotérmica utilizada conforma a gama de temperaturas do solo. Assim, denomina-se por [66]:

- **Energia geotérmica de alta temperatura**¹ a utilização de água sobreaquecida e vapores a temperaturas maiores que 180°C, geralmente para produzir energia elétrica;
- **Energia geotérmica de temperatura média** a utilização de água sobreaquecida e vapores com uma gama de temperaturas de 100°C a 180°C, igualmente para a produção de energia elétrica;
- **Energia geotérmica de baixa temperatura** a utilização de fluidos com temperaturas compreendidas entre 30°C e 100°C, para utilizações industriais e para alimentar estabelecimentos termais;
- **Energia geotérmica de temperatura muito baixa** a utilização de fluidos com temperaturas inferiores a 30°C, principalmente para a climatização de edifícios e para a produção de AQS.

Desta forma, é possível concluir que a energia geotérmica aproveitada para uma bomba de calor geotérmica deverá ser a temperatura muito baixa, dentro de uma gama de temperaturas de 0°C e 30°C.

b) Temperatura e propriedades térmicas do solo

A geotermia é um recurso acessível através do solo. De um modo geral, quanto maior for a profundidade, maior será o aproveitamento deste recurso, com algumas exceções. No entanto, este recurso não é constante em todos os locais e deve ser avaliado em cada aplicação, uma vez que está dependente da geologia do local a implementar o sistema geotérmico e, conseqüentemente, das propriedades térmicas do solo [65].

As propriedades térmicas do solo com maior relevância são a condutibilidade térmica e a difusividade térmica do solo. A difusividade térmica pode ser estimada conforme propriedades do solo, como o calor específico e a massa volúmica, podendo também ser tabelada de acordo com o tipo de rocha em causa [75]. Relativamente à condutibilidade térmica, esta representa um impacto acrescido no dimensionamento do permutador de calor. É expectável que a eficiência da Bomba de Calor seja maior quanto maior for a condutibilidade térmica do solo, uma vez que a admissão ou rejeição de calor por parte da sonda é facilitada com uma maior condutibilidade térmica do solo. No entanto, esta propriedade pode ser predominante na avaliação do fluxo de calor do solo à volta da sonda geotérmica, sendo que, quanto mais elevado for o valor da condutibilidade térmica do solo, maior será a área ao redor da sonda influenciada pela rejeição ou admissão de calor por parte da sonda (variando a temperatura do solo). Desta forma, a variação da temperatura do solo em torno da sonda ao longo do tempo deverá de ser tida em conta no dimensionamento do comprimento total das sondas geotérmicas [76]. Esta variação de temperatura pode ser denominada por temperatura de penalização, devendo ser prevista para um período de 10 a 20 anos a partir do momento em que o sistema começou a funcionar. O número de horas de utilização do sistema pode também ter impacto no valor da temperatura de penalização, uma vez que, quanto mais horas o sistema estiver a funcionar, maior será a transferência de calor entre o solo e as sondas, reduzindo o intervalo de tempo que o solo tem para estabilizar a temperatura novamente.

¹ É comum utilizar o termo “entalpia” ao invés de “temperatura” em determinados documentos técnicos.

Verifica-se que esta temperatura pode ser predominante para casos em que o espaçamento entre as sondas seja menor que 6 m, podendo reduzir a eficiência do sistema. Para assegurar uma baixa influência na eficiência do sistema por parte desta temperatura, as sondas geotérmicas devem ser espaçadas, no mínimo, a 6 m, sendo relevante à mesma contabilizar esta temperatura no respetivo dimensionamento [77].

Porém, a temperatura crucial a definir para o dimensionamento do permutador de calor é a temperatura do solo não perturbada¹. Define-se assim como a temperatura do solo sem influência das trocas de calor do sistema a instalar. Esta temperatura deve ser avaliada periodicamente (por mês, por exemplo), e por profundidade, uma vez que é suscetível a ser influenciada pelas condições climáticas. É estimado que a temperatura do solo seja aproximada à temperatura média anual do ar a partir dos 20 m de profundidade, podendo ser aplicado um acréscimo de, aproximadamente, 1,5°C (pode variar conforme a profundidade) de acordo com um gradiente geotérmico² de 30 °C/km (aplicado a partir de uma profundidade de 7 m) [67]. Como se verifica na Figura 18, a profundidades superiores a 20 m as condições climáticas deixam de influenciar a temperatura do solo.

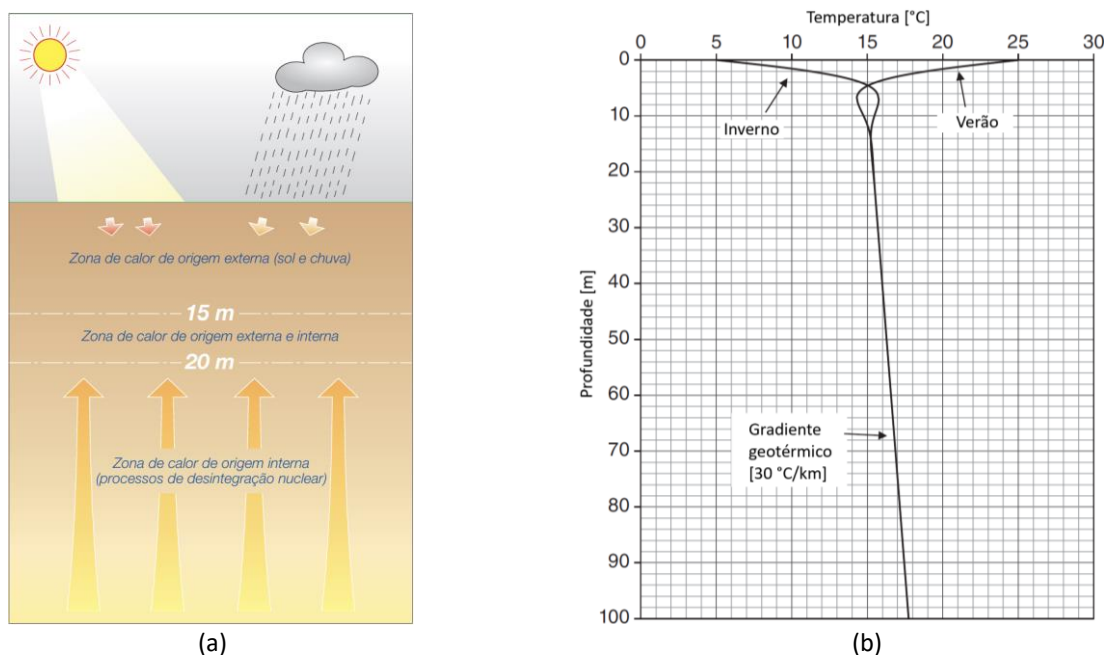


Figura 18 – Alteração por profundidade (a) da influência das condições externas e internas no solo por profundidade [66], (b) da temperatura (adaptado de [67])

Em suma, obter a temperatura e as propriedades térmicas do solo para o local desejado é essencial, aumentando o grau de precisão com a dimensão do sistema. A determinação destes parâmetros pode não ser recorrente para um engenheiro da área de climatização, podendo assim se revelar um desafio converter dados geológicos em propriedades térmicas. No entanto, é possível recorrer a Testes de Resposta Térmica (TRT) com o propósito de determinar estes parâmetros, mais concretamente, a temperatura do solo não perturbada e a condutibilidade

¹ Do inglês *undisturbed ground temperature*.

² Define-se como gradiente geotérmico o aumento da temperatura do solo por metro de profundidade.

térmica do solo. Outra alternativa ao TRT incide em recorrer a valores tabelados e métodos mais conservadores, mas viáveis, especialmente para instalações de menores dimensões, uma vez que o custo de realizar um TRT nem sempre é justificável para pequenas aplicações [75]. Na Figura 19 é possível observar uma representação de um TRT *in-situ*, com a utilização de um tubo em U.

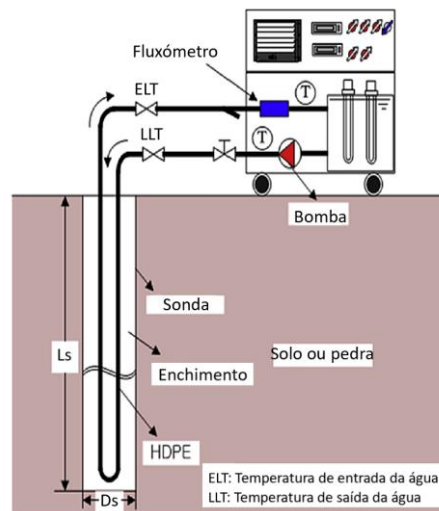


Figura 19 – Representação de um TRT *in-situ* (adaptado de [78])

c) Configuração do permutador de calor no solo

As unidades CBC geotérmicas podem apresentar circuitos fechados ou abertos relativamente à tubagem inserida no solo. Os circuitos fechados caracterizam-se por circular o fluido pelo solo por um comprimento suficiente para ocorrer transferência de calor, podendo ser verticais, horizontais ou em espiral [79]. No entanto, uma unidade CBC geotérmica pode ainda ter a tubagem submersa em água, como num lago próximo ao equipamento. Esta é provavelmente a melhor fonte, uma vez que a temperatura é bastante estável e normalmente acima dos 10°C, acrescentando valor pelo facto de não necessitar de tanta intervenção no solo como nos outros circuitos [58]. Na Figura 20 podem-se observar estes circuitos ilustrados.

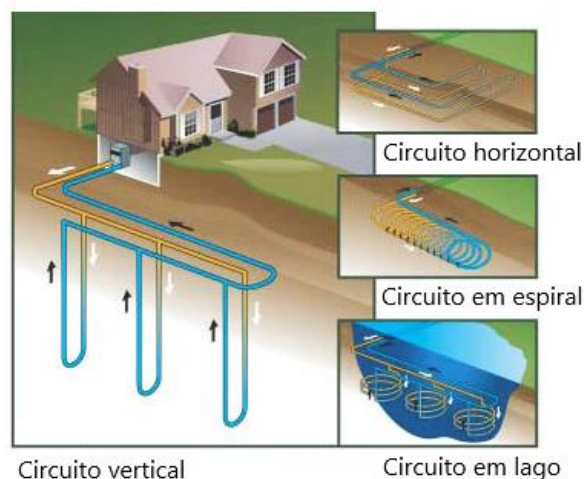


Figura 20 – Representação dos circuitos fechados de uma unidade CBC geotérmica (adaptado de [80])

Na ausência de um corpo de água (como um lago) perto do local, a opção com uma melhor relação de custo-eficiência é o circuito horizontal, aplicado maioritariamente em edifícios de habitação. Para edifícios de comércio e serviços, a opção mais recorrida é o circuito vertical, uma vez que requer uma menor área superficial [65]. Para além destes circuitos, ainda existem circuitos abertos, onde a água (fonte térmica) é retirada diretamente de um reservatório de água, como um lago ou um poço com águas subterrâneas, e depois de trocar calor com o fluido frigorigéneo na unidade CBC, é rejeitada de novo para o reservatório de água noutra ponto mais distante do ponto de recolha. Neste caso, utilizam-se bombas de circulação mais económicas, uma vez que o fluido não é movido em grandes distâncias como nos circuitos fechados, reduzindo assim os custos energéticos da unidade CBC [43]. Assim, estas podem ser consideradas as principais configurações do permutador de calor no solo, existindo atualmente variantes destas configurações, oferecendo assim mais alternativas [66].

Desta forma, para escolher o sistema indicado, é necessário avaliar o local a nível geológico, hidrológico e a quantidade de terreno disponível. A escolha do tipo de circuito pode influenciar a eficiência da unidade CBC, pelo que, geralmente, o circuito aberto apresenta uma maior eficiência, mas tem como consequência a possível degradação mais rápida dos componentes do sistema devido à qualidade da água e à possível concentração de sedimentos e minerais [65].

Com o propósito de facilitar a comparação dos principais circuitos em termos de eficiência de permuta de calor, comparam-se as seguintes aproximações da transferência de calor específica (potência por metro ou área) do circuito do solo:

- **Circuito horizontal** – entre 10 W/m² a 40 W/m² (por área do terreno);
- **Circuito vertical** – entre 20 W/m a 55 W/m (por metro de profundidade da sonda);
- **Circuito em lago** – aproximadamente 111 W/m² (por área de superfície), conforme a variação de temperatura da fonte.

Verifica-se que o circuito em lago é, geralmente, mais eficaz na transferência de calor. No entanto, este circuito está dependente da existência de uma fonte hídrica local, sendo necessário optar por outros circuitos conforme as condições do terreno [81].

Existe ainda a possibilidade de usar um permutador de calor DX, onde o fluido frigorigéneo presente na Bomba de Calor é diretamente utilizado para trocar calor com o solo, substituindo o uso de água para esse efeito e retirando do sistema um evaporador/condensador extra, podendo assim significar em melhorias na eficiência do sistema e redução do comprimento das sondas. No entanto, estes sistemas ainda estão pouco desenvolvidos e necessitam de um maior controlo devido à sensibilidade das mudanças de fase do frigorigéneo às variações da temperatura do solo, apresentando assim alguns riscos e limitações que devem ser considerados [82].

No entanto, devido à adaptabilidade ao estudo em causa, será tido em conta principalmente uma configuração vertical.

d) Características das sondas

As sondas geotérmicas são o componente que melhor definem o aproveitamento geotérmico do permutador de calor geotérmico, uma vez que são o intermédio entre a água que vem da Bomba de Calor e o solo. Deste modo, definir as principais características das mesmas é fundamental para um bom funcionamento do sistema, mais concretamente, o diâmetro da sonda, o material utilizado para o enchimento, o seu comprimento/profundidade, o número de sondas necessárias e as propriedades térmicas associadas [83].

Para a instalação de uma sonda vertical, é necessário realizar o furo no solo com um diâmetro pré-definido, inserir a tubagem de forma que chegue ao fundo e retorne, fazendo a forma de U. O restante espaço é preenchido com um material de enchimento, denominado de *grout*. Este enchimento foi primeiramente pensado para proteger a tubagem, sendo atualmente utilizados materiais como a bentonite com propriedades térmicas melhoradas para facilitar a troca de calor da tubagem com o solo. O uso deste tipo de material pode resultar em custos acrescidos ao projeto, mas que devem ser ponderados, uma vez que a escolha deste material ao invés de um material com uma condutibilidade térmica menos apelativa pode reduzir o comprimento/número de sondas necessário [83]. Assim, é possível avaliar as condutibilidades térmicas típicas de diferentes materiais de enchimento através de valores tabelados [75].

Desta forma, a resistência térmica da sonda é um parâmetro importante a ter em conta e que influencia o dimensionamento do permutador de calor. Por se tratar de um parâmetro que abrange vários elementos (enchimento e tubagem), está dependente das condutibilidades térmicas dos mesmos e, conseqüentemente, dos materiais utilizados, para além da configuração da tubagem na sonda definida. A resistência térmica da sonda apresenta, tipicamente, valores entre 0,01 K/(W/m) e 0,25 K/(W/m), sendo que, quanto menor for o seu valor, menor será o número/profundidade de sondas [84].

Um estudo relacionado com o desempenho térmico de uma configuração vertical de um permutador de calor geotérmico revela que, embora a condutividade térmica aumente moderadamente com o aumento da área de transferência de calor, através da escolha de tubos de maior diâmetro, a resistência térmica da sonda e a temperatura de entrada na Bomba de Calor geotérmica são consideravelmente reduzidas. Assim, dentro das resistências térmicas da sonda avaliadas, a resistência térmica do enchimento é a mais determinante na transferência de calor da sonda (mais de 65% da resistência total da sonda), enquanto a resistência térmica convectiva no tubo quase não tem impacto (menos de 2,5%) [78].

Relativamente às dimensões das sondas, tipicamente, uma sonda vertical abrange diâmetros de 10 cm a 15 cm, e profundidades de 20 m a 300 m. Relativamente à configuração horizontal, a tubagem é disposta a profundidades de 1 m a 2 m, sendo que o comprimento da mesma depende da potência de calor a trocar com o solo, bem como as propriedades térmicas do solo (incluindo a sua temperatura). Para configurações verticais, a profundidade e o número de sondas a instalar no local depende das mesmas condições anteriormente descritas, podendo equilibrar o número de sondas com a sua profundidade conforme o que for mais adequado para o projeto [76].

e) Tubagem e parâmetros do fluido circulante

O permutador de calor geotérmico é, na realidade, um circuito fechado ou aberto de tubagem com a circulação de água ou uma mistura anticongelante, cuja circulação da mesma no solo permite que haja transferência de calor entre o solo e a água, classificando a tubagem como o meio de transporte. Assim, definir as características térmicas bem como as dimensões da tubagem é essencial para um correto dimensionamento do sistema [76].

A tubagem do circuito do solo é, tipicamente, de plástico, podendo subdividir-se em 4 tipos de plástico: polietileno de alta densidade (PEAD), sendo mencionado neste documento como *High-density polyethylene* (HDPE), polietileno resistente à temperatura (PE-RT), polietileno reticulado (PEX) e polipropileno (PP). O material mais recorrente para aplicações geotérmicas é o HDPE. No entanto, todos estes materiais contabilizam propriedades a longo prazo relevantes para a aplicação geotérmica, como a resistência à corrosão e à temperatura, a flexibilidade do material, e a resistência ao impacto [85].

No entanto, dentro da sonda geotérmica vertical, existem diferentes localizações do tubo em U a ter em conta, podendo se dividir em três tipos de localizações [75]:

- 1 tubo em U: localização A, B, C e BC;
- 2 tubos em U: localização dupla;
- Tubos concêntricos.

Na Figura 21, encontram-se representadas as localizações mencionadas para melhor entendimento das mesmas.

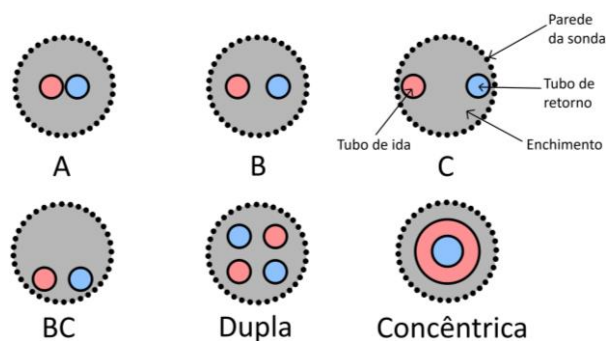


Figura 21 – Ilustração dos diferentes tipos de localização da tubagem na sonda (adaptado de [85])

É importante ter em conta que a escolha da localização do tubo em U pode influenciar a resistência térmica da sonda. Desta forma, verifica-se que, apesar de necessitar de um maior comprimento de tubagem, uma localização dupla permite melhorar a performance térmica da sonda [85].

Existe também uma preocupação quanto ao desequilíbrio das pressões internas e externas no tubo conforme o aumento de profundidade a que os tubos são utilizados, que pode originar em falhas na tubagem. Desta forma, é importante ter em conta as pressões externas aceitáveis atribuídas pelos fabricantes conforme a razão dimensional (DR) do tubo, uma variável que permite atribuir a classificação da pressão constante para todos os diâmetros externos com o mesmo valor de DR. Quanto menor for o valor de DR, maior será a espessura da parede do tubo, logo, maior será a pressão suportada pelo tubo [67]. Geralmente, a gama de DR para a tubagem

HDPE é de 9, 11, 13,5 e 15,5. Assim, em configurações verticais com profundidades consideráveis, é aconselhado utilizar tubagem com DR 9 ou até DR 7 para as sondas geotérmicas [75].

Relativamente ao fluido circulante, é importante contabilizar o caudal que circula na tubagem. Assim, é indicado um intervalo de caudais típicos por kW de capacidade térmica da Bomba de calor de 2,15 l/min.kW a 3,2 l/min.kW. Quanto maior for o caudal específico, menor será a diferença da temperatura de entrada (ELT^1) e saída (LLT^2) da água (no caso de ser o fluido utilizado para o circuito do solo) na Bomba de Calor [75].

É possível utilizar uma mistura anticongelante (caso se justifique), de forma a diminuir o ponto de solidificação do fluido. A utilização desta mistura pode significar numa variação destes valores, conseqüente, de uma forma geral, da redução da capacidade térmica do fluido e o aumento da viscosidade do fluido [86].

f) Bombas circuladoras e perdas de carga

Um sistema geotérmico, por possuir um permutador de calor que exige um elevado comprimento de tubagem a passar pelo solo até profundidades elevadas, apresenta um consumo energético bastante impactante por parte das bombas circuladoras. Assim, o dimensionamento do permutador de calor geotérmico deve ser feito com rigor e a devida atenção de forma a poder reduzir as perdas de carga por fricção, além de optar por bombas de circulação com motores bastante eficientes [83]. No entanto, estes sistemas não possuem equipamentos externos como torres de arrefecimento ou caldeiras para contribuírem com uma maior perda de carga no sistema. Desta forma, conjugando a remoção da perda de cargas associada a estes equipamentos com o dimensionamento cuidado e rigoroso do circuito da tubagem no permutador de calor através de estratégias como um sistema de retorno inverso, é possível reduzir as perdas de carga do sistema e, assim, reduzir a potência necessária das bombas circuladoras [86]. Na Figura 22 encontra-se representado um sistema de retorno inverso e o respetivo caminho crítico.

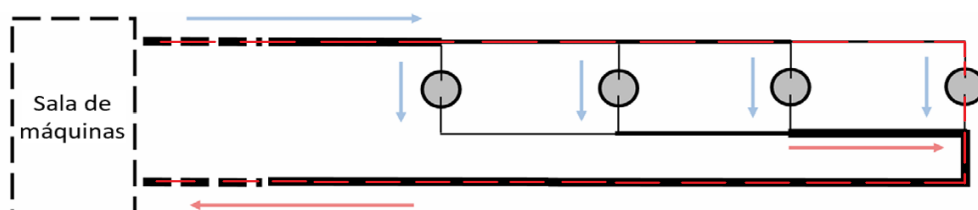


Figura 22 – Representação de um circuito de retorno inverso com o caminho crítico representado a tracejado vermelho (adaptado de [85])

Geralmente, devido à elevada potência a que as bombas de circulação podem ser dimensionadas, é aconselhada a escolha de uma bomba de caudal variável, uma vez que, em grande parte do período de operação, o sistema não requer a potência total da Bomba de Calor e, conseqüentemente, a bomba de circulação pode debitar um menor caudal de água.

¹ Do inglês *Entering Liquid Temperature*.

² Do inglês *Leaving Liquid Temperature*.

Assim, é possível reduzir os consumos energéticos das bombas circuladoras [86]. De forma a reduzir o impacto do consumo energético das bombas de circulação, utiliza-se um variador de velocidade (VSD¹), usualmente com uma eficiência de 97%. Recorrer à ideologia convencional de sobredimensionar uma bomba de circulação de velocidade variável pode traduzir num consumo mais elevado da bomba, uma vez que a velocidade mínima dessa bomba acaba por ser demasiado elevada [75].

2.3.3. Equipamentos terminais de tratamento de ar

Para a difusão da energia térmica no espaço podem ser utilizados vários equipamentos, sendo os mais relevantes para o estudo as UTAN e os ventiloconvectores (VC), ambos utilizando o ar como fluido distribuidor da energia térmica no espaço. A ventilação pode ser descrita como o processo responsável por distribuir ar novo para os ocupantes, diluindo e removendo os poluentes presentes no ar do espaço. Para além disto, pode ser definido como um mecanismo capaz de distribuir ar termicamente controlado, com o propósito de aquecer ou arrefecer o espaço, aumentando a complexidade do sistema encarregue deste propósito com o aumento das dimensões do edifício no qual os espaços se inserem [87].

a) Unidade de tratamento de ar novo e unidades de ventilação

Por norma, o equipamento responsável pelo tratamento do ar novo é uma UTAN. Estas unidades são responsáveis pela renovação do ar, através da insuflação de ar novo ou recirculação do ar proveniente dos espaços, filtragem do ar, e tratamento térmico do ar. No entanto, uma UTAN é composta por vários componentes no interior de forma a realizar as funções anteriormente definidas. Os principais componentes são [88]:

- Ventiladores;
- Recuperador de calor;
- Baterias de aquecimento/arrefecimento;
- Registos de caudal;
- Filtros;
- Atenuadores acústicos.

Na Figura 23 é possível observar um exemplo do interior de uma UTAN com um recuperador de calor de fluxos cruzados.

¹ Do inglês *Variable Speed Driver*.

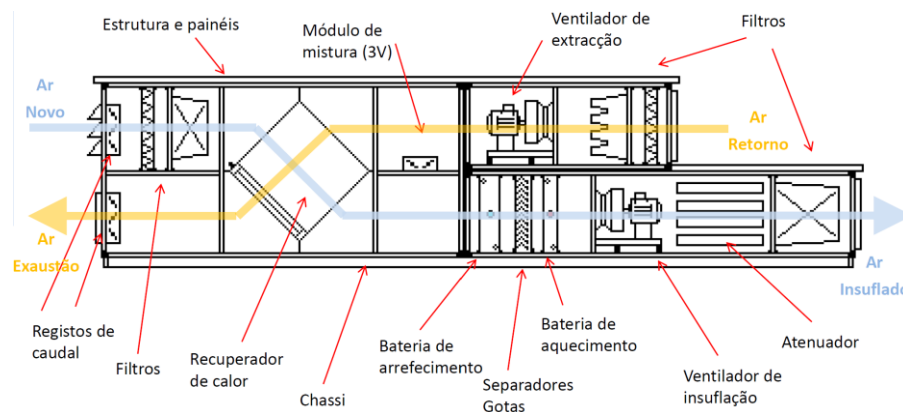


Figura 23 – Exemplo dos componentes típicos de uma UTAN [88]

Os ventiladores presentes numa UTAN podem ser de vários tipos, sendo os mais comuns os ventiladores axiais e centrífugos, existindo ainda várias categorias dentro destes dois tipos que se diferenciam essencialmente nas características das pás do ventilador. Os ventiladores axiais apresentam uma elevada eficiência em caudais de ar relativamente baixos, enquanto que os ventiladores centrífugos são mais eficientes em caudais elevados e são capazes de combater mais facilmente a pressão estática. Nos ventiladores axiais, verifica-se uma redução na sua eficiência para elevados valores de pressão estática, sendo mais indicados para mover grandes volumes de ar com baixa pressão estática [89].

É importante mencionar também que os sistemas a ar podem ser de Volume de Ar Constante (VAC), onde o ar a insuflar nos espaços é constante, modelando a temperatura através de um termostato, ou de Volume de ar Variável (VAV) (necessitam de um terminal VAV), onde o ar a insuflar nos espaços é variável de forma a obter a temperatura desejada. Como expectável, um sistema **VAC** apresenta custos mais elevados por manter sempre o mesmo caudal de ar em movimento, sendo mais apropriado para espaços em que seja expectável que as necessidades térmicas se mantenham constantes, enquanto um sistema **VAV** consegue-se adaptar melhor economicamente às alterações das necessidades térmicas do espaço, mais concretamente quando estas são menores às expectadas [29].

b) Unidades interiores ventiloconvectoras

Os sistemas AVAC apresentam vários tipos de unidades difusoras da energia térmica. Como complemento à ventilação mecânica, é possível recorrer a unidades ventiloconvectoras, que permitem um controlo local personalizado para os espaços e os ocupantes no qual se inserem. Estas unidades ventiloconvectoras são compostas essencialmente por baterias de aquecimento e/ou arrefecimento (no caso de uma unidade de 4 tubos, apresenta 2 baterias, enquanto que para uma unidade de 2 tubos, apresenta 1 bateria) e um ventilador. Assim, o ventilador irá forçar a passagem do ar do espaço nas baterias e transferir calor por convecção, distribuindo o ar de novo pelo espaço. Estas unidades podem ainda ser dotadas de filtros caso se justifique para melhorar a QAI [90]. A Figura 24 apresenta um esquema ilustrativo de uma unidade ventiloconvectora.

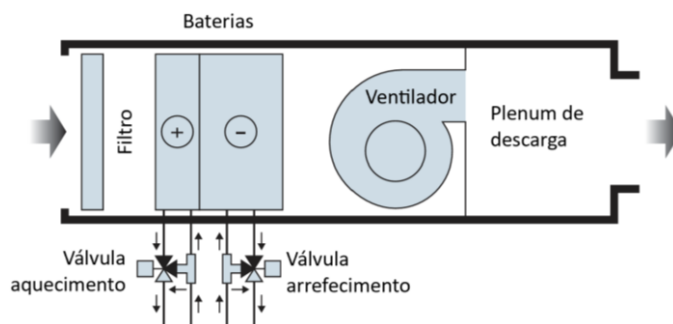


Figura 24 – Representação de uma unidade ventiloconvectora genérica (adaptado de [90])

As unidades ventiloconvectoras podem ainda ser alimentadas por ar tratado provido diretamente de uma UTAN, misturando com ar recirculado para climatizar o espaço através da insuflação dessa mistura [91]. As baterias inseridas no interior destas unidades são, geralmente, alimentadas por água ou por um fluido frigorífero, sendo que, no caso de serem alimentadas por um fluido frigorífero, também podem ser denominadas por unidades VRF interiores. Apesar das restrições presentes num circuito de fluido frigorífero, a escolha deste para alimentar as baterias permite retirar o circuito da água do sistema. No entanto, na escolha do fluido térmico, é essencial contabilizar que os fluidos frigoríferos apresentam um valor considerável relativamente ao indicador de potencial de aquecimento global (GWP), sendo que, ao utilizar água, é necessário um volume reduzido de fluido frigorífero no sistema [92].

Os ventiladores das unidades ventiloconvectoras são, usualmente, ventiladores centrífugos, podendo ser de corrente alternada (CA) ou corrente contínua/comutados eletronicamente (CC/CE). Os motores CC/CE têm um consumo de energia inferior ao dos motores CA convencionais para o mesmo fluxo de ar. A potência específica (*SFP*) das unidades ventiloconvectoras equipadas com motores de ventilador CA de 4 polos é tipicamente inferior a $0,22 \text{ W}/(\text{m}^3/\text{h})$ quando a unidade opera no seu ponto de trabalho, podendo ser tão baixa quanto $0,14 \text{ W}/(\text{m}^3/\text{h})$ para ventiladores bem projetados. Para os ventiladores CC/CE com controlo de velocidade, o *SFP* dos mesmos pode ser inferior a $0,11 \text{ W}/(\text{m}^3/\text{h})$. A utilização de motores mais eficientes, juntamente com o controlo do fluxo de fluido térmico na unidade ventiloconvectora, permite obter um equipamento energeticamente mais eficiente [90].

2.3.4. Parâmetros de comparação entre sistemas AVAC

É necessário fazer previamente uma comparação dos três sistemas mencionados anteriormente, mais concretamente das máquinas térmicas, que são os equipamentos que mais diferenciam os sistemas em estudo. Na Tabela 1 é realizado um resumo prévio dos conteúdos posteriormente descritos com maior detalhe relativamente aos parâmetros de comparação dos sistemas.

Tabela 1 – Síntese dos parâmetros de comparação dos sistemas em análise

SISTEMAS PARÂMETROS	CBC ar-água	CBC geotérmica	VRF 3 tubos
Instalação	<ul style="list-style-type: none"> – Instalação simples; – Mais versátil; – Possibilidade de dividir o condensador/evaporador em unidade interior e exterior para prevenir o congelamento da água; – Mais utilizado em instalações de maiores dimensões. 	<ul style="list-style-type: none"> – Instalação mais complexa, exige um estudo mais aprofundado; – Maior quantidade de tubagem; – Pode não ser possível instalar em determinados locais; – Unidade CBC pode localizar-se no interior. 	<ul style="list-style-type: none"> – Maiores cuidados a ter devido a fugas; – Mais simples e compacta; – Pode ser dividida em várias unidades interiores para 1 unidade exterior; – Mais vantajoso em instalações de menores dimensões; – Capacidades menores.
Indicadores de Eficiência	<i>COP</i> ^(a) e <i>EER</i> ^(b) : 2 a 4	<i>COP</i> : 3 a 4,5 <i>EER</i> : 3,5 a 5	<i>COP</i> : 2 a 5 <i>EER</i> : 1,5 a 5
Consumo energético	Consumos energéticos variam conforme temperaturas exteriores, com valores não muito exorbitantes. Causa picos de demanda energética.	Geralmente apresenta os menores consumos energéticos.	Mais rentável em instalações de menores dimensões. Geralmente apresenta um maior consumo energético.
Custos	Maior investimento inicial relativamente à unidade VRF, não diferenciando muito em instalações de maiores dimensões.	Requer um investimento inicial bastante maior. Normalmente apresenta uma maior duração.	Na maioria das situações, é a escolha mais económica.
Impacto ambiental	Apenas dependente do consumo de energia, que está, conseqüentemente, dependente da temperatura da fonte térmica.	Dependente do consumo de energia, cuja fonte térmica apresenta uma variação de temperatura mais estável e menos exigente. Intervenção no solo pode ser prejudicial.	O perigo de fugas na tubagem pode causar a drenagem do fluido frigorigéneo. Maior quantidade de fluido frigorigéneo necessária.
CONCLUSÃO	Opção mais versátil, mas sensível em climas mais extremos, consumindo mais energia em situações mais exigentes.	Opção mais eficiente, mas com maior custo inicial e complexidade na instalação.	Opção mais económica, mais indicada para instalações de menores dimensões, mas geralmente com maior impacto ambiental.

(a) *COP* – Eficiência nominal para aquecimento(b) *EER* – Eficiência nominal para arrefecimento

a) Instalação

Os sistemas devem ser avaliados quanto à sua adequação, versatilidade e praticidade numa determinada aplicação. Cada um destes sistemas pode ser mais indicado para determinadas aplicações devido a várias condições, das quais devem ser consideradas para a escolha do sistema ideal. No caso das unidades VRF, apresentam menos um circuito que as unidades CBC (circuito da água) – mais simples e compactas. Ambas as máquinas podem ser compactas ou *split*¹ (com o evaporador/condensador separados entre o interior e o exterior). O CBC ar-água necessita de uma área técnica especializada de forma a não influenciar o comportamento térmico do edifício ao trocar calor com o ar interior. É de mencionar que um circuito de fluido frigorífero de maiores dimensões (no caso das unidades VRF) obriga a inspeções mais cuidadosas, devido ao perigo de fugas que podem causar um impacto ambiental negativo e nocivas à saúde humana. No caso das unidades CBC, com a presença do circuito da água, existe o risco de congelamento do fluido. É possível contrariar este processo ao adicionar glicose à água, ou o dividindo a unidade CBC onde o circuito da água (evaporador ou condensador) pode estar dentro do edifício, estando ligado à restante unidade CBC por tubagem de fluido frigorífero [64].

Para o caso de a unidade VRF se localizar no topo do edifício, existem restrições quanto à distância máxima de tubagem com fluido frigorífero a ser instalada. Desta forma, é essencial ter também em conta a geometria do edifício, uma vez que, para edifícios a partir de determinadas alturas, pode não ser viável utilizar unidades VRF, optando por unidades CBC. Para além disso, o circuito da água é, geralmente, mais fácil de dimensionar que o circuito do fluido frigorífero [64].

O conjunto CBC ar-água é de fácil instalação e não requer muita manutenção. Quanto ao conjunto CBC geotérmica, este apresenta um trabalho extra de ter de instalar, no solo, uma rede de tubos previamente dimensionada, para além de ser necessário analisar as características do solo e verificar se é possível instalar a rede de tubos. No entanto, a unidade não exige estar instalada no interior nem alterar a sua composição para esse efeito [65].

b) Indicadores de eficiência

Relativamente à eficiência destes equipamentos, os indicadores com maior relevância para comparação dos mesmos são o *Coefficient Of Performance* (COP) e o *Energy Efficiency Ratio* (EER). Quanto se trata de aquecimento, usualmente utiliza-se o indicador *COP* para determinar a eficiência nominal para aquecimento do equipamento, definido como a divisão entre a carga térmica de aquecimento que o equipamento precisa de colmatar e a energia elétrica consumida pelo mesmo. Relativamente ao arrefecimento, o indicador *EER* permite avaliar a eficiência nominal para arrefecimento do equipamento, dividindo a carga térmica de arrefecimento que o equipamento consegue retirar pela energia elétrica consumida. Estes indicadores podem variar conforme a temperatura da fonte térmica correspondente do equipamento, uma vez que a energia consumida pelo compressor pode variar. Deste modo, estes valores devem

¹ Split – Repartido em inglês.

ser obtidos para temperaturas mais extremas com o objetivo de obter valores mais próximos da realidade [44].

Uma unidade CBC ar-água apresenta um valor de *COP* típico entre 2 e 4, sendo no período do inverno onde apresenta menor rendimento. Uma unidade CBC geotérmica apresenta uma maior eficiência quando comparado ao CBC ar-água, com valores de *COP* típicos entre 3 e 4,5 [65]. Nas certificações por parte da Eurovent, verifica-se que uma Bomba de calor geotérmica apresenta valores de *COP* entre 4 e 6. Conclui-se que, geralmente, a unidade CBC geotérmica terá uma melhor eficiência. A unidade CBC ar-água apresenta ainda valores típicos de *EER* entre 2 e 4 [93]. A unidade CBC geotérmica tem valores típicos de *EER* bastante elevados, rondando entre 12 e 17 ao funcionar para a carga máxima (com circuito fechado) [94].

No entanto, a eficiência de uma unidade CBC está dependente da temperatura da sua fonte térmica, sendo bastante sensível às alterações da mesma. Desta forma, uma unidade CBC ar-água apresentará maiores variações de eficiência relativamente a uma unidade CBC geotérmica, com valores mais estáveis de *COP* e *EER*, especialmente com condições meteorológicas extremas [43].

No caso da unidade VRF, verifica-se que apresenta valores típicos de *COP* entre 2 e 5, e de *EER* entre 1,5 e 5, podendo estes alterar conforme a temperatura exterior [93].

c) Consumo energético

Os consumos energéticos destes equipamentos apresentam um peso considerável na análise de custos dos mesmos, uma vez que em grande parte destes sistemas, ao longo de determinado tempo, os custos devido ao consumo energético acabam por ultrapassar o valor do investimento inicial, sendo assim essencial avaliar os mesmos [58].

No edifício sede da ASHRAE em Atlanta, realizou-se um estudo onde se aplicaram 2 sistemas de AVAC distintos: um sistema VRF e um sistema com Bomba de Calor geotérmica, um para cada piso do edifício com plantas semelhantes. Verificou-se que, durante os 2 anos de recolha de dados de cada sistema, em condições semelhantes, o sistema VRF apresenta um consumo energético (em kWh/m²) 44% mais elevado comparativamente ao sistema com Bomba de Calor geotérmica [95]. Foi realizado também um estudo onde se simularam, no *software* EnergyPlus, dois sistemas igualmente constituídos por estas máquinas, de onde se conclui que o sistema com Bomba de Calor geotérmica apresenta um consumo elétrico menor do que o sistema VRF em cerca de 20%, chegando até a uma diferença de 40% em alturas mais exigentes para o sistema AVAC [96].

É importante referir que uma das vantagens das unidades CBC geotérmicas relativamente às unidades CBC ar-água é o facto de a energia geotérmica ser quase constante. Assim, em alturas em que as temperaturas são mais extremas, a energia consumida por uma unidade CBC geotérmica não vai sofrer alterações notórias, contrariamente às unidades CBC ar-água, que por sua vez causam um pico de demanda energética que pode aumentar a necessidade de recorrer a combustíveis fósseis (a disponibilidade de energias renováveis não é suficiente para satisfazer este pico energético) [43].

Qualificar os consumos energéticos de uma unidade CBC ar-água pode ser desafiante, uma vez que está dependente da temperatura do ar, sendo que quanto menor for (quando se trata de aquecimento), maior será a necessidade energética da mesma. Desta forma, depende bastante do clima, que por sua vez varia conforme a localização. Verifica-se que uma unidade CBC ar-água consome mais energia no dia mais frio no Reino Unido do que uma unidade CBC geotérmica, pelo que, no geral, conforme as oscilações climáticas, esta acaba por consumir mais energia [97].

Comparativamente às unidades VRF, apesar destas não terem o consumo de energia por parte de bombas, o compressor de uma unidade CBC é, usualmente, mais eficiente e maior, revelando-se mais económico para instalações que exigem uma maior carga térmica [64].

Porém, numa aplicação teórica, para uma carga térmica de arrefecimento de 100 kW (relativamente baixa), comparou-se um *Chiller* e uma unidade DX (*Direct Expansion*) – neste caso, o *Chiller* tem um funcionamento similar a uma unidade CBC e a unidade DX tem um funcionamento semelhante a uma unidade VRF – e verificou-se que a unidade DX apresenta um consumo energético menor, para além de um valor de *COP* ligeiramente maior. O fator com mais influencia nestes resultados é o tamanho do compressor do *Chiller*, que é cerca de 24% maior, consumindo 15% mais energia que o sistema DX [62].

d) Custos

Após analisar os consumos elétricos e consequentemente os custos associados, é necessário também ter em conta o investimento inicial para instalar o sistema, bem como os custos associados à manutenção dos equipamentos e a respetiva duração dos mesmos. No caso do conjunto CBC geotérmica, apresenta um investimento inicial mais elevado devido ao custo de instalação. No entanto, é importante realçar que o equipamento CBC geotérmica apresenta um maior tempo de vida comparativamente ao CBC ar-água, bem como um menor nível de manutenção [98]. Existem países que providenciam ajuda monetária até um determinado valor ao obter um destes equipamentos de forma a incentivar o consumidor a optar por reduzir a sua pegada ecológica, sendo particularmente vantajoso para unidades CBC geotérmicas [99].

As unidades VRF geralmente representam a opção de menor custo de instalação para edifícios de menores dimensões. Apesar de não consumirem energia adicional para bombas de circulação, o compressor de uma unidade CBC é frequentemente mais eficiente, revelando-se uma escolha mais económica para instalações com maior carga térmica. Além disso, para estas condições, as unidades VRF podem exigir mais componentes, resultando em uma manutenção mais exigente [64].

e) Impacto ambiental

De acordo com o objetivo desta dissertação, torna-se relevante também analisar o impacto ambiental de cada um dos sistemas em análise. É importante ter em conta o consumo energético dos sistemas, cuja análise já foi detalhada anteriormente, uma vez que o fornecimento elétrico é constituído por fontes renováveis e fontes de combustíveis fósseis.

A unidade VRF é provavelmente o sistema com maior impacto ambiental, uma vez que, por transportar o fluido frigorífero até às unidades interiores, utiliza um maior volume de fluido frigorífero, cujo impacto ambiental é negativo. Existe ainda o risco de haver uma fuga na tubagem do fluido frigorífero, que, por sua vez, coloca em causa a segurança e saúde dos ocupantes do espaço. A unidade CBC apresenta um risco de fugas menor por haver menos volume de fluido frigorífero em movimento, não comprometendo a segurança dos ocupantes uma vez que este circuito se encontra restringido no interior da unidade [62].

Relativamente às unidades CBC ar-água e geotérmica, não existem diferenças significativas relativamente ao impacto ambiental para além da eficiência e consumo energético de cada. Quanto menor o consumo energético, menor as emissões de CO₂ e conseqüentemente menor impacto ambiental. Contudo, a intervenção necessária ao solo na maioria dos casos para recorrer à energia geotérmica pode ter um impacto ambiental negativo, agravando no caso de o fluido em circulação no solo ser um fluido frigorífero, em que, na ocorrência de alguma fuga, pode danificar o solo e, por sua vez, o ambiente [58].

2.3.5. Controlo dos sistemas

Com o propósito de manter o sistema de climatização o mais eficiente possível, é necessário ter em conta que as CT do edifício não são constantes, e, mesmo prevendo o comportamento do edifício neste aspeto, existem fatores que podem não ir de encontro com o que foi previsto. Sendo assim, o sistema AVAC pode ser modelado em tempo real conforme o conforto desejado através de controladores [100].

Este subsistema é composto por sensores que medem as variáveis relevantes (sensor de CO₂, termómetro, etc.), atuadores para implementarem as mudanças necessárias e controladores que recebem a informação dos sensores e transmitem a ação necessária para os atuadores. Podem existir diversas variáveis a serem controladas, dependendo da complexidade e dimensão de um sistema AVAC. Na Figura 25 pode-se ver representado esquematicamente o funcionamento de um circuito do controlador no caso de aquecimento/arrefecimento de uma zona através da insuflação de ar com um regulador VAV [29].

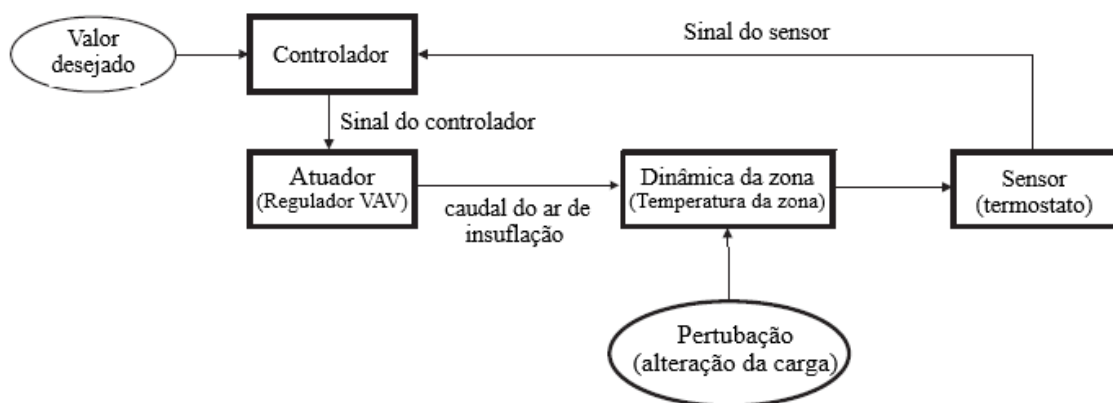


Figura 25 – Exemplo de um circuito de controlo (adaptado de [29])

No caso dos atuadores, estes podem ser de diversos tipos, sendo que na presente pesquisa serão abordados os controladores de 2 posições ou ON/OFF¹ e os controladores proporcionais. A diferença entre estes 2 controladores é perceptível ao analisar os gráficos correspondentes, representados na Figura 26, onde para o controlador **ON/OFF**, existe um ponto desejado para este estar ligado ou desligado e uma banda morta que define as faixas de valores pelo qual o controlador se liga ou desliga, e para o controlador **proporcional**, existe uma banda proporcional que apresenta o erro responsável pela variação do sinal do controlador, e uma banda média que especifica o valor da variável em controlo no centro da banda proporcional [101].

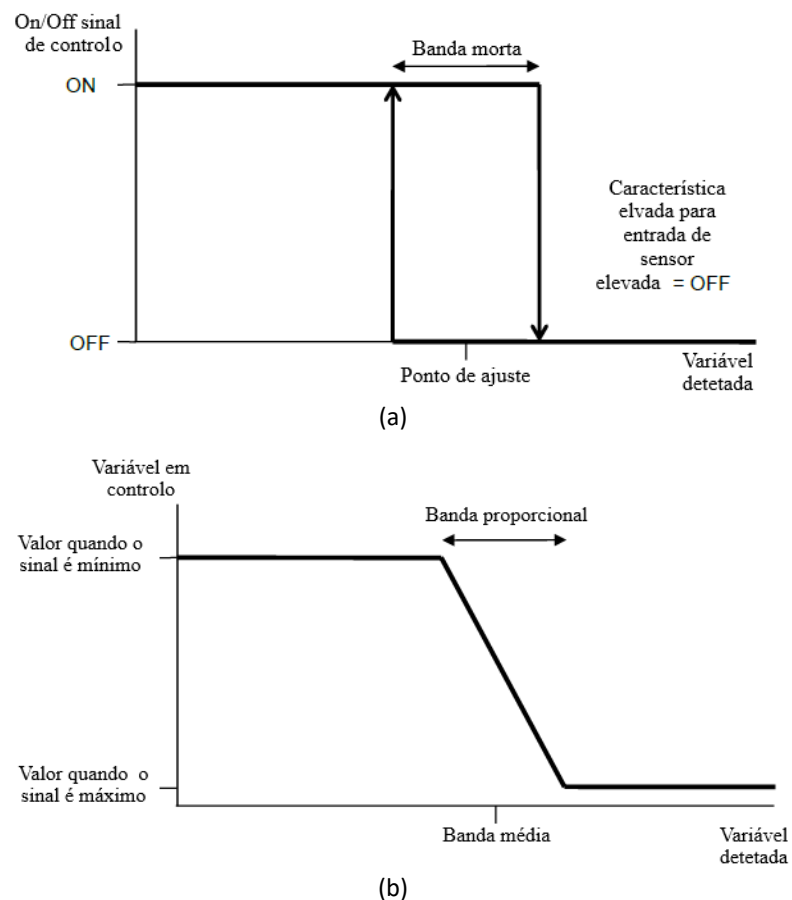


Figura 26 – Gráfico (a) do controlador ON/OFF, (b) do controlador proporcional (adaptado de [101])

2.4. Ferramentas de cálculo energético dinâmico

Para realizar a análise e modelação do desempenho energético do edifício, optou-se pelo *software* IES VE.

Este *software* permite, através de vários módulos, estudar o impacto das soluções construtivas num determinado edifício, bem como explorar o uso de tecnologias renováveis e a aplicação de diferentes sistemas de climatização. Para além disso, permite analisar os consumos energéticos

¹ Em português: Ligado/Desligado.

do edifício, as emissões de CO₂ e até o conforto dos ocupantes [35]. O *software* é creditado por diversas entidades como a ASHRAE, a *Chartered Institution of Building Services Engineers* (CIBSE) e a *International Organization for Standardization* (ISO), bem como metodologias de cálculo definidas pela ASHRAE e pelo CIBSE [102]. Na Figura 27 representa-se o propósito das aplicações mais relevantes dentro do *software*.

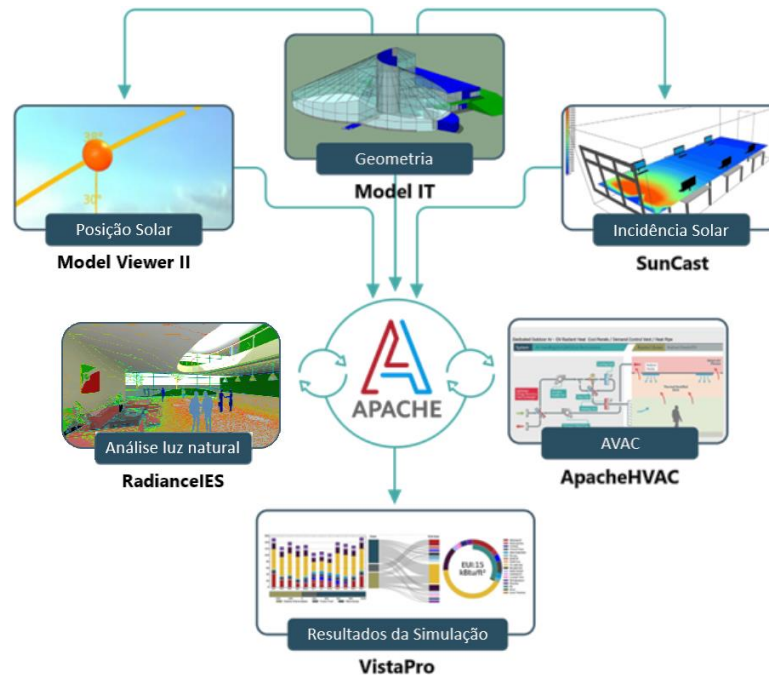


Figura 27 – Representação das relações entre as diferentes aplicações do IES VE (adaptado de [103])

Atualmente, existem outros *softwares* competitivos com o IES VE que oferecem ferramentas também capazes de obter os resultados pretendidos. Desta forma, a escolha deste *software* para o estudo em questão assenta-se na dinâmica entre as diferentes aplicações e uma interface intuitiva, com a capacidade de realizar simulações com uma certa simplicidade, não existindo uma discrepância relevante dos resultados obtidos ao comparar com outros *softwares* em condições semelhantes [104]. Além disso, permite definir sistemas AVAC com elevado detalhe e precisão, e obter resultados detalhados, apresentando mais de 3 décadas de experiência na demonstração do desempenho dos edifícios [105]. A versatilidade do programa em alterar diversos parâmetros de forma eficaz, bem como uma análise dos resultados obtidos bastante detalhada, permite uma maior fluidez e conseqüente preferência na realização de estudos como este, onde são comparadas diversas alterações em diferentes parâmetros no mesmo edifício ou sistema. Por fim, deve-se mencionar que a escolha do *software* foi também influenciada pela experiência da empresa com o IES VE.

Será posteriormente descrito a função de cada módulo pertinente para o estudo em causa.

2.4.1. ModelIT

A aplicação ModelIT permite realizar a modelação 3D do edifício ou importar a mesma de outros *softwares*. É possível definir os espaços e as compartimentações e categorizar os

mesmos, bem como verificar dados relevantes através de um relatório sobre a geometria do edifício, como as áreas de cada espaço e a percentagem de envidraçados na envolvente conforme a orientação. É a ferramenta mais utilizada numa fase inicial para definir várias características do edifício [106].

2.4.2. SunCast

A ferramenta SunCast é responsável por verificar a influência solar no edifício. Conforme a localização escolhida do edifício, consegue definir a posição solar ao longo de cada dia de um ano. Permite simular a incidência solar em todo o edifício e os respetivos ganhos solares. Estas informações serão posteriormente úteis para o cálculo das CT, ao anexar o ficheiro criado na interface para o cálculo das mesmas. É uma ferramenta bastante útil para verificar estratégias de sombreamento do edifício, bem como a sua orientação [107].

2.4.3. Apache

O módulo Apache é o mais importante e onde será necessária maior atenção. É responsável pela realização das simulações que permitem verificar a eficiência energética de um edifício. É possível definir materiais construtivos, as características térmicas dos espaços (ganhos internos, infiltrações, entre outros) e, posteriormente, calcular as CT e simular o desempenho energético do edifício e do sistema AVAC. Permite realizar simulações eficazes e definir o nível de precisão das mesmas [108].

Para o cálculo das CT, o *software* incorpora vários métodos, sendo relevante para a presente dissertação o HBM, descrito anteriormente. Após o cálculo, permite exportar um relatório com todos os dados necessários [109].

É ainda capaz de simular o consumo energético do sistema AVAC (após definido) e do edifício, bem como as emissões de CO₂. A simulação energética dinâmica do edifício encontra-se em concordância com a ASHRAE Standard 140-2017 [110], a norma publicada pela ASHRAE que define os procedimentos e critérios para avaliar o *software* de modelação energética dos edifícios, de forma a garantir resultados precisos e coerentes [111]. A ferramenta responsável concretamente por estas simulações denomina-se ApacheSim.

2.4.4. ApacheHVAC

A aplicação ApacheHVAC é utilizada quando necessário definir os sistemas AVAC. Mais concretamente, permite visualizar o sistema na sua totalidade ou por categoria (circuito da água, circuito do ar, entre outros), definir os equipamentos e as suas características, definir as estratégias de climatização por cada categoria de espaço, e, como complemento, apresenta uma ferramenta simples e intuitiva, denominada de *HVAC Systems Wizard*, capaz de definir um sistema de AVAC mais rapidamente através de uma lista com diversos sistemas pré-definidos. Após obter as CT e definir os diversos componentes, é possível gerar um relatório e obter o

dimensionamento completo do sistema num ficheiro não editável ou numa folha de cálculo. É possível também definir o controlo do sistema AVAC [112].

2.4.5. RadianceIES

A utilização de iluminação artificial num edifício nem sempre está de acordo com a previsão feita na projeção do edifício, uma vez que, devido à luz natural presente no espaço, existem períodos do dia em determinadas alturas do ano em que se torna desnecessário o uso de iluminação artificial para a atividade presente num espaço. Assim, o *software* tem integrado no seu pacote de aplicações a ferramenta RadianceIES, capaz de prever a distribuição de luz natural visível no interior do edifício. Reconhecido internacionalmente como uma das principais ferramentas de simulação de iluminação, permite ao utilizador posicionar sensores de iluminação natural nos espaços, e realizar uma simulação com a previsão dos períodos de tempo em que a iluminação artificial não é utilizada a 100%, de acordo com a percentagem de *dimming* que o utilizador definir [113].

2.4.6. VistaPro

Por fim, a ferramenta VistaPro é utilizada para visualizar os resultados obtidos nas simulações energéticas e térmicas, tanto em forma numérica como gráfica, para uma análise eficaz dos dados recolhidos. Compila todas as informações definidas nas restantes aplicações e os resultados obtidos nas simulações, de forma a tornar a análise de resultados mais direcionada para apenas 1 aplicação [114].

página propositadamente em branco

3. Métodos e Aplicação

Para o desenvolvimento da dissertação, foi necessário definir a metodologia a seguir. Neste capítulo é abordada essa metodologia, bem como o desenvolvimento de cada etapa, as considerações iniciais a ter, e como foram definidos/obtidos os dados utilizados, de forma a concretizar os objetivos da dissertação. Deste modo, apresenta-se na Figura 28, de uma forma sucinta, o panorama geral do desenvolvimento da presente dissertação, relativamente aos respetivos *inputs*¹ e *outputs*², para posteriormente poder-se definir a metodologia a adotar.

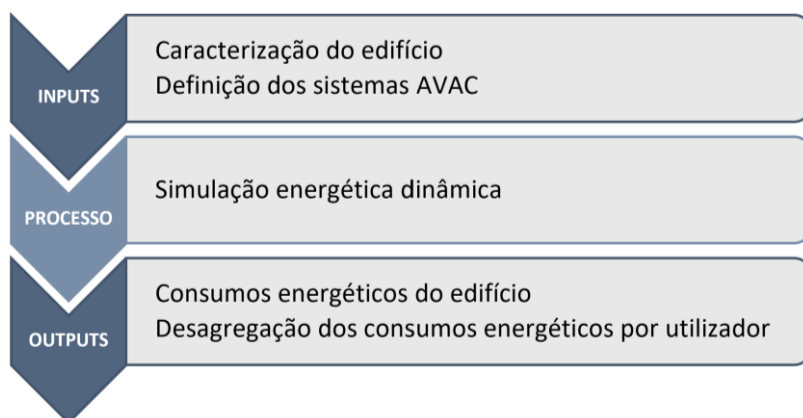


Figura 28 – Sequência sucinta do desenvolvimento da presente dissertação

Ao compreender o desenvolvimento necessário para a concretização deste estudo, de acordo com os *inputs* necessários, apresenta-se na Figura 29 um esquema da metodologia a seguir, onde se ilustram as principais etapas, cuja realização e descrição detalhada é abordada posteriormente.

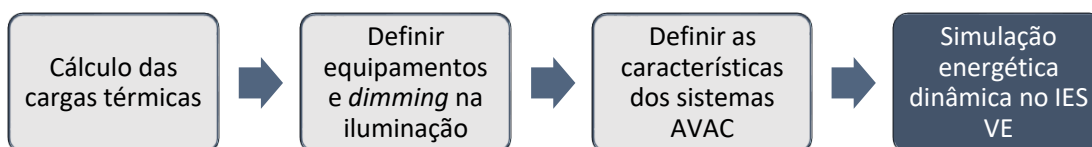


Figura 29 – Esquema representativo da metodologia adotada

Para o estudo em causa, considerou-se que o edifício se inseria na tipologia de um edifício de comércio e serviços, mais concretamente, destinado a escritórios, cuja análise foi realizada em 3 cidades distintas em Portugal: Porto, Lisboa e Faro (ordenadas de norte para sul).

¹ Dados necessários definir inicialmente para obter os dados desejados.

² Dados obtidos após processar os dados inicialmente definidos.

Assim, neste capítulo é definido:

1. Todas as variáveis necessárias para o cálculo das CT, bem como a descrição de como o mesmo foi realizado;
2. Os parâmetros a considerar para o estudo do efeito do *dimming* no consumo energético da iluminação;
3. Os componentes e as suas características dos sistemas AVAC em estudo, focando nas variáveis diretamente ligadas ao consumo energético dos mesmos;

3.1. Cálculo das cargas térmicas

Numa primeira fase, foi necessário determinar as necessidades térmicas dos espaços do edifício a climatizar. Deste modo, a determinação prévia das CT é crucial, uma vez que as variáveis necessárias a definir são idênticas às variáveis necessárias para as necessidades térmicas. A principal distinção destes dois termos assenta-se no facto de que as CT são determinadas para o pior caso, no aquecimento, e com os ganhos internos saturados (isto é, considerando a 100% de utilização) para o arrefecimento, obtidas assim para momentos específicos do dia, em Watts, enquanto as necessidades térmicas preveem o comportamento térmico do edifício com recurso às variáveis definidas, em Watts.hora. Tanto as CT como as necessidades térmicas serão calculadas com recurso ao IES VE. O método seguido para o cálculo das CT foi o HBM, desenvolvido pela ASHRAE.

As CT de **aquecimento** podem ser calculadas através da Equação (1).

$$CT_{aquec} = Q_{envolvente} + Q_{ventilação} + Q_{infiltrações} \quad [W] \quad (1)$$

$Q_{envolvente}$ → perdas de calor pela envolvente [W] $Q_{infiltrações}$ → perdas de calor devido à infiltração de ar no edifício [W]
 $Q_{ventilação}$ → perdas de calor pela ventilação [W]

Verifica-se que apenas se consideram as perdas de calor pela envolvente e devido à admissão controlada e não controlada de ar. As perdas de calor pela envolvente e devido a infiltrações de ar foram simuladas pelo *software* IES VE¹ de acordo com o HBM para o caso mais extremo, enquanto as perdas de calor pela ventilação foram obtidas recorrendo a uma folha de cálculo no *software* Excel². Estas perdas de calor dividem-se em calor latente e calor sensível, sendo apenas consideradas as perdas por calor sensível para o aquecimento, utilizando a Equação (2) para o cálculo das mesmas.

$$Q_{ventilação,sensível} = \dot{m} \cdot cp_{ar} \cdot \Delta T \quad [W] \quad (2)$$

\dot{m} → caudal mássico do ar [kg/s] ΔT → diferença de temperatura do ar à entrada e à saída do ventilador [K]
 cp_{ar} → calor específico do ar [J/(kg.K)]

Tendo em conta que o caudal de ar obtido para a ventilação foi o caudal volúmico (\dot{v}), é necessário recorrer à Equação (3) de forma a obter o caudal mássico (\dot{m}).

¹ Versão 2023.5.1.0

² Versão 2403 Build 16. 0. 17425. 20124

$$\dot{m} = \dot{v} \cdot \rho_{ar} \quad [\text{kg/s}] \quad (3)$$

\dot{v} → caudal volúmico do ar [m^3/s]

ρ_{ar} → massa volúmica do ar [kg/m^3]

As CT de **arrefecimento** já incorporam outros fatores, como, por exemplo, os ganhos internos. Na Equação (4) está visível a contabilização de todos os fatores.

$$CT_{arref} = Q_{envolvente} + Q_{Gsolares} + Q_{Ginternos} + Q_{ventilação} + Q_{infiltrações} \quad [\text{W}] \quad (4)$$

$Q_{Gsolares}$ → ganhos de calor solares [W]

$Q_{Ginternos}$ → ganhos de calor internos [W]

Tal como para as CT de aquecimento, os ganhos de calor pela envolvente e devido à infiltração de ar são simulados no IES VE, juntamente com os ganhos internos e solares, sendo necessário novamente calcular, com recurso a uma folha de cálculo, os ganhos de calor pela ventilação. Neste caso, já se encontra contabilizado o calor latente juntamente com o calor sensível, uma vez que, para arrefecer o ar, é necessário na maioria das situações atingir a temperatura de orvalho (humidade relativa de 100%) para alcançar a temperatura desejada, originando na Equação (5).

$$Q_{ventilação} = \dot{m} \cdot \Delta h \quad [\text{W}] \quad (5)$$

Δh → diferença de entalpia específica do ar exterior e após ser tratado [J/kg]

Para obter a entalpia específica do ar exterior e do ar após ser tratado, foi necessário recorrer a um diagrama psicrométrico, que exige o conhecimento de 2 propriedades do ar de forma a definir um ponto específico. Para o ar exterior, determinou-se a temperatura de bolbo seco e a temperatura de bolbo húmido coincidente para cada localidade, e, para o ar após ser tratado, definiu-se a temperatura interior de conforto e a humidade relativa.

Desta forma, foi necessário determinar todos os parâmetros essenciais para o cálculo das CT, apresentando-se posteriormente os dados definidos para cada parâmetro. Seguiu-se a ordem apresentada na Figura 30.

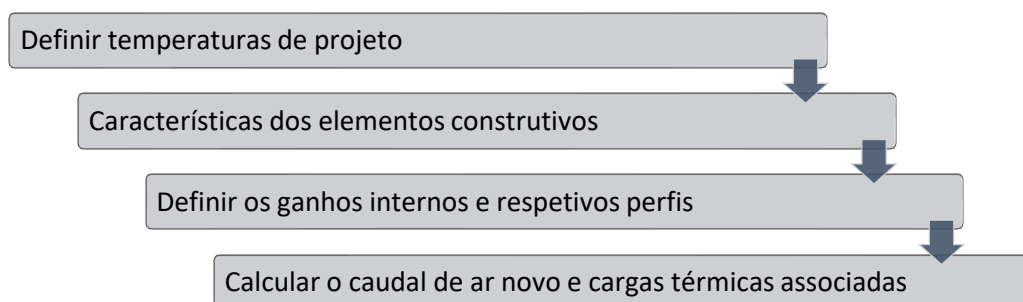


Figura 30 – Representação das etapas definidas para o cálculo das CT

3.1.1. Temperaturas de projeto e propriedades do ar

Um dos parâmetros essenciais para o cálculo das CT é definir as temperaturas de projeto, tanto interiores como exteriores. As temperaturas **exteriores** de projeto utilizadas foram obtidas através da ASHRAE [115], apresentadas detalhadamente no ANEXO A, com uma probabilidade acumulada de ocorrência de 0,4% para aquecimento e 99,6% para arrefecimento. As temperaturas **interiores** de bolbo seco foram definidas pela empresa como temperaturas típicas de conforto, mantendo-se iguais para as 3 localizações. No entanto, o SCE define também o intervalo de 20 a 25°C como temperaturas interiores de conforto [44]. Na Tabela 2 encontram-se as temperaturas e condições de projeto para cada localização.

Tabela 2 – Temperaturas de projeto para as 3 localidades em estudo

LOCALIDADE [Zonamento; Altitude]	TEMPERATURA EXTERIOR AQUEC ^(a) [°C]	TEMPERATURA EXTERIOR ARREF ^(b) [°C]		TEMPERATURA INTERIOR BS [°C]		HUMIDADE RELATIVA INTERIOR
	BS ^(c)	BS	BHC ^(d)	AQUEC	ARREF	ARREF
Porto [I1 e V2; 70 m]	2,3	30,5	18,7	20	25	50%
Lisboa [I1 e V2; 105 m]	4,7	33,7	20,1			
Faro [I1 e V3; 8 m]	5,4	32	19,9			

(a) Aquec – Aquecimento

(b) Arref – Arrefecimento

(c) BS – Bolbo Seco

(d) BHC – Bolbo Húmido Coincidente

O IES VE apresenta uma ferramenta (ApLocate) onde é possível escolher a localização do edifício, importar um ficheiro climático, e definir as temperaturas exteriores para aquecimento e arrefecimento. O ficheiro climático utilizado para cada localização foi transferido através da folha de cálculo do *Excel*, “SCE.CLIMA”¹, fornecida pela Direção-Geral de Energia e Geologia [116] à altitude de referência das temperaturas retiradas da ASHRAE [115].

É necessário definir as propriedades do ar relevantes para tornar possível o cálculo das CT por ventilação. Com as condições climáticas definidas anteriormente, utilizou-se um diagrama psicrométrico de modo a obter a entalpia do ar exterior e interior, de acordo com o ANEXO B. De forma a obter a massa volúmica do ar exterior para cada localização (aquecimento e arrefecimento), recorreu-se à equação dos gases perfeitos, apresentada na Equação (6), variando apenas a temperatura, uma vez que se considera a pressão atmosférica e a constante do gás para o ar.

$$p \cdot V = m \cdot R \cdot T \Leftrightarrow \rho = p / (r \cdot T) \quad [\text{kg}/\text{m}^3] \quad (6)$$

p → pressão (neste caso, atmosférica) = 101325 [Pa]

r → constante do gás (para o ar) = 287,05 [J/(kg.K)]

Assim, reúne-se na Tabela 3 as características relevantes do ar exterior e interior.

¹ Versão 1.0 (outubro 2016)

Tabela 3 – Propriedades do ar interior e exterior

LOCALIDADE	ρ [kg/m ³]		cp_{ar} [kJ/(kg.°C)]	$h_{exterior}$ [kJ/kg]	$h_{interior}$ [kJ/kg]	Δh [kJ/kg]
	AQUEC	ARREF				
Porto	1,281	1,005	1,005	52,7	50,3	-2,4
Lisboa	1,270	1,150		57,3		-7,0
Faro	1,267	1,157		56,7		-6,4

Através dos dados recolhidos e apresentados, é possível prosseguir para a definição das restantes variáveis pertinentes para o cálculo das CT.

3.1.2. Caracterização do edifício

Numa primeira fase, é essencial recolher o máximo de informação possível relativamente às características do edifício, desde os materiais construtivos, ao tipo de utilização destinado a cada espaço. O edifício utilizado para o presente estudo foi fornecido já previamente modelado em 3D por parte da empresa. Como já mencionado previamente, o edifício segue a tipologia de um edifício de escritórios, com 11 pisos (piso 1 a 11) para além do rés-do-chão (piso 0) e 1 piso subterrâneo (piso -1). Todos os pisos à exceção do piso subterrâneo são constituídos por escritórios *open-office*, instalações sanitárias, zonas de circulação, e vão de escadas e de elevador. O piso 0 contém também um átrio. O piso -1 é constituído, maioritariamente, por uma zona de estacionamento. Na Figura 31 é possível observar uma ilustração do edifício.

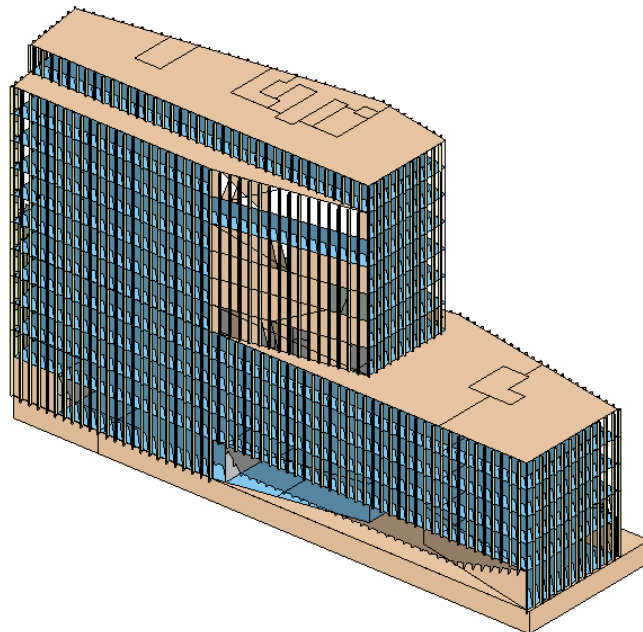


Figura 31 – Edifício em estudo visto com azimute de 140° e altitude de 40°

Como se verifica na Figura 31, a fachada do edifício é maioritariamente constituída por envidraçados, existindo apenas uma pequena percentagem de envolvente opaca, apresentando, assim, um elevado conjunto de palas de sombreamento verticais ao longo da sua fachada. Este sombreamento protege estrategicamente o edifício da radiação solar, uma vez que permite aproveitar esta energia na estação de aquecimento e protege parcialmente na

estação de arrefecimento. Assim, é previsto que a redução do consumo por parte da iluminação através do *dimming* (aproveitamento da luz natural para reduzir a utilização de luz artificial) não esteja completamente de acordo com a área de *dimming* (uma vez que incide menos luz natural no espaço), compensando no menor consumo do sistema AVAC na estação de arrefecimento através da redução dos ganhos solares. Conforme a tipologia do edifício, o mesmo apresenta 5 plantas distintas, estando distribuídas pelos pisos apresentados na Tabela 4, juntamente com os espaços inseridos nos mesmos.

Tabela 4 – Listagem dos espaços por pisos e respetivas dimensões

PISOS	ÁREA [m ²]	PÉ-DIREITO [m]	ESPAÇOS
Piso -1	2023	3,5	Zona de estacionamento, vãos de escadas e elevadores, áreas técnicas e outros espaços sem ocupação permanente.
Piso 0	1425	6	Átrio, 2 zonas de escritórios de áreas diferentes, áreas técnicas e outros espaços sem ocupação permanente, 2 instalações sanitárias (a junção das 2 representa 1 instalação sanitária dos restantes pisos), e vãos de escadas e de elevadores.
Piso 1 a 4	1892	4,2	Zona de escritórios de maior área, zona de circulação, vãos de escadas e elevadores, e instalações sanitárias
Piso 5 a 10	1143		Zona de escritórios de área intermédia, zona de circulação, vãos de escadas e elevadores, e instalações sanitárias
Piso 11	931		Zona de escritórios de menor área, zona de circulação, vãos de escadas e elevadores, e instalações sanitárias

As instalações sanitárias apresentam a mesma área em todos os pisos à exceção do piso 0, que apresenta 2 instalações sanitárias, cuja junção representa 1 instalação sanitária dos restantes pisos. No piso -1 e no piso 0, existem espaços não relevantes para o estudo e tiveram de ser associados a outros espaços, como vãos de escadas e elevadores, uma vez que a licença requisitada para utilizar o *software* apresentava um limite de 50 espaços por edifício. Os perfis atribuídos são semelhantes aos das instalações sanitárias (mais concretamente na iluminação). Todos os espaços são considerados úteis à exceção da zona de estacionamento e outros espaços pertencentes ao mesmo piso. De forma a determinar os requisitos da fronteira entre este espaço e os adjacentes (piso 0), é necessário obter o coeficiente de redução do espaço. Conforme estipulado pela legislação, o cálculo do mesmo define-se pelo somatório das áreas dos elementos em contacto com o espaço útil (A_i) e do somatório das áreas dos elementos em contacto com o exterior, resultando em $A_i/A_u < 0,5$. Através da Figura 32, obtém-se então $b_{ztu} = 1$.

b_{ztu}	$V_{enu} \leq 50 \text{ m}^3$		$50 \text{ m}^3 < V_{enu} \leq 200 \text{ m}^3$		$V_{enu} > 200 \text{ m}^3$	
	f	F	f	F	f	F
$A_i/A_u < 0,5$	1,0					
$0,5 \leq A_i/A_u < 1,0$	0,7	0,9	0,8	1,0	0,9	1,0
$1,0 \leq A_i/A_u < 2,0$	0,6	0,8	0,7	0,9	0,8	1,0
$2,0 \leq A_i/A_u < 4,0$	0,4	0,7	0,5	0,9	0,6	0,9
$A_i/A_u \geq 4,0$	0,3	0,5	0,4	0,8	0,4	0,8

Figura 32 – Coeficiente de redução [44]

Para o cálculo dos ganhos/perdas de calor pela envolvente, é necessário ter acesso aos coeficientes de transmissão térmica (U) de cada elemento da envolvente. Para este estudo, considerou-se prioritário obter o valor de U de cada elemento opaco conforme os requisitos do valor máximo imposto pela legislação, descritos na Figura 33.

Portugal Continental e Regiões Autónomas			Zona Climática		
Tipo de elemento		Condição fronteira	I1	I2	I3
Zona corrente da envolvente	Verticais	Exterior ou interior com $b_{zu} > 0,7$	0,70	0,60	0,50
	Horizontais	Exterior ou interior com $b_{zu} > 0,7$	0,50	0,45	0,40
Zona de PTP	Verticais	Exterior		0,90	
		Interior com $b_{zu} > 0,7$	1,75	1,60	1,45
	Horizontais	Exterior		0,90	
		Interior com $b_{zu} > 0,7$	1,25	1,00	0,90

Figura 33 – Valores estipulados pela legislação de $U_{máx}$ em $W/(m^2 \cdot ^\circ C)$ conforme a condição de fronteira (adaptado de [41])

Assim, de forma a preservar os valores de U , alteraram-se as espessuras dos materiais (mais concretamente dos isolamentos) independentemente se são reais ou não. No APÊNDICE A encontram-se listados os materiais e as características correspondentes para cada elemento construtivo, obtidas através da consulta de fichas técnicas e do documento ITE50 [45]. Na Tabela 5, apresentam-se os respetivos valores de U para cada elemento construtivo, assim como o fator solar (g) e a percentagem de transmissão luminosa (TL) para os envidraçados.

Tabela 5 – Características térmicas dos elementos construtivos

ELEMENTOS CONSTRUTIVOS	ESPESSURA [mm]	$U_{adotado}$ [$W/(m^2 \cdot ^\circ C)$]	g	TL
Paredes exteriores	322,7	0,70		-
Coberturas	480,1	0,50		
Pavimento do piso 0	404,2	0,50		
Envidraçados	32	1,50	0,4	60%
Paredes interiores ^(a)	190	1,57		-
Pavimentos entre pisos ^(a)	390	1,00		

(a) Elementos sem requisitos de U

Como definido, os elementos construtivos com requisitos apresentam o mesmo valor de U que o valor máximo estipulado pela legislação. No caso dos envidraçados, optou-se por um valor mais exigente de $1,50 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$, uma vez que o valor de U previsto na legislação ($3,30 W/(m^2 \cdot ^\circ C)$) era demasiado elevado para o estudo em causa.

3.1.3. Ganhos internos

Os ganhos internos caracterizam-se pelos ganhos de calor a nível de ocupação, iluminação e equipamentos, sendo necessário definir as respetivas potências caloríficas e os perfis de utilização para cada espaço a climatizar.

Considerando que se trata de um edifício de escritórios, é expectável que o funcionamento do mesmo se restrinja aos dias úteis, dado que, nos restantes dias, o edifício não tem ocupação. Os perfis definidos foram fornecidos pela empresa, baseando-se em perfis definidos pela ASHRAE e pelo RECS, e desenvolvidos com a experiência da empresa na área da climatização e certificação energética de edifícios. No APÊNDICE B apresenta-se os perfis correspondentes a cada tipologia de espaço e a cada tipo de ganho interno.

Desta forma, como são atribuídos perfis aos equipamentos e iluminação, onde a utilização pode variar de 0% a 100%, é necessário calcular a utilização anual em horas (*EFLH*) através da Equação (7) e a utilização diária (dias úteis) em horas através da Equação (8) para cada tipo de consumo energético. É também necessário definir o mesmo para o sistema AVAC, sendo que a este é apenas atribuído um horário diário.

$$EFLH = [(\sum Fu_{DU} \cdot 5 + \sum Fu_S + \sum Fu_{DF}) \cdot (365/7)]/100 \quad [\text{h/ano}] \quad (7)$$

$$EFLH = EFLH [\text{h/ano}] \cdot (7/365)/5 \quad [\text{h/dia útil}] \quad (8)$$

Fu_{DU} → fator de utilização por hora nos dias úteis [%] Fu_{DF} → fator de utilização por hora aos domingos e feriados [%]
 Fu_S → fator de utilização por hora aos sábados [%]

A precisão dos perfis atribuídos é bastante relevante, dado que o desempenho energético do edifício é sensível às alterações dos mesmos, pelo facto de estes influenciarem diretamente os consumos energéticos e as necessidades térmicas. Deste forma, a precisão da simulação realizada dependerá dos perfis definidos e da sua aproximação à realidade. Estando os valores de *EFLH* dependentes dos perfis, estes podem ser considerados indicadores para a poupança de energia, uma vez que definem a utilização anual/diária em horas de uma determinada fonte de consumo energético [117].

Abaixo são descritos os ganhos internos para cada tipologia dos espaços climatizados, uma vez que os ganhos térmicos e respetivos perfis são atribuídos a cada tipologia, não havendo distinção entre espaços com a mesma tipologia.

a) Escritórios

Os espaços com tipologia de escritório assumem um perfil de ocupação que varia bastante ao longo do dia, considerando-se ocupado das 6 às 20 horas nos dias úteis, uma vez que um dia de trabalho nesta tipologia pode apresentar um horário entre as 7 e as 19 horas, deixando uma margem de 1 hora com uma ocupação reduzida para certas exceções. A iluminação apresenta um valor constante de 5%, variando de 10% a 90% das 6 horas às 23 horas. Por fim, os equipamentos apresentam um perfil que varia de 25% a 100% das 7 às 20 horas nos dias úteis, com um valor constante de 5% nas restantes horas e dias. Obteve-se então os seguintes valores de *EFLH*:

- **Ocupação:** 8,6 h/dia útil e 2242 h/ano;
- **Iluminação:** 10,9 h/dia útil e 2850 h/ano;
- **Equipamentos:** 10,6 h/dia útil e 2758 h/ano.

Foi necessário também definir as seguintes densidades de potência para cada ganho interno:

- **Ocupação:** sensível: 90 W/ocupante; latente: 60 W/ocupante;
- **Iluminação:** sensível: 5,5 W/m²;
- **Equipamentos:** sensível: 8,035 W/m².

Para o caso da ocupação, o valor da potência por ocupante foi retirado da base de dados da empresa, cujos valores são baseados na norma ASRHAE 90.1 [118].

De forma a justificar as densidades de ocupação e de potência da iluminação e dos equipamentos, é necessário ter em conta que os escritórios nas plantas do edifício em estudo apresentam apenas uma área aberta sem qualquer tipo de compartimentação para outras áreas, como copas ou salas de reuniões. Assim, com base na experiência da empresa, definiu-se que 85% da área total é *open-space*¹, 10% corresponde a salas de reuniões e 5% corresponde a copas. Para obter a densidade de ocupação dos escritórios de acordo com a percentagem de área de cada divisão, foi necessário calcular o número de ocupantes para cada divisão, somar o número de ocupantes obtido para cada divisão, e dividir a área total pelo valor anterior. Relativamente aos equipamentos, existem variações nos equipamentos utilizados em cada espaço que devem ser especificadas. De acordo com a norma ASRHAE 90.1 [118], a densidade de potência típica para equipamentos de um escritório (computadores, monitores, impressoras) é de 8,1 W/m². A copa apresenta 3 W/m² conforme os equipamentos típicos deste espaço (frigoríficos, micro-ondas com perfis atenuados). A sala de reuniões apresenta portáteis (40 W/ocupante considerando apenas 33% dos ocupantes) com uma densidade de potência de 6,7 W/m², e uma televisão (50 W/espaço). Como apenas se é conhecida a percentagem de área de salas de reunião em cada espaço de escritório e não o número de salas de reunião, considerou-se uma dimensão média das salas de 15 m², obtendo assim uma densidade de potência de 3,3 W/m² para televisões. Para obter a densidade de potência do escritório para cada ganho interno, relacionou-se a percentagem de área de cada divisão com a respetiva densidade de potência. A Tabela 6 apresenta os valores finais obtidos.

Tabela 6 – Densidades de ocupação e potência dos escritórios

ESCRITÓRIO	% ÁREA	OCUPAÇÃO [m ² /pessoa]		ILUMINAÇÃO [W/m ²]	EQUIPAMENTOS [W/m ²]	
		DEFINIDA	OBTIDA ^(b)		DEFINIDA ^(a)	OBTIDA ^(b)
<i>Open-space</i>	85%	20	8,5	5,5	8,1	8,035
Copa	10%	2			3	
Sala de reunião	5%	2			10	

(a) Valor definido segundo a ASHRAE 90.1

(b) Valor obtido conforme a percentagem de área e o valor definido

¹ Denominação em inglês para descrever um espaço de escritório aberto sem compartimentação interna.

b) Átrio

O átrio assume um perfil de ocupação maioritariamente de 100% ao longo do dia, uma vez que apenas é considerado 1 ocupante que está permanentemente no espaço das 6 às 21 horas. A iluminação apresenta um perfil constante de 10% (um acréscimo de 5% relativamente aos escritórios, uma vez que é a entrada principal do edifício), aumentando a sua utilização a partir das 6 horas e voltando a reduzir a partir das 21 horas. Os equipamentos apresentam um perfil semelhante ao da iluminação, com um valor constante de 5% nas horas não laborais e variando entre as 7 horas e as 21 horas. Desta forma, apresentam-se os seguintes valores de *ELFH*:

- **Ocupação:** 12,8 h/dia útil e 3337 h/ano;
- **Iluminação:** 15 h/dia útil e 3900 h/ano;
- **Equipamentos:** 13,6 h/dia útil e 3541 h/ano.

Foi também necessário definir as seguintes densidades de potências:

- **Ocupação:** sensível: 80 W/ocupante; latente: 80 W/ocupante;
- **Iluminação:** sensível: 8 W/m²;
- **Equipamentos:** sensível: 3 W/m².

Verifica-se que, neste caso, os ocupantes contribuem com uma menor potência do que nos escritórios. Isto deve-se ao facto de ser previsível que o único ocupante desta divisão esteja permanentemente em repouso e sentado. No caso dos escritórios, apesar de não se esperar um comportamento muito distinto, prevê-se uma maior movimentação por parte dos ocupantes (ainda que reduzida), ajustando assim o valor de potência. Os valores de potência para cada ganho foram, novamente, fornecidos pela empresa, com base nos valores apresentados pela ASHRAE 90.1 [118].

3.1.4. Caudal de ar ventilado e infiltrações de ar

A ventilação mecânica corresponde a uma parte vital do sistema AVAC para manter o conforto térmico e a QAI dos espaços. Assim, definir os caudais indicados de ar novo a insuflar nos espaços merece a devida atenção e cuidado, não só para garantir o bem-estar dos ocupantes como para controlar o consumo energético do sistema e garantir que não apresenta consumos demasiado elevados que não sejam justificáveis, sem também comprometer o conforto dos ocupantes. Seguindo a mesma lógica, a contabilização da renovação do ar por infiltração constitui também uma parte relevante do cálculo da carga térmica, e, conseqüentemente, do consumo energético do sistema [28].

Para os escritórios, as circulações e o átrio, como são alimentados pelo ar proveniente da UTAN, determinou-se o caudal de ar novo a insuflar. Para as instalações sanitárias, foi necessário determinar o caudal de ar a extrair das mesmas, de forma a estes espaços estarem em depressão comparativamente aos espaços envolventes e garantido a remoção dos poluentes. Por fim, definiu-se as renovações de ar por infiltração nos espaços, afetando especialmente as CT dos espaços climatizados.

a) Caudal de ar novo

Para a determinação do caudal de ar novo a insuflar nos espaços, foram comparados 2 métodos diferentes de cálculo, um definido pela Portaria n.º 138-I/2021 [41] e outro pela ASRHAE 62.1 [42], selecionando o maior valor entre estes métodos. Para ambos, é preciso previamente recolher as características relevantes dos espaços a climatizar, listadas no APÊNDICE C.

O 1º método utilizado foi o método prescritivo, definido pela **Portaria n.º 138-I/2021** [41]. Neste método têm-se em conta 2 critérios: o de ocupação e o do edifício, sendo que se contabiliza o critério que obtiver maior valor. É ainda aplicado ao valor obtido a eficácia de remoção de poluentes conforme a estratégia de ventilação adotada, cujos valores encontram-se tabelados pelo SCE [44]. Os valores obtidos são para os escritórios e o átrio.

Pelo critério de ocupação, tendo em conta que o tipo de atividade é sedentária, obteve-se um caudal de ar novo por pessoa de 6,67 l/(s. ocupante). Pelo critério de edifício, considerou-se que o edifício não tem atividades que envolvam a emissão de poluentes específicos, dado que o caudal de ar novo por área obtido é de 0,83 l/(s. m²). A eficácia de remoção de poluentes obtida, uma vez que a estratégia de ventilação adotada foi a insuflação e a extração de ar pelo teto, foi de 80%.

O 2º método utilizado foi o método definido pela **ASHRAE 62.1** [42]. Tal como no método anterior, é necessário definir o caudal de ar novo por pessoa e por área e aplicar a eficácia de remoção (neste caso, a eficácia de distribuição do ar) cujos valores tabelados são semelhantes aos do método anterior, diferenciando-se pelo facto de o método da ASHRAE 62.1 contabilizar os 2 caudais e não apenas o maior. Na Figura 34, encontram-se tabelados os valores relativamente ao caudal de ar novo por ocupante e por área, de acordo com o tipo de espaço.

Categoria de ocupação	Taxa de ar exterior por pessoa R_p		Taxa de ar exterior por área R_a	
	cfm/pessoa	L/s.pessoa	cfm/ft ²	L/s.m ²
Edifícios de escritórios				
Corredores	–	–	0.06	0.3
Átrios entrada principal	5	2.5	0.06	0.3
Salas de armazenamento ocupadas por materiais secos	5	2.5	0.06	0.3
Espaço de escritório	5	2.5	0.06	0.3

Figura 34 – Caudal de ar a insuflar por pessoa e por área segundo a ASHRAE 62.1 (adaptado de [42])

Obteve-se então, para os **escritórios** e o **átrio**, um caudal de ar novo por pessoa de 2,5 l/(s. ocupante) e por área de 0,3 l/(s. m²). Neste método, a ASRHAE define também requisitos de caudal de ar novo por área para os **corredores**, assumindo, tal como nas tipologias anteriores, o valor de 0,3 l/(s. m²). A eficácia de distribuição do ar obtida assume o mesmo valor do método anterior.

Os caudais obtidos pelo método prescritivo derivam do critério do edifício, uma vez que este apresentou sempre valores superiores, pelo que apenas serão expostos os valores obtidos por este critério na Tabela 7. Para além disto, ao caudal obtido através da ASHRAE 62.1 sofreu um aumento de 30% ao seu valor original.

Tabela 7 – Caudal volúmico de ar novo a insuflar em cada espaço

REFERÊNCIA NO IES VE ^(a)	MÉTODO PRESCRITIVO [l/s]	ASHRAE 62.1 + 30% [l/s]	REFERÊNCIA NO IES VE	MÉTODO PRESCRITIVO [l/s]	ASHRAE 62.1 + 30% [l/s]
P0_Escritorios2	417,9	386,5	P0_Átrio	436,7	289,7
P0_Escritorio3	282,7	262,3	P1_Circulacao	Sem requisitos	39,7
P1_Escritorios1	1679,9	1554,0	P2_Circulacao		
P2_Escritorios1			P3_Circulacao		
P3_Escritorios1			P4_Circulacao		
P4_Escritorios1			P5_Circulacao		
P5_Escritorio	956,4	886,3	P6_Circulacao		38,3
P6_Escritorio			P7_Circulacao		
P7_Escritorio			P8_Circulacao		
P8_Escritorio			P9_Circulacao		
P9_Escritorio			P10_Circulacao		
P10_Escritorio			P11_Circulacao		
P11_Escritorio	735,4	681,4	TOTAL	14757,6	

(a) Na denominação dada aos espaços no IES VE, o 1º número a seguir à letra P corresponde ao piso onde o espaço se situa (exemplo: P0_Escritorios2 corresponde ao Piso 0)

Verifica-se que o método prescritivo apresenta valores superiores em todos os espaços comparativamente com a ASHRAE 62.1 com um incremento de 30%, à exceção das zonas de circulação, uma vez que o método prescritivo não apresenta requisitos para essa tipologia de espaços.

b) Caudal de extração das instalações sanitárias

De forma a determinar o caudal de extração nas instalações sanitárias, recorreu-se novamente aos 2 documentos anteriormente mencionados.

Segundo a **Portaria n.º 138-I/2021** [41], existem 2 fatores a contabilizar: as fontes poluentes (número de urinóis, sanitas e duches) e a área da instalação sanitária, selecionando o maior valor obtido entre os 2. Assim, como se trata de uma instalação sanitária pública com um funcionamento normal, obteve-se um caudal de extração por fonte poluente de 25 l/(s. fonte poluente) e por área de 2,78 l/(s. m²).

Pela norma **ASHRAE 62.1** [42], apenas se encontra tabelado o caudal de ar a extrair por fonte poluente. Tendo em conta as condições definidas no método anterior, o caudal de ar a extrair por fonte poluente é, igualmente, de 25 l/(s. fonte poluente).

Na Tabela 8 reúne-se os caudais de extração das instalações sanitárias obtidos.

Tabela 8 – Caudal de extração por instalação sanitária

INSTALAÇÕES SANITÁRIAS	FONTES POLUENTES	\dot{v} [l/s]
2 Instalações sanitárias: Piso 0	6	150
1 Instalação sanitária por piso: Piso 1-11	12	300
TOTAL		3600

c) Infiltração de ar nos espaços

Por fim, foi necessário definir o caudal de ar por infiltrações. O SCE apresenta valores tabelados consoante o tipo de permeabilidade e exposição ao espaço, como apresentado na Figura 35.

Tipos de permeabilidade e exposição ao espaço	Infiltração de ar [h ⁻¹]
Espaços com uma fachada exposta e com caixilharia com classe de permeabilidade ao ar 0 e 1	0,20
Espaços com uma fachada exposta e com caixilharia com classe de permeabilidade ao ar 2 ou superior	0,10
Espaços com duas ou mais fachadas expostas e com caixilharia com classe de permeabilidade ao ar 0 e 1	0,30
Espaços com duas ou mais fachadas expostas e com caixilharia com classe de permeabilidade ao ar 2 ou superior	0,20
Espaços interiores	0,05

Figura 35 – Valores de infiltração de ar conforme o tipo de permeabilidade e exposição ao espaço (adaptado de [44])

Definiu-se que os envidraçados apresentariam uma caixilharia com classe de permeabilidade ao ar entre 0 e 1. Tendo em conta que os espaços relevantes são os escritórios e o átrio e apresentam duas ou mais fachadas, obteve-se um valor de infiltração de ar de $0,30 \text{ h}^{-1}$.

3.1.5. Cargas térmicas obtidas

A determinação das CT no procedimento exposto neste subcapítulo permitiu apresentar os resultados obtidos. Os resultados apresentam-se neste subcapítulo com o propósito de se recorrer aos mesmos para o dimensionamento dos equipamentos dos sistemas AVAC. Através dos caudais obtidos e recorrendo à Equação (2), é possível determinar a CT de aquecimento devido à ventilação, sendo que, para o caso da CT de arrefecimento devido à ventilação, utiliza-se a Equação (5). Na Tabela 9 verificam-se os resultados obtidos relativamente às CT de aquecimento e arrefecimento devida à renovação de ar.

Tabela 9 – Carga térmica devida à renovação do ar

PISO	REFERÊNCIA NO IES VE	ÁREA [m ²]	PORTO [kW]		LISBOA [kW]		FARO [kW]	
			AQUEC	ARREF	AQUEC	ARREF	AQUEC	ARREF
0	PO_Átrio	419,2	9,95	-1,22	8,53	-3,52	8,12	-3,23
	PO_Escritorios2	401,2	9,53	-1,17	8,16	-3,37	7,77	-3,09
	PO_Escritorio3	271,4	6,44	-0,79	5,52	-2,28	5,26	-2,09
1-4	P_Escritorios1	1612,7	38,29	-4,69	32,82	-13,53	31,24	-12,44
5-10	P_Escritorio	918,1	21,80	-2,67	18,68	-7,70	17,78	-7,08
11	P11_Escritorio	706,4	16,76	-2,05	14,37	-5,92	13,67	-5,44
1-4	P_Circulacao	81,5	0,906	-0,111	0,776	-0,320	0,739	-0,294
5-11		78,6	0,873	-0,107	0,749	-0,309	0,712	-0,284
TOTAL			336,41	-41,17	288,28	-118,84	274,40	-109,25

Os espaços com a mesma área partilham o mesmo resultado da CT devida à renovação do ar, uma vez que esta componente da CT é diretamente influenciada pelo caudal de ar a insuflar no espaço, que por sua vez foi determinado conforme a área.

Relativamente às CT calculadas através do IES VE, ou seja, as associadas aos espaços, as CT de aquecimento são obtidas para um determinado momento onde a temperatura exterior é mínima. Desta forma, o *software* apenas apresenta a carga térmica máxima para cada espaço. Para o arrefecimento, o *software* calcula as CT para um determinado dia para cada mês do ano, de 30 em 30 minutos, obtendo assim 576 valores diferentes. Assim, é possível definir as CT de arrefecimento de duas formas, descritas no subcapítulo 2.2 como *sum-of-peaks load* e *block load*.

Calculou-se a CT de arrefecimento das duas formas, pelo que não se verificou uma discrepância de valores relevante, com uma diferença entre as duas opções de cerca de 1%. Devido a uma maior facilidade a analisar resultados na interface do programa, optou-se por somar as CT máximas de cada espaço (*sum-of-peaks load*). Na Tabela 10 apresentam-se os valores das CT de aquecimento e arrefecimento por espaço para as três localizações, contabilizando a parcela da CT devida à renovação de ar. Para o cálculo das mesmas através do *software*, salienta-se a necessidade de realizar previamente uma simulação da incidência solar no edifício através da ferramenta SunCast, com o propósito de determinar os ganhos solares.

Tabela 10 – Carga térmica total por espaço para cada localização

REFERÊNCIA NO IES VE	PORTO [kW]		LISBOA [kW]		FARO [kW]	
	AQUEC	ARREF	AQUEC	ARREF	AQUEC	ARREF
P0_Átrio	28,51	-23,59	24,71	-29,37	23,61	-28,03
P0_Escritorios2	17,65	-37,26	15,38	-41,31	14,71	-39,67
P0_Escritorio3	22,64	-33,56	19,68	-37,46	18,81	-37,07
P1_Escritorios1	80,86	-120,64	69,93	-139,51	66,75	-134,57
P2_Escritorios1	75,87	-123,89	65,59	-141,91	62,61	-137,04
P3_Escritorios1	75,97	-124,08	65,68	-141,98	62,70	-137,25
P4_Escritorios1	82,22	-122,65	71,23	-141,31	68,04	-136,31
P5_Escritorio	46,18	-77,80	39,96	-88,09	38,16	-85,69
P6_Escritorio	46,00	-78,14	39,81	-88,39	38,02	-86,00
P7_Escritorio	46,00	-78,18	39,81	-88,43	38,01	-86,05
P8_Escritorio	46,00	-78,19	39,81	-88,42	38,02	-86,06
P9_Escritorio	46,11	-78,17	39,91	-88,36	38,10	-86,08
P10_Escritorio	48,70	-77,71	42,18	-88,23	40,29	-85,96
P11_Escritorio	59,58	-69,31	51,96	-81,63	49,74	-77,63
TOTAL	740,6	-1125,4	641,4	-1290,9	612,6	-1249,4

3.2. Consumo energético da iluminação e equipamentos

Com o propósito de contabilizar os consumos energéticos do edifício na simulação dinâmica energética no IES VE, foi necessário definir os perfis de utilização e as respetivas potências das fontes de consumo energético, como a iluminação e outros equipamentos relevantes. As potências de iluminação e dos equipamentos já se encontram definidas por tipologia acima (apesar de serem também contabilizados para a análise energética), sendo abordado neste subcapítulo o efeito do *dimming* na iluminação e os consumos energéticos dos elevadores. Assim, estruturou-se o presente subcapítulo conforme cada um destes componentes.

3.2.1. Efeito do *dimming* na utilização da iluminação

De acordo com o tema da sustentabilidade dos edifícios vinculado na presente dissertação, verificou-se que se poderia aprofundar a utilização do edifício de forma a reduzir os consumos energéticos previstos pela simulação energética dinâmica. Assim, constatou-se que seria possível prever a disponibilidade de iluminação natural através do *software* utilizado e, consequentemente, reduzir a utilização de iluminação artificial. De modo a contabilizar a poupança de energia ao reduzir a utilização de iluminação artificial, é necessário calcular o consumo elétrico teórico da iluminação para cada espaço, conforme demonstrado na Equação (10), recorrendo à Equação (9) para o cálculo da potência instalada da iluminação.

$$P_{inst,ilum} = A \cdot DPI \quad [\text{kW}] \quad (9)$$

$$E_{teórico,ilum} = P_{inst,ilum} \cdot EFLH \cdot 10^{-3} \quad [\text{MWh/ano}] \quad (10)$$

$E_{teórico,ilum}$ → consumo energético anual teórico da iluminação [MWh/ano] DPI → densidade de potência da iluminação [W/m²]
 $P_{inst,ilum}$ → Potência instalada da iluminação [kW] A → Área do espaço [m²]

Assim, na Tabela 11, apresentam-se os valores necessários para o cálculo do consumo elétrico teórico da iluminação.

Tabela 11 – Consumo teórico da iluminação e variáveis essenciais conforme tipologias

TIPOLOGIAS		A [m ²]	$EFLH$ [h/ano]	DPI [W/m ²]	$P_{inst,ilum}$ [kW]	$E_{teórico,ilum}$ [MWh/ano]
Escritórios ^(a)	P0_Escritorios2	401,2	2850	5,5	2,2	6,3
	P0_Escritorio3	271,4			1,5	4,2
	Piso 1-4	6450,8			35,5	101,1
	Piso 5-10	5508,6			30,3	86,3
	Piso 11	706,4			3,9	11,1
Átrio		419,2	3900	8	3,4	13,1
Circulações		876,2	1656	2,5	2,2	3,6
Restantes espaços ^(b)		2801,1	1168		7,0	8,2
Estacionamento		1396,1	2184	1	1,4	3,0

(a) As células com mais de um piso, apresentam os valores para todos os pisos, sendo que o valor individual de cada piso pode ser obtido dividindo o valor total pelo número de pisos.

(b) Instalações sanitárias, vãos de escadas e de elevadores, áreas técnicas.

Os valores de DPI e $EFLH$ definidos para os escritórios e o átrio já foram abordados no subcapítulo acima. No entanto, para as restantes tipologias, os valores definidos foram fornecidos pela empresa como valores típicos para estas tipologias, com base na experiência em projetos e em documentos como a ASHRAE 90.1 [118] e o Manual do SCE [44], assim como os perfis assumidos, encontrados no APÊNDICE B. Nota-se que, os perfis para as circulações, instalações sanitárias e restantes espaços, e estacionamento foram ajustados tendo em conta que se encontram incorporados sensores de presença nos espaços, que ligam a iluminação no caso de o espaço estar ocupado e desligam caso contrário (incluindo temporizador), dado que se tratam de espaços com ocupação não permanente.

Com a valorização da luz natural no espaço de trabalho e a influência positiva da mesma no bem estar dos ocupantes, é possível prever que as luzes artificiais não estarão a funcionar 100% do tempo em que o espaço está ocupado, uma vez que a luz natural, em alguns casos, será suficiente para iluminar os espaços para as necessidades dos ocupantes [119]. Assim, ao prever a iluminação solar ao longo do ano na localidade em que se encontra, é possível perceber a disponibilidade de luz solar com o propósito de reduzir os consumos previstos de iluminação artificial. Tendo sido previamente realizada uma simulação da radiação solar disponível para o cálculo das CT através do SunCast, é possível usar a mesma para prever a redução do consumo energético associado à iluminação, com recurso à ferramenta RadianceIES.

Desta forma, fica em falta determinar a área do espaço afetada pela luz solar (área de *dimming*), bem como definir as variáveis necessárias no *software*. Foi então calculada a área de *dimming* de cada espaço de acordo com a Figura 36.

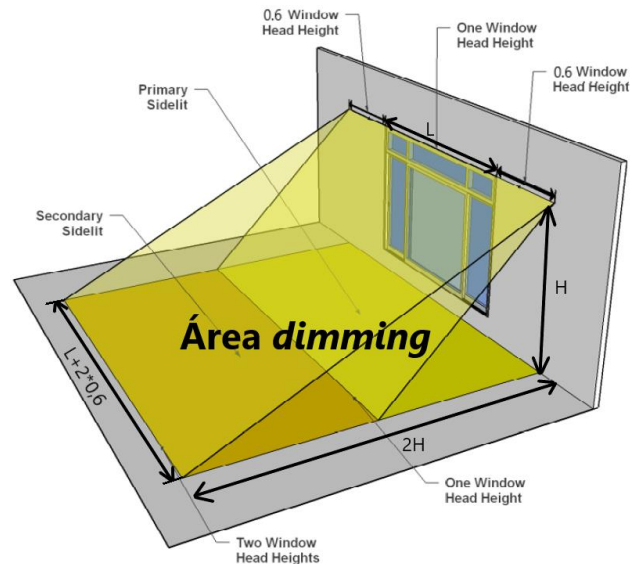


Figura 36 – ilustração do cálculo da área de *dimming* (adaptado de [120])

Verifica-se que a área de *dimming* está dependente das dimensões dos envidraçados, mais concretamente, a altura do pavimento até o topo do envidraçado e a largura do mesmo. Como, no edifício em estudo, os envidraçados correspondem a grande parte da envolvente e cobrem o pé-direito total do espaço, o comprimento da área *dimming* ($2H$) será (pelo menos) duas vezes o pé-direito (H), ou seja, 8,4 m. Através da divisão da área de *dimming* calculada para cada espaço pela área total do mesmo, obteve-se as seguintes $A_{dimming}$ para os escritórios e o átrio:

- **Escritórios piso 0:** 100%
- **Átrio piso 0:** 81,4%
- **Escritórios piso 1 a 4:** 81,8%
- **Escritórios piso 5 a 11:** 88,8%

Com as $A_{dimming}$ obtidas, é necessário definir um perfil de *dimming* para cada um destes espaços no IESVE (ApPro). Os perfis mencionados são definidos através de uma função que tem em conta a $A_{dimming}$. Para cada espaço, utilizaram-se as seguintes funções:

- **Escritórios piso 0:** ramp(e1,0,1,500,0)
- **Átrio piso 0:** ramp(e1,0,1,500,0.186)
- **Escritórios piso 1 a 4:** ramp(e1,0,1,500,0.182)
- **Escritórios piso 5 a 11:** ramp(e1,0,1,500,0.112)

Esta função¹ define que o sensor (representado por e1), quando deteta 0 lux (por via solar), a iluminação funciona a 100%. Por outro lado, quando deteta 500 lux (luminosidade admissível

¹ Denota-se que, no *software* utilizado, o separador dos números decimais é um ponto (no presente documento utiliza-se a vírgula) e a vírgula simboliza a separação dos fatores definidos.

para escritórios conforme a norma europeia EN 12464-1 [121]), a iluminação funciona conforme a $A_{dimming}$ definida, ou seja, a $(100\% - A_{dimming})$, uma vez que a área afetada pelo *dimming* estará a ser provida de luz natural. Deste modo, é possível reduzir a utilização de iluminação artificial através do aproveitamento da iluminação natural, com a consequente redução do consumo energético. Posteriormente, recorreu-se ao RadianceIES para definir a localização dos sensores por espaço. O critério utilizado baseia-se em posicionar os mesmos no centro dos espaços, e reposicionando conforme a distância aos envidraçados e melhor recetividade da luz solar. Na Figura 37 apresentam-se as posições dos sensores definidas para cada tipo de planta.

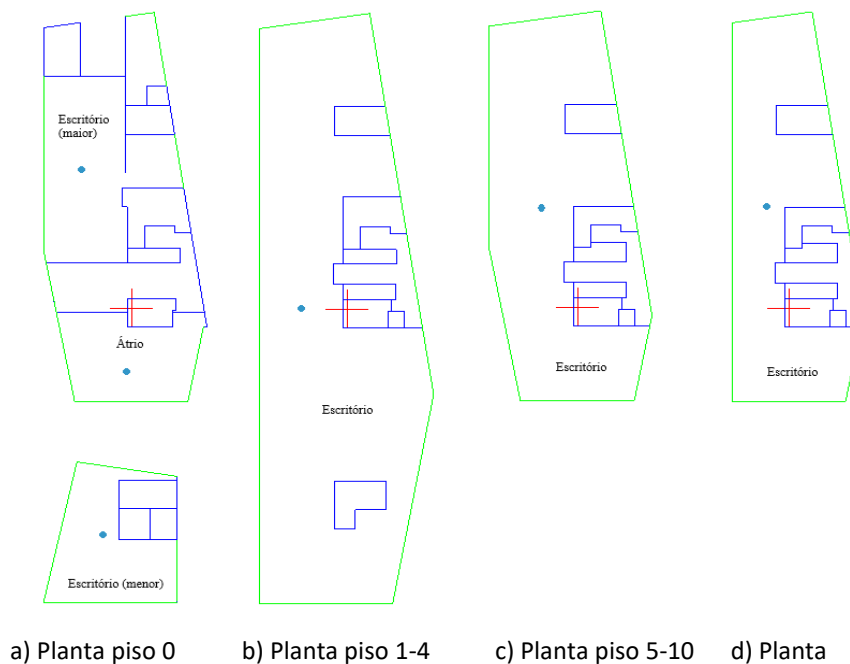


Figura 37 – Posicionamento dos sensores (identificados como círculos preenchidos a azul) no RadianceIES conforme o tipo de planta

3.2.2. Elevadores

O edifício é dotado de vários equipamentos em cada espaço cujos consumos energéticos devem ser contabilizados. A maioria destes equipamentos já foram descritos no subcapítulo dos Ganhos internos, restando apenas os elevadores. De forma a incorporar os mesmos no consumo energético total do edifício, recorreu-se a uma ferramenta de cálculo energético fornecida pela *TK Elevator*, onde foi possível estimar o consumo elétrico anual dos elevadores [122]. Com o propósito de determinar o consumo energético dos elevadores no edifício, definiu-se as variáveis apresentadas na Tabela 12.

Tabela 12 – Parâmetros definidos para a determinação do consumo energético dos elevadores

Tipo de edifício	Escritórios
Número de pisos	13
Aplicação	Sem redutor/PMD ^(a)
Tipo de <i>drive</i>	VVVF ^(b) regenerativa
Número de elevadores	6
Capacidade [kg]	1361 (3000 lbs)
Velocidade [m/s]	2,54 (500 fpm)
Iluminação da cabine	LED
Desligar automaticamente a iluminação?	✓
Desligar automaticamente o ventilador de exaustão?	✓
Consumo energético obtido [MWh/ano]	32,6

(a) Motor com ímãs permanentes (do inglês *Permanent Magnet Drive*)

(b) Voltagem e frequência variáveis (do inglês *Variable Voltage Variable Frequency*)

A definição destes parâmetros baseou-se na experiência da empresa no setor da sustentabilidade dos edifícios, pelo que os mesmos foram ponderados com o propósito de obter um equipamento mais eficiente. Desta forma, optou-se por elevadores equipados com motores sem redutor/PMD devido ao menor consumo energético comparativamente a outros tipos de motores [123]. Estes motores são frequentemente utilizados em elevadores com velocidades entre 2,5 m/s e 10 m/s, estando assim em conformidade com a velocidade definida. Aplicou-se o mesmo princípio na escolha do tipo de *drive*, sendo a tecnologia VVVF atualmente a mais utilizada devido ao seu potencial de redução de perdas do motor [124]. Além disso, ao conjugar a capacidade regenerativa, permite que o equipamento seja mais eficiente, uma vez que transforma a energia desperdiçada sob a forma de calor da resistência de frenagem em energia elétrica, que pode ser aproveitada por outros equipamentos ou elevadores do edifício [125]. A capacidade e a velocidade do ascensor foram definidas com base num edifício real. A escolha da iluminação da cabine foi também ao encontro de reduzir o consumo energético final do elevador, optando-se ainda por desligar automaticamente a iluminação e o ventilador de exaustão em momentos de inatividade dos elevadores.

Comparou-se os resultados obtidos com a metodologia exposta no Manual do SCE [44]. Uma vez que as opções disponíveis no procedimento exposto pelo SCE são mais restritas e conservadoras comparativamente ao maior leque de opções providas pela ferramenta de cálculo energético mencionada anteriormente, verificou-se que o resultado obtido pela ferramenta era mais eficiente (apresentava um consumo ligeiramente menor) quando comparado com o procedimento do SCE. Desta forma, optou-se pela ferramenta de cálculo energético dos elevadores.

3.3. Definição dos componentes dos sistemas AVAC

De acordo com o procedimento exposto, segue-se a definição dos componentes dos sistemas AVAC em estudo, mais concretamente as características dos EPET, da UTAN e dos VC. Posteriormente, no ApacheHVAC, foram definidos os mesmos e esquematizados conforme a interface do programa, com especial foco na representação dos equipamentos como consumidores energéticos. Desta forma, o propósito de definir os sistemas AVAC é poder realizar a simulação dinâmica energética do edifício no ApacheSim, comparando os consumos obtidos entre os três sistemas AVAC diferentes. A capacidade desta ferramenta para o estudo em causa recai na compilação de todas as variáveis definidas e, assim, prever o comportamento energético do edifício, realçando a obtenção dos consumos energéticos das máquinas térmicas e dos respetivos componentes. A Figura 38 representa o procedimento adotado para obter os resultados energéticos no IES VE.

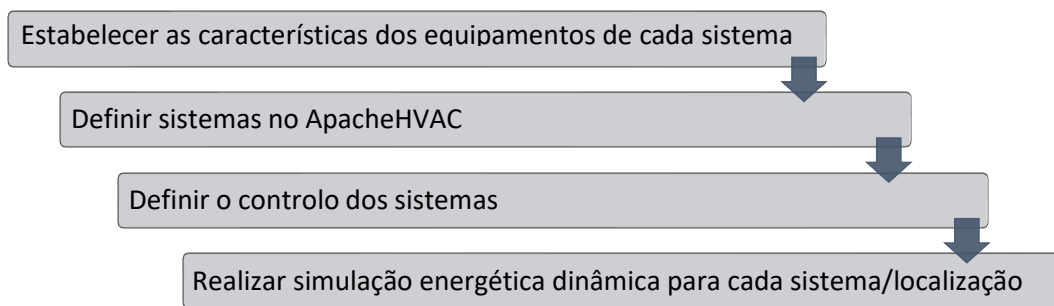


Figura 38 – Representação das etapas estipuladas para realizar a simulação energética dinâmica

A solução mais prática para realizar a simulação em causa foi definir no ApacheHVAC o mesmo circuito do ar para os 3 sistemas (uma vez que o mesmo é constante nos 3 sistemas), alterando apenas os EPET conforme o sistema, ou seja, a fonte das baterias de aquecimento e arrefecimento da UTAN e dos VC.

Relativamente ao horário de funcionamento do sistema AVAC, de acordo com os restantes perfis (especialmente os perfis de ocupação dos escritórios), definiu-se um perfil de 100% das 8 horas às 18 horas nos dias úteis, estando completamente desligado nas restantes horas e dias.

3.3.1. Dimensionamento do permutador de calor geotérmico

O dimensionamento do permutador de calor geotérmico, para troca de calor com o solo, corresponde a uma parte exigente, mas necessária, da definição da CBC geotérmica. Uma revisão bibliográfica relativa a este dimensionamento revelou que o documento técnico da ASHRAE, *Geothermal Heating and Cooling – Design of Ground-Source Heat Pump Systems* [75], apresentava uma metodologia extensiva e com um grau de rigor considerável para a execução do dimensionamento do permutador de calor. Assim, todo o procedimento aplicado neste subcapítulo teve como base este documento, sendo aqui apresentado os pontos fulcrais. O objetivo primordial deste dimensionamento é obter a potência e caudal necessário das bombas de circulação, estando diretamente dependente do comprimento de tubagem necessário, ou seja, da profundidade das sondas. Deste modo, dividiu-se o procedimento em, numa fase

inicial, calcular o comprimento das sondas, e, numa fase final, calcular as perdas de carga para determinar as variáveis necessárias das bombas de circulação.

É importante ter em conta que este procedimento necessita de alguns pressupostos iniciais devido à falta de alguns dados. Deste modo, deve-se assumir determinados valores e, após obter o comprimento total das sondas geotérmicas e da potência da bomba de circulação, adaptar os valores assumidos para melhor relação de consumo energético das bombas de circulação e comprimento das sondas. Por exemplo, é necessário definir o número de sondas geotérmicas numa fase inicial, no entanto, só após obter o comprimento total das sondas é que se pode adaptar esse valor para obter a profundidade por sonda desejada. No entanto, no procedimento exposto neste subcapítulo, estão já incluídos os valores finais, uma vez que os ajustamentos não são relevantes para o entendimento do mesmo. Salienta-se ainda que, nas equações utilizadas, as variáveis relativas às sondas estão representadas com a letra b^1 , o solo com a letra g^2 , o arrefecimento com a letra c^3 e o aquecimento com a letra h^4 .

Começou-se por definir a configuração das sondas geotérmicas. As opções centravam-se essencialmente em circuitos fechados e que não envolvessem reservatórios naturais de água, uma vez que as localizações especificadas para o estudo em causa não indicam a existência destes, assumindo por defeito que esta fonte não é acessível. De acordo com a carga térmica do edifício e as suas dimensões, definiu-se a configuração como vertical.

A Equação (11) é apresentada como a equação geral para obter o comprimento total das sondas geotérmicas (em metros), L_c , para o arrefecimento e a Equação (12) para o aquecimento, L_h .

$$L_c = \frac{Q_a \cdot R_{ga} + Q_{cond} \cdot (R_b + PLF_m \cdot R_{gm} + F_{sc} \cdot R_{gst})}{T_g - \frac{ELT + LLT}{2} + T_p} \quad (11)$$

$$L_h = \frac{Q_a \cdot R_{ga} + Q_{evap} \cdot (R_b + PLF_m \cdot R_{gm} + F_{sc} \cdot R_{gst})}{T_g - \frac{ELT + LLT}{2} + T_p} \quad (12)$$

Q_a → potência calorífica líquida anual [kW]

Q_{cond} → potência calorífica rejeitada para o solo pelo condensador [kW]

Q_{evap} → potência calorífica admitida do solo pelo evaporador [kW]

PLF_m → fator de carga parcial durante o mês de carga máxima

ELT → temperatura da água à entrada da bomba de calor [°C]

LLT → temperatura da água à saída da bomba de calor [°C]

R_{ga} → resistência térmica efetiva do solo – impulso anual [m.K/W]

R_{gm} → resistência térmica efetiva do solo – impulso mensal [m.K/W]

R_{gst} → resistência térmica efetiva do solo – impulso a curto prazo [m.K/W]

R_b → resistência térmica da sonda [m.K/W]

F_{sc} → fator de perda de calor por curto-circuito entre os tubos de fornecimento e retorno

T_g → temperatura do solo não perturbada [°C]

T_p → temperatura de penalização a longo prazo [°C]

¹ Do inglês *borehole*.

² Do inglês *ground*.

³ Do inglês *cooling*.

⁴ Do inglês *heating*.

Para facilitar o procedimento, encontra-se na Tabela 13 as variáveis primordiais a definir. O número de sondas foi definido conforme o comprimento das sondas, definindo-se que estas teriam cerca de 240 m de profundidade.

Tabela 13 – Pressupostos iniciais

LOCALIZAÇÃO		PORTO	LISBOA	FARO
PARÂMETROS				
Potência CBC ^(a) [kW]	Arref	1294,2	1484,5	1436,8
	Aquec	925,8	801,7	756,7
<i>EFLH</i>	Arref	750	723	914
	Aquec	50	36	21
Número de sondas (matriz)	Arref	160 (10x16)	240 (15x16)	300 (15x20)
	Aquec	60 (10x6)	60 (15x4)	50 (10x5)
Localização da tubagem ^(b)		Dupla		
Caudal específico [l/(min. kW)]		3,2		
Diâmetro tubo na sonda [mm]		40		
Diâmetro da sonda [mm]		140		
Separação entre sondas [m]		6		
Profundidade definida [m]		240		
<i>COP</i>		3,75		
<i>EER</i>		6,5		

(a) Potência com sobredimensionamento contabilizado

(b) Localizações indicadas: A, B, C, BC e Dupla, conforme Figura 21

Devido ao elevado número de variáveis presentes na equação geral, este subcapítulo encontra-se compartimentado conforme as principais propriedades a definir/determinar.

a) Propriedades térmicas e temperatura do solo

Conforme as 3 localizações a comparar no presente estudo, foi necessário determinar as propriedades térmicas do solo para cada localização. Por falta de indicação direta das propriedades térmicas do solo de cada localização, a metodologia adotada seguiu a verificação da rocha predominante em cada região, e recorreu-se a valores tabelados das propriedades térmicas características da rocha no documento referido.

No Porto, verificou-se, através da consulta de vários documentos, que a rocha predominante é o granito do Porto [126]. De forma, ao consultar os valores tabelados das propriedades térmicas do granito, determinou-se que o granito do Porto apresenta, aproximadamente, 24% de quartzo [127], podendo assumir os valores tabelados do granito de 25% de quartzo presentes no documento guia. No entanto, tanto em Lisboa [128] como em Faro [129], verificou-se que a rocha predominante é o calcário, assumindo assim os valores tabelados. Nos parâmetros que apresentam uma gama de valores, utilizou-se um valor intermédio. Na Tabela 14 apresentam-se as propriedades térmicas do solo para cada localização, nomeadamente, a condutibilidade térmica, k_g , o calor específico, c_p , a massa volúmica, ρ_g , e a difusibilidade térmica, α .

Tabela 14 – Propriedades térmicas do solo por localização

LOCALIZAÇÃO	k_g [W/(m.K)]	c_p [kJ/(kg.K)]	ρ_g [kg/m ³]	α [m ² /dia]
Porto	3,1	0,88	2640	0,11
Lisboa e Faro	3,4	0,92	2600	

Desta forma, relativamente ao solo, fica apenas em falta definir a temperatura do solo. O ideal para determinar a mesma seria através de documentos oficiais que apresentassem as temperaturas para certas profundidades ao longo do território português. No entanto, como esta informação não se encontra disponível, recorre-se à Equação (13) como uma estimativa credível.

$$T_g(d, \tau_d) = T_m - A_s \cdot e^{\left[-z \left(\frac{\pi}{365\alpha}\right)^{0,5}\right]} \cdot \cos\left[\left(\frac{2\pi}{365}\right) \left(\tau_d - \tau_{min} - \frac{z}{2} \left(\frac{365}{\pi\alpha}\right)^{0,5}\right)\right] \quad [^\circ\text{C}] \quad (13)$$

T_m → temperatura média anual do ar [°C]

α → difusibilidade térmica [m²/dia]

A_s → diferença entre a temperatura média do mês mais quente e do mês mais frio [°C]

τ_d → número de dias após 1 de janeiro [dias]

z → profundidade [m]

τ_{min} → 15º dia do mês mais frio [dias]

A equação devolve o valor da temperatura do solo para determinado dia do ano e profundidade. As temperaturas médias anuais e de cada mês foram consultadas na ASHRAE [115]. Verifica-se que o mês mais frio em todas as localizações é janeiro, assumindo assim o dia 15 do ano como o mais frio.

Verificou-se que as temperaturas a partir de uma determinada profundidade (à volta de 20 m de profundidade) estabilizavam de acordo com a t_m . Deste modo, assumindo que as profundidades das sondas seriam maiores do que 100 metros, obteve-se as temperaturas do solo apresentadas na Tabela 15.

Tabela 15 – Temperatura do solo por localização e parâmetros associados

LOCALIZAÇÃO	T_m [°C]	A_s [°C]	τ_d [dias]	T_g [°C]
Porto	15,1	4,8	15	15,1
Lisboa	17,2	6,1		17,2
Faro	18,2			18,2

b) Determinação das potências caloríficas do permutador de calor

As potências caloríficas q_{cond} e q_{evap} definem o fluxo de calor rejeitado ou admitido pelo permutador de calor conforme o regime de aquecimento ou arrefecimento. Desta forma, o arrefecimento contabiliza a potência do conjunto CBC para arrefecimento (carga térmica máxima aplicando um sobredimensionamento) e, através do EER , contabiliza os ganhos caloríficos gerados pelo equipamento (especialmente pelo compressor) que devem igualmente ser rejeitados para o solo, aumentando assim a potência calorífica do condensador comparativamente à potência do equipamento. O aquecimento segue o mesmo raciocínio, mas, contrariamente ao arrefecimento, a potência calorífica do evaporador é reduzida comparativamente à potência do equipamento, uma vez que os ganhos caloríficos do equipamento contribuem para o aquecimento. Deste modo, as Equações (14) e (15) estão

adaptadas para contabilizar estes ganhos e determinar a potência calorífica do condensador e do evaporador.

$$Q_{cond} = \frac{EER+1}{EER} \cdot Q_{lc} \quad [\text{kW}] \quad (14)$$

$$Q_{evap} = \frac{COP-1}{COP} \cdot Q_{lh} \quad [\text{kW}] \quad (15)$$

Q_{lc} → potência do CBC para arrefecimento [kW] Q_{hc} → potência do CBC para aquecimento [kW]

O arrefecimento, Q_{cond} , deve ser contabilizado como negativo. Desta forma, determina-se Q_a através do número de horas em que o sistema trabalha em carga máxima ($EFLH$), onde, se Q_{cond} e $EFLH_c$ tiveram um peso maior, Q_a será negativo, e, caso contrário, será positivo. Assim, recorreu-se à Equação (16) para a determinação de Q_a .

$$Q_a = (Q_{cond} \cdot EFLH_c + Q_{evap} \cdot EFLH_h) / 8760 \quad [\text{kW}] \quad (16)$$

Desta forma, reúne-se na Tabela 16 as variáveis essenciais e os resultados obtidos.

Tabela 16 – Potências caloríficas do permutador de calor por localização

LOCALIZAÇÃO	Q_{cond} [kW]	Q_{evap} [kW]	Q_a [kW]
Porto	-1493,3	678,9	-124,0
Lisboa	-1712,9	639,3	-138,7
Faro	-1657,8	561,5	-171,6

Verifica-se um impacto maior por parte do arrefecimento em todas as localizações.

c) Determinação das resistências térmicas do solo

A resistência térmica do solo é dividida em três impulsos térmicos distintos: anual, mensal e curto-prazo. Para o impulso anual, definiram-se 10 anos (3650 dias), 1 mês (30 dias) para o impulso mensal e 4 horas (0,167 dia) para o impulso a curto prazo, conforme aconselhado pelo documento. Assim, é possível definir 3 tempos, com $\tau_1 = 3650$ dias, $\tau_2 = 3680$ dias e $\tau_f = 3680,167$ dias. A determinação das resistências térmicas do solo baseou-se no número de *Fourier* (Fo), sendo necessário determinar para cada impulso, conforme as Equações (17), (18) e (19).

Desta forma, conforme os exemplos demonstrados no documento e as notas informativas, optou-se por definir $d_b = 140$ mm, de acordo com o diâmetro do tubo definido (será abordado posteriormente). Após obter os valores de Fo , foi necessário determinar o valor do fator G por impulso através do gráfico apresentado no documento guia. Por fim, através das Equações (17), (18) e (19), obtém-se as resistências térmicas representativas de cada impulso definido.

$$R_{ga} = (G_f - G_1) / k_g \quad (17)$$

$$R_{gm} = (G_1 - G_2) / k_g \quad (18)$$

$$R_{gst} = G_2 / k_g \quad (19)$$

Assim, na Tabela 17 apresentam-se reunidos os valores obtidos.

Tabela 17 – Resistências térmicas do solo por localização

LOCALIZAÇÃO	R_{ga} [m. K/W]	R_{gm} [m. K/W]	R_{gst} [m. K/W]
Porto	0,129	0,113	0,068
Lisboa e Faro	0,118	0,103	0,062

Uma vez que a única variável relativa às resistências térmicas do solo que varia com a localização é a condutibilidade térmica do solo, em Lisboa e Faro as resistências obtidas são iguais (as propriedades do solo são idênticas).

d) Propriedades da tubagem

O material de tubagem definido foi o HDPE, conforme a sua aplicação recorrente em sistemas geotérmicos. Como já definido na Tabela 13, a tubagem presente nas sondas apresenta um diâmetro de 40 mm, para permitir uma melhor transferência de calor entre a água e o solo. Assim, de forma a determinar o DR necessário, definiu-se que a profundidade máxima seria cerca de 240 m. Conforme o procedimento demonstrado no documento guia deste procedimento, definiu-se a tubagem presente na sonda com DR 7, uma vez ser o valor mais elevado de DR capaz de suportar as pressões externas (nas condições expostas, poderia suportar as mesmas até cerca de 300 m). No entanto, relativamente à tubagem que distribui a água para as diversas sondas, por se localizar em zonas pouco profundas, definiu-se DR 11. Para a condutibilidade térmica do tubo, o documento prevê valores por defeito para este material. Assumindo um tubo HDPE 4710 (por exemplo, sendo apenas essencial o primeiro número ser 4), obtém-se assim $k_p = 0,45 \text{ W/(m. K)}$.

e) Determinação da resistência térmica da sonda

A resistência térmica equivalente da sonda, R_b , é caracterizada pela resistência térmica do material de enchimento e do tubo (contabiliza a resistência convectiva do filme do fluido e a resistência de condução das paredes do tubo). As resistências de contacto entre as paredes do tubo e o material de enchimento são insignificantes em comparação com a elevada resistência das paredes do tubo e do material de enchimento. Uma vez que o líquido no interior do circuito, a tubagem e o material de enchimento têm muito pouca massa térmica em comparação com o solo circundante, R_b pode ser tratado como um valor constante (regime estacionário).

Assim, a determinação da resistência do tubo baseia-se na Equação (20) no caso de configurações singulares dos tubos e na Equação (21) para configurações duplas.

$$R_p = (R_{filme} + R_{tubo})/2 = \left[1/(\pi \cdot d_i \cdot h_{conv}) + \ln\left(\frac{d_o}{d_i}\right)/(2\pi \cdot k_p) \right]/2 \quad [\text{m. K/W}] \quad (20)$$

$$R_p = (R_{filme} + R_{tubo})/4 \quad [\text{m. K/W}] \quad (21)$$

d_i → diâmetro interno do tubo [m]

d_o → diâmetro externo do tubo [m]

h_{conv} → coeficiente de transferência de calor por convecção [$\text{W/(m}^2 \cdot \text{K)}$]

k_p → condutibilidade térmica do tubo [W/(m. K)]

R_{filme} → resistência convectiva do filme [m. K/W]

R_{tubo} → resistência de condução das paredes do tubo [m. K/W]

A determinação do parâmetro h_{conv} caracteriza-se por um processo mais complexo e não relevante para o estudo, uma vez que o seu impacto na resistência térmica da sonda é bastante reduzido. A alternativa seria consultar valores tabelados em condições mais restritas, não podendo ser aplicado a todos os casos e sendo uma opção pouco versátil. No entanto, um dos parâmetros a definir para a sua determinação e que apresenta relevância no restante procedimento é o caudal volúmico de água no tubo de cada sonda geotérmica. Deste modo, é possível estimar \dot{v}_b a partir da Equação (22).

$$\dot{v}_b = Q / (0,0692 \cdot (ELT - LLT) \cdot N_{sondas\ paralelas}) \quad [l/min] \quad (22)$$

Q → potência calorífica do evaporador/condensador conforme regime [kW] $N_{sondas\ paralelas}$ → número de sondas paralelas

É expectável, que o arrefecimento seja o regime mais impactante, pelo que este exigirá mais do sistema. Desta forma, o sistema será dimensionado de acordo com o regime de arrefecimento. Assim, igualou-se o caudal de aquecimento ao de arrefecimento para não haver discrepância entre os dois regimes e adaptando os resultados do aquecimento a esse caudal. É também importante definir as temperaturas da água à entrada e saída do conjunto CBC. No documento referido, é mencionado que ELT deve ser entre 11°C e 17°C acima de t_g (tende para o menor valor quando $t_g > 15^\circ\text{C}$), para o arrefecimento, e entre 5°C e 8°C abaixo de t_g (tende para o maior valor quando o edifício apresenta uma maior carga térmica de arrefecimento), para o aquecimento. Estes valores são indicativos para uma fase inicial do dimensionamento do permutador de calor geotérmico, devendo ser ajustados após o mesmo conforme as temperaturas e o desempenho do EPET desejado, tendo sempre em conta alterações no resultado do comprimento total das sondas. Assim, de modo a evitar uma discrepância de valores, definiu-se um ELT constante para o arrefecimento para todas as localizações (regime mais impactante) e, para o aquecimento, definiu-se $ELT = t_g - 5$. Para LLT , o critério apresentado no documento baseia-se no caudal específico definido na Tabela 13. Assim, para:

- 3,2 l/min.kW – $\Delta T_{Aquec} = 3,3^\circ\text{C}$ e $\Delta T_{Arref} = 5,6^\circ\text{C}$;
- 2,7 l/min.kW – $\Delta T_{Aquec} = 4^\circ\text{C}$ e $\Delta T_{Arref} = 6,7^\circ\text{C}$;
- 2,15 l/min.kW – $\Delta T_{Aquec} = 5^\circ\text{C}$ e $\Delta T_{Arref} = 8,3^\circ\text{C}$.

Conforme o ΔT obtido, foi possível reunir os resultados apresentados na Tabela 18.

Tabela 18 – Caudais volúnicos e temperaturas da água no circuito do solo

LOCALIZAÇÃO	\dot{v}_b [l/min]	T_{arref} [°C]		T_{aquec} [°C]	
		<i>ELT</i>	<i>LLT</i>	<i>ELT</i>	<i>LLT</i>
Porto	24,08	20	25,6	10,1	6,8
Lisboa	18,42			12,2	8,9
Faro	14,26			13,2	9,9

Verifica-se uma redução progressiva no caudal volúmico da água por sonda ao longo das localizações. Apesar do aumento da potência de arrefecimento do sistema ao longo das localizações, o aumento do número de sondas é bastante mais notório, uma vez que a temperatura do solo aumentou também ao longo das localizações.

Como já definido anteriormente, para a condutibilidade térmica do tubo, o documento prevê valores por defeito para este material, utilizando assim $k_p = 0,45 \text{ W/(m.K)}$. Para determinar a resistência térmica do material de enchimento, R_{grt} , recorreu-se à Equação (23).

$$R_{grt} = \left[\beta_0 \cdot \left(d_b / d_o \right)^{\beta_1} \cdot k_{grt} \right]^{-1} \quad [\text{m.K/W}] \quad (23)$$

k_{grt} → condutibilidade térmica do material de enchimento [W/(m.K)]

d_b → diâmetro das sondas [m]

As variáveis β_0 e β_1 correspondem a coeficientes com valores definidos conforme a localização da tubagem na sonda, definida anteriormente na Tabela 13. Para determinar k_{grt} , é possível consultar valores tabelados no documento conforme a composição do material de enchimento. Desta forma, conforme as composições expostas e os exemplos recorrentes, e com o objetivo em mente de tornar o sistema o mais eficiente de forma a reduzir os consumos de bombagem e comprimento de tubagem, optou-se por uma solução de bentonite de sódio com um elevado valor de k_{grt} com a seguinte composição: bentonite – 23 kg; areia de sílica – 23 kg; grafite de elevado desempenho – 7 kg, obtendo assim $k_{grt} = 2,2 \text{ W/(m.K)}$. Após determinar as duas resistências através da Equação (20) ou (21), e da Equação (23) o somatório das duas permite obter a resistência térmica da sonda. Na Tabela 19 reúnem-se os valores obtidos e as considerações necessárias.

Tabela 19 – Resistência térmica das sondas geotérmicas por localização

LOCALIZAÇÃO	β_0	β_1	R_p [m.K/W]	R_{grt} [m.K/W]	R_b [m.K/W]
Porto	21,91	-0,3796	0,031	0,033	0,064
Lisboa					
Faro			0,032		0,065

f) Determinação das restantes variáveis e cálculo do comprimento inicial

Com o propósito de concluir a primeira fase do cálculo do comprimento total das sondas geotérmicas, ficou em falta determinar o fator de carga parcial durante o mês de carga máxima, PLF_m , e o fator de perda de calor por curto-circuito entre os tubos de fornecimento e retorno, F_{sc} . O primeiro fator determina-se, para o arrefecimento, com base nas CT de arrefecimento, relacionando a carga térmica máxima e distribuindo a mesma por uma semana inteira com o somatório das CT no mês mais exigente ao longo de um dia e distribuindo por uma semana inteira conforme o horário de funcionamento do sistema AVAC definido (10 horas em dias úteis). Para o aquecimento, o procedimento é semelhante, mas, uma vez que no cálculo das CT de aquecimento não estão incluídos ganhos internos, relaciona-se a carga térmica máxima (distribuindo por uma semana inteira) com a subtração dos ganhos internos à carga térmica máxima. Para a contabilização do segundo fator, existem valores definidos no documento conforme o caudal específico definido nas sondas e a existência ou não de sondas em série, sendo que não é o caso.

Por fim, foi necessário de contabilizar a temperatura de penalização a longo prazo devido à permanência do sistema no solo e a sua influência na temperatura do mesmo ao redor das sondas. Desta forma, é importante mencionar que as sondas devem estar distanciadas entre si, no mínimo, 6 m, de forma a evitar interferência térmica entre as mesmas. A escolha da distância entre as sondas remete-se, essencialmente, em verificar a área disponível para instalação do circuito do solo sem comprometer a sensibilidade de interferência térmica das sondas e o funcionamento correto do permutador de calor. A abordagem aconselhada no documento guia envolve assumir, numa fase inicial, uma temperatura de penalização entre 0,56°C e 2,78°C, onde se assumiu o valor médio de 1,67°C. É importante mencionar que, para o caso de L_c ser maior do que L_h , que é expectável uma vez que as necessidades térmicas em arrefecimento têm um impacto bastante mais elevado, T_p e q_a devem ser consideradas nulas para o cálculo de L_h . Desta forma, reúne-se na Tabela 20 os resultados obtidos numa fase inicial.

Tabela 20 – Comprimento total das sondas numa fase inicial

LOCALIZAÇÃO	F_{sc}	PLF_m		L_h		L_c	
		Arref	Aquec	[m]	[m/sonda]	[m]	[m/sonda]
Porto	1,04	0,246	0,057	14387	240	42117	263
Lisboa		0,251	0,022	12549	209	69538	290
Faro		0,253	0,010	11002	220	91605	305

Conforme os resultados obtidos para L_h , uma vez que será menor que L_c , é possível ajustar, para o aquecimento, determinados valores como o caudal de água e o número de furos. Na Tabela 20 já se encontram incluídas estas considerações, estando os valores apresentados igualmente na Tabela 13 ajustados para uma abordagem final. Deste modo, foi necessário proceder à determinação da temperatura de penalização, T_p , onde, após aplicar a mesma na Equação (11), foi necessário realizar iterações de forma a contabilizar as alterações nas dimensões da sonda no cálculo de T_p .

g) Determinação da temperatura de penalização e respetivas iterações

Após obter L_c com uma estimativa de T_p , calcula-se esta temperatura com base em equações expressas no documento, baseando-se no conceito de o solo ser um cilindro infinito ao redor da sonda geotérmica. O movimento da água no solo é um parâmetro a considerar no cálculo desta variável, assumindo assim uma difusão do calor mais eficaz e com menor perturbação na temperatura do solo. No entanto, por falta de informação relativamente a este parâmetro, assume-se o pior caso em que a transferência de calor é efetuada apenas por condução. Assim, o procedimento define que a dissipação do calor é radial, e que, a partir da primeira metade da distância entre duas sondas, a dissipação é negligenciável, concentrando-se essencialmente na primeira metade da distância, devido à existência de outras sondas geotérmicas com a mesma potência calorífica. Deste modo, divide-se o solo à volta da sonda em cilindros infinitos, sendo aconselhado até um raio de 9 m da sonda, podendo estimar o somatório do calor armazenado pelos cilindros ao calor armazenado na primeira metade da distância entre duas sondas na presença de outras sondas. Assim, obtém-se a alteração de temperatura do solo através do

calor armazenado calculado para um prisma quadrado à volta da sonda com cada lado de dimensão igual à separação das sondas.

É possível obter T_p através da Equação (24) para uma configuração de matriz, de onde se verifica a variável da alteração da temperatura, T_{p1} , que incorpora o comprimento total das sondas obtido anteriormente na Equação (25). A junção da massa volúmica com o calor específico do solo permitem avaliar a capacidade de armazenar calor no mesmo.

$$T_p = (N_{int} + 0,75 \cdot N_{lado} + 0,5 \cdot N_{canto}) / (N \cdot C_{fHoriz}) \cdot T_{p1} \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (24)$$

$$T_{p1} = Q_{armazenado} / (\rho c_p \cdot S_b^2 \cdot L_c) \quad [^{\circ}\text{C}] \quad (25)$$

N → número de sondas

C_{fHoriz} → fator de correção

$Q_{armazenado}$ → calor armazenado no solo [kJ]

Uma vez calculada a variável T_p , incorpora-se a mesma no cálculo de L_c , e, conforme o aumento ou diminuição do comprimento total, aplica-se a mesma diferença ao valor original, em percentagem, a T_p . Se L_c aumentar, reduz-se T_p , bem como se L_c diminuir, aumenta-se T_p . Podem-se realizar várias iterações até o valor estabilizar, tendo sido executadas 2 cálculos completos neste caso, como demonstrado no fluxograma da Figura 39.

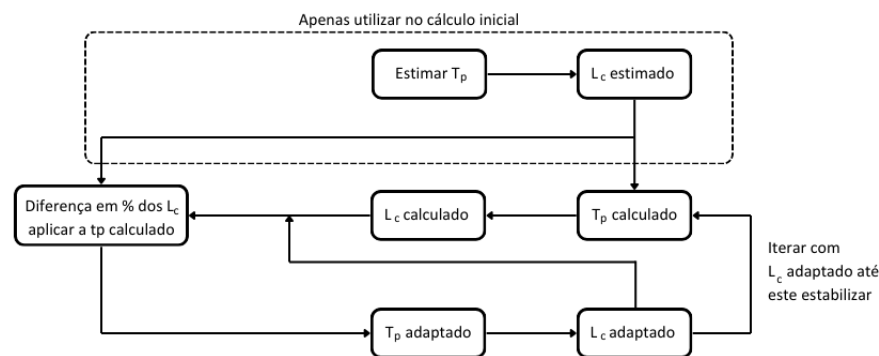


Figura 39 – Fluxograma com descrição do procedimento para obter comprimento final

Desta forma, obtiveram-se os valores finais de L_c apresentados na Tabela 21.

Tabela 21 – Temperaturas de penalização e valor final do comprimento das sondas

LOCALIZAÇÃO		PORTO	LISBOA	FARO
PARÂMETROS				
Primeiro cálculo	T_p calculado [$^{\circ}\text{C}$]	0,91	0,60	0,57
	L_c [m]	37768	54914	67148
	diferença entre L_c	Diminuiu 11,08%	Diminuiu 21,03%	Diminuiu 26,70%
	T_p adaptado [$^{\circ}\text{C}$]	1,01	0,72	0,72
	L_c [m]	38005	56299	69698
Primeira iteração	T_p calculado [$^{\circ}\text{C}$]	1,00	0,73	0,73
	L_c [m]	37956	56332	69874
	diferença entre L_c	Diminuiu 0,13%	Aumentou 0,06%	Aumentou 0,25%
	T_p adaptado [$^{\circ}\text{C}$]	1,00	0,72	0,73
L_c final [m]		37963	56327	69842
Profundidade por sonda [m]		237	235	233

Como complemento, estima-se que a implementação destes sistemas geotérmicos resulte na implicação de uma área de terreno necessário de cerca de 5,76 km² para o Porto, 8,64 km² para Lisboa e 10,80 km² para Faro.

h) Perdas de carga lineares e localizadas

Após o cálculo final do comprimento total das sondas geotérmicas, procede-se com a segunda fase do procedimento, o dimensionamento das bombas de circulação. Desta forma, foi necessário determinar as perdas de carga do sistema. Com o número de sondas previamente definido na Tabela 13, dividiu-se o sistema em dois circuitos idênticos, onde cada um é alimentado por uma bomba de circulação. Uma vez que se trata de um sistema a 4 tubos, seria sensato optar por separar o circuito de dissipação de calor para o solo e o circuito de extração de calor do solo. Após uma observação prévia das necessidades de aquecimento e arrefecimento, bem como a diferença dos consumos energéticos para aquecimento e arrefecimento, nota-se que as necessidades de aquecimento são consideravelmente menores comparativamente às de arrefecimento, existindo um período bastante reduzido em que se recorre simultaneamente ao aquecimento e arrefecimento. Desta forma, dimensionou-se o sistema para o arrefecimento (regime mais exigente), uma vez que serão modeladas duas CBC e, numa vasta parte do tempo de funcionamento, apenas uma CBC será necessária para o aquecimento. Estas considerações não terão implicações nos resultados do estudo, uma vez que o dimensionamento do circuito de aquecimento resultaria apenas, numa aplicação real, em considerar a área extra necessária para instalação das sondas geotérmicas de aquecimento, bem como a existência de uma bomba de circulação de menores dimensões apenas para aquecimento. Tendo em conta que esta funciona num regime de velocidade variável, consegue-se adaptar às necessidades do sistema sem, necessariamente, influenciar os resultados energéticos. No entanto, em forma de informação complementar, um sistema de tubagem no solo que rejeita e extrai calor do solo em períodos diferentes pode ser vantajoso, uma vez que, ao dissipar calor para o solo, este pode aumentar a sua temperatura devido ao armazenamento de calor, e, ao extrair calor do mesmo, é possível equilibrar a sua temperatura, reduzindo o impacto na eficiência do sistema ao longo dos anos de funcionamento.

Com o propósito de contabilizar as perdas de carga, na Figura 40 representa-se um exemplo do circuito utilizado com os componentes com influência na perda de carga identificados, bem como o respetivo caminho crítico, variando a matriz das sondas geotérmicas conforme a localização. A única sonda geotérmica relevante é a última, sendo que as restantes identificam os tês necessários. Considera-se que a tubagem de retorno se encontra, num plano vertical, paralela à tubagem de ida.

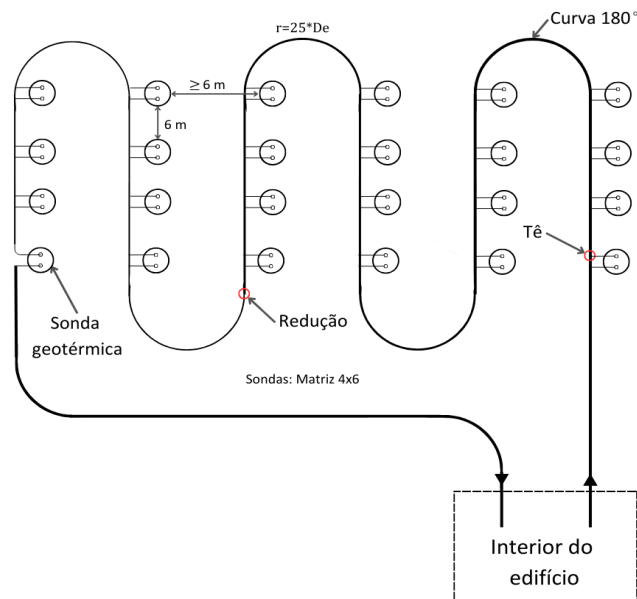


Figura 40 – Exemplificação do circuito do solo com foco no caminho crítico e perdas localizadas

Desta forma, começou-se por contabilizar as perdas de cargas por fricção. Para este efeito, tem-se em conta o diâmetro da tubagem, o caudal de água por diâmetro e o comprimento de tubagem. De forma a sobredimensionar devido à possibilidade de o circuito apresentado não contabilizar todos os componentes ou comprimento de tubagem de um sistema real, definiu-se o caudal inicial para todo o comprimento de tubo do mesmo diâmetro, apesar de haverem picagens com redução de caudal (mas não de diâmetro) para alimentar as sondas geotérmicas, conforme os diâmetros disponíveis. Deste modo, o documento guia deste procedimento aconselha que as perdas de carga por metro sejam menores do que 300 Pa/m, limitando assim a valores entre 115 Pa/m e 155 Pa/m, à exceção da tubagem inserida nas sondas (apresenta entre 20 Pa/m e 60 Pa/m), com o propósito de reduzir as dimensões das bombas de circulação e respetivos consumos energéticos. A definição destes valores baseia-se também na perda de carga por metro obtida no primeiro tubo de maiores dimensões. Uma vez que um tubo de menor diâmetro não poderia ser escolhido por apresentar valores acima de 300 Pa/m, o primeiro tubo assume sempre um valor dentro do intervalo definido anteriormente. Na Equação (26) apresenta-se a equação geral para a determinação das perdas de carga lineares por metro de tubo.

$$\frac{\Delta p_{\text{fricção}}}{L_{\text{tubo}}} = f \cdot \frac{\rho}{d_i} \cdot \frac{\left(4 \cdot \dot{v} / \pi \cdot d_i^2\right)^2}{2} \quad [\text{Pa/m}] \quad (26)$$

f → fator de fricção

d_i → diâmetro interno [m]

L_{tubo} → comprimento do tubo [m]

Relativamente às perdas de carga localizadas, consideraram-se os tês responsáveis por dividir o fluxo da água entre o restante circuito e as diferentes sondas. Para além disso, contabilizaram-se as reduções para as ligações de tubagens de diferentes diâmetros. Relativamente às curvas de 180°, optou-se por curvar a tubagem ao invés de utilizar dois cotovelos, uma vez que a perda de carga seria maior. A restrição imposta para o raio mínimo da curvatura para tubos HDPE e

DR 11 é obtida ao multiplicar o diâmetro externo do tubo por 25, de acordo com *Plastic Pipe Institute* [130]. Para além disso, considerou-se a perda de carga aconselhada pelo documento relativamente a uma Bomba de Calor. O documento prevê valores tabelados para as perdas de carga localizadas por componente e por diâmetro de tubo, sendo que estes valores se apresentam em metros, equivalendo assim a um acréscimo ao comprimento da tubagem, como se verifica na Equação (27) para o cálculo das perdas de carga (aplicar a cada tubo com diâmetro diferente).

$$\Delta p = \Delta p / L \cdot (L_{tubo} + \sum L_{loc}) \quad [\text{Pa}] \quad (27)$$

f → fator de fricção

d_i → diâmetro interno [m]

Assim, reúne-se na Tabela 22 os resultados obtidos para a perda de carga total, expondo também os diâmetros e o caudal utilizado por circuito, considerando dois circuitos idênticos.

Tabela 22 – Perda de carga total por localização e por circuito

LOCALIZAÇÃO	$\dot{v}_{circuito}$ [l/s]	DIÂMETROS UTILIZADOS ^(a) [mm]	NÚMERO DE SONDAS POR DIÂMETRO	Δp [kPa]
Porto	32,11	200; 160; 125; 90; 63	30; 25; 15; 6; 4	168,64
Lisboa	36,83		60; 30; 15; 10; 5	214,55
Faro	35,65	200; 160; 125; 90; 63; 50	60; 45; 26; 12; 3; 4	259,12

(a) Não incluído o diâmetro do tubo inserido na sonda

i) Dimensionamento das bombas de circulação

O passo final deste procedimento incide em dimensionar as bombas de circulação. Foi atribuída uma bomba de circulação por circuito, sendo que, como os circuitos são idênticos, as bombas de circulação serão iguais, apresentando assim os dados para uma bomba.

Assim, para determinar a potência do motor, começou-se por determinar a potência da bomba. Na Equação (28) apresenta-se a potência da bomba, P_{bomba} . A unidade desta variável apresenta-se em W_m , com o propósito de distinguir a potência mecânica (m) da potência elétrica (e).

$$P_{bomba} = \dot{v} \cdot \Delta p / \eta_{bomba} \quad [W_m] \quad (28)$$

η_{bomba} → rendimento da bomba

Verificou-se que bombas centrífugas apresentam, tipicamente, um rendimento superior a 70% [131]. Com a potência obtida, é possível recorrer á Equação (29) de modo a obter a potência do motor, P_{motor} .

$$P_{motor} = P_{bomba} / (\eta_{motor} \cdot \eta_{VSD}) \quad [W_e] \quad (29)$$

η_{VSD} → rendimento da *drive* de velocidade variável

η_{motor} → rendimento do motor

Para o rendimento do motor, existem valores tabelados típicos conforme o número de polos do motor, definindo-se um motor de 4 polos, e o valor de P_{bomba} , sendo que, quanto maior for P_{bomba} , maior será o rendimento. Para o rendimento da *drive* de velocidade variável, assumiu-

se um valor típico definido no documento guia. Assim, na Tabela 23, apresentam-se os parâmetros relevantes das bombas de circulação.

Tabela 23 – Características relevantes das bombas de circulação

LOCALIZAÇÃO	η_{bomba}	P_{bomba} [kW _m]	η_{motor}	η_{VSD}	P_{motor} [kW _e]	SPP [W/(l/s)]
Porto	70%	7,74	90,2%	97%	8,84	275
Lisboa		11,29	91,0%		12,79	347
Faro		13,20	91,4%		14,89	418

3.3.2. Equipamentos produtores de energia térmica dos diferentes sistemas

Os EPET dos sistemas representam a fonte de energia térmica dos sistemas, sendo fundamental definir as suas características. As características definidas serão úteis para modelar os mesmos no ApacheHVAC.

Através das CT obtidas para aquecimento e arrefecimento, é possível dimensionar a potência dos respetivos EPET. No entanto, de acordo com a ASHRAE 90.1 [118], é aconselhado um sobredimensionamento de 25% para o aquecimento e de 15% para o arrefecimento.

Relativamente ao circuito da água de distribuição de energia térmica das unidades CBC, definiu-se, para aquecimento, uma temperatura de saída das unidades CBC de 45°C, com um $\Delta T = 5^\circ\text{C}$ relativo à temperatura de entrada, e, para o arrefecimento, uma temperatura de saída das unidades CBC de 7°C, com um $\Delta T = 5^\circ\text{C}$, conforme considerado pela empresa como temperaturas típicas de projeto.

a) Chiller-Bomba de Calor ar-água a 4 tubos

O dimensionamento da unidade CBC ar-água incide, essencialmente, na definição da potência térmica da unidade e nos parâmetros de eficiência. No entanto, é necessário também definir o parâmetro de eficiência SPP das bombas de circulação. Estes parâmetros encontram-se apresentados na Tabela 24.

Tabela 24 – Potência térmica e indicadores de eficiência do equipamento

PARÂMETROS A DEFINIR		PORTO	LISBOA	FARO
POTÊNCIA TÉRMICA [kW]	Arref	1294,2	1484,5	1436,8
	Aquec	925,8	801,7	765,7
EFICIÊNCIA	EER	2,647		
	COP	3,264		
SPP [W/(l/s)]	Primário	70		
	Secundário	349		
$P_{ventilador, evap/cond}/P_{compressor}^{(a)}$		11%		

(a) Rácio entre a potência do ventilador do evaporador/condensador (permuta de calor com o ar) e a potência do compressor

Considerando as dimensões e capacidade do sistema, atribuíram-se duas unidades CBC ar-água, distribuindo conforme as necessidades do sistema. Assim, uma unidade funciona de 10% a

100% da potência necessária do sistema, e a outra unidade funciona de 50% a 100% da potência necessária do sistema. Logo, a potência das unidades CBC corresponde a metade das potências apresentadas na Tabela 24. Dividiu-se também o circuito da água de distribuição de energia térmica em dois: circuito primário e secundário. O primário distribui a água proveniente da unidade CBC para o secundário, sendo que a bomba de circulação funciona num regime de caudal constante, atribuindo apenas uma bomba de circulação às duas unidades CBC ar-água. O secundário distribui a água proveniente do primário para as unidades terminais de difusão da energia térmica e de tratamento de ar, sendo que a bomba de circulação funciona num regime de caudal variável, conforme as necessidades do sistema. Os valores de *SPP* das bombas de circulação foram definidos pela empresa com base num edifício real. As eficiências das unidades CBC a ar-água foram definidas conforme um equipamento real, cuja ficha técnica apresenta-se no ANEXO C. Na Figura 41 verifica-se a representação das unidades CBC ar-água no ApacheHVAC. Uma vez que a ferramenta utilizada separa o circuito de água quente e de água fria, apresentam-se as unidades CBC em cada circuito.

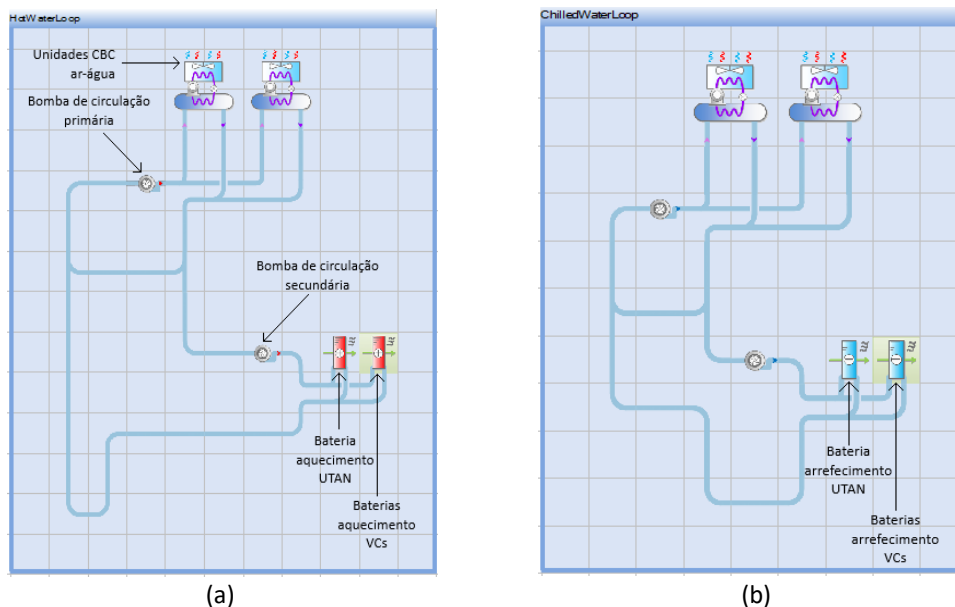


Figura 41 – Unidades CBC ar-água representadas no ApacheHVAC no circuito de água (a) quente, (b) fria

b) Unidade VRF a 3 tubos

As unidades VRF geralmente apresentam uma menor capacidade relativamente às unidades CBC. Desta forma, distribuiu-se uma unidade VRF exterior por piso, conforme as potências apresentadas na Tabela 25. Assim, enquanto que do piso 1 a 11 existe apenas um espaço por piso a ser climatizado (escritórios), para o piso 0 conjugaram-se os dois escritórios e o átrio para uma unidade VRF exterior. As eficiências correspondentes foram atribuídas conforme uma unidade VRF exterior real, cuja ficha técnica apresenta-se no ANEXO D.

Tabela 25 – Parâmetros essenciais para modelar as unidades VRF exteriores

PARÂMETROS A DEFINIR		ARREFECIMENTO			AQUECIMENTO		
		PORTO	LISBOA	FARO	PORTO	LISBOA	FARO
POTÊNCIA TÉRMICA DAS UNIDADES VRF [kW]	Piso 0	106,1	117,3	114,0	64,4	56,2	53,8
	Piso 1	133,4	144,9	140,5	53,2	46,4	44,4
	Piso 2	137,1	147,6	143,3	47,0	41,0	39,2
	Piso 3	137,3	147,7	143,5	47,1	41,1	39,3
	Piso 4	135,7	147,0	142,45	54,9	48,0	46,0
	Piso 5	86,4	92,5	90,4	30,5	26,6	25,5
	Piso 6	86,8	92,8	90,8	30,3	26,4	25,3
	Piso 7				30,2		
	Piso 8				30,3		
	Piso 9	86,8		90,9	30,4	26,5	25,4
	Piso 10	86,3	92,6	90,7	33,6	29,4	28,1
	Piso 11	77,3	87,1	83,0	53,5	47,0	45,1
UTAN	47,3	136,7	125,6	420,5	360,4	343,0	
EFICIÊNCIA		EER = 4,2			COP = 5,01		

No ApacheHVAC, a definição destes equipamentos é simplificada, não apresentando um esquema representativo, sendo apenas necessário atribuir cada unidade VRF às baterias das unidades interiores. Avaliaram-se várias curvas de eficiência disponíveis no *software*, mais concretamente, de um equipamento real da marca *Mitsubishi* e de um equipamento típico da marca *LG*. Devido a valores de eficiência superiores, optou-se pela curva de eficiência da marca *LG*.

c) Chiller-Bomba de Calor geotérmica a 4 tubos

A estruturação das unidades CBC geotérmicas foi feita seguindo o mesmo procedimento das unidades CBC a ar-água. As potências e divisão das unidades são idênticas à das unidades CBC a ar-água, bem como a definição das bombas de circulação e o circuito da água. A grande diferença incide na definição deste equipamento como uma unidade CBC a água-água, onde se define um perfil de temperaturas da água como fonte térmica, correspondente ao parâmetro *ELT* definido anteriormente para cada localização, para aquecimento e arrefecimento. Para além disto, define-se também o indicador *SPP* das bombas de circulação do circuito da água da fonte térmica e o respetivo caudal, definido acima. Relativamente aos indicadores de eficiência dos equipamentos, baseou-se em valores típicos de *COP* e *EER*, juntamente com referências da empresa. Assim, a Tabela 26 providencia os parâmetros essenciais para a definição dos equipamentos.

Tabela 26 – Parâmetros essenciais para modelar as unidades CBC geotérmicas

PARÂMETROS A DEFINIR		PORTO	LISBOA	FARO
ELT [°C]	Arref		20	
	Aquec	10	12	13
EFICIÊNCIA	EER	6,5		
	COP	3,75		
SPP [W/(l/s)]		275	347	418
\dot{v}_{bomba} [l/s]		32,1	36,8	35,7

No entanto, a modelação destas unidades tornou-se um processo demorado, uma vez que o *software* utilizado não apresentava uma opção específica para equipamentos com recurso à geotermia, e as opções apresentadas pela entidade responsável do programa relacionam programas de terceiros que necessitam da aquisição de uma licença. Assim, a opção descrita foi a melhor opção encontrada para a modelação de uma unidade CBC geotérmica. A Figura 42 representa as unidades CBC geotérmicas definidas no ApacheHVAC, como anteriormente explicado, como unidades CBC água-água.

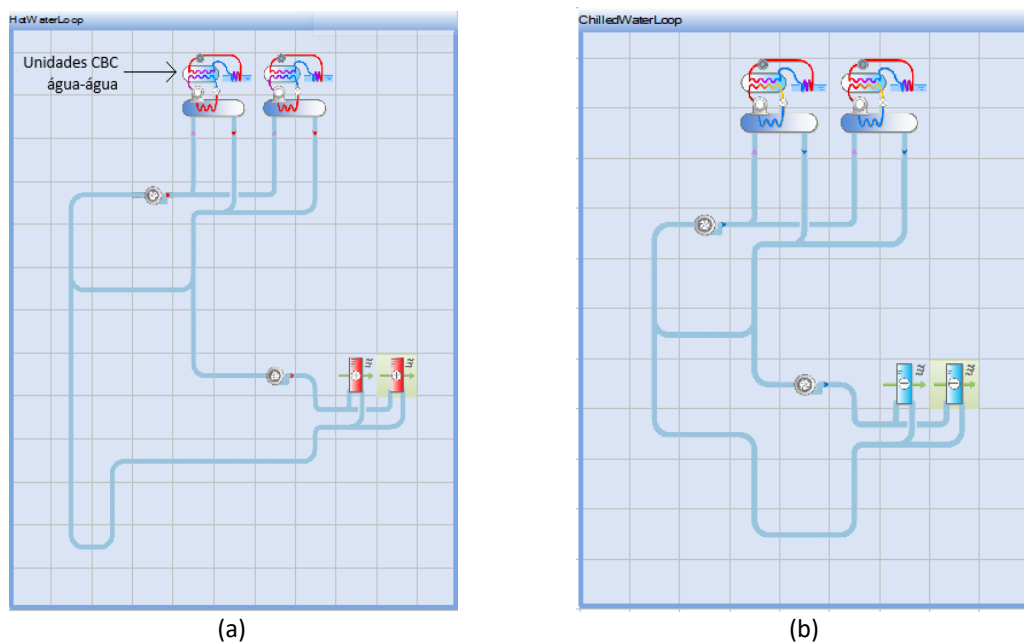


Figura 42 – Unidades CBC água-água representadas no ApacheHVAC do circuito de água (a) quente, (b) fria

3.3.3. Unidades terminais de tratamento de ar

Os três sistemas AVAC em estudo apresentam um aspeto em comum: o circuito do ar, pelo que no *software* utilizado, as unidades de ventilação são apenas uma representação de uma fonte de consumo energético, de onde se define a respetiva potência. O caudal de ar a movimentar pelas unidades de ventilação é definido através dos controladores do sistema, abordados posteriormente. Será fundamentado, em detalhe, cada um destes equipamentos e a respetiva representação no ApacheHVAC.

a) UTAN e ventiladores de extração

A UTAN é o equipamento comum nos 3 sistemas em estudo, pelo que apenas é necessário dimensionar uma vez. Uma vez que o principal objetivo é obter os consumos energéticos, os componentes essenciais a definir são os ventiladores de insuflação e extração, as baterias de aquecimento e arrefecimento, e o recuperador de calor. Estão também presentes filtros na UTAN de forma a cumprir com a legislação, sendo que, não havendo mistura do ar de extração com o ar de insuflação, não existem filtros na extração. No entanto, estes não são relevantes para o estudo em causa.

Foi então necessário determinar a potência dos ventiladores de insuflação e de extração. Para isso, recorre-se a um indicador da eficiência do ventilador, mais concretamente, a potência específica da unidade de ventilação (*SFP*), onde, através do caudal de ar movimentado pelo ventilador, é possível obter a potência do mesmo. O SCE prevê um valor de *SFP* por defeito para os ventiladores da UTAN de edifícios de comércio e serviços, ao qual deve ser acrescido determinados valores tabelados conforme os componentes da UTAN. Quanto menor for o valor de *SFP*, mais eficiente é o ventilador. Neste caso, como a UTAN é composta por filtros (filtro de saco) e recuperador de calor, o ventilador de insuflação teria um $SFP = 2600 \text{ W}/(\text{m}^3/\text{s})$ e o ventilador de extração um $SFP = 2300 \text{ W}/(\text{m}^3/\text{s})$ (ausência de filtro) [44]. É ainda atribuído ao ventilador, conforme o valor de *SFP*, uma categoria, de *SFP* 0 a *SFP* 7, obtendo a categoria *SFP* 5 para este caso.

No entanto, por se tratar de valores elevados e, atualmente, pouco realísticos, a empresa definiu os seguintes valores de *SFP* com base num edifício semelhante com a mesma tipologia do edifício em estudo, incluindo também o ventilador de extração das instalações sanitárias:

- **Ventilador de insuflação:** $SFP = 0,35 \text{ W}/(\text{m}^3/\text{h})$, *SFP* 4;
- **Ventilador de extração:** $SFP = 0,30 \text{ W}/(\text{m}^3/\text{h})$, *SFP* 3;
- **Ventilador de extração das instalações sanitárias:** $SFP = 0,11 \text{ W}/(\text{m}^3/\text{h})$, *SFP* 1.

Verifica-se, então, um menor *SFP* no ventilador de extração comparativamente ao ventilador de insuflação, uma vez que apresenta menos perdas de carga (essencialmente pela ausência de filtros), assim como o ventilador de extração das instalações sanitárias, cujo sistema de ventilação é mais simples e, portanto, expecta-se que hajam menos perdas de carga. De modo a obter as potências dos ventiladores através do *SFP*, utilizou-se a Equação (30).

$$P_{\text{ventilador}} = SFP \cdot \dot{v} \quad [\text{W}] \quad (30)$$

$P_{\text{ventilador}}$ → potência da unidade de ventilação [W] *SFP* → potência específica da unidade de ventilação [W/(m³/h)]

Foram então obtidas as seguintes potências dos ventiladores:

- **Ventilador de insuflação:** $P = 18,59 \text{ kW}$;
- **Ventilador de extração:** $P = 15,94 \text{ kW}$;
- **Ventilador de extração das instalações sanitárias:** $P = 1,43 \text{ kW}$;
- **Ventilador de extração do estacionamento:** $P = 16,79 \text{ kW}$.

Para o ventilador de extração do estacionamento, não foi definido um valor de *SFP*, mas sim a própria potência elétrica do equipamento, com base nos dados fornecidos pela empresa.

É ainda necessário definir as potências das baterias de aquecimento e arrefecimento da UTAN, recorrendo às CT por ventilação obtidas pelo procedimento descrito no subcapítulo acima. O somatório das CT por ventilação de aquecimento corresponde à potência da bateria de aquecimento, e o somatório das CT por ventilação de arrefecimento corresponde à potência da bateria de arrefecimento. Para o recuperador de calor, definiu-se uma eficiência típica de recuperação de calor sensível de 70%.

Salienta-se que a UTAN é necessária para ventilar as circulações, os escritórios e o átrio. Na Figura 43 apresenta-se representado a UTAN no ApacheHVAC.

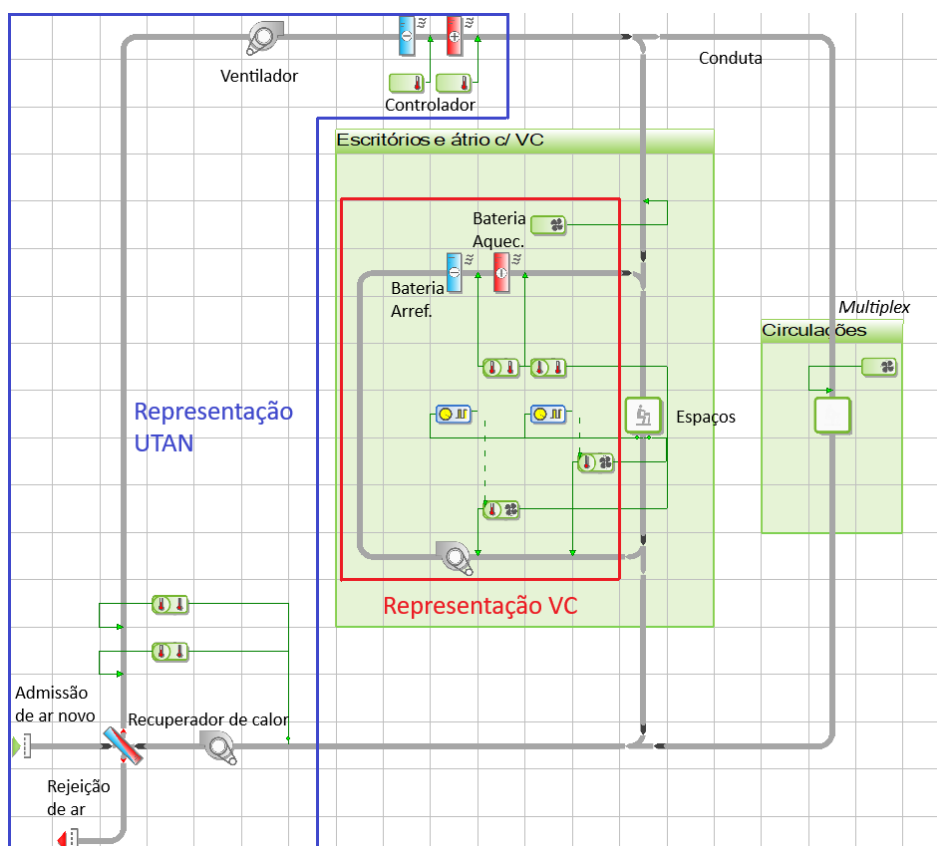


Figura 43 – Representação da UTAN e das unidades VC no ApacheHVAC

De forma a simplificar o esquema do circuito do ar, encontra-se incorporada no ApacheHVAC uma funcionalidade denominada *Multiplex*, capaz de associar os equipamentos selecionados a vários espaços, ao invés de obrigar a definição repetitiva dos equipamentos conforme o número de espaços. Desta forma, é possível representar apenas uma conduta e um espaço à saída da UTAN, e definir na interface do programa os espaços associados ao *Multiplex*, cujos equipamentos se encontram dentro de uma área preenchida a verde. Através de um controlador de caudal, é possível definir o caudal a insuflar em cada espaço incorporado no *Multiplex*. Como os escritórios são dotados de unidades VC e as circulações não, separou-se as duas tipologias em dois *Multiplex* distintos. Nas circulações apenas é insuflado ar proveniente da UTAN.

Para o caso dos ventiladores de extração das instalações sanitárias e do estacionamento, a representação é mais simples, uma vez que apenas é necessário contabilizar o consumo de energia dos mesmos para o estudo. Na Figura 44 apresenta-se o esquema dos ventiladores de extração, sendo utilizado o mesmo esquema para cada ventilador, ou seja, duplica-se o esquema e ajustam-se os caudais de ar e a potência da unidade de ventilação.

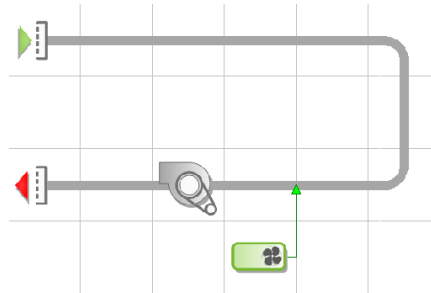


Figura 44 – Representação no ApacheHVAC dos ventiladores de extração

Os esquemas apresentados na Figura 43 e na Figura 44 apresentam-se inalterados para os 3 sistemas em estudo, sendo apenas necessário modificar a fonte térmica das baterias de aquecimento e arrefecimento da UTAN.

b) Ventiloinvectores

Nos 3 sistemas em estudo, os VC são os equipamentos responsáveis pela difusão da energia térmica nos espaços climatizados, sendo estes alimentados com o ar novo proveniente da UTAN e o ar recirculado do espaço. No caso do sistema com as unidades VRF, as unidades interiores VRF apenas se distinguem dos VC pelo fluido térmico que alimenta as baterias. Assim, a sua definição no ApacheHVAC é feita da mesma forma, distinguindo apenas a fonte térmica das baterias de aquecimento e arrefecimento. Ao serem associadas às unidades VRF exterior, o conjunto destes componentes é assumido como uma unidade interior VRF. Contrariamente à UTAN, em que 1 equipamento fornece ar novo para todos os espaços, os VC são unidades instaladas nos espaços, pelo que é necessário associar pelo menos um VC por espaço. Assim, as baterias de aquecimento e arrefecimento dos VC são dimensionadas através da CT dos espaços calculada anteriormente. Ou seja, a potência das baterias vai ser igual à CT do espaço. A diferença de temperatura definida para o ar de entrada e saída dos VC foi de 11°C, conforme definido pela empresa como um valor típico de projeto. Relativamente ao ventilador dos VC, definiu-se $SFP = 0,1 \text{ W}/(\text{m}^3/\text{h})$, conforme fornecido pela empresa com base em projetos de edifícios reais. Os caudais volúmicos foram calculados através da Equação (31) e as respetivas potências através da Equação (30).

$$\dot{v}_{VC} = CT_{\text{espaço}} / (\rho \cdot c_p \cdot \Delta T) \quad [\text{m}^3/\text{s}] \quad (31)$$

Os caudais volúmicos e as potências para os quais os VC foram dimensionados encontram-se na Tabela 27, sendo que se calculou os respetivos caudais e potências para cada espaço climatizado conforme o regime de aquecimento e arrefecimento. No entanto, uma vez que os valores obtidos para aquecimento eram bastante menores, dimensionou-se o equipamento para os valores de arrefecimento.

Tabela 27 – Caudais volúmicos de ar e potências dos VC por espaço e localização

ESPAÇOS	PORTO		LISBOA		FARO	
	\dot{v} [l/s]	P [kW]	\dot{v} [l/s]	P [kW]	\dot{v} [l/s]	P [kW]
P0_Átrio	1709,2	0,615	1975,0	0,711	1894,9	0,682
P0_Escritorios2	2838,2	1,022	3131,6	1,127	3008,2	1,083
P0_Escritorio3	2503,9	0,901	2687,8	0,968	2672,7	0,962
P1_Escritorios1	8859,6	3,189	9625,4	3,465	9331,7	3,359
P2_Escritorios1	9107,8	3,279	9808,8	3,531	9520,0	3,427
P3_Escritorios1	9122,3	3,284	9814,4	3,533	9536,1	3,433
P4_Escritorios1	9013,0	3,245	9763,5	3,515	9464,5	3,407
P5_Escritorio	5740,4	2,067	6142,0	2,211	6006,1	2,162
P6_Escritorio	5766,1	2,076	6165,0	2,219	6029,8	2,171
P7_Escritorio	5769,7	2,077	6168,2	2,221	6033,3	2,172
P8_Escritorio	5770,2		6167,5	2,220	6034,2	2,172
P9_Escritorio	5768,5		6162,5	2,219	6035,8	2,173
P10_Escritorio	5733,8	2,064	6152,4	2,215	6026,4	2,170
P11_Escritorio	5138,7	1,850	5784,2	2,082	5515,0	1,985

Na Figura 43, encontra-se também representado os VC no ApacheHVAC. Verifica-se uma área preenchida a verde, que define os equipamentos incorporados no *Multiplex*. Assim, o programa permite definir as potências das baterias e o respetivo caudal de ar a ventilar no VC para cada espaço, com a representação singular do VC.

3.3.4. Controlo do sistema AVAC

O controlo do sistema AVAC pode ser considerado um circuito fundamental para garantir o funcionamento dos sistemas de acordo com o desejado. Desta forma, é necessário definir as variáveis a controlar e os respetivos valores. Tendo em conta a definição dos sistemas no ApacheHVAC, os controladores definidos no programa são também utilizados para estipular temperaturas, caudais, e outras variáveis que, em alguns casos, não são definidas nos equipamentos. Por exemplo, os ventiladores, para o caso em estudo, são apenas fontes de consumo energético, sendo necessário associar um controlador que defina o caudal a insuflar em cada espaço. Os controladores foram apenas utilizados para o circuito do ar (UTAN, VC e ventiladores), sendo que o circuito da água é definido diretamente na interface dos EPET. Assim, na Figura 43, é possível observar o posicionamento dos diferentes controladores. Na Figura 45 observa-se a representação dos diferentes controladores no ApacheHVAC, para uma melhor interpretação dos sistemas apresentados.

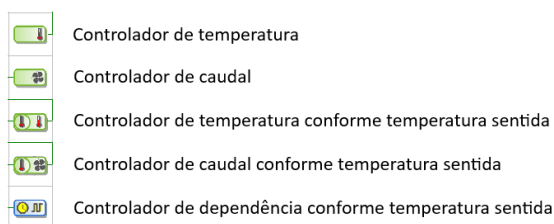


Figura 45 – Diferentes tipos de controladores representados no ApacheHVAC

É possível então compartimentar os controladores utilizados em três tipos distintos: controladores proporcionais de uma variável, controladores proporcionais de uma variável dependente de uma variável sentida e controladores ON/OFF de dependência. Na Figura 46 verifica-se uma representação conjunta de todos os controladores utilizados para os VC.

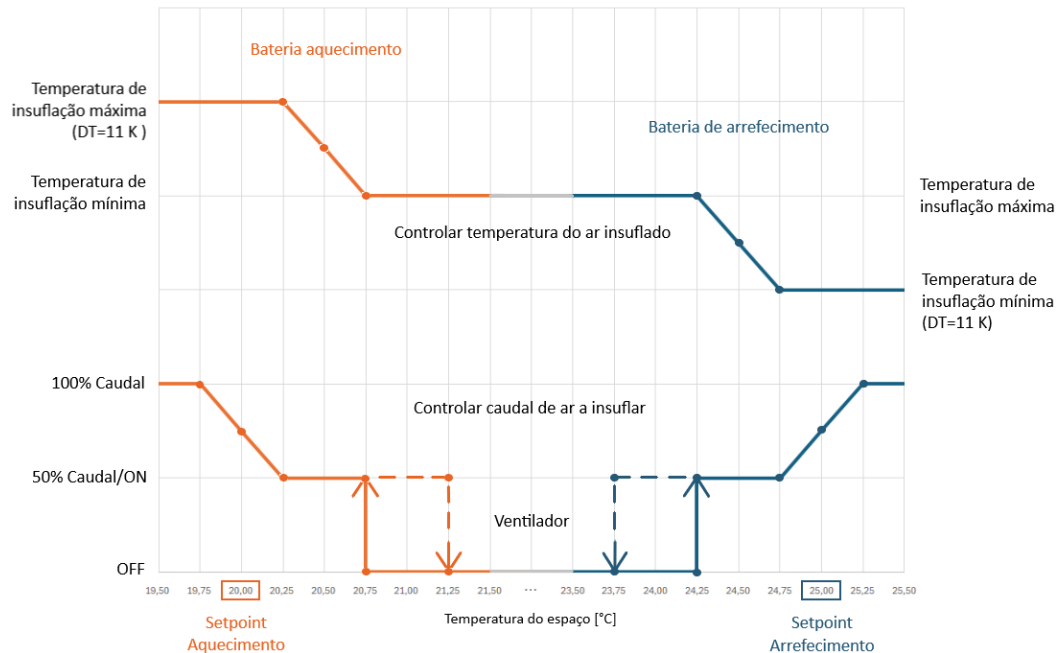


Figura 46 – Representação do controlo dos ventiloconvectores

Como já definido anteriormente, a temperatura definida para o aquecimento é 20°C e para o arrefecimento é 25°C (*setpoint*). No esquema da Figura 46, verifica-se uma divisão entre os controladores da temperatura e do caudal do ar, sendo que a temperatura do ar é controlada conforme o caudal de água que circula nas baterias. Desta forma, ao analisar o esquema, verifica-se que, quando a temperatura do ar nos espaços climatizados começa a diminuir (no caso do aquecimento) ou a aumentar (no caso do arrefecimento) relativamente ao *setpoint*, o primeiro controlador a atuar é o da temperatura do ar. Isto deve-se ao facto de a água apresentar propriedades térmicas mais apelativas comparativamente ao ar, sendo que aumentar o caudal de água permitirá aumentar/diminuir a temperatura do ar e, assim, alcançar a temperatura definida no espaço mais facilmente. Outro fator a favor é o facto de, ao atuar primeiro o controlador da temperatura, o caudal que o ventilador está a insuflar pode manter-se no mínimo, reduzindo assim os consumos energéticos do mesmo. As temperaturas do ar definidas são de 31°C para o aquecimento (temperatura máxima) e 14°C para o arrefecimento (temperatura mínima). Verifica-se também que, ao atingir a temperatura de 21,25°C para o aquecimento e 23,75°C para o arrefecimento, o controlador de dependência desliga o ventilador incorporado no VC, estando apenas a ser insuflado o ar proveniente da UTAN, voltando a ligar apenas à temperatura de 20,75°C para o aquecimento e 24,25°C para o arrefecimento. O caudal de ar dos VC era controlado igualmente conforme a temperatura dos espaços climatizados. O caudal máximo é o caudal para o qual o ventilador foi dimensionado, e o caudal mínimo corresponde a 50% do caudal máximo, uma vez que reduzir o caudal abaixo de 50% poderia danificar o equipamento. A largura da banda proporcional (*bandwidth*) e da

banda morta definida para os controladores foi de 0,5°C, utilizado tipicamente em projetos desenvolvidos pela empresa.

Existem também, conforme demonstrado na Figura 43, controladores de temperatura nas baterias da UTAN, controladores de caudal nos espaços providos de ar novo e controladores de temperatura conforme a temperatura sentida no recuperador de calor. Relativamente às baterias da UTAN, os controladores de temperatura definem a temperatura do ar à saída da UTAN, sendo assim definido, conforme anteriormente mencionado, a temperatura de 20°C para a bateria de aquecimento e 25°C para a bateria de arrefecimento. No entanto, ao considerar também o *free-cooling*¹ na UTAN, reduziu-se a temperatura da bateria de aquecimento para 18°C, de forma a não aquecer o ar desnecessariamente no regime de arrefecimento. Os controladores de caudal definem o caudal a insuflar em cada espaço conforme os caudais anteriormente definidos.

Para o recuperador de calor, definiram-se dois controladores ON/OFF, um para cada regime, com uma banda morta de 1°C e um ponto de ajuste de 21,5°C para o aquecimento e de 22,5°C para o arrefecimento. No aquecimento, o recuperador estará em funcionamento quando a temperatura do ar proveniente dos espaços climatizados for menor que o ponto de ajuste definido, uma vez que estas temperaturas significariam que seria necessário aquecer os espaços. No arrefecimento, o recuperador estará em funcionamento quando a temperatura do ar proveniente dos espaços climatizados for maior que o ponto de ajuste definido, uma vez que estas temperaturas significariam que seria necessário arrefecer os espaços. As temperaturas definidas para o ar novo após a permuta de calor com o ar proveniente dos espaços foi de 30°C para o aquecimento e de 18°C para o arrefecimento. Para o aquecimento, a temperatura definida é exagerada com o propósito de não restringir a permuta de calor no recuperador, apesar de ser expectada que esta nunca seja atingida. Para o arrefecimento, a temperatura definida permite limitar o funcionamento do permutador para não arrefecer o ar abaixo dos 18°C e, conseqüentemente, não acionar o fluxo de água na bateria de aquecimento e desperdiçar energia em aquecer a água desnecessariamente.

¹ Em casos em que a temperatura do ar externo esteja dentro dos parâmetros de conforto no arrefecimento, este é introduzido diretamente no espaço sem tratamento térmico.

4. Resultados e Discussão

Após expor o procedimento utilizado para a concretização do objetivo da presente dissertação, segue uma exposição dos resultados provenientes da aplicação da metodologia definida, com foco nos resultados obtidos da simulação energética dinâmica com recurso ao IES VE. Assim, de forma a analisar o desempenho energético do edifício comparando os três sistemas AVAC aplicados, é primeiramente discutido as necessidades térmicas de aquecimento e arrefecimento das baterias dos VC e da UTAN, e o efeito do *dimming* no consumo energético da iluminação artificial, e posteriormente, os consumos energéticos dos principais componentes dos três sistemas AVAC e o seu impacto no consumo energético do edifício. Assim, de modo a realizar uma comparação mais aprofundada dos resultados obtidos nas diferentes localizações definidas no último subcapítulo, a localização padrão definida foi o Porto, sendo que os resultados apresentados ao longo deste capítulo foram obtidos para esta localização, à exceção do último subcapítulo.

4.1. Necessidades térmicas e condições dos espaços

As necessidades térmicas de aquecimento e arrefecimento das baterias, tanto da UTAN como dos VC, foram determinadas através da simulação energética dinâmica do edifício em estudo. Estas baseiam-se nas condições dos espaços e na utilização dos mesmos, como descrito anteriormente. Assim, as necessidades das baterias anuais obtidas por espaço encontram-se na Tabela 31, sendo que, para o caso exposto neste subcapítulo, as necessidades do edifício correspondem a $NT_{aquec} = 49,5$ MWh/ano e $NT_{arref} = 958,3$ MWh/ano. Na Figura 47 verificam-se as necessidades mensais de aquecimento e arrefecimento das baterias.

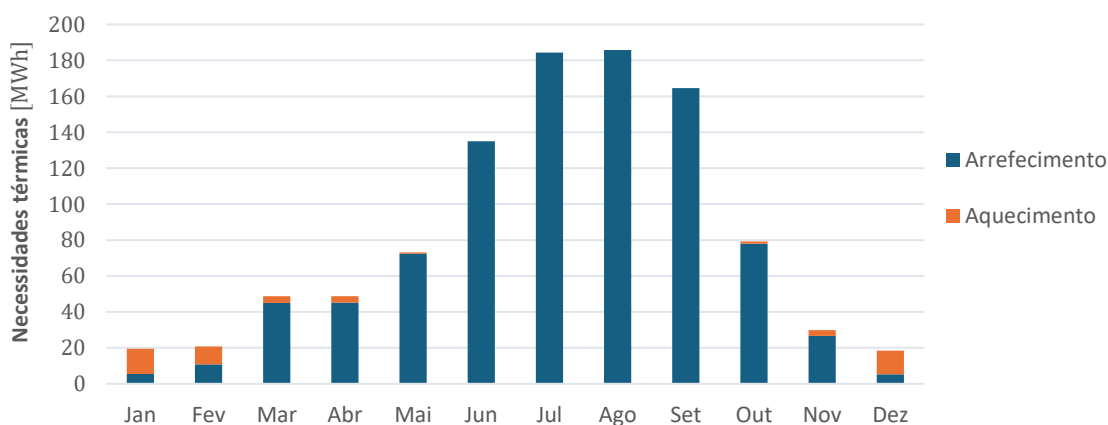


Figura 47 – Gráfico de barras da distribuição das necessidades de aquecimento e arrefecimento

Resultados e Discussão

Como esperado, verifica-se uma discrepância notória entre as necessidades de aquecimento e arrefecimento, sendo que, até na típica estação de aquecimento, existem necessidades de arrefecimento. É possível justificar a discrepância observada através do elevado impacto por parte dos ganhos internos nas necessidades de aquecimento e arrefecimento, sendo posteriormente analisado com mais detalhe. No APÊNDICE D encontra-se os perfis das necessidades de aquecimento e arrefecimento para cada localização mais completos. Na Figura 48 verifica-se o impacto de cada espaço nas necessidades térmicas do sistema.

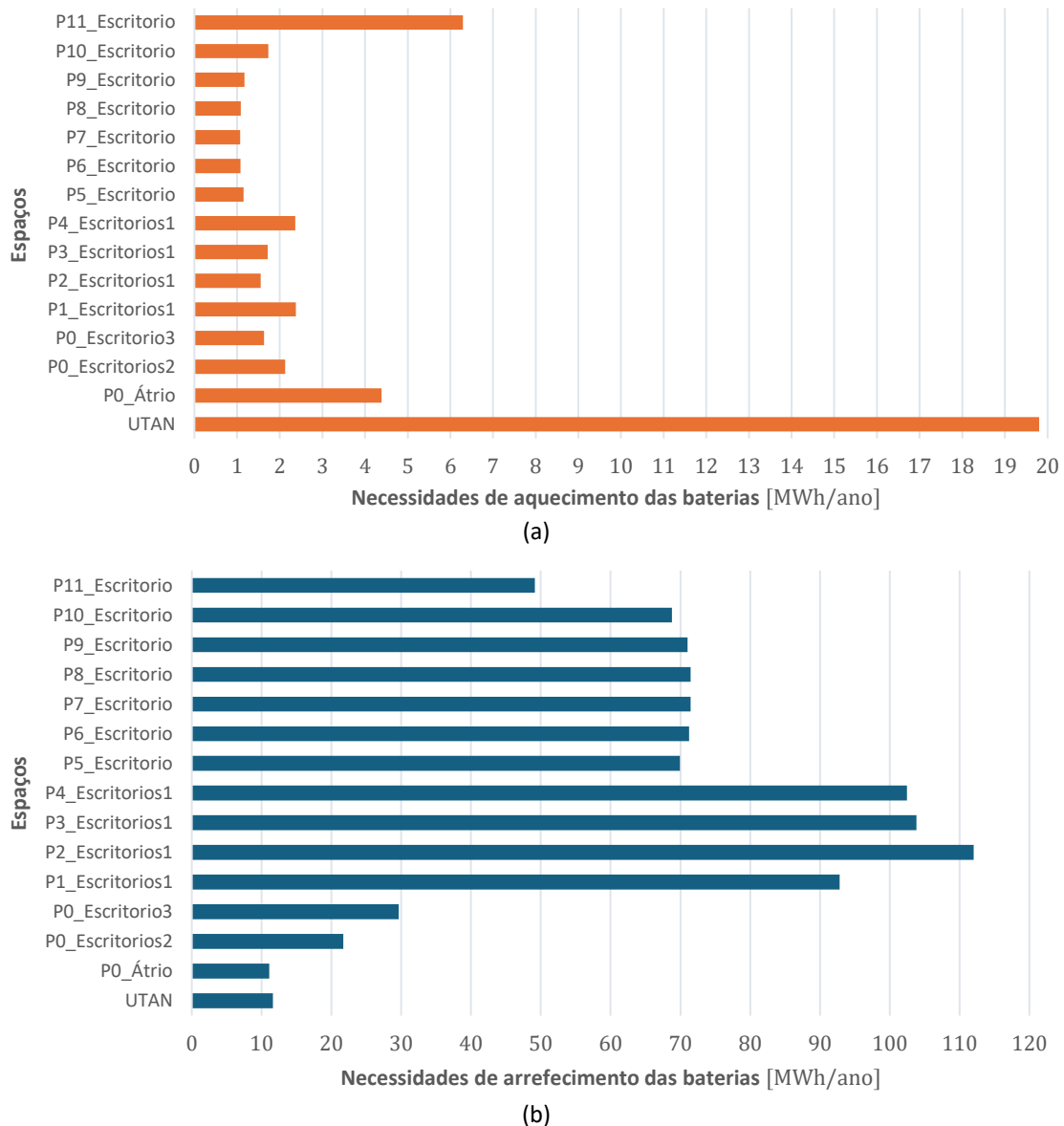


Figura 48 – Necessidades térmicas por espaço das baterias de (a) aquecimento, (b) arrefecimento

Observa-se que as necessidades de aquecimento são menores e as de arrefecimento são maiores nos espaços de maior área, comprovando, mais uma vez, o impacto dos ganhos internos (e possivelmente também dos ganhos solares) pelo facto de os fatores externos não serem tão influentes dado o isolamento e a qualidade dos materiais de construção do edifício em causa. É possível também concluir que as baterias da UTAN apresentam um impacto

elevado no aquecimento, enquanto no arrefecimento apresentam um impacto bastante menor, em concordância com as cargas térmicas obtidas. Na Figura 49, demonstra-se o impacto de cada ganho/perda de calor nas necessidades térmicas dos espaços num determinado dia do ano, sendo que, para o aquecimento, utilizou-se o dia 11 de janeiro, e, para o arrefecimento, o dia 23 de agosto.

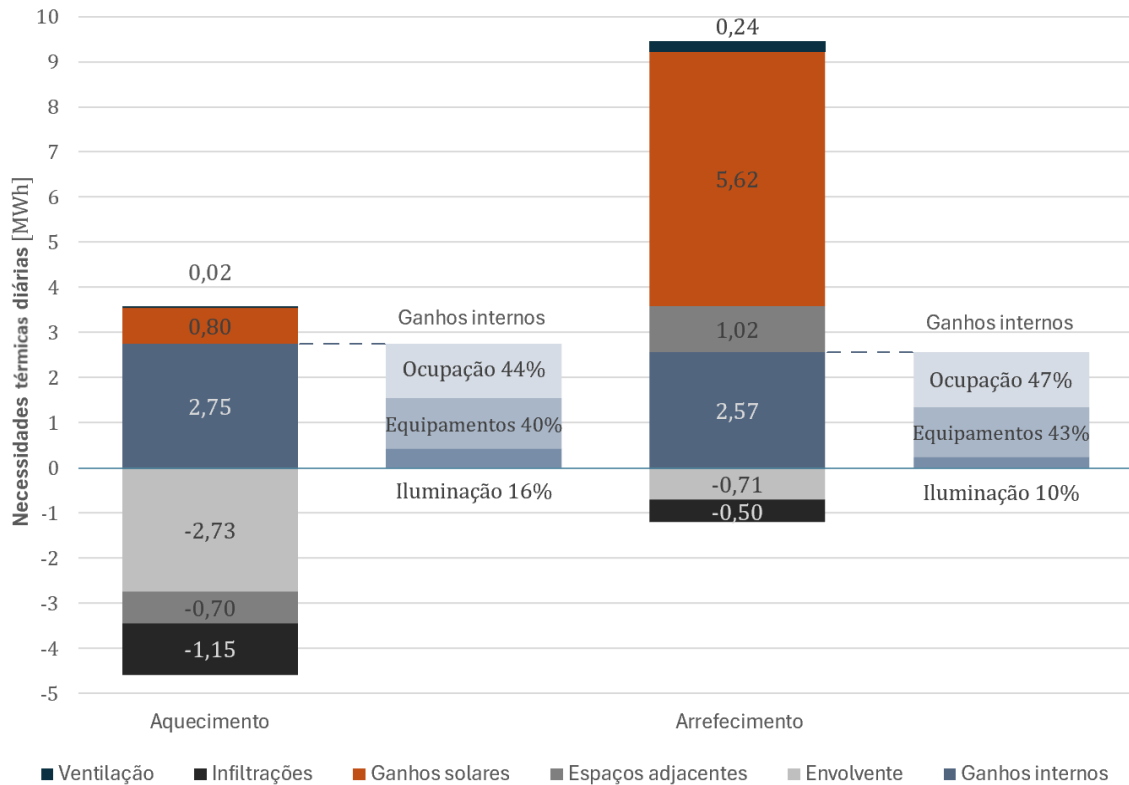


Figura 49 – Impacto dos diferentes tipos de ganhos/perdas de calor nas necessidades térmicas

Ao analisar a Figura 49, é possível concluir que, efetivamente, os ganhos internos apresentam um impacto considerável nas necessidades térmicas, justificando assim as baixas necessidades de aquecimento dado que a parcela dos ganhos pela envolvente, pelos espaços adjacentes e devido às infiltrações correspondem a perdas de calor para o exterior, e os ganhos internos e solares representam ganhos caloríficos nos espaços. De forma a verificar a eficácia do sistema em manter a temperatura do ar conforme as temperaturas de conforto definidas, verifica-se no APÊNDICE E o perfil de temperatura de cada espaço climatizado durante o período de funcionamento do sistema AVAC para o mês com maior carga térmica de aquecimento do ano (janeiro) e o mês com maior carga térmica de arrefecimento do ano (setembro), bem como um perfil com mais detalhe da temperatura do ar ao longo do ano nos espaços climatizados.

No aquecimento, verifica-se que os espaços apresentam temperaturas entre os 20°C e os 22°C durante o horário de funcionamento do sistema AVAC, havendo ainda espaços com temperaturas pouco acima dos 18°C no início do período de funcionamento do sistema AVAC, verificando-se o aumento das mesmas pouco tempo depois. No arrefecimento, observa-se que as temperaturas não atingem os 25°C (temperatura definida para o arrefecimento), restringindo-se entre 24°C e 24,8°C, comprovando assim que o sistema consegue colmatar as cargas térmicas dos espaços.

4.2. Efeito do *dimming* no consumo energético da iluminação

De acordo com o procedimento exposto no subcapítulo acima, analisou-se a poupança energética obtida ao simular o efeito do *dimming* na iluminação artificial, através do aproveitamento da iluminação natural. Desta forma, de acordo com os *DPI* definidos para cada tipologia de espaço, foi possível determinar os consumos teóricos e reais da iluminação, utilizando o índice do fator de carga, *LF* (do inglês *Load Factor*), para clarificar a proporção do consumo real relativamente ao teórico. Assim, utilizou-se os dados expostos na Tabela 11 para obter *LF*, conforme apresentado na Tabela 28, juntamente com os consumos reais obtidos na simulação.

Tabela 28 – Consumo energético real da iluminação e fator de carga

ESPAÇOS	$A_{dimming}$	$E_{teórico}$ [MWh/ano]	E_{real} [MWh/ano]	LF	
PO_Átrio	81,4%	13,1	5,3	40%	
Escritórios	PO_Escritorios2	100%	6,3	1,1	17%
	PO_Escritorio3		4,2	2,1	49%
	Piso 1-4	81,8%	101,1	48,0	47%
	Piso 5-10	88,8%	86,3	23,3	27%
	Piso 11		11,1	2,8	26%
TOTAL		222,1	82,6	37,2%	

A inclusão da área de *dimming* ($A_{dimming}$) na Tabela 28 permite comparar com os valores de *LF* obtidos, uma vez que estes seriam expectados de se aproximar dos valores de $A_{dimming}$. Ou seja, se $A_{dimming} = 80\%$, então $LF = 20\%$. No entanto, verifica-se que nem sempre acontece isso nos espaços. Isto deve-se ao facto de a disponibilidade solar não ser constante ao longo do ano, podendo haver dias com maior ou menor disponibilidade de luz natural. Uma vez que estes valores correspondem a um ano completo, é expectável que *LF* não corresponda exactamente aos valores de $A_{dimming}$, mas que não haja uma discrepância elevada. Em alguns casos, a mudança de piso pode influenciar a incidência da luz solar, bem como a existência das palas de sombreamento. Também é possível assumir que a simulação não é perfeita, podendo existir pequenos erros nos sensores colocados que possam comprometer os resultados. O elevado número de palas de sombreamento do edifício em estudo também pode ser um fator que contribua para o aparecimento de valores fora do expectável, aumentando a diferença entre $A_{dimming}$ e *LF*.

Assim, de forma a visualizar o impacto do *dimming* no consumo energético da iluminação, apresenta-se na Figura 50 um gráfico que representa os consumos teóricos e reais da iluminação, assim como a poupança efetuada em percentagem.

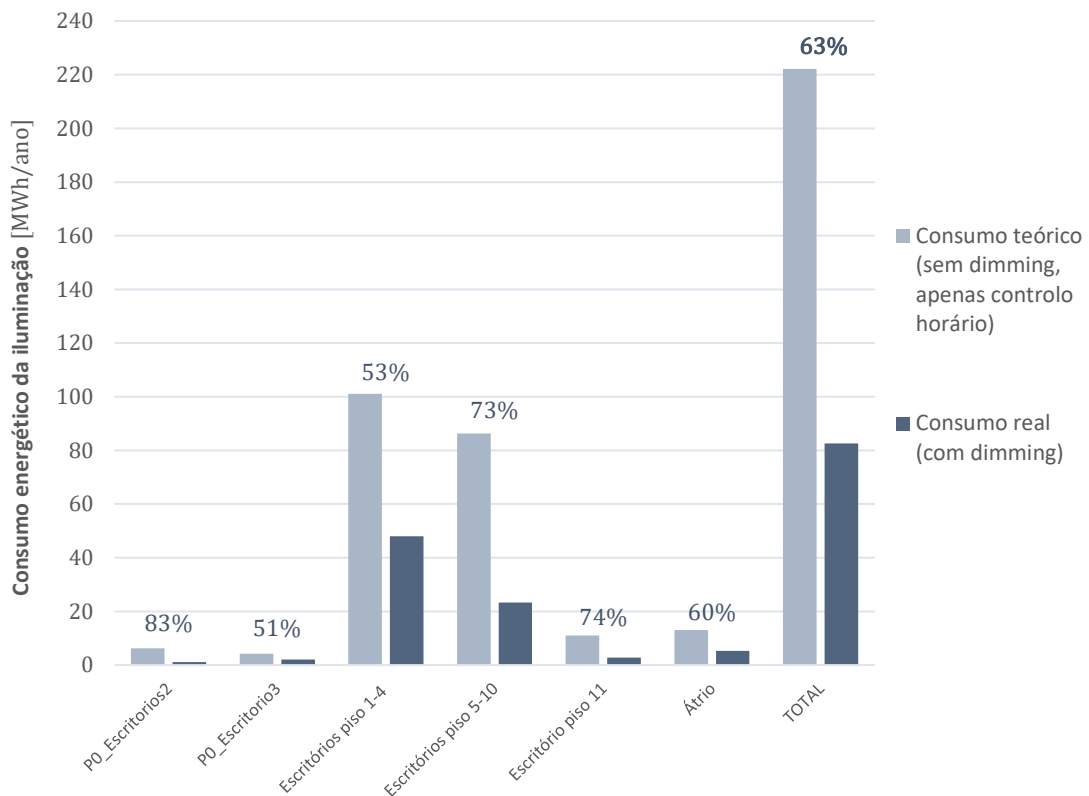


Figura 50 – Gráfico de barras representativo dos consumos teóricos e reais da iluminação

Verificou-se ser possível poupar um total de 63% de energia nos consumos de iluminação ao longo do ano através do aproveitamento da iluminação natural, variando para cada espaço entre 51% e 83%. Considerando os consumos de iluminação dos restantes espaços, verificou-se uma poupança de 59%, uma vez que os espaços com a aplicação do *dimming* representam a maior parte do consumo associado à iluminação. Note-se ainda que às poupanças de iluminação estão também associadas poupanças adicionais nos consumos de climatização, por via de menores ganhos de calor internos atribuídos à iluminação necessários a remover.

4.3. Desempenho energético do edifício

De acordo com o tema da presente dissertação, é analisado neste subcapítulo o desempenho energético do edifício, pormenorizando cada componente que contribui para o mesmo. Deste modo, apresentam-se os respetivos consumos energéticos da iluminação, dos equipamentos e dos principais componentes dos sistemas AVAC. De forma a compartimentar melhor a análise dos resultados dos consumos globais do edifício e dos sistemas AVAC, subdividiu-se o presente subcapítulo dessa forma.

4.3.1. Desempenho dos sistemas AVAC

Com o propósito de analisar mais pormenorizadamente os consumos dos três sistemas AVAC, apresenta-se na Figura 51 um gráfico representativo dos consumos energéticos de cada componente dos sistemas.

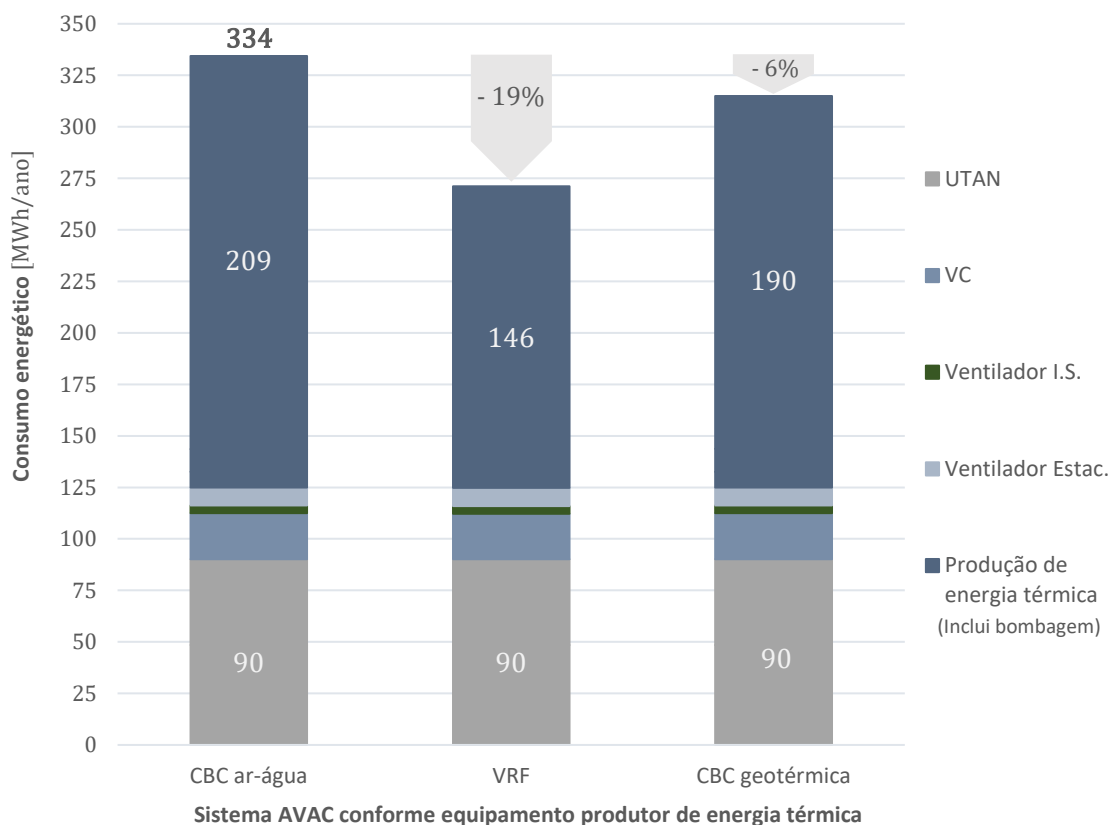


Figura 51 – Gráfico dos consumos energéticos dos componentes dos sistemas AVAC

Verifica-se então que a ventilação apresenta um peso entre 37% e 46% no consumo dos sistemas AVAC, com maior impacto no sistema VRF e menor impacto no sistema da unidade CBC ar-água, sendo a UTAN o equipamento com maior relevância e os ventiladores das instalações sanitárias os equipamentos com menor relevância. No entanto, a produção de energia térmica (incluindo a bombagem) apresenta um peso maior no consumo energético dos sistemas AVAC comparativamente à ventilação. É possível ainda afirmar que o sistema mais energeticamente eficiente é o sistema descentralizado com as unidades VRF, consumindo menos 19% de energia que o sistema com as unidades CBC ar-água e menos 14% de energia que o sistema com as unidades CBC geotérmicas. O sistema menos eficiente é o sistema com as unidades CBC ar-água, sendo que, ao optar pelas unidades CBC geotérmica, reduz-se cerca de 6% comparativamente a este sistema. É importante mencionar que, para o sistema AVAC com a unidade CBC ar-água, a unidade VRF e a unidade CBC geotérmica, o arrefecimento correspondeu a 91%, 94% e 90%, respetivamente, do consumo total do equipamento de produção de energia térmica.

4.3.2. Comparação dos equipamentos produtores de energia térmica

Como a máquina térmica dos sistemas é o componente que varia de sistema para sistema, é importante avaliar as diferenças no consumo específico dos componentes de cada EPET. Deste modo, verifica-se na Figura 52 um gráfico dos consumos específicos de cada componente para cada EPET.

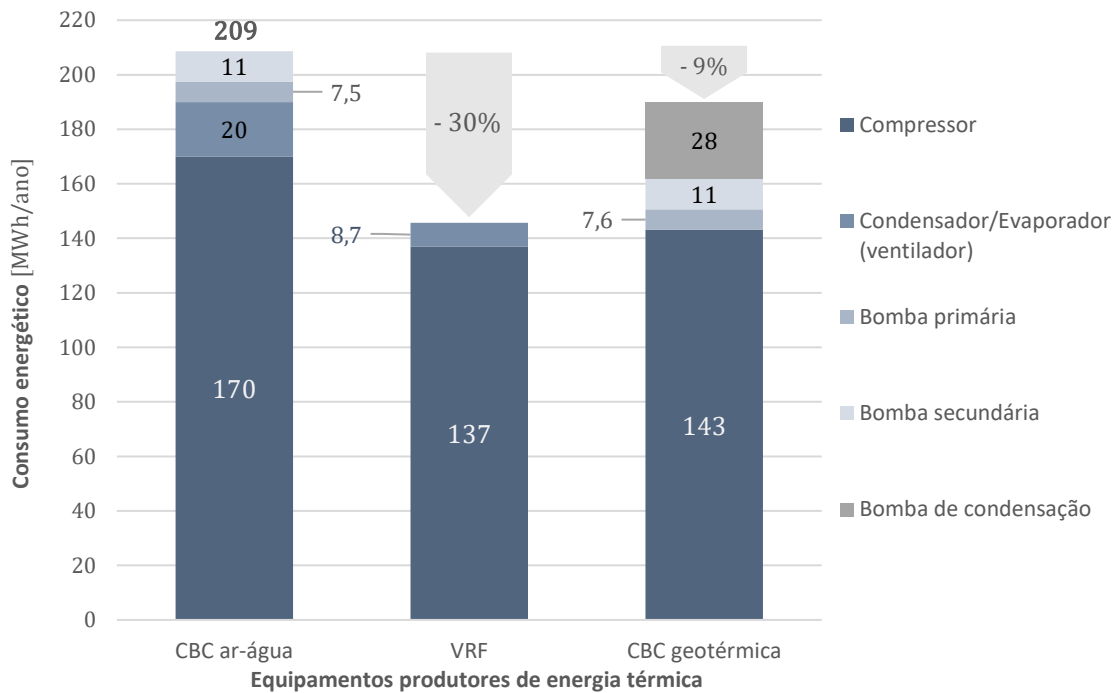


Figura 52 – Gráficos da contribuição de cada componente para o consumo dos EPET

Como expectável, o componente com maior impacto no consumo energético total dos EPET é o compressor, correspondendo a cerca de 75% a 94% do consumo total (incluindo bombagem). Verifica-se então que o compressor das unidades VRF é o que requer menor energia, seguido das unidades CBC geotérmica e das unidades CBC ar-água. Ao analisar-se o compressor das unidades VRF e das unidades CBC geotérmicas, no arrefecimento, o consumo é igual, se não mais vantajoso para as unidades CBC geotérmicas, sendo que, no aquecimento, as unidades CBC geotérmicas acabam por ser menos eficientes, favorecendo assim os compressores das unidades VRF. Os componentes responsáveis pela permuta de calor entre a fonte térmica e o fluido frigorigéneo são o condensador/evaporador, para as unidades CBC ar-água e VRF, e o permutador de calor no solo, para as unidades CBC geotérmicas, onde o consumo associado ao mesmo corresponde à bomba de circulação que força o fluxo de água na tubagem subterrânea, denominada de bomba de condensação para este caso.

Verifica-se então que estes componentes apresentam um maior peso nas unidades CBC geotérmicas, e um menor peso nas unidades VRF. No entanto, as unidades CBC geotérmicas apresentam um menor consumo final comparativamente às unidades CBC ar-água devido ao menor consumo por parte do compressor que compensa na diferença da energia necessária para a condensação/evaporação do fluido frigorigéneo. Ainda a favor das unidades VRF, estas não requerem o circuito da água, pelo que não têm consumos de bombagem associados, contrariamente às outras unidades de produção de energia térmica. É possível também avaliar as eficiências de acordo com os indicadores de eficiência *SCOP* (para o aquecimento) e *SEER*¹ (para o arrefecimento) obtidos e apresentados na Tabela 29.

¹ Neste caso, utilizou-se o indicador *SCOP* e *SEER* ao invés do indicador *COP* e *EER*, uma vez que avalia o desempenho conforme as variações sazonais ao invés de avaliar a uma determinada condição climática.

Tabela 29 – *SCOP* e *SEER* conforme o EPET

EFICIÊNCIA	CBC AR-ÁGUA	VRF	CBC GEOTÉRMICA
<i>SCOP</i>	3,0	5,6	3,4
<i>SEER</i>	5,5	7,0	7,4

Uma vez que o arrefecimento tem um peso bastante maior no sistema do que o aquecimento (menos de 10% em necessidades térmicas), a análise da eficiência dos EPET será centrada no indicador *SEER*. Para obter estes indicadores, considerou-se todos os componentes dos EPET à exceção da bombagem por pertencer a um circuito externo. Desta forma, verifica-se que a unidade CBC geotérmica é o equipamento mais eficiente, com a unidade VRF a apresentar um valor semelhante, e a unidade CBC ar-água a apresentar uma diferença considerável dos outros equipamentos. No entanto, é possível concluir que, no geral, os equipamentos apresentam bons indicadores de eficiência, destacando a unidade VRF e, especialmente para o arrefecimento, a unidade CBC geotérmica. Deste modo, comparando com as unidades CBC ar-água, as unidades VRF consomem menos cerca de 23% de energia, e as unidades CBC geotérmica consomem menos cerca de 10% de energia (sem incluir a bombagem do circuito primário e secundário). Conclui-se então que, no que toca à eficiência e consumos energéticos dos equipamentos, o sistema AVAC com as unidades VRF é a melhor opção.

Apesar de o principal objetivo deste estudo ser a análise energética do edifício e dos respetivos sistemas AVAC, é igualmente relevante mencionar algumas considerações a ter ao escolher um sistema para além dos consumos energéticos, como complemento ao propósito central da presente dissertação. Deste modo, embora as unidades VRF se terem destacado pela sua eficiência e menores consumos energéticos, é essencial ter em conta que estas requerem mais espaço de área técnica devido ao elevado número de unidades necessárias para satisfazerem os requisitos de potência de aquecimento e arrefecimento do sistema, podendo também comprometer os custos do sistema comparativamente a optar por unidades CBC ar-água. Também é importante ter em conta os constrangimentos associados à presença do circuito do fluido frigorífero no edifício, como restrições no comprimento máximo da tubagem de fluido frigorífero e o perigo de fugas que pode condicionar a saúde dos ocupantes, uma vez que a tubagem se encontra dentro dos espaços do edifício. A vertente ambiental é um aspeto igualmente importante a ter em conta, uma vez que os sistemas VRF apresentam uma quantidade significativamente maior de fluido frigorífero quando comparados aos sistemas com as unidades ar-água e geotérmicas, sendo o fluido frigorífero o principal responsável pelo impacto ambiental negativo destes sistemas. Assim, estes sistemas podem implicar num maior impacto ambiental, apesar dos menores consumos energéticos.

Como alternativa, a CBC geotérmica classifica-se no estudo presente como o segundo EPET mais eficiente e com menores consumos. No entanto, de acordo com o dimensionamento do permutador de calor geotérmico realizado no Capítulo 3.3.1, é possível concluir que a implementação do sistema geotérmico descrito implicaria em custos elevados, tanto de material como de operação, podendo significar num retorno de investimento bastante tardio. Como complemento às desvantagens mencionadas, a área de terreno estimada que seria necessária para instalar o permutador de calor geotérmico (entre 5 km² e 11 km² conforme a localização) pode se revelar como um fator exigente e pode comprometer a implementação

deste sistema. Assim, conclui-se que a implementação deste sistema pode não ser vantajosa, uma vez que, para o clima em estudo, demonstrou-se não ser o equipamento mais energeticamente eficiente, o que, por sua vez, compromete a aplicação desta alternativa devido aos custos elevados e ao processo exigente associado a este sistema.

A opção com as unidades CBC ar-água torna-se a mais versátil, que, apesar de apresentar os consumos mais elevados, a diferença relativamente aos outros equipamentos pode não justificar a implementação dos outros equipamentos.

4.3.3. Consumo global do edifício

Após a análise extensiva dos consumos dos sistemas AVAC e dos EPET, ponderam-se os mesmos no consumo energético total do edifício, integrando assim a iluminação e os equipamentos presentes no mesmo. Assim, é possível reunir na Tabela 30 os consumos mencionados de acordo com os espaços ou componentes.

Tabela 30 – Consumos elétricos anuais do edifício por utilizador

CONSUMOS ENERGÉTICOS ANUAIS [MWh/ano]				
ESPAÇOS		ILUMINAÇÃO		
Escritórios		77,4		
Átrio		5,3		
Circulações		3,6		
Estacionamento		3,1		
Restantes espaços		8,2		
ESPAÇOS		EQUIPAMENTOS		
Escritórios		295,9		
Átrio		4,5		
Elevadores		32,6		
COMPONENTES		VENTILAÇÃO		
UTAN		90,1		
Ventilador VC		22,4		
Ventilador Instalações Sanitárias		3,7		
Ventilador Estacionamento		8,8		
COMPONENTES		CBC AR-ÁGUA	VRF	CBC GEOTÉRMICA
Aquecimento	Compressor	14,0	7,6	14,4
	Evaporador ^(a)	1,6	0,5	-
	Defrost ^(b)	0,7	0,7	-
Arrefecimento	Compressor	156,1	129,3	128,7
	Condensador ^(a)	18,3	8,3	-
Bombagem	Primário	7,5	-	7,6
	Secundário	11,1	-	11,1
	Condensação	-	-	28,1
TOTAL EDIFÍCIO		765	702	745

(a) Ventilador responsável pela circulação do ar no condensador/evaporador

(b) Energia necessária fornecer ao sistema para reverter o ciclo e não permitir que o fluido frigorigéneo congele

De forma a sumarizar os resultados apresentados na Tabela 30 e facilitar a sua interpretação, reuniu-se os mesmos na estrutura de um gráfico de barras na Figura 53.

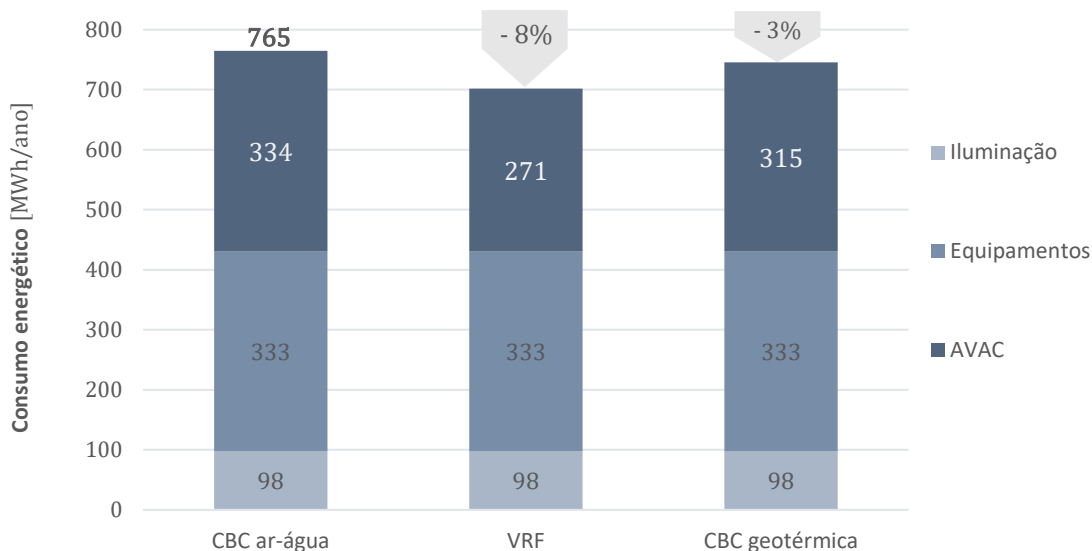


Figura 53 – Gráfico do consumo energético do edifício por utilizador conforme o EPET

Verifica-se então que a iluminação corresponde entre 13% a 14% do consumo energético total do edifício. O impacto reduzido deste utilizador deve-se ao recurso do *dimming* para o aproveitamento da luz solar. No caso dos equipamentos, verifica-se um impacto considerável no consumo energético do edifício por parte dos mesmos, uma vez que correspondem entre 44% e 47% do consumo elétrico total, sendo os escritórios os espaços responsáveis por grande parte deste consumo. Por fim, ao analisar os consumos dos três sistemas AVAC, verifica-se que correspondem entre 39% e 44% do consumo energético total do edifício. É possível então concluir que o utilizador de energia elétrica com maior impacto no consumo final do edifício é os equipamentos, seguido do sistema AVAC, com uma diferença mínima, e, por fim, da iluminação. Conclui-se também que o edifício é mais eficiente com o sistema AVAC com as unidades VRF, sendo que, com o sistema AVAC com a unidade CBC ar-água, o edifício apresenta o maior valor de consumo energético. Utilizando o edifício com as unidades CBC ar-água como referência de pior caso, o edifício com as unidades VRF requer menos 8% de energia e o edifício com as unidades CBC geotérmicas requer menos 3% de energia.

Deste modo, de acordo com a área total do edifício, obteve-se um consumo energético anual por área de 37,3 kWh/(m².ano) para o edifício com o sistema AVAC com as unidades VRF, 39,6 kWh/(m².ano) para o edifício com o sistema AVAC geotérmico, e 40,6 kWh/(m².ano) para o edifício com as unidades CBC ar-água. De acordo com o CIBSE, um edifício com um sistema de ar condicionado padrão com boas práticas de eficiência energética implementadas apresenta um consumo típico de 128 kWh/(m².ano), sendo que um edifício típico desta tipologia apresenta um consumo de 228 kWh/(m².ano) [132]. Ambos os valores são bastante mais elevados que os consumos anuais obtidos, considerando-se assim o edifício em estudo como um edifício sustentável. No entanto, é importante ter em conta que os dados obtidos no presente estudo são derivados de uma ferramenta de simulação energética dinâmica que pode possuir defeitos e nem sempre ser coincidente com a realidade, para além de que podem não

ter sido incorporados todos os equipamentos utilizados num edifício de escritórios no presente estudo. Deste modo, a comparação dos consumos típicos dos edifícios de escritório com o edifício de escritórios em estudo torna-se um bocado abstrata, pois os consumos de um edifício real podem nem sempre corresponder aos consumos de um edifício simulado.

De forma a realizar uma análise ambiental, consultaram-se os fatores de emissão de eletricidade disponibilizados pela Agência Portuguesa do Ambiente (APA). Estes valores são anuais, uma vez que, conforme o grau do uso de energias fósseis e de energias renováveis do ano correspondente, os valores podem variar. Deste modo, uma vez que o valor mais recente corresponde ao ano 2022, utilizou-se o fator 0,157 ton CO₂/MWh [133]. Assim, as emissões para os sistemas AVAC com as unidades CBC ar-água, VRF e CBC geotérmicas, foram de 52,5 ton CO₂/ano, 42,6 ton CO₂/ano e 49,4 ton CO₂/ano, e, para o edifício, foram de 120,1 ton CO₂/ano, 110,2 ton CO₂/ano e 117,0 ton CO₂/ano (6,4 kg CO₂/(m².ano), 5,9 kg CO₂/(m².ano) e 6,2 kg CO₂/(m².ano)), respetivamente. Como os consumos energéticos do edifício são menores que os valores típicos comparados anteriormente, o mesmo é expectado para as emissões de CO₂. De forma a realizar uma análise mensal mais detalhada dos consumos energéticos do edifício conforme o sistema AVAC e das emissões de CO₂, reúne-se esses dados na forma de um gráfico na Figura 54.

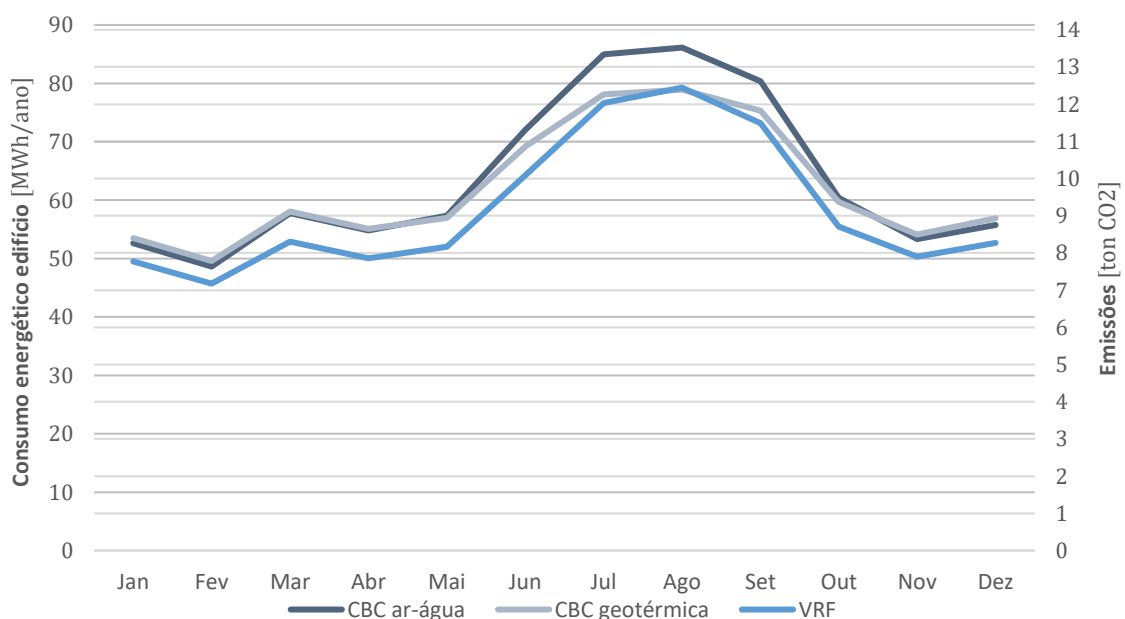


Figura 54 – Gráfico representativo do consumo energético do edifício conforme o sistema AVAC ao longo do ano

Assim, verifica-se que, ao longo de todo o ano, o sistema VRF é responsável por menores consumos e, conseqüentemente, menores emissões de CO₂, enquanto o sistema com as unidades ar-água é responsável pelos maiores consumos. No entanto, numa análise mensal, verifica-se que, no mês de agosto (maior demanda energética), o sistema geotérmico apresenta os menores consumos energéticos, com uma diferença notória comparativamente com o sistema das unidades CBC ar-água. Estes resultados justificam-se uma vez que a temperatura do ar exterior, fonte térmica dos sistemas com as unidades VRF e unidades CBC ar-água, apresenta tipicamente temperaturas mais exigentes no mês de agosto, influenciando assim os

desempenhos destes equipamentos, enquanto a fonte térmica das unidades CBC geotérmicas apresenta uma temperatura constante, não alterando assim a eficiência do equipamento.

Por fim, nos meses mais frios, o edifício com o sistema geotérmico revela-se com maiores consumos energéticos relativamente às restantes opções, com uma diferença mínima do sistema com as unidades CBC ar-água e a uma pequena distância do sistema VRF, uma vez que as condições climáticas no Porto nos meses de aquecimento podem ser mais favoráveis ao longo do horário de funcionamento do sistema AVAC comparativamente com a temperatura definida da fonte térmica do sistema geotérmico.

4.4. Efeito da alteração do clima do edifício

De acordo com o objetivo deste estudo, o presente subcapítulo apresenta uma análise do efeito da alteração da localização do edifício no consumo energético do edifício, ou, mais concretamente dos sistemas AVAC. Assim, conforme as alterações nas temperaturas e cargas térmicas observadas no subcapítulo 3.1, realizou-se primeiro uma análise nas alterações das necessidades térmicas do edifício, e posteriormente nas necessidades energéticas do mesmo.

4.4.1. Necessidades térmicas

Um dos principais fatores influenciados pela alteração da localização do edifício são as necessidades de aquecimento e arrefecimento do edifício. Deste modo, analisou-se as mesmas de acordo com os dados reunidos na Tabela 31 conforme os espaços do edifício.

Tabela 31 – Necessidades térmicas das baterias conforme a localização

ESPAÇOS	AQUECIMENTO [MWh/ano]			ARREFECIMENTO [MWh/ano]		
	PORTO	LISBOA	FARO	PORTO	LISBOA	FARO
PO_Átrio	4,39	2,35	0,99	11,11	13,54	18,62
PO_Escritorios2	2,13	1,11	0,46	21,71	25,13	32,61
PO_Escritorio3	1,63	1,01	0,50	29,65	34,18	41,03
P1_Escritorios1	2,38	1,20	0,39	92,8	104,62	129,89
P2_Escritorios1	1,55	0,76	0,18	112,01	126,05	150,25
P3_Escritorios1	1,72	0,85	0,21	103,82	116,16	140,46
P4_Escritorios1	2,36	1,28	0,47	102,47	114,13	138,95
P5_Escritorio	1,15	0,58	0,18	69,95	78,30	93,60
P6_Escritorio	1,08	0,53	0,15	71,27	79,81	95,12
P7_Escritorio	1,07		0,14	71,48	80,13	95,41
P8_Escritorio	1,09		0,15	71,45	80,22	95,32
P9_Escritorio	1,18		0,60	0,19	71,05	79,42
P10_Escritorio	1,73	0,92	0,35	68,79	76,80	92,55
P11_Escritorio	6,29	4,08	2,02	49,14	54,06	68,26
UTAN	19,80	17,64	9,56	11,61	14,94	25,79
TOTAL [MWh/ano]	50	34	16	958	1077	1313
TOTAL [kWh/(m².ano)]						

Com o propósito de facilitar a análise destes resultados, apresenta-se na Figura 55 um gráfico das necessidades de aquecimento e arrefecimento do edifício para cada mês e localização.

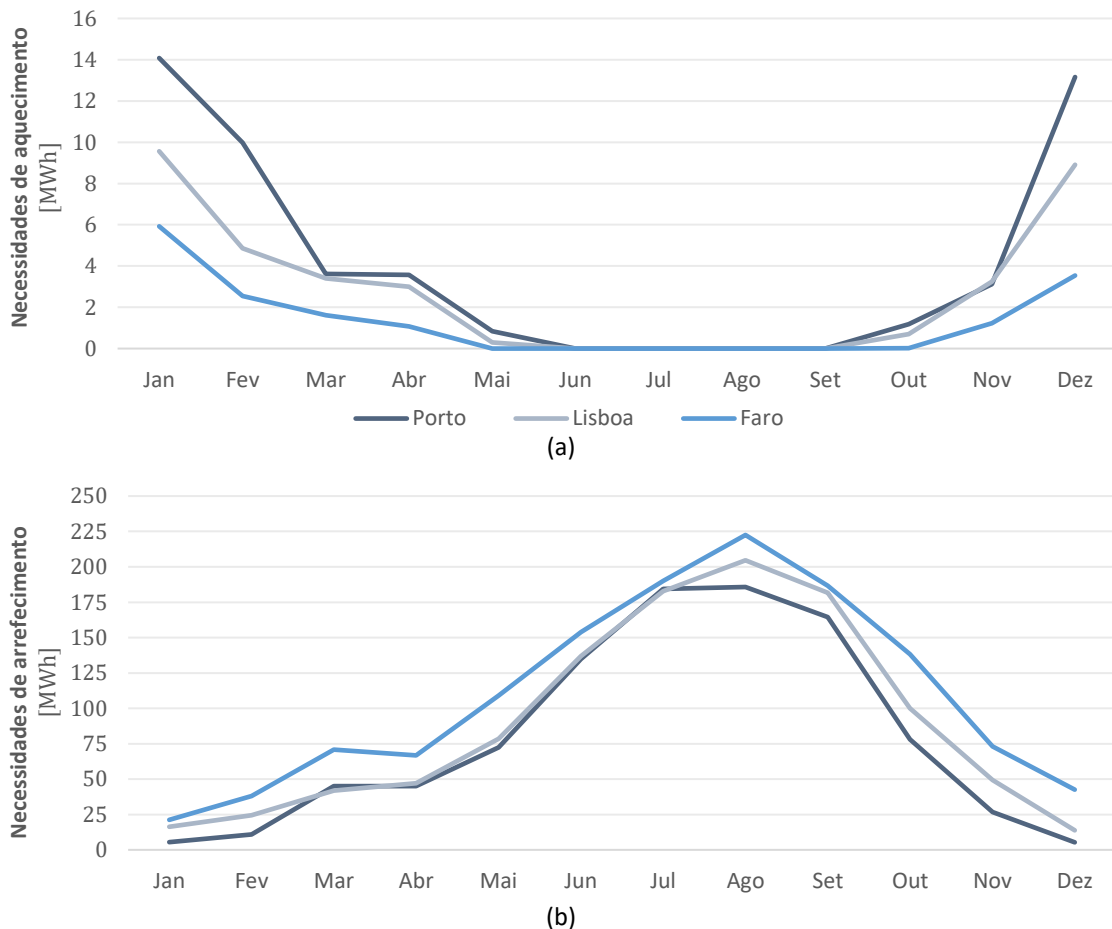


Figura 55 – Gráfico de necessidades mensais das baterias conforme localização em (a) aquecimento, (b) arrefecimento

Verifica-se então, como expectável, pequenas diferenças nas necessidades conforme a localização, com Faro a assumir maiores necessidades de arrefecimento e menores necessidades de aquecimento, e o Porto a apresentar menores necessidades de arrefecimento e maiores necessidades aquecimento. Apesar da temperatura máxima de Lisboa ser maior do que a de Faro, Lisboa apresenta geralmente menores temperaturas ao longo do ano que Faro, comprovando assim as necessidades de arrefecimento obtidas. Assim, ao analisar as necessidades anuais, verifica-se que, para o aquecimento, em comparação com o Porto, Lisboa apresenta menos 31% de necessidades de aquecimento e Faro apresenta menos 68%. Para o arrefecimento, em comparação com Faro, Lisboa apresenta menos 18% de necessidades de arrefecimento e o Porto apresenta menos 27%. De acordo com as necessidades de aquecimento e arrefecimento para cada localização e os perfis incorporados no APÊNDICE D, verifica-se que, em Faro, as necessidades de arrefecimento não decaem tanto como no Porto nos meses típicos de aquecimento, verificando um peso considerável das mesmas nessa altura do ano, conjugando com as baixas necessidades de aquecimento, comparativamente com os picos de necessidades de aquecimento nestes meses no Porto. Em Lisboa, verifica-se um perfil mais semelhante ao de Faro do que do Porto. No entanto, pode-se afirmar que o perfil das

necessidades térmicas corresponde a um intermédio entre o Porto e Faro, sendo o Porto com maiores necessidades de aquecimento e Faro com menores.

4.4.2. Desempenho energético do edifício

De acordo com as necessidades térmicas obtidas, foi possível analisar as necessidades energéticas do edifício para cada localização. De acordo com a análise efetuada no subcapítulo 4.3, onde se averiguou que o sistema AVAC com as unidades VRF era o que apresentava menores necessidades energéticas, verificou-se a mesma conclusão nas restantes localizações, pelo que não será necessária uma análise tão detalhada aos sistemas AVAC e aos EPET nas restantes localizações, investigando apenas o impacto geral em cada localização. Deste modo, uma vez que o edifício é idêntico nas três localizações, as necessidades energéticas dos equipamentos não variam, e a parcela da iluminação artificial pouco varia devido a leves alterações na disponibilidade solar ao considerar o efeito do *dimming*. Na Tabela 32 sumarizam-se os resultados obtidos para cada localização conforme os consumos energéticos de cada utilizador.

Tabela 32 – Consumos anuais do edifício por utilizador e localização

UTILIZADOR		CONSUMOS ENERGÉTICOS ANUAIS [MWh/ano]		
		PORTO	LISBOA	FARO
Iluminação		98	97	95
Equipamentos		333		
Ventilação		102		
Ventilador VC		22,4	23,9	26,7
CBC ar-água	Aquecimento	16	10	5
	SCOP	3,0	3,3	3,4
	Arrefecimento	174	199	251
	SEER	5,5	5,4	5,2
	Bombagem	19	20	23
VRF	Aquecimento	9	6	2
	SCOP	5,6	5,8	8,9
	Arrefecimento	138	151	193
	SEER	7,0	7,2	6,8
CBC geotérmica	Aquecimento	14	9	4
	SCOP	3,4	3,7	3,8
	Arrefecimento	129	145	177
	SEER ^(a)	7,4		
	Bombagem	19	20	23
	Bombagem de condensação	28,1	40,4	51,6
TOTAL AVAC	unidades CBC ar-água	334	355	408
	unidades VRF	271	282	323
	unidades CBC geotérmica	315	341	385
TOTAL EDIFÍCIO (VRF)	[MWh/ano]	702	711	751
	[kWh/(m ² .ano)]	37,3	37,7	39,9

(a) O valor de *SEER* não varia conforme a localização, uma vez que a temperatura da fonte térmica é constante

Analisando os resultados da Tabela 32, verifica-se um aumento do consumo energético do edifício de norte para sul das localizações, uma vez que as necessidades de arrefecimento também aumentam e influenciam drasticamente os consumos energéticos do sistema AVAC, sendo que o decaimento das necessidades de aquecimento não compensa energeticamente o aumento das necessidades de arrefecimento. No entanto, é possível também afirmar que o aumento do consumo energético é mais notório do Porto para Faro do que do Porto para Lisboa, com aumentos de 7% e 1% respetivamente. A Figura 56 permite avaliar de uma forma gráfica os consumos energéticos dos diversos componentes do edifício conforme o sistema AVAC implementado e a localização do edifício.

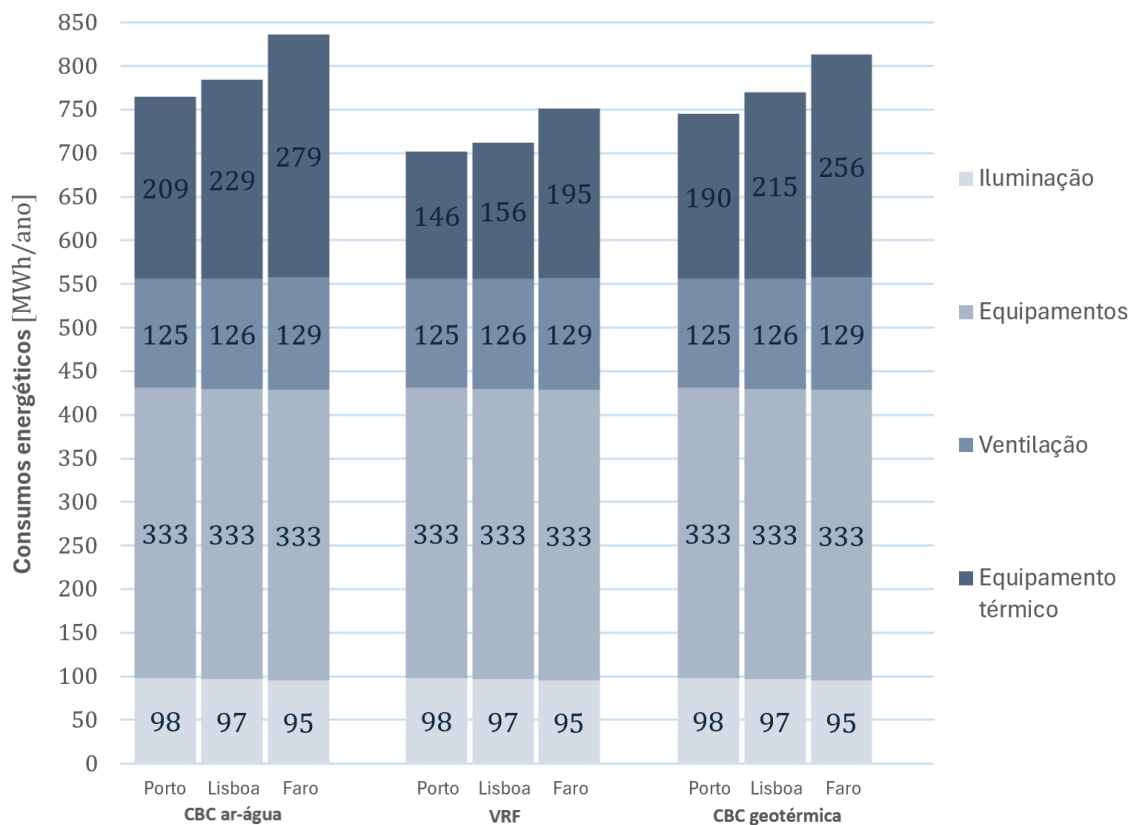


Figura 56 – Gráfico de barras com consumos energéticos do edifício por sistema AVAC e localização

Ao analisar os dados apresentados na Figura 56, é possível concluir que existe um aumento progressivo dos consumos energéticos, especialmente dos sistemas AVAC, de norte para sul das localizações, conseqüente da evolução idêntica das necessidades de arrefecimento conforme a localização. No entanto, é também possível concluir que as restantes localizações revelaram que o sistema AVAC com maior eficiência e menores consumos energéticos incorpora as unidades VRF, tal como averiguado previamente no Porto.

Assim, determina-se com maior detalhe o peso de cada utilizador no consumo final do edifício com o sistema AVAC das unidades VRF para cada localização de acordo com a Figura 57.

Resultados e Discussão

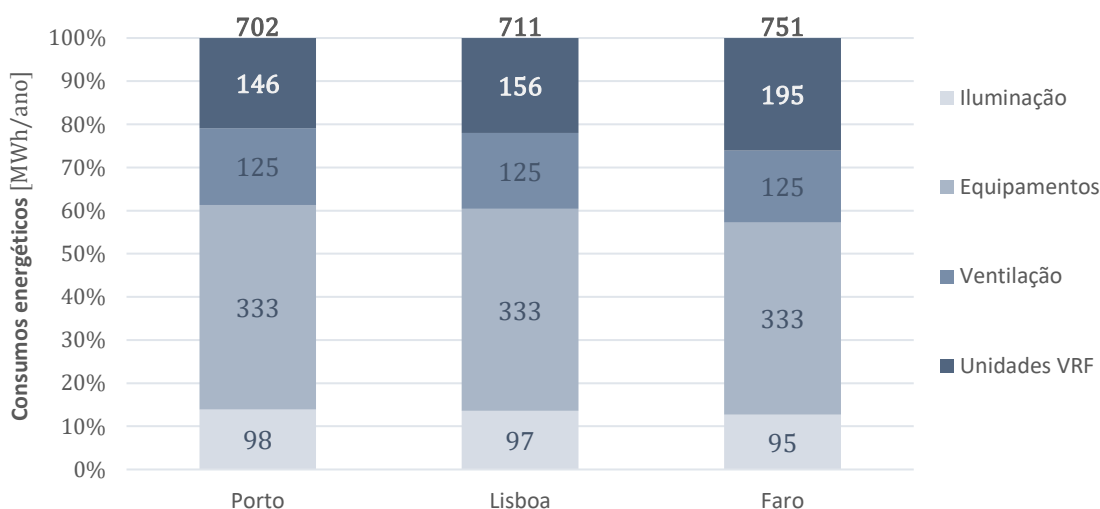


Figura 57 – Gráfico de barras empilhadas do consumo energético do edifício para cada localização

Observa-se que o utilizador com maior influência no consumo energético do edifício em todas as localizações é a dos equipamentos, com um peso de cerca de 45% do consumo energético global. No entanto, o utilizador que mais varia conforme a localização é a dos equipamentos de climatização, mais concretamente, das unidades VRF (sem ventilação), onde se verifica que, em Faro, atinge cerca de 43% do consumo final do edifício e no Porto atinge cerca de 39%. Verifica-se também um aumento do *SCOP* de norte para sul, e uma diminuição do *SEER*, uma vez que as temperaturas tendem a ser mais elevadas. Uma vez que o arrefecimento é o regime mais impactante no sistema AVAC, a diminuição do *SEER* gera maiores consumos energéticos do sistema. Na Figura 58 encontra-se os consumos energéticos e as emissões ao longo do ano do edifício com o sistema AVAC com as unidades VRF, conforme a localização.

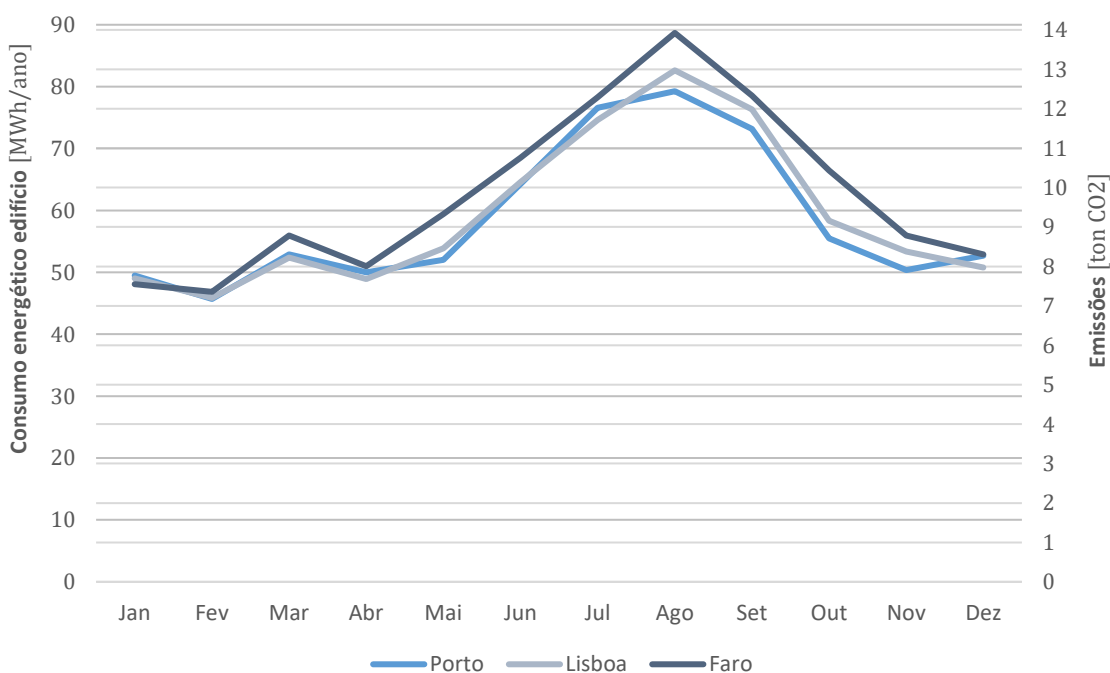


Figura 58 – Gráfico representativo do consumo energético do edifício com o sistema AVAC VRF conforme a localização ao longo do ano

As emissões anuais do edifício para o Porto, Lisboa e Faro, obtidas de acordo com o fator providenciado pela APA para 2022 [133], foram de 110,2 ton CO₂/ano, 111,9 ton CO₂/ano e 118,4 ton CO₂/ano (5,85 kg CO₂/(m². ano), 5,94 kg CO₂/(m². ano) e 6,29 kg CO₂/(m². ano)), respetivamente. Deste modo, conclui-se que o aumento do consumo energético e das emissões de CO₂ do norte para o sul deve-se às alterações nas necessidades térmicas, mais concretamente de arrefecimento, resultando assim em consumos mais elevados por parte dos EPET. É possível concluir também que a alteração da localização acarreta alterações consideráveis nos consumos energéticos, mas não implica, para o caso das unidades VRF, num constrangimento da implementação do edifício e do sistema AVAC. Deste modo, expecta-se que futuras implementações de edifícios semelhantes ao edifício em estudo beneficiariam de localizações mais a norte de Portugal relativo ao tema dos consumos energéticos e sustentabilidade, uma vez que as necessidades de arrefecimento são menores e o clima tende a ser mais frio comparativamente ao sul, permitindo aos equipamentos serem mais eficientes no arrefecimento.

Como complemento, analisa-se brevemente o impacto da alteração da localização nos sistemas AVAC. Para o aquecimento, comparativamente ao Porto, as unidades CBC ar-água consumiram menos 37% e 71% de energia para Lisboa e Faro, respetivamente. As unidades VRF consumiram menos 34% e 80% de energia para Lisboa e Faro, respetivamente. As unidades CBC geotérmicas consumiram menos 36% e 71% de energia para Lisboa e Faro, respetivamente. Verifica-se assim que, para Lisboa, as unidades CBC ar-água apresentam a diminuição mais acentuada do consumo energético comparativamente ao Porto. Para Faro, ouve uma maior redução do consumo nas unidades VRF relativamente ao Porto. Para o arrefecimento, comparativamente ao Porto, as unidades CBC ar-água consumiram mais 14% e 44% de energia para Lisboa e Faro, respetivamente. As unidades VRF consumiram mais 9% e 40% de energia para Lisboa e Faro, respetivamente. As unidades CBC geotérmicas consumiram menos 13% e 38% de energia para Lisboa e Faro, respetivamente. Para Lisboa, verifica-se então que as unidades VRF foram as que apresentaram o menor aumento do consumo energético comparativamente com o Porto. Para Faro, o equipamento com um aumento menos acentuado foi a unidade CBC geotérmica, comparativamente aos resultados obtidos para o Porto. No entanto, as unidades CBC geotérmicas são as que apresentam menores consumos para o arrefecimento ao longo das localizações. Comparando com as unidades VRF, em Faro, apresentam uma diferença de cerca de 8% no consumo energético para arrefecimento. Ao considerar o consumo energético das bombas de condensação (bombas de circulação responsáveis pelo fluxo de água no permutador de calor geotérmico), desvaloriza-se a opção com as unidades CBC geotérmicas, uma vez que, não só o *SPP* das bombas aumentou conforme a localização, resultando no aumento dos seus consumos, como o consumo total acaba por ultrapassar o consumo das unidades VRF.

Deste modo, é possível concluir que a implementação destes sistemas geotérmicos em Portugal pode não ser benéfico, uma vez que dificilmente irá apresentar menores consumos energéticos comparativamente a outras opções em edifícios de grandes dimensões, complementando com o custo acrescido de todos os parâmetros associados à implementação destes sistemas.

página propositadamente em branco

5. Conclusão

O presente capítulo representa o culminar da realização presente dissertação, sendo que, após expor todo o procedimento adotado e uma análise crítica dos resultados provenientes do mesmo, sumarizam-se as principais conclusões do estudo realizado, bem como uma revisão das limitações sentidas durante a execução do mesmo e sugestões de possíveis trabalhos futuros de acordo com o estudo realizado.

5.1. Principais conclusões

O presente estudo teve como objetivo avaliar o desempenho energético de três sistemas de AVAC aplicados num edifício de escritórios. Para tal, foram realizadas simulações energéticas dinâmicas através do *software* IES VE, permitindo uma análise detalhada do impacto dos diferentes sistemas no consumo energético anual do edifício em três localizações diferentes em Portugal: Porto, Lisboa e Faro. Assim, foi possível compreender qual o sistema AVAC energeticamente mais eficiente para um edifício de escritórios em diferentes climas de Portugal.

Numa primeira análise, definindo a localização do Porto como padrão, os resultados revelaram que o sistema AVAC mais eficiente e económico a nível do consumo energético do mesmo, foi o sistema com as unidades VRF, seguido do sistema com as unidades CBC geotérmicas e, por fim, o sistema com as unidades CBC ar-água. De acordo com o pior caso (o sistema com as unidades CBC ar-água), com um consumo energético de 334 MWh/ano, o sistema AVAC com as unidades VRF demonstrava menos cerca de 19% de consumo energético (271 MWh/ano) e o sistema AVAC com as unidades CBC geotérmicas apresentava consumos de cerca de 6% menores (315 MWh/ano). No entanto, verificou-se que o sistema AVAC correspondia a cerca de 39% a 44% do consumo energético global do edifício, sendo a maior parte associada aos consumos energéticos dos equipamentos atribuídos ao edifício.

Numa segunda análise, averiguou-se o efeito da localização no consumo energético do edifício e, especialmente, nos sistemas AVAC, uma vez que as necessidades térmicas representam a maior variação na alteração da localização do edifício. Verificou-se que, comparativamente com o Porto, as necessidades de arrefecimento em Faro eram 37% maiores e 12% maiores em Lisboa. Apesar de se verificar uma redução acentuada nas necessidades de aquecimento de norte para sul, devido ao baixo impacto das mesmas, esta não compensa o aumento verificado nas necessidades de arrefecimento. Deste modo, o consumo energético dos sistemas AVAC e, consequentemente, do edifício aumentaram de norte para sul, com Faro a apresentar um

Conclusão

aumento de 7% no consumo energético anual do edifício com o sistema AVAC mais eficiente (unidades VRF). Assim, o edifício para o Porto, Lisboa e Faro apresentou, com o sistema AVAC mais eficiente, consumos energéticos anuais de 702 MWh/ano, 711 MWh/ano e 751 MWh/ano ($37,3 \text{ kWh/m}^2 \cdot \text{ano}^{-1}$, $37,7 \text{ kWh/m}^2 \cdot \text{ano}^{-1}$, e $39,9 \text{ kWh/m}^2 \cdot \text{ano}^{-1}$), respetivamente. Numa perspetiva ambiental, estimaram-se as emissões de CO_2 do edifício com o sistema VRF para o Porto, Lisboa e Faro, apresentando valores de 110,2 ton CO_2 , 111,9 ton CO_2 e 118,4 ton CO_2 ($5,85 \text{ kg CO}_2/\text{m}^2$, $5,94 \text{ kg CO}_2/\text{m}^2$ e $6,29 \text{ kg CO}_2/\text{m}^2$), respetivamente.

5.2. Limitações e trabalhos futuros

De acordo com o presente subcapítulo, sublinham-se as limitações sentidas ao longo da execução do presente trabalho, bem como a possibilidade da realização de trabalhos futuros baseados no estudo exposto.

A principal limitação sentida remete-se à licença estudante do IES VE, que apenas permite o manuseamento de edifícios com um máximo de 50 espaços, tendo sido necessário conectar determinados espaços e reduzir a especificação da caracterização dos diferentes espaços do edifício.

Relativamente a possíveis trabalhos futuros, apesar de a análise feita ser restrita ao desempenho energético do edifício e especificamente dos sistemas AVAC, é essencial considerar outros parâmetros ao avaliar qual o melhor sistema a implementar numa determinada aplicação, revelando-se importante, especialmente ao abordar sistemas geotérmicos, num possível trabalho futuro, realizar um estudo mais aprofundado onde se avaliam os custos de operação e implementação dos sistemas, os constrangimentos na instalação dos equipamentos e dos componentes, a manutenção associada aos equipamentos, e outros fatores relevantes, permitindo uma escolha mais ponderada do sistema AVAC correto para determinada aplicação. Poderia também ser importante aprimorar o dimensionamento das unidades geotérmicas, com recurso a *softwares* especializados com uma possível comparação com o método mais convencional recorrido no presente estudo, e, deste modo, determinar, de uma forma mais precisa, a viabilidade do recurso à geotermia para Bombas de Calor em Portugal. Poderia também ser investigada a relação entre o comprimento de tubagem ou a profundidade das sondas com a eficiência das bombas de circulação, e qual a melhor relação entre a eficiência das bombas de circulação e a eficiência da Bomba de Calor conforme a temperatura de entrada da água na Bomba de Calor.

Referências

- [1] Edifícios Saudáveis, “Edifícios Saudáveis - Início,” 2024. [Online]. Available: <https://www.edificio Saudaveis.pt/pt.php#/homepage>. [Acedido em 2 abril 2024].
- [2] PORDATA - Estatísticas sobre Portugal e Europa, “Energia - Consumo de energia elétrica: total e por tipo de consumo,” 4 dezembro 2023. [Online]. Available: <https://www.pordata.pt/portugal/consumo+de+energia+eletrica+total+e+por+tipo+de+consumo-1124-9088>. [Acedido em 6 dezembro 2023].
- [3] REA - Portal do Estado do Ambiente, “Energia e Clima - Energias Renováveis,” 23 maio 2023. [Online]. Available: <https://rea.apambiente.pt/content/energias-renov%C3%A1veis>. [Acedido em 2023].
- [4] Portugal, Plano Nacional Energia e Clima 2021-2030 (PNEC 2030) - Atualização/Revisão, Portugal, junho de 2023. Disponível em: https://www.dgeg.gov.pt/media/vedhi5t1/pnec-pt_template-final-vers%C3%A3o-final_30_06_2023.pdf.
- [5] REN, “Notícias,” 2023. [Online]. Available: <https://www.ren.pt/pt-pt/media/noticias>. [Acedido em 6 dezembro 2023].
- [6] Direção-Geral de Energia e Geologia, “Sistema de Certificação Energética dos Edifícios - Diretiva do Desempenho Energético dos Edifícios,” 2020. [Online]. Available: <https://www.dgeg.gov.pt/pt/areas-setoriais/energia/eficiencia-energetica/sistema-de-certificacao-energetica-dos-edificios/diretiva-do-desempenho-energetico-dos-edificios/>. [Acedido em 2023].
- [7] C. Dominguez, E. Kakkos, D. Gross, R. Hischer e K. Orehounig, “Renovated or replaced? Finding the optimal solution for an existing building considering cumulative CO₂ emissions, energy consumption and costs - a case study,” *Energy & Buildings* 303, 17 novembro 2023. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778823009970>.
- [8] Direção-Geral de Energia e Geologia, “Eficiência Energética - Edifícios,” 2023. [Online]. Available: <https://www.dgeg.gov.pt/pt/areas-setoriais/energia/eficiencia-energetica/edificios/>. [Acedido em 2023].
- [9] S. Suhendri, M. Hu, Y. Dan, Y. Su, B. Zhao e S. Riffat, “Building energy-saving potential of a dual-functional solar heating and radiative cooling system,” *Energy & Buildings* 303, 19 novembro 2023. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778823009945>.
- [10] M. González-Torres, L. Pérez-Lombard, J. F. Coronel, I. R. Maestre e D. Yan, “A review on buildings energy information: Trends, end-uses, fuels and drivers,” *Energy Reports* 8, pp. 626-637, 22 dezembro 2021. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S235248472101427X#b64>.
- [11] J. L. Parracha, B. Bartolucci, G. Boccacci, O. Ogut, G. Bartels, A. M. Siani, F. Frasca, C. Bertolin, M. P. Mendes e I. Flores-Colen, “A dataset of criteria on the use of thermal insulation solutions in building facades located in Norway, Portugal and Italy,” *Data in Brief* 50, 26 setembro 2023. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2352340923007072>.

Referências

- [12] J. Bernardo, Eficiência Energética nos Edifícios da Administração Pública Central, Portugal: Laboratório Nacional de Engenharia Civil, 17 de novembro 2016. Disponível em: <https://poseur.portugal2020.pt/media/39465/apresenta%C3%A7%C3%A3o-eng-jo%C3%A3o-bernardo.pdf>.
- [13] Comissão Europeia, “Energia - Diretiva Desempenho Energético dos Edifícios,” 2023. [Online]. Available: https://energy.ec.europa.eu/topics/energy-efficiency/energy-efficient-buildings/energy-performance-buildings-directive_en. [Acedido em 13 dezembro 2023].
- [14] A. S. Irshad e A. G. Noori, “Evaluating the effects of passive cooling and heating techniques on building energy consumption in Kandahar using CLTD method,” *Materials Today: Proceedings* 57, pp. 595-602, 11 fevereiro 2022. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2214785322005314>.
- [15] ADENE, Guia SCE - Certificação Energética dos Edifícios, Portugal, 13 de março 2020. Disponível em: https://www.sce.pt/wp-content/uploads/2020/04/2.0-Guia-SCE-Certifica%C3%A7%C3%A3o-Energ%C3%A9tica-Edif%C3%ADcios_V1-1.pdf.
- [16] Diário da República, Decreto-Lei n.º 118/2013, Portugal, 20 de agosto de 2013. Disponível em: <https://diariodarepublica.pt/dr/detalhe/decreto-lei/118-2013-499237>.
- [17] Diário da República, Decreto-Lei n.º 101-D/2020, Portugal, 7 de dezembro de 2020. Disponível em: <https://files.dre.pt/1s/2020/12/23701/0002100045.pdf>.
- [18] SCE, “Certificação energética dos edifícios,” 2023. [Online]. Available: <https://www.sce.pt/legislacao/>. [Acedido em 28 novembro 2023].
- [19] Parlamento Europeu, “O que é a neutralidade das emissões de carbono e como pode ser atingida até 2050?,” 7 outubro 2019. Atualizado a 13 abril 2023. [Online]. Available: <https://www.europarl.europa.eu/topics/pt/article/20190926STO62270/como-a-ue-podera-atingir-a-neutralidade-carbonica-ate-2050>. [Acedido em 9 junho 2024].
- [20] Parlamento Europeu, O progresso da UE ao nível das metas climáticas para 2020 (infografias), 29 março 2023. Disponível em: <https://www.europarl.europa.eu/topics/pt/article/20180706STO07407/progresso-da-ue-ao-nivel-das-suas-metas-climaticas-para-2020>.
- [21] Diário da República, RCM n.º 20/2013, Portugal, 2013. Disponível em: <https://files.dre.pt/1s/2013/04/07000/0202202091.pdf>.
- [22] ADENE, “Edifícios - Eficiência Energética nos Edifícios,” 2023. [Online]. Available: <https://www.adene.pt/edificios/>. [Acedido em 2023].
- [23] Agência Portuguesa do Ambiente, “Roteiro para a Neutralidade Carbónica 2050,” 2021. [Online]. Available: <https://apambiente.pt/clima/roteiro-para-neutralidade-carbonica-2050>. [Acedido em 2023].
- [24] Direção-Geral de Energia e Geologia, “Planeamento e Política Energética - Estratégias e Política Energética,” 2023. [Online]. Available: <https://www.dgeg.gov.pt/pt/areas-setoriais/energia/planeamento-energetico-e-seguranca-de-abastecimento/planeamento-e-politica-energetica/estrategias-e-politica-energetica/>. [Acedido em 13 dezembro 2023].
- [25] Comissão Europeia, “Objetivo 55: Cumprir as propostas,” 2023. [Online]. Available: https://commission.europa.eu/strategy-and-policy/priorities-2019-2024/european-green-deal/delivering-european-green-deal/fit-55-delivering-proposals_pt. [Acedido em 13 dezembro 2023].

Referências

- [26] Conselho Europeu, “Pacto Ecológico Europeu - Objetivo 55,” 12 abril 2024. [Online]. Available: <https://www.consilium.europa.eu/pt/policies/green-deal/fit-for-55/>. [Acedido em 9 junho 2024].
- [27] Conselho Europeu, “Objetivo 55: tornar os edifícios da UE mais ecológicos,” 12 abril 2024. [Online]. Available: <https://www.consilium.europa.eu/pt/infographics/fit-for-55-making-buildings-in-the-eu-greener/>. [Acedido em 9 junho 2024].
- [28] ASHRAE, ASHRAE Handbook - Fundamentals, Atlanta, Geórgia, 2021.
- [29] J. W. Mitchell e J. E. Braun, Principles of Heating, Ventilation and Air Conditioning in Buildings, John Wiley & Sons, Inc., 2012.
- [30] Trane, Air Conditioning Clinic - Cooling and Heating Load Estimation, 2011.
- [31] G. Bekdaş, Y. Aydın, Ü. Isıkdağ, A. N. Sadeghifam, S. Kim e Z. W. Geem, “Prediction of Cooling Load of Tropical Buildings with Machine Learning,” *Sustainability* 15 no. 11: 9061, 3 junho 2023. Disponível em: https://www.researchgate.net/publication/371322940_Prediction_of_Cooling_Load_of_Tropical_Buildings_with_Machine_Learning.
- [32] J. D. Spitler, Load Calculation Applications Manual - Second Edition (SI Edition), Atlanta, Georgia: ASHRAE, 2014.
- [33] CIBSE, CIBSE Guide A: Environmental design, Londres, Inglaterra, 2015.
- [34] ASHRAE, ASHRAE Standard 55, 2017.
- [35] IES VE, Building Performance Modeling - Student Handbook, 2023. Disponível em: <https://www.iesve.com/corporate/guides/bpm-student-handbook-2023v01.pdf>.
- [36] International Organization for Standardization, norma ISO 7730, 2005.
- [37] J. C. Mendes, M. R. Guerreiro, C. A. P. dos Santos e J. A. V. Paiva, Temperaturas exteriores de projeto e números de graus-dias, Lisboa: LNEC, 1989.
- [38] S. Kubba, “Chapter 7: Indoor Environmental Quality,” *Handbook of Green Building Design and Construction*, pp. 353-412, 2017. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/B9780128104330000071?via%3Dihub>.
- [39] E. Bas, Indoor Air Quality - A Guide for Facility Managers, Lilburn: The Fairmont Press, INC., 2004.
- [40] ADENE, Guia SCE - Conceitos e Definições do RECS, Portugal, 13 de março de 2020. Disponível em: https://www.sce.pt/wp-content/uploads/2020/04/5.1-Guia-SCE-Conceitos-e-Defini%C3%A7%C3%B5es-RECS_V1-1.pdf.
- [41] Diário da República, Portaria n.º 138-I/2021, Portugal, 1 de julho de 2021. Disponível em: <https://files.dre.pt/1s/2021/07/12602/0001200053.pdf>.
- [42] ASHRAE, ASHRAE Standard 62.1 - Ventilation and Acceptable Indoor Air Quality, Atlanta, Geórgia, 2022.
- [43] F. C. McQuiston, J. D. Parker e J. D. Spitler, Heating, Ventilating, and Air Conditioning: Analysis and Design - Sixth edition, John Wiley & Sons, Inc., 2005.
- [44] ADENE, Manual SCE - Manual Técnico para a Avaliação do Desempenho Energético dos Edifícios, Portugal, 2021. Disponível em: <https://www.sce.pt/wp-content/uploads/2021/07/Manual-SCE.pdf>.
- [45] C. A. P. d. Santos e L. Matias, ITE 50 - Coeficientes de transmissão térmica de elementos da envolvente dos edifícios: Edição n.º 26, Lisboa: LNEC, 2023.

Referências

- [46] ITeCons - Instituto de Investigação e Desenvolvimento Tecnológico em Ciências de Construção, "Catálogo de Pontes Térmicas Lineares," 2011. [Online]. Available: <https://www.itecons.uc.pt/catalogoptl/index.php?module=catlg>. [Acedido em 5 dezembro 2023].
- [47] L. B. Nunes, Construção Civil - Volume II, Sintra, Portugal, 2003.
- [48] G. M. Soret, P. Vacca, J. Tignard, J. P. Hidalgo, C. Maluk, M. Aitchison e J. L. Torero, "Thermal inertia as an integrative parameter for building performance," *Journal of Building Engineering* 33, 10 julho 2020. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2352710219327299>.
- [49] H. Li, Z. Tian, S. Zhang e M. Zou, "Using artificial windows to influence occupants' mood and task performance in windowless spaces - A review," *Building and Environment* 259, 16 maio 2024. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0360132324004979>.
- [50] X. Xu, J. Xie, S. Gao, Y. Cao e J. Liu, "Optimal selection of window components in China based on energy performance modeling," *Energy & Buildings* 297, 26 julho 2023. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778823006308>.
- [51] J. M. Esteves Chaves, "A Influência do Tipo de Envidraçados e da Inércia Térmica dos Materiais na Prevenção de Situações de Sobreaquecimento no Verão - Uma análise baseada no RCCTE," Dissertação de Mestrado em Engenharia Civil - Universidade da Madeira, Madeira, Portugal, janeiro 2014.
- [52] H. Gonçalves e J. M. Graça, Conceitos Bioclimáticos para os Edifícios em Portugal, Lisboa, 2004.
- [53] Projeto "GREENPRO", Energia Solar Térmica - Manual sobre tecnologias, projeto e instalação, 2004.
- [54] R. Liang, W. Ding, Y. Zandi, A. Rahimi, S. Pourkhorshidi e M. A. Khadimallah, "Energy & Buildings 258 (2022)," *Buildings' internal heat gains prediction using artificial intelligence methods*, 19 janeiro 2022. Disponível em: <https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2021.111794>.
- [55] Diário da República, Decreto-Lei n.º 79/2006, Portugal, 4 abril 2006. Disponível em: <https://diariodarepublica.pt/dr/detalhe/decreto-lei/79-2006-672459>.
- [56] R. McDowall, Fundamentals of HVAC Systems, San Diego: ASHRAE, 2006.
- [57] B. E. A. Bhatia, HVAC Equipments and Systems, PDH Center, 2020.
- [58] G. F. Hundy, A. R. Trott e T. C. Welch, Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps - Fifth Edition, 2016.
- [59] ASHRAE, ASHRAE Handbook - Heating, Ventilating, and Air Conditioning Applications, Atlanta, Geórgia, 2023.
- [60] W. Goetzler, "Variable Refrigerant Flow Systems," *ASHRAE Journal*, pp. 24-31, abril 2007.
- [61] İ. Dinçer e M. Kanoğlu, Refrigeration Systems and Applications - Second Edition, John Wiley & Sons, 2010.
- [62] R. Legg, Air Conditioning System Design, 2017.
- [63] R. P. Torres, Hidráulica 40 - As instalações com bomba de calor ar-água, Caleffi, novembro 2023.
- [64] Trane, Air Conditioning Clinic - Introduction to HCAV Systems, 2012.

Referências

- [65] M. E. H. Assad e M. A. Rosen, *Design and Performance Optimization of Renewable Energy Systems*, 2021.
- [66] M. Doninelli e M. Doninelli, *Hidráulica 30 - Instalações com bombas de calor geotérmicas*, Caleffi, outubro de 2011. Disponível em: <https://www.caleffi.com/pt-pt/formacao/hidraulica>.
- [67] A. D. Chiasson, *Geothermal Heat Pump and Heat Engine Systems - Theory and Practice*, John Wiley & Sons, Ltd, 2016.
- [68] B. Sanner, *Ground Source Heat Pumps – history, development, current status, and future prospects*, 12th IEA Heat Pump Conference 2017, 2017.
- [69] J. W. Lund, L. Bjelm, G. Bloomquist e A. K. Mortensen, “Characteristics, development and utilization of geothermal resources – a Nordic perspective,” *Journal of International Geoscience: Episodes*, vol. 31, nº 1, pp. 140-147, março 2008. Disponível em: <https://www.episodes.org/journal/view.html?doi=10.18814/epiiugs/2008/v31i1/019>.
- [70] G. W. Hutterer, “Geothermal Power Generation in the World 2015-2020 Update Report,” *Proceedings World Geothermal Congress 2020+1*, 2021.
- [71] Direção Geral de Energia e Geologia, *Geotermia - Energia Renovável em Portugal*, novembro 2017.
- [72] J. M. Carvalho, L. Coelho, J. C. Nunes, M. d. R. Carvalho, J. Garcia e R. Cerdeira, “Portugal Country Update 2015 - Proceedings World Geothermal Congress 2015,” Melbourne, Australia, 19-25 abril 2015.
- [73] International Geothermal Association, “Geothermal Power Database,” 2015. [Online]. Available: <https://www.lovegeothermal.org/explore/our-databases/geothermal-power-database/#direct-uses-by-country>. [Acedido em 1 agosto 2024].
- [74] J. D. Spitler e S. E. Gehlin, “Thermal response testing for ground source heat pump systems—An historical review,” *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 50, pp. 1125-1137, 6 junho 2015. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1364032115005328>.
- [75] S. Kavanaugh e K. Rafferty, *Geothermal Heating and Cooling - Design of Ground-Source Heat Pump Systems*, Atlanta, Georgia: ASHRAE, 2014.
- [76] M. A. Rosen e S. Koochi-Fayegh, *Geothermal Energy - Sustainable Heating and Cooling Using the Ground*, JohnWiley & Sons, Ltd, 2017.
- [77] W. Cai, F. Wang, S. Chen, C. Chen, Y. Zhang, O. Kolditz e H. Shao, “Importance of long-term ground-loop temperature variation in performance optimization of Ground Source Heat Pump system,” *Applied Thermal Engineering* 204, 3 janeiro 2022.
- [78] K. S. Chang e M. J. Kim, “Thermal performance evaluation of vertical U-loop ground heat exchanger using in-situ thermal response test,” *Renewable Energy* 87, pp. 585-591, 10 novembro 2015.
- [79] O. Planas, “O que é e como funciona uma bomba de calor geotérmica?,” *Energia Solar*, 4 setembro 2020. [Online]. Available: <https://pt.solar-energia.net/energia-renovavel/energia-geotermica/aplicativos/bomba-de-calor-geotermica>. [Acedido em 5 março 2024].
- [80] W. Goetzler, R. Zogg, H. Lisle e J. Burgos, “Ground-Source Heat Pumps: Overview of Market Status, Barriers to Adoption, and Options for Overcoming Barriers,” U.S. Department of Energy, 3 fevereiro 2009.
- [81] CIBSE, *Ground source heat pumps*, Londres, Inglaterra, 2013.

Referências

- [82] C. Rousseau, J.-L. C. Fannou, L. Lamarche, M. Ouzane e S. Kajl, "Modeling and experimental validation of a transient direct expansion geothermal heat exchanger," *Geothermics* 57, pp. 95-103, 30 junho 2015. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/abs/pii/S0375650515000735>.
- [83] J. Havelin, Geothermal Heat Pump Systems, PDH Online, 2020. Disponível em: www.PDHonline.com.
- [84] G. Stryi-Hipp, Woodhead Publishing Series in Energy: Number 89 - Renewable Heating and Cooling, Woodhead Publishing, 2016.
- [85] Plastic Pipe Institute (PPI), Plastic Piping Materials for Ground Source Geothermal Heating and Cooling Applications (TN-55), 2018.
- [86] McQuay Air-conditioning, "Application Guide 31-008," *Geothermal Heat Pump - Design Manual*, 2002.
- [87] CIBSE, CIBSE Guide B2: Ventilation and ductwork, Londres, Inglaterra, 2016.
- [88] M. Jesus e P. Lapa, Unidades de Tratamento de Ar - Um fato à medida, EVAC, 2016.
- [89] CIBSE, CIBSE Guide B: Heating, Ventilating, Air Conditioning and Refrigeration, Londres, Inglaterra, 2016.
- [90] M. Price, Fan coil units, Londres, Inglaterra: CIBSE, 2008.
- [91] Designing Buildings, "Fan coil unit," 4 agosto 2022. [Online]. Available: https://www.designingbuildings.co.uk/wiki/Fan_coil_unit. [Acedido em 10 junho 2024].
- [92] Fan Coil Unit Group, Why Fan Coil Units?, HEVAC - FETA, setembro 2022.
- [93] Eurovent Certita Certification, "Certified product directory," 2024. [Online]. Available: <https://www.eurovent-certification.com/en/advancedsearch/counter>. [Acedido em 5 março 2024].
- [94] U.S. Energy Information Administration, Updated Buildings Sector Appliance and Equipment Costs and Efficiencies - Appendix A, Washington, DC, 2023.
- [95] L. E. Southard, X. Liu e J. D. Spitler, "Performance of HVAC Systems at ASHRAE HQ," *ASHRAE Journal*, 2014.
- [96] S. Wang, "Energy modeling of ground source heat pump vs. variable refrigerant flow systems in representative US climate zones," *Energy and Buildings* 72, pp. 222-228, 28 dezembro 2013. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778813008323>.
- [97] Kensa Heat Pumps, "Air Source vs. Ground Source Heat Pumps," 2023. [Online]. Available: <https://www.kensaheatpumps.com/ground-source-heat-pump-comparisons/>. [Acedido em 1 março 2024].
- [98] A. S. Varela, "Ground Source Heat Pump vs Air Source: Which to Choose?," Green Match, 13 fevereiro 2024. [Online]. Available: <https://www.greenmatch.co.uk/compare/types/air-source-vs-ground-source>. [Acedido em 1 março 2024].
- [99] S. Yanatma, "Can you get government subsidies for heat pumps? Here are all the grants available in Europe," EuroNews.Green, 21 janeiro 2024. [Online]. Available: <https://www.euronews.com/green/2024/01/21/heat-pumps-government-subsidies-in-europe-are-making-green-tech-more-affordable>. [Acedido em 1 março 2024].
- [100] Trane, Air Conditioning Clinic - HVAC System Control, 2011.

Referências

- [101] IES VE, ApacheHVAC User Guide Part B: Equipment, Loops, Components, and Controls, 2017.
- [102] IES VE, "IES Software Validation," 2024. [Online]. Available: <https://www.iesve.com/software/software-validation>. [Acedido em 2 janeiro 2024].
- [103] IES VE, "APACHE - The beating heart of Building Performance Simulation," 2024. [Online]. Available: <https://www.iesve.com/software/apache>. [Acedido em 1 março 2024].
- [104] A. Al-janabi, M. Kavgic, A. Mohammadzadeh e A. Azzouz, "Comparison of EnergyPlus and IES to model a complex university building using three scenarios: Free-floating, ideal air load system, and detailed," *Journal of Building Engineering* 22, pp. 262-280, 4 janeiro 2019. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2352710218311112>.
- [105] IES VE, "Products - VE," 2024. [Online]. Available: <https://www.iesve.com/software/virtual-environment>. [Acedido em 2 abril 2024].
- [106] IES VE, "Virtual Environment - ModelIT," 2024. [Online]. Available: <https://www.iesve.com/software/virtual-environment/applications/3d-modelling/modelit>. [Acedido em 2 abril 2024].
- [107] IES VE, "Virtual Environment - SunCast," 2024. [Online]. Available: <https://www.iesve.com/software/virtual-environment/applications/solar-shading/suncast>. [Acedido em 2 abril 2024].
- [108] IES VE, "Virtual Environment - ApacheSim," 2024. [Online]. Available: <https://www.iesve.com/software/virtual-environment/applications/whole-building-energy-simulation/apachesim>. [Acedido em 2 abril 2024].
- [109] L. Buckley, "ASHRAE Heating & Cooling Load Calculations," *Design & Retrofit*, 25 junho 2020. Disponível em: <https://www.iesve.com/discoveries/article/10017/ashrae-heating-and-cooling-load-calculations>.
- [110] IES VE, "Building Energy Modeling with IESVE," 2024. [Online]. Available: <https://www.iesve.com/software/building-energy-modeling>. [Acedido em 2 abril 2024].
- [111] ASHRAE, ASHRAE Standard 140 - Standard Method of Test for the Evaluation of Building Energy Analysis Computer Programs, Atlanta, Geórgia, 2020.
- [112] IES VE, "Virtual Environment - ApacheHVAC," 2024. [Online]. Available: <https://www.iesve.com/software/virtual-environment/apachehvac>. [Acedido em 2 abril 2024].
- [113] IES VE, Radiance IES User Guide, 2014.
- [114] IESVE, "Viewing Energy and Results (VistaPro)," *IESVE Trial Support Material*, março 2020. Disponível em: <https://www.iesve.com/software/trial-support-guide/iesve-viewing-energy-and-results-vistapro.pdf>.
- [115] ASHRAE, "ASHRAE Climatic Design Conditions," 2021. [Online]. Available: <https://ashrae-meteo.info/v2.0/>. [Acedido em 9 abril 2024].
- [116] Direção-Geral de Energia e Geologia, "Energias Renováveis e Sustentabilidade - SCE.ER," 2024. [Online]. Available: <https://www.dgeg.gov.pt/pt/areas-setoriais/energia/energias-renovaveis-e-sustentabilidade/sce-er/>. [Acedido em 11 abril 2024].
- [117] D. Korn e J. Walczyk, Exactly What Is a Full Load Cooling Hour and Does Size Really Matter?, ACEEE, 2016.

Referências

- [118] ASHRAE, ASHRAE Standard 90.1 - Energy Standard for Sites and Buildings Except Low-Rise Residential Buildings, Atlanta, Geórgia, 2022.
- [119] X. Qi, Z. Luo, A. Ghahramani, D. Zhuang e C. Sun, "A study of subjective evaluation factors regarding visual effects of daylight in offices using machine learning," *Journal of Building Engineering* 86, 22 fevereiro 2024. Disponível em: <https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S2352710224004741>.
- [120] Energy Code Ace, Nonresidential Daylighting and Controls, California, 22 julho 2020.
- [121] European Standard, EN 12464-1: Light and lighting - Lighting of work places - Part 1: Indoor work places, 2021.
- [122] TK Elevator, "Tools - Energy calculator," 2024. [Online]. Available: <https://design.na.tkelevator.com/tools/energy-calculator>. [Acedido em 21 julho 2024].
- [123] M. L. Franco, "Neutro à Terra - Revista Técnico-Científica - 2011 (Nº 8)," *Elevadores. A evolução da máquina elétrica*, pp. 45-51, Dezembro 2011.
- [124] A. T. Almeida, C. Patrão, J. Fong e U. J. Nunes, "E4 - Energy Efficient Elevators and Escalators (Technical Report)," Instituto de Sistemas e Robótica - Universidade de Coimbra, Coimbra, março 2010.
- [125] elevare, "Elevare nº 16 - Certificação energética dos elevadores," *Elevare - Revista técnica de elevadores e movimentação de cargas*, nº 16, 2021. Disponível em: <https://www.elevare.pt/revistas/>.
- [126] Câmara Municipal do Porto, "Caracterização biofísica - Relatório de Caracterização e Diagnóstico," *Suporte Biofísico e Ambiente*, abril 2018.
- [127] A. C. Moura, *Granitos e Rochas Similares de Portugal*, Porto: Instituto Geológico e Mineiro, 2000.
- [128] Câmara Municipal de Lisboa, "Relatório síntese de Caracterização Biofísica de Lisboa," Lisboa, Fevereiro 2010.
- [129] G. Manuppella, M. Ramalho, M. T. Antunes e J. Pais, *Carta Geológica de Portugal - Notícia Explicativa da Folha 53-A Faro*, Lisboa: Instituto Nacional de Engenharia, Tecnologia e Inovação - Departamento de Geologia, 2007.
- [130] Plastic Pipe Institute (PPI), *Model Specification for Plastic Piping Materials for Ground Source Geothermal Applications (MS-7)*, 2023.
- [131] J. D. Bankston Jr. e F. E. Baker, *Selecting the Proper Pump - SRAC Publication No. 372*, dezembro 1994.
- [132] CIBSE, *CIBSE Guide F: Energy efficiency in buildings*, Londres, Inglaterra, 2012.
- [133] Agência Portuguesa do Ambiente, *Fator de Emissão da Eletricidade - 2024*, Amadora, 2024.

Declaração de Integridade

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

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

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

NOME: Tiago Capeleiro de Almeida

ISEP, Porto, 14 de setembro de 2024

página propositadamente em branco

APÊNDICES

APÊNDICE A – Materiais dos elementos construtivos

Tabela A. 1 – Materiais correspondentes a cada elemento construtivo e respetivas características

MATERIAL	ESPESSURA <i>e</i> [mm]	DENSIDADE ρ [kg/m ³]	CONDUTIBILIDADE TÉRMICA <i>k</i> [W/(m.°C)]
Paredes exteriores (exterior para interior): $U = 0,7 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$			
Reboco tradicional	20	1900	1,30
Tijolo furado	110	1000	0,41
Isolamento XPS	227	32	0,037
Tijolo furado	150	1000	0,41
Reboco tradicional	20	1900	1,30
Coberturas (exterior para interior): $U = 0,5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$			
Seixo	50	2000	2,00
Membrana betuminosa	4	1100	0,23
Polietileno baixa densidade	1	920	0,33
Isolamento EPS	42,1	20	0,037
Betão de inertes de argila expandida	150	1000	0,36
Betão armado de inertes correntes percentagem de armadura: 1-2%	200	2350	2,30
Cavidade	13	-	-
Reboco tradicional	20	1900	1,30
Pavimento do piso 0 (cima para baixo): $U = 0,5 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$			
Alcatifa almofadada (ASHRAE)	10	1361	0,117
Betão de inertes de argila expandida	150	1000	0,36
Isolamento EPS	44,2	20	0,037
Betão armado de inertes correntes percentagem de armadura: 1-2%	200	2350	2,30
Envidraçados: $U = 1,57 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$; $g = 0,4$; $TL = 60\%$			
Vidro	6	-	0,02
Ar	12	-	-
Vidro	6	-	0,02
Paredes interiores: $U = 1,57 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$			
Reboco tradicional	20	1900	1,30
Tijolo furado	150	1000	0,41
Reboco tradicional	20	1900	1,30

MATERIAL	ESPESSURA <i>e</i> [mm]	DENSIDADE ρ [kg/m ³]	CONDUTIBILIDADE TÉRMICA <i>k</i> [W/(m.°C)]
Pavimentos entre pisos: $U = 1,00 \text{ W}/(\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C})$			
Alcatifa almofadada (ASHRAE)	10	1361	0,117
Betão de inertes de argila expandida	150	1000	0,36
Betão armado de inertes correntes percentagem de armadura: 1-2%	200	2350	2,30
Cavidade	13	-	-
Reboco tradicional	20	1900	1,30

APÊNDICE B – Perfis dos ganhos internos

Tabela B. 1 – Perfis dos diferentes ganhos internos dos escritórios

ILUMINAÇÃO			
HORAS	SEMANA [%]	SABADO [%]	DOMINGO e FERIADOS [%]
0h as 1h	5	5	5
1h as 2h	5	5	5
2h as 3h	5	5	5
3h as 4h	5	5	5
4h as 5h	5	5	5
5h as 6h	5	5	5
6h as 7h	10	5	5
7h as 8h	30	5	5
8h as 9 h	90	5	5
9h as 10h	90	5	5
10h as 11h	90	5	5
11h as 12h	90	5	5
12h as 13h	90	5	5
13h as 14h	90	5	5
14h as 15h	90	5	5
15h as 16h	90	5	5
16h as 17h	90	5	5
17h as 18h	50	5	5
18h as 19h	30	5	5
19h as 20h	30	5	5
20h as 21h	20	5	5
21h as 22h	20	5	5
22h as 23h	10	5	5
23h as 24h	5	5	5
<i>EFLH</i> [h/ano]			2850
<i>EFLH</i> [h/dia útil]			10,9
EQUIPAMENTOS			
HORAS	SEMANA [%]	SABADO [%]	DOMINGO e FERIADOS [%]
0h as 1h	5	5	5
1h as 2h	5	5	5
2h as 3h	5	5	5
3h as 4h	5	5	5
4h as 5h	5	5	5
5h as 6h	5	5	5
6h as 7h	5	5	5
7h as 8h	30	5	5
8h as 9 h	70	5	5
9h as 10h	95	5	5

10h as 11h	100	5	5
11h as 12h	95	5	5
12h as 13h	70	5	5
13h as 14h	70	5	5
14h as 15h	95	5	5
15h as 16h	100	5	5
16h as 17h	90	5	5
17h as 18h	70	5	5
18h as 19h	45	5	5
19h as 20h	25	5	5
20h as 21h	5	5	5
21h as 22h	5	5	5
22h as 23h	5	5	5
23h as 24h	5	5	5
EFLH [h/ano]			2758
EFLH [h/dia útil]			10,6
OCUPAÇÃO			
HORAS	SEMANA [%]	SABADO [%]	DOMINGO e FERIADOS [%]
0h as 1h	0	0	0
1h as 2h	0	0	0
2h as 3h	0	0	0
3h as 4h	0	0	0
4h as 5h	0	0	0
5h as 6h	0	0	0
6h as 7h	10	0	0
7h as 8h	20	0	0
8h as 9h	50	0	0
9h as 10h	90	0	0
10h as 11h	100	0	0
11h as 12h	100	0	0
12h as 13h	80	0	0
13h as 14h	50	0	0
14h as 15h	80	0	0
15h as 16h	100	0	0
16h as 17h	100	0	0
17h as 18h	50	0	0
18h as 19h	20	0	0
19h as 20h	10	0	0
20h as 21h	0	0	0
21h as 22h	0	0	0
22h as 23h	0	0	0
23h as 24h	0	0	0
EFLH [h/ano]			2242
EFLH [h/dia útil]			8,6

Tabela B. 2 – Perfis dos diferentes ganhos internos do átrio

ILUMINAÇÃO			
HORAS	SEMANA [%]	SABADO [%]	DOMINGO e FERIADOS [%]
0h as 1h	10	10	10
1h as 2h	10	10	10
2h as 3h	10	10	10
3h as 4h	10	10	10
4h as 5h	10	10	10
5h as 6h	10	10	10
6h as 7h	30	10	10
7h as 8h	50	10	10
8h as 9 h	100	10	10
9h as 10h	100	10	10
10h as 11h	100	10	10
11h as 12h	100	10	10
12h as 13h	100	10	10
13h as 14h	100	10	10
14h as 15h	100	10	10
15h as 16h	100	10	10
16h as 17h	100	10	10
17h as 18h	100	10	10
18h as 19h	100	10	10
19h as 20h	100	10	10
20h as 21h	30	10	10
21h as 22h	10	10	10
22h as 23h	10	10	10
23h as 24h	10	10	10
<i>EFLH</i> [h/ano]			3900
<i>EFLH</i> [h/dia útil]			15,0
EQUIPAMENTOS			
HORAS	SEMANA [%]	SABADO [%]	DOMINGO e FERIADOS [%]
0h as 1h	5	5	5
1h as 2h	5	5	5
2h as 3h	5	5	5
3h as 4h	5	5	5
4h as 5h	5	5	5
5h as 6h	5	5	5
6h as 7h	5	5	5
7h as 8h	30	5	5
8h as 9 h	100	5	5
9h as 10h	100	5	5
10h as 11h	100	5	5
11h as 12h	100	5	5

12h as 13h	100	5	5
13h as 14h	100	5	5
14h as 15h	100	5	5
15h as 16h	100	5	5
16h as 17h	100	5	5
17h as 18h	100	5	5
18h as 19h	100	5	5
19h as 20h	100	5	5
20h as 21h	30	5	5
21h as 22h	5	5	5
22h as 23h	5	5	5
23h as 24h	5	5	5
EFLH [h/ano]			3541
EFLH [h/dia útil]			13,6
OCUPAÇÃO			
HORAS	SEMANA [%]	SABADO [%]	DOMINGO e FERIADOS [%]
0h as 1h	0	0	0
1h as 2h	0	0	0
2h as 3h	0	0	0
3h as 4h	0	0	0
4h as 5h	0	0	0
5h as 6h	0	0	0
6h as 7h	20	0	0
7h as 8h	50	0	0
8h as 9h	100	0	0
9h as 10h	100	0	0
10h as 11h	100	0	0
11h as 12h	100	0	0
12h as 13h	100	0	0
13h as 14h	100	0	0
14h as 15h	100	0	0
15h as 16h	100	0	0
16h as 17h	100	0	0
17h as 18h	100	0	0
18h as 19h	100	0	0
19h as 20h	100	0	0
20h as 21h	10	0	0
21h as 22h	0	0	0
22h as 23h	0	0	0
23h as 24h	0	0	0
EFLH [h/ano]			3337
EFLH [h/dia útil]			12,8

Tabela B. 3 – Perfil da iluminação para as circulações, o estacionamento e os restantes espaços

CIRCULAÇÕES			
HORAS	SEMANA [%]	SABADO [%]	DOMINGO e FERIADOS [%]
0h as 1h	10	10	10
1h as 2h	10	10	10
2h as 3h	10	10	10
3h as 4h	10	10	10
4h as 5h	10	10	10
5h as 6h	10	10	10
6h as 7h	33	10	10
7h as 8h	33	10	10
8h as 9 h	33	10	10
9h as 10h	33	10	10
10h as 11h	33	10	10
11h as 12h	33	10	10
12h as 13h	33	10	10
13h as 14h	33	10	10
14h as 15h	33	10	10
15h as 16h	33	10	10
16h as 17h	33	10	10
17h as 18h	33	10	10
18h as 19h	33	10	10
19h as 20h	10	10	10
20h as 21h	10	10	10
21h as 22h	10	10	10
22h as 23h	10	10	10
23h as 24h	10	10	10
EFLH [h/ano]			1656
EFLH [h/dia útil]			6,4
ESTACIONAMENTO			
HORAS	SEMANA [%]	SABADO [%]	DOMINGO e FERIADOS [%]
0h as 1h	10	10	10
1h as 2h	10	10	10
2h as 3h	10	10	10
3h as 4h	10	10	10
4h as 5h	10	10	10
5h as 6h	10	10	10
6h as 7h	10	10	10
7h as 8h	10	10	10
8h as 9 h	55,6	10	10
9h as 10h	55,6	10	10
10h as 11h	55,6	10	10

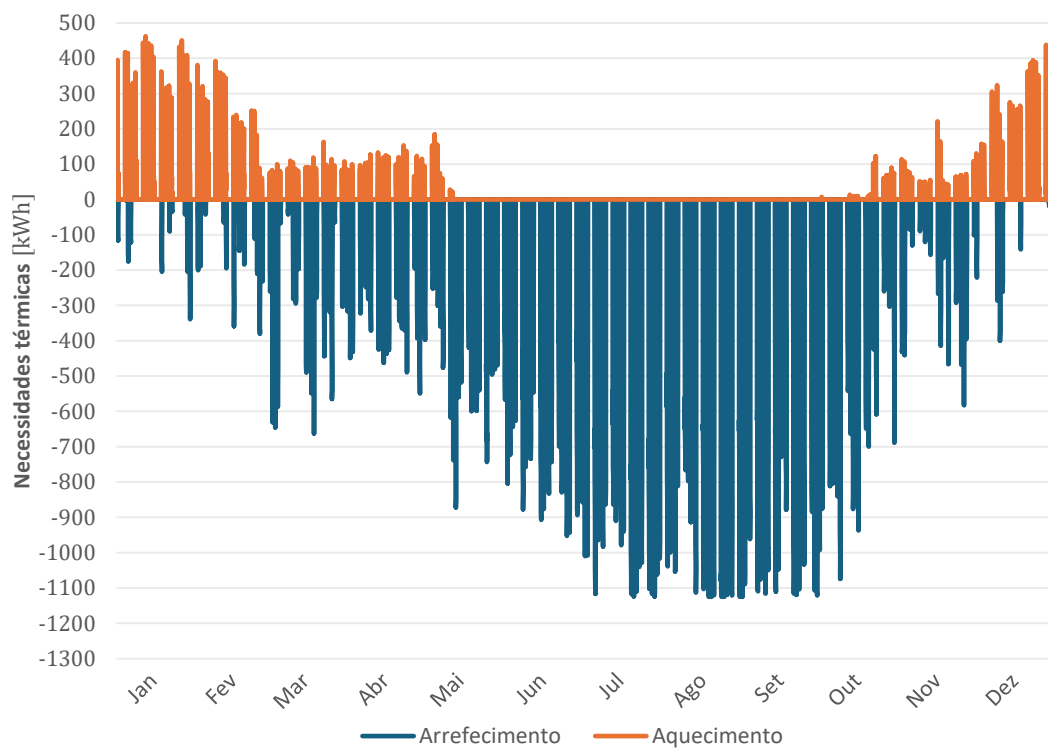
11h as 12h	55,6	10	10
12h as 13h	55,6	10	10
13h as 14h	55,6	10	10
14h as 15h	55,6	10	10
15h as 16h	55,6	10	10
16h as 17h	55,6	10	10
17h as 18h	55,6	10	10
18h as 19h	55,6	10	10
19h as 20h	10	10	10
20h as 21h	10	10	10
21h as 22h	10	10	10
22h as 23h	10	10	10
23h as 24h	10	10	10
EFLH [h/ano]			2184
EFLH [h/dia útil]			8,4
RESTANTES ESPAÇOS			
HORAS	SEMANA [%]	SABADO [%]	DOMINGO e FERIADOS [%]
0h as 1h	5	5	5
1h as 2h	5	5	5
2h as 3h	5	5	5
3h as 4h	5	5	5
4h as 5h	5	5	5
5h as 6h	5	5	5
6h as 7h	5	5	5
7h as 8h	5	5	5
8h as 9h	33	5	5
9h as 10h	33	5	5
10h as 11h	33	5	5
11h as 12h	33	5	5
12h as 13h	33	5	5
13h as 14h	33	5	5
14h as 15h	33	5	5
15h as 16h	33	5	5
16h as 17h	33	5	5
17h as 18h	33	5	5
18h as 19h	5	5	5
19h as 20h	5	5	5
20h as 21h	5	5	5
21h as 22h	5	5	5
22h as 23h	5	5	5
23h as 24h	5	5	5
EFLH [h/ano]			1168
EFLH [h/dia útil]			4,5

APÊNDICE C – Características dos espaços ventilados

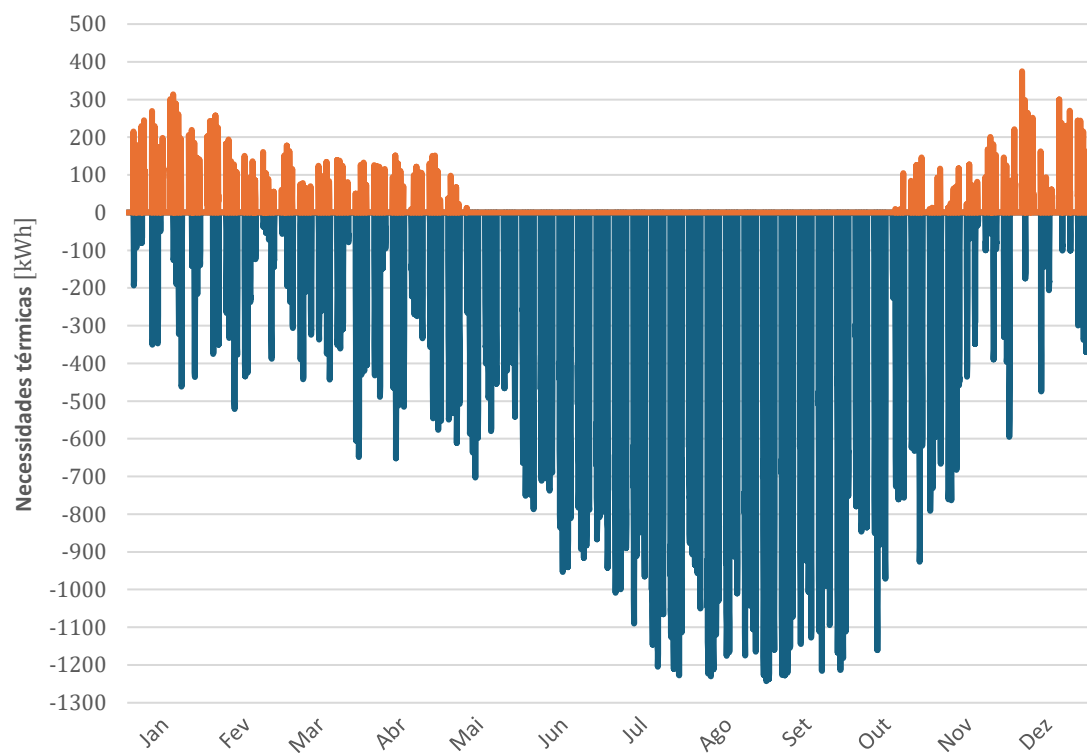
Tabela C. 1 – Características dos espaços ventilados

PISO	REFERÊNCIA NO IES VE	ÁREA [m ²]	DENSIDADE OCUPAÇÃO [m ² /pessoa]	OCUPAÇÃO [n.º pessoas]		
Escritório						
0	PO_Escritorios2	401,2	Ocupação correspondente ao ASHRAE 62.1 [42], em que 85% da área é <i>open-space</i> (<i>office</i> área - 20 m ² /pessoa), 10% da área são salas de reuniões (<i>Conference/meeting</i> - 2 m ² /pessoa) e 5% da área são copas (<i>breakrooms</i> - 2 m ² /pessoa). Isto resulta numa densidade de ocupação de 8,5 m ² /pessoa.	47		
	PO_Escritorio3	271,4		32		
1	P1_Escritorios1	1612,7			189	
2	P2_Escritorios1					
3	P3_Escritorios1					
4	P4_Escritorios1					
5	P5_Escritorio	918,1			108	
6	P6_Escritorio					
7	P7_Escritorio					
8	P8_Escritorio					
9	P9_Escritorio					
10	P10_Escritorio					
11	P11_Escritorio	706,4		83		
Circulação						
1	P1_Circulacao	81,5	Sem ocupação definida	Sem ocupação definida		
2	P2_Circulacao					
3	P3_Circulacao					
4	P4_Circulacao					
5	P5_Circulacao	78,6				
6	P6_Circulacao					
7	P7_Circulacao					
8	P8_Circulacao					
9	P9_Circulacao					
10	P10_Circulacao					
11	P11_Circulacao					
Átrio						
0	PO_Átrio	419,2	419,2	1		

APÊNDICE D – Perfil de necessidades térmicas ao longo do ano



(a)



(b)

APÊNDICES

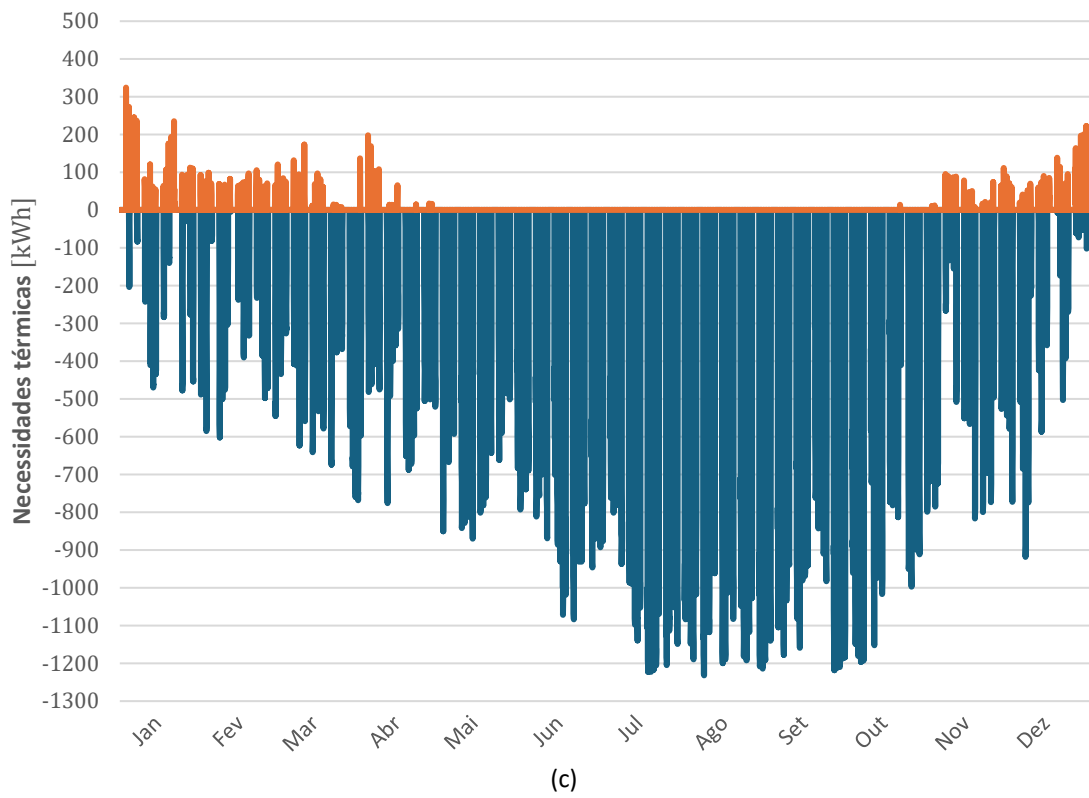
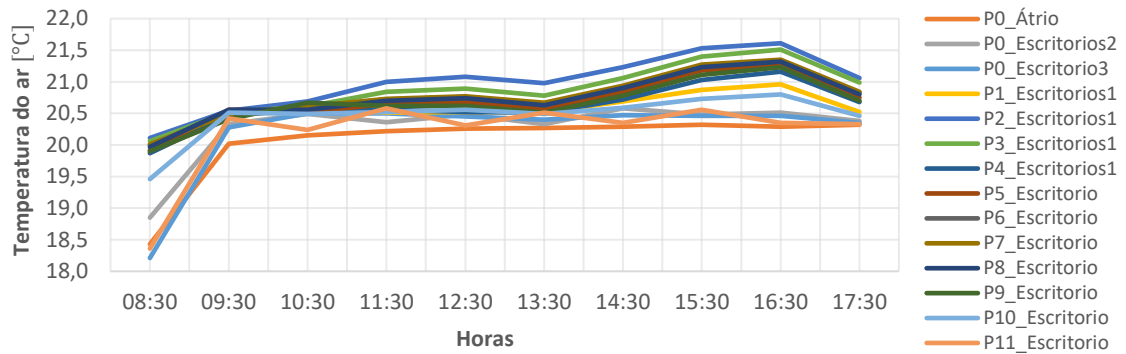
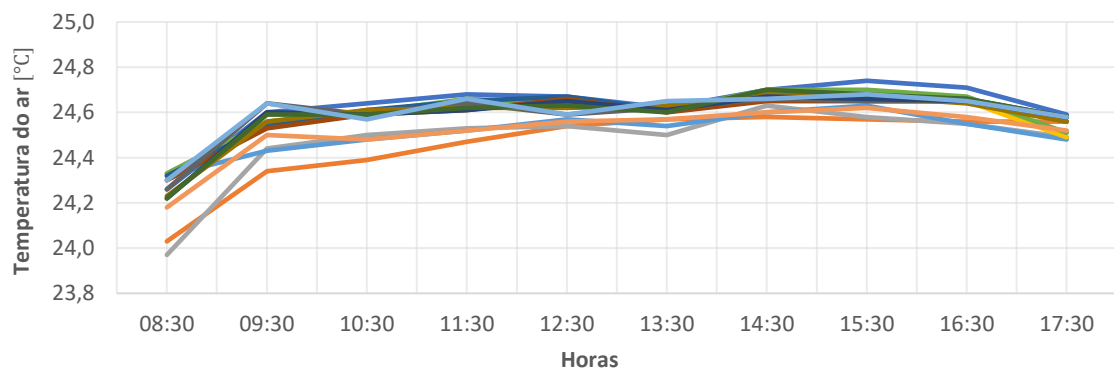


Figura D. 1 – Perfil de necessidades térmicas para (a) Porto, (b) Lisboa, (c) Faro

APÊNDICE E – Perfil de temperaturas do ar nos espaços no Porto



(a)



(b)

Figura E. 1 – Perfil de temperaturas dos espaços climatizado para (a) aquecimento (janeiro), (b) arrefecimento (setembro)

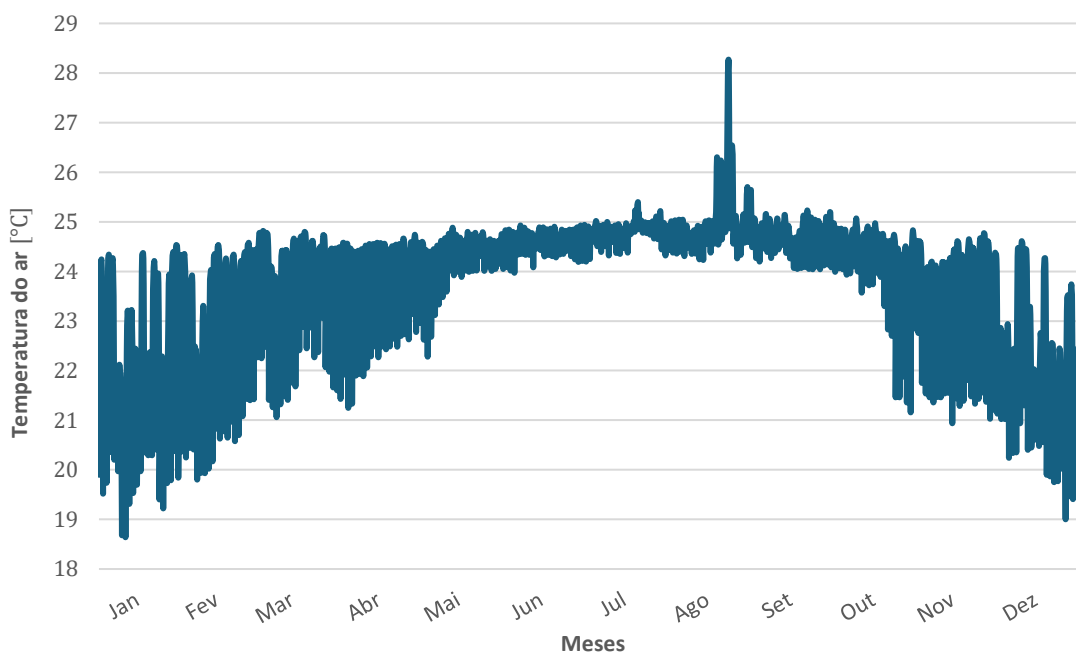


Figura E. 2 – Perfil de temperaturas do ar nos espaços no Porto apenas no horário de funcionamento do sistema AVAC

APÊNDICES

página propositadamente em branco

ANEXOS

ANEXO A – Temperaturas exteriores para o Porto, Lisboa e Faro

PORTO AP, PORTUGAL (WMO: 085450)

Lat:41.2322N Long:8.6792W Elev:70 StdP: 100.49 Time zone:0.00 (EUW) Period:94-19 WBAN:99999

Annual Heating, Humidification, and Ventilation Design Conditions

Coldest Month	Heating DB		Humidification DP/MCDB and HR						Coldest month WS/MCDB				MCWS/PCWD to 99.6% DB		WSF
	99.6%	99%	99.6%			99%			0.4%		1%		MCWS	PCWD	
			DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	WS	MCDB	WS	MCDB			
1	2.3	3.6	-5.4	2.4	8.4	-3.2	2.9	8.3	11.1	13.0	9.8	12.6	2.2	100	0.439

Annual Cooling, Dehumidification, and Enthalpy Design Conditions

Hottest Month	Hottest Month DB Range	Cooling DB/MCWB						Evaporation WB/MCDB						MCWS/PCWD to 0.4% DB	
		0.4%		1%		2%		0.4%		1%		2%		MCWS	PCWD
		DB	MCWB	DB	MCWB	DB	MCWB	WB	MCDB	WB	MCDB	WB	MCDB		
8	8.6	30.5	18.7	28.3	18.0	26.3	17.5	20.4	25.9	19.6	24.4	19.0	23.2	3.9	320

Dehumidification DP/MCDB and HR									Enthalpy/MCDB						Extreme Max WB
0.4%			1%			2%			0.4%		1%		2%		
DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	Enth	MCDB	Enth	MCDB	Enth	MCDB	
19.0	13.9	21.2	18.2	13.2	20.5	17.8	12.9	20.2	58.8	25.8	56.1	24.5	54.2	23.1	26.3

Extreme Annual Design Conditions

Extreme Annual WS			Extreme Annual Temperature				n-Year Return Period Values of Extreme Temperature								
1%	2.5%	5%	Mean		Standard deviation		n=5 years		n=10 years		n=20 years		n=50 years		
			Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	
9.3	8.2	7.2	DB	-0.2	34.8	1.2	2.2	-1.1	36.4	-1.8	37.7	-2.4	38.9	-3.3	40.4
			WB	-1.7	22.5	1.4	1.5	-2.7	23.6	-3.5	24.5	-4.3	25.4	-5.3	26.5

Monthly Climatic Design Conditions

	Annual	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec	
		Temperatures, Degree-Days and Degree-Hours	DBAvg	15.1	10.3	10.7	12.7	13.8	15.8	18.3	19.4	19.9	18.9	16.9
	DBStd	4.35	2.48	2.51	2.72	2.87	2.92	2.90	2.47	2.60	2.60	2.74	2.73	2.54
	HDD10.0	78	27	19	6	2	0	0	0	0	0	6	18	
	HDD18.3	1393	249	213	177	141	92	33	11	7	21	62	163	226
	CDD10.0	1932	36	39	88	116	180	249	292	307	267	213	93	52
	CDD18.3	205	0	1	4	13	32	44	55	38	17	1	0	
	CDH23.3	1296	0	0	11	26	94	241	299	366	192	67	1	0
	CDH26.7	387	0	0	0	3	22	75	104	127	47	9	0	0
Wind	WSAvg	3.1	3.2	3.2	3.4	3.3	3.3	3.1	2.9	2.7	2.6	3.0	3.1	3.3

Precipitation	PrecAvg	1252	166	148	100	114	94	48	16	24	67	131	164	183
	PrecMax	2005	425	386	365	400	233	253	72	89	193	349	484	624
	PrecMin	860	4	17	0	11	2	1	0	0	1	12	15	27
	PrecStd	246	98	101	83	82	60	47	18	22	49	87	103	134

Monthly Design Dry Bulb and Mean Coincident Wet Bulb Temperatures	0.4%	DB	17.8	20.4	24.8	26.2	29.4	32.0	32.9	33.6	30.7	28.0	22.1	18.6
		MCWB	12.3	12.8	13.4	16.2	17.5	18.6	19.6	19.6	19.4	17.9	17.4	15.0
	2%	DB	15.8	17.6	21.8	23.1	26.0	28.9	29.6	30.1	27.9	25.1	19.8	16.9
		MCWB	12.3	11.7	12.5	14.7	16.6	17.8	19.1	18.8	17.4	16.6	14.6	13.1
	5%	DB	14.9	15.8	19.1	20.8	23.1	26.1	26.7	27.2	25.4	23.0	18.2	15.9
		MCWB	12.4	11.4	12.3	14.2	15.9	17.2	18.6	18.0	17.1	16.2	14.8	13.4
	10%	DB	14.1	14.6	17.0	18.6	20.7	23.5	23.9	24.8	23.4	21.0	17.1	15.0
		MCWB	12.1	11.5	11.6	13.4	15.2	17.0	18.2	17.8	17.0	16.2	14.2	12.8

Monthly Design Wet Bulb and Mean Coincident Dry Bulb Temperatures	0.4%	WB	14.9	14.8	15.4	17.7	19.4	20.8	21.5	21.9	20.2	19.9	18.1	16.0
		MCDB	15.6	16.5	19.6	23.1	25.3	26.9	28.3	27.4	25.0	22.6	18.8	16.3
	2%	WB	14.0	13.8	14.4	16.0	17.9	19.6	20.3	20.2	19.2	18.9	16.7	15.0
		MCDB	14.7	15.3	17.7	20.4	22.9	25.4	26.3	25.0	23.3	21.4	18.0	15.7
	5%	WB	13.3	13.1	13.7	15.0	16.8	18.6	19.4	19.5	18.6	18.1	15.8	14.1
		MCDB	14.2	14.5	16.5	18.8	21.3	23.4	24.3	23.8	22.3	20.6	17.3	15.2
	10%	WB	12.7	12.3	13.0	14.2	16.0	17.8	18.7	18.8	18.0	17.4	14.9	13.2
		MCDB	13.8	14.0	15.6	17.6	19.4	21.9	22.7	22.8	21.5	19.9	16.5	14.6

Mean Daily Temperature Range	5% DB	MDBR	6.8	7.6	7.9	7.8	7.5	7.9	8.0	8.6	8.4	7.7	7.2	6.7
		MCWBR	7.1	9.2	11.8	11.4	11.5	12.6	12.8	12.9	11.7	10.7	8.1	6.9
	5% WB	MDBR	5.0	5.5	6.4	6.0	5.7	5.7	5.6	5.4	5.0	5.0	5.0	4.8
		MCWBR	4.5	6.4	8.7	9.4	9.1	9.7	9.8	9.4	8.5	7.2	5.4	5.0
	MCWBR	4.2	5.0	5.5	5.5	5.0	5.0	5.0	4.8	5.0	5.0	5.0	5.0	4.8

Clear Sky Solar Irradiance	taub	0.332	0.342	0.375	0.374	0.382	0.385	0.375	0.387	0.376	0.368	0.340	0.328
	taud	2.503	2.465	2.380	2.391	2.395	2.402	2.420	2.384	2.437	2.475	2.509	2.510
	Ebn at noon	820	868	873	897	895	889	894	873	861	826	804	793
	Edn at noon	75	90	109	115	117	117	114	114	102	88	74	69

All-Sky Solar Radiation	RadAvg	1.84	2.87	3.96	5.24	6.39	6.96	7.09	6.41	4.99	3.22	2.10	1.67
	RadStd	0.31	0.40	0.58	0.59	0.56	0.46	0.36	0.34	0.36	0.38	0.36	0.25

Historical Trends

	DBAvg	Heating		Cooling			Degree-Days				
		99% DB	99% DP	1% DB	1% WB	1% DP	HDD10.0	HDD18.3	CDD10.0	CDD18.3	
Station Only	+0.33	N/A	N/A	N/A	-0.31	N/A	N/A	N/A	N/A	+108	+40
Regional (0 neighbors)	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	+39

CDDn Cooling degree-days base n°C, °C-day
 CDHn Cooling degree-hours base n°C, °C-hour
 DB Dry bulb temperature, °C
 Lat Latitude, °
 Long Longitude, °
 MCDB Mean coincident dry bulb temperature, °C
 StdP Standard pressure at station elevation, kPa
 Period Years used to calculate the design conditions
 Sd Standard deviation of daily average temperature, °C

DP	Dew point temperature, °C	MCDBR	Mean coincident dry bulb temp. range, °C	taub	Clear sky optical depth for beam irradiance
Ebn,noon	Clear sky beam normal and diffuse horizontal irradiances at solar noon, W/m ²	MCDP	Mean coincident dew point temperature, °C	taud	Clear sky optical depth for diffuse irradiance
Edh,noon		MCWB	Mean coincident wet bulb temperature, °C	Tavg	Average temperature, °C
Elev	Elevation, m	MCWBR	Mean coincident wet bulb temp. range, °C	Time Zone	Hours ahead or behind UTC
Enth	Enthalpy, kJ/kg	MCWS	Mean coincident wind speed, m/s	WB	Wet bulb temperature, °C
HDDn	Heating degree-days base n°C, °C-day	MDBR	Mean dry bulb temp. range, °C	Hours 8/4 & 12.8/20.6	Number of hours between 8 a.m. and 4 p.m with DB between 12.8 and 20.6 °C
PCWD	Prevailing coincident wind direction, °, 0 = North, 90 = East	WS	Wind speed, m/s	HR	Humidity ratio, g of moisture per kg of dry air

Lat:38.7662N Long:9.1275W Elev:105 StdP: 100.07 Time zone:0.00 (EUW) Period:94-19 WBAN:99999

Annual Heating, Humidification, and Ventilation Design Conditions

Coldest Month	Heating DB		Humidification DP/MCDB and HR						Coldest month WS/MCDB				MCWS/PCWD to 99.6% DB		WSF
	99.6%	99%	99.6%			99%			0.4%		1%		MCWS	PCWD	
			DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	WS	MCDB	WS	MCDB			
1	4.7	5.9	-3.4	2.9	8.6	-1.3	3.4	9.4	10.0	13.9	8.9	12.9	2.9	50	0.408

Annual Cooling, Dehumidification, and Enthalpy Design Conditions

Hottest Month	Hottest Month DB Range	Cooling DB/MCWB						Evaporation WB/MCDB						MCWS/PCWD to 0.4% DB	
		0.4%		1%		2%		0.4%		1%		2%		MCWS	PCWD
		DB	MCWB	DB	MCWB	DB	MCWB	WB	MCDB	WB	MCDB	WB	MCDB		
8	10.1	33.7	20.1	31.7	19.6	29.7	19.2	21.5	30.0	20.8	28.2	20.2	26.8	3.1	330

Dehumidification DP/MCDB and HR									Enthalpy/MCDB						Extreme Max WB
0.4%			1%			2%			0.4%		1%		2%		
DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	Enth	MCDB	Enth	MCDB	Enth	MCDB	
19.5	14.4	22.2	18.7	13.7	22.1	18.1	13.2	21.9	62.8	30.1	60.4	28.3	58.3	26.8	24.7

Extreme Annual Design Conditions

Extreme Annual WS			DB	Extreme Annual Temperature				n-Year Return Period Values of Extreme Temperature							
1%	2.5%	5%		Mean		Standard deviation		n=5 years		n=10 years		n=20 years		n=50 years	
				Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max
8.3	7.3	6.4	2.4	37.7	1.3	2.3	1.4	39.4	0.7	40.7	-0.1	42.0	-1.0	43.7	
			0.5	23.2	1.6	0.7	-0.7	23.7	-1.6	24.2	-2.5	24.6	-3.6	25.1	

Monthly Climatic Design Conditions

		Annual	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec
		Temperatures, Degree-Days and Degree-Hours	DBAvg	17.2	11.3	12.0	14.3	15.7	18.1	21.2	22.7	23.5	21.9	18.9
DBStd	5.01		2.36	2.10	2.48	2.83	3.10	3.04	2.70	2.64	2.46	2.45	2.44	2.40
HDD10.0	33		14	7	1	0	0	0	0	0	0	0	1	10
HDD18.3	999		218	176	127	89	41	5	0	0	1	22	119	201
CDD10.0	2655		54	64	134	171	252	335	394	418	357	276	133	67
CDD18.3	581		0	0	2	11	35	91	136	159	107	39	2	0
CDH23.3	3732		0	0	13	60	244	618	950	1132	573	142	1	0
CDH26.7	1318	0	0	1	7	74	229	359	437	182	29	0	0	
Wind	WSAvg	3.2	2.9	3.1	3.3	3.3	3.4	3.4	3.6	3.3	2.9	2.9	2.8	3.0
Precipitation	PrecAvg	735	105	92	72	62	47	18	3	5	30	94	121	101
	PrecMax	1189	353	298	267	163	156	98	43	58	129	262	373	383
	PrecMin	416	0	0	1	5	0	0	0	0	0	0	2	4
	PrecStd	206	76	67	59	40	40	22	7	11	32	74	86	91
Monthly Design Dry Bulb and Mean Coincident Wet Bulb Temperatures	0.4%	DB	17.7	19.5	24.9	27.7	31.9	34.9	36.2	36.6	33.4	29.8	22.3	18.1
		MCWB	13.9	13.4	14.5	17.1	19.3	20.5	21.3	20.5	19.4	17.3	16.7	15.6
	2%	DB	16.6	17.7	22.7	25.0	28.7	31.7	33.2	33.7	31.0	26.7	20.4	17.2
		MCWB	13.9	12.6	14.1	16.1	18.0	19.9	20.2	20.3	18.9	17.5	16.5	15.4
	5%	DB	15.7	16.5	20.7	22.8	26.1	29.3	30.5	31.2	28.8	24.6	19.2	16.5
		MCWB	13.5	12.6	13.6	15.3	17.1	19.0	19.8	19.7	18.8	17.2	16.0	14.8
	10%	DB	14.9	15.5	18.6	20.6	23.6	26.9	28.1	28.9	26.6	22.9	18.2	15.7
		MCWB	12.9	12.4	13.1	14.5	16.4	18.4	19.2	19.2	18.1	17.0	15.4	13.9
Monthly Design Wet Bulb and Mean Coincident Dry Bulb Temperatures	0.4%	WB	16.0	15.3	16.3	18.7	20.7	21.7	22.3	22.6	21.3	20.7	19.1	16.8
		MCDB	16.5	16.7	21.4	25.4	28.8	31.6	32.7	32.2	28.9	23.2	20.5	17.4
	2%	WB	15.1	14.6	15.2	16.9	19.0	20.7	21.4	21.5	20.5	19.9	17.9	16.1
		MCDB	15.8	16.2	18.8	23.3	26.2	29.2	30.3	29.6	26.8	22.5	19.3	16.9
	5%	WB	14.2	13.8	14.6	15.9	17.9	19.8	20.5	20.7	19.8	19.1	17.0	15.2
		MCDB	15.2	15.6	18.0	21.2	24.1	27.2	28.4	27.7	25.2	21.8	18.5	16.2
	10%	WB	13.3	13.0	14.0	15.0	17.0	18.9	19.7	20.1	19.2	18.4	16.0	14.2
		MCDB	14.6	14.9	17.4	19.2	22.1	25.6	26.7	26.7	23.9	21.1	17.6	15.4
Mean Daily Temperature Range	5% DB	MDBR	5.7	6.5	7.4	7.6	8.2	9.2	9.8	10.1	8.8	7.2	5.9	5.5
		MCDBR	6.0	7.8	10.9	11.2	12.4	13.1	13.7	13.6	12.3	10.3	6.8	5.4
	5% WB	MCWBR	4.1	4.4	5.2	5.5	5.8	5.6	5.3	5.3	4.9	4.4	4.0	4.0
		MCDWR	4.6	6.1	8.4	9.9	10.5	12.0	12.0	11.3	9.5	7.0	5.4	4.7
Clear Sky Solar Irradiance	taub		0.326	0.339	0.368	0.385	0.393	0.397	0.382	0.395	0.394	0.360	0.336	0.327
		taud	2.517	2.476	2.405	2.351	2.359	2.366	2.401	2.374	2.389	2.503	2.528	2.516
	Ebn at noon	851	886	890	892	888	881	892	872	851	850	832	821	
	Edn at noon	77	91	108	121	123	122	117	117	109	88	76	73	
All-Sky Solar Radiation	RadAvg	2.24	3.24	4.40	5.66	6.79	7.34	7.48	6.79	5.31	3.65	2.50	2.02	
	RadStd	0.28	0.38	0.47	0.46	0.45	0.38	0.29	0.26	0.34	0.30	0.31	0.23	

Historical Trends

	DBAvg	Heating		Cooling			Degree-Days				
		99% DB	99% DP	1% DB	1% WB	1% DP	HDD10.0	HDD18.3	CDD10.0	CDD18.3	
Station Only	+0.24	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	+102
Regional (0 neighbors)	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A

CDDn Cooling degree-days base n°C, °C-day
 CDHn Cooling degree-hours base n°C, °C-hour
 DB Dry bulb temperature, °C
 Lat Latitude, °
 Long Longitude, °
 MCDB Mean coincident dry bulb temperature, °C
 Period Years used to calculate the design conditions
 Sd Standard deviation of daily average temperature, °C
 StdP Standard pressure at station elevation, kPa

DP	Dew point temperature, °C	MCDBR	Mean coincident dry bulb temp. range, °C	taub	Clear sky optical depth for beam irradiance
Ebn,noon	Clear sky beam normal and diffuse horizontal irradiances at solar noon, W/m2	MCDP	Mean coincident dew point temperature, °C	taud	Clear sky optical depth for diffuse irradiance
Edh,noon		MCWB	Mean coincident wet bulb temperature, °C	Tavg	Average temperature, °C
Elev	Elevation, m	MCWBR	Mean coincident wet bulb temp. range, °C	Time Zone	Hours ahead or behind UTC
Enth	Enthalpy, kJ/kg	MCWS	Mean coincident wind speed, m/s	WB	Wet bulb temperature, °C
HDDn	Heating degree-days base n°C, °C-day	MDBR	Mean dry bulb temp. range, °C	Hours 8/4 & 12.8/20.6	Number of hours between 8 a.m. and 4 p.m with DB between 12.8 and 20.6 °C
PCWD	Prevailing coincident wind direction, °, 0 = North, 90 = East	WS	Wind speed, m/s	HR	Humidity ratio, g of moisture per kg of dry air

Lat:37.0167N Long:7.9719W Elev:8 StdP: 101.23 Time zone:0.00 (EUW) Period:94-19 WBAN:99999

Annual Heating, Humidification, and Ventilation Design Conditions

Coldest Month	Heating DB		Humidification DP/MCDB and HR						Coldest month WS/MCDB			MCWS/PCWD to 99.6% DB		WSF	
	99.6%	99%	99.6%			99%			0.4%	1%		MCWS	PCWD		
			DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	WS	MCDB	WS				MCDB
1	5.4	6.7	-4.4	2.6	11.2	-1.7	3.3	11.8	12.6	14.6	11.2	14.6	2.3	20	0.413

Annual Cooling, Dehumidification, and Enthalpy Design Conditions

Hottest Month	Hottest Month DB Range	Cooling DB/MCWB						Evaporation WB/MCDB						MCWS/PCWD to 0.4% DB	
		0.4%		1%		2%		0.4%		1%		2%		MCWS	PCWD
		DB	MCWB	DB	MCWB	DB	MCWB	WB	MCDB	WB	MCDB	WB	MCDB		
8	8.3	32.0	19.9	30.4	19.9	29.1	19.7	22.5	27.5	22.0	26.9	21.4	26.2	4.9	100

Dehumidification DP/MCDB and HR									Enthalpy/MCDB						Extreme Max WB
0.4%			1%			2%			0.4%		1%		2%		
DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	DP	HR	MCDB	Enth	MCDB	Enth	MCDB	Enth	MCDB	
21.1	15.8	24.2	20.5	15.2	23.8	19.9	14.6	23.6	66.2	27.5	64.1	26.8	62.2	26.2	25.5

Extreme Annual Design Conditions

Extreme Annual WS			Extreme Annual Temperature				n-Year Return Period Values of Extreme Temperature								
1%	2.5%	5%	Mean		Standard deviation		n=5 years		n=10 years		n=20 years		n=50 years		
			Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	Min	Max	
10.5	9.3	8.2	DB	3.0	36.1	1.4	2.3	2.0	37.7	1.1	39.1	0.3	40.4	-0.7	42.1
			WB	0.9	23.8	1.8	0.7	-0.4	24.3	-1.4	24.7	-2.4	25.1	-3.8	25.7

Monthly Climatic Design Conditions

	Annual	Jan	Feb	Mar	Apr	May	Jun	Jul	Aug	Sep	Oct	Nov	Dec	
		DBAvg	18.2	12.4	12.9	14.9	16.5	19.2	22.3	24.3	24.5	22.2	19.8	15.7
Temperatures, Degree-Days and Degree-Hours	DBStd	4.84	2.11	2.07	2.01	2.28	2.76	2.60	2.41	2.37	2.16	2.19	2.41	2.13
	HDD10.0	9	4	3	0	0	0	0	0	0	0	0	0	2
	HDD18.3	777	183	152	109	64	22	1	0	1	10	84	151	
	CDD10.0	3006	80	84	151	195	284	369	443	448	367	304	171	109
	CDD18.3	733	0	0	1	9	48	121	184	190	118	56	5	0
	CDH23.3	4597	0	0	4	34	218	725	1414	1494	566	137	3	0
	CDH26.7	1152	0	0	1	2	39	164	409	424	98	13	0	0
	Wind	WSAvg	3.7	3.5	3.8	4.1	4.1	4.0	3.9	3.6	3.4	3.4	3.4	3.7

Precipitation	PrecAvg	502	79	56	52	35	22	11	0	2	20	62	80	76
	PrecMax	881	310	194	175	125	69	71	10	23	118	185	229	283
	PrecMin	267	0	2	0	0	0	0	0	0	0	0	2	8
	PrecStd	177	74	48	40	36	18	15	2	5	30	52	60	76

Monthly Design Dry Bulb and Mean Coincident Wet Bulb Temperatures	0.4%	DB	19.5	20.2	23.3	26.6	30.2	32.7	34.9	34.2	30.7	28.2	23.2	20.0
		MCWB	13.6	14.3	14.9	16.8	17.6	19.3	19.5	20.2	19.9	18.7	17.2	15.7
	2%	DB	17.9	18.7	21.2	24.0	27.4	30.1	32.0	31.8	29.1	26.1	21.9	18.8
		MCWB	14.3	14.1	14.5	15.2	17.4	19.0	20.0	20.3	20.0	18.7	17.1	15.9
	5%	DB	17.1	17.6	20.0	22.2	25.7	28.4	30.2	30.3	27.8	24.8	20.9	18.0
		MCWB	14.0	13.8	14.3	15.2	16.9	18.8	19.8	20.4	19.8	18.5	16.9	15.6
	10%	DB	16.4	16.8	18.9	20.8	24.0	27.0	28.8	29.0	26.4	23.6	19.9	17.2
		MCWB	13.5	13.5	14.1	15.0	16.7	18.7	19.7	20.2	19.5	18.5	16.5	14.9

Monthly Design Wet Bulb and Mean Coincident Dry Bulb Temperatures	0.4%	WB	17.1	16.4	17.4	18.5	20.6	22.1	22.9	23.5	22.7	21.7	20.3	17.9
		MCDB	17.7	17.8	19.9	23.0	25.5	27.3	28.3	28.3	26.8	24.0	21.7	18.5
	2%	WB	16.0	15.6	16.4	17.5	19.4	21.2	22.2	22.7	22.0	20.9	19.0	17.2
		MCDB	17.0	17.2	18.6	21.1	23.7	26.2	27.8	27.8	25.9	23.1	20.6	18.1
	5%	WB	15.1	15.0	15.8	16.8	18.6	20.6	21.6	22.2	21.4	20.4	18.1	16.4
		MCDB	16.3	16.7	18.0	19.9	22.8	25.6	27.2	27.3	25.2	22.5	19.8	17.5
	10%	WB	14.2	14.3	15.2	16.1	18.0	19.9	21.0	21.6	20.8	19.8	17.3	15.5
		MCDB	15.9	16.2	17.6	19.2	22.1	24.9	26.6	26.7	24.6	22.1	19.1	16.9

Mean Daily Temperature Range	5% DB	MDBR	7.5	7.5	7.5	7.6	7.7	8.1	8.8	8.3	7.3	6.8	7.3	6.9
		MCWBR	7.6	7.9	9.2	9.5	10.0	10.2	10.9	10.1	8.8	8.0	7.4	6.7
	5% WB	MDBR	5.3	5.3	5.5	5.3	5.1	5.2	5.5	5.3	4.9	4.8	4.7	4.8
		MCWBR	5.9	6.6	7.4	7.6	7.8	8.3	9.0	8.3	6.8	5.8	5.8	5.4

Clear Sky Solar Irradiance	taub	0.335	0.352	0.390	0.384	0.393	0.397	0.379	0.399	0.394	0.378	0.350	0.339
	taud	2.501	2.456	2.347	2.389	2.389	2.395	2.430	2.388	2.424	2.472	2.505	2.497
	Ebn at noon	854	880	873	898	890	883	897	887	872	859	840	828

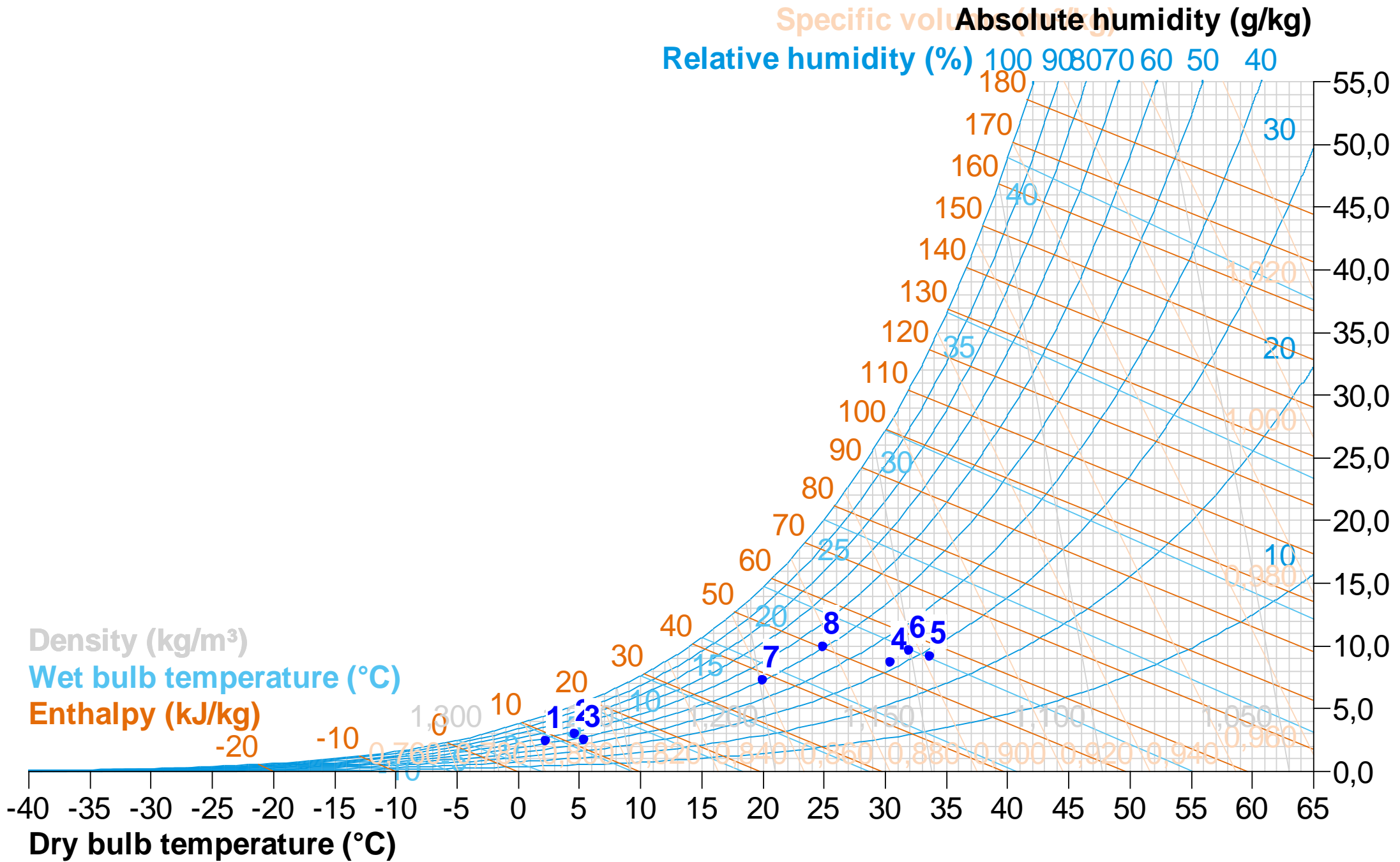
All-Sky Solar Radiation	RadAvg	2.60	3.56	4.77	5.97	7.05	7.73	7.92	7.04	5.56	3.95	2.84	2.31
	RadStd	0.28	0.39	0.42	0.38	0.44	0.37	0.20	0.21	0.30	0.30	0.26	0.24

Historical Trends

	DBAvg	Heating		Cooling			Degree-Days				
		99% DB	99% DP	1% DB	1% WB	1% DP	HDD10.0	HDD18.3	CDD10.0	CDD18.3	
Station Only	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	+76
Regional (0 neighbors)	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A	N/A

DP	Dew point temperature, °C	MCDBR	Mean coincident dry bulb temp. range, °C	taub	Clear sky optical depth for beam irradiance
Ebn,noon	Clear sky beam normal and diffuse horizontal irradiances at solar noon, W/m ²	MCDP	Mean coincident dew point temperature, °C	taud	Clear sky optical depth for diffuse irradiance
Edh,noon		MCWB	Mean coincident wet bulb temperature, °C	Tavg	Average temperature, °C
Elev	Elevation, m	MCWBR	Mean coincident wet bulb temp. range, °C	Time Zone	Hours ahead or behind UTC
Enth	Enthalpy, kJ/kg	MCWS	Mean coincident wind speed, m/s	WB	Wet bulb temperature, °C
HDDn	Heating degree-days base n°C, °C-day	MDBR	Mean dry bulb temp. range, °C	Hours 8/4 & 12.8/20.6	Number of hours between 8 a.m. and 4 p.m with DB between 12.8 and 20.6 °C
PCWD	Prevailing coincident wind direction, °, 0 = North, 90 = East	WS	Wind speed, m/s	HR	Humidity ratio, g of moisture per kg of dry air

ANEXO B – Pontos no diagrama psicrométrico do ar exterior e interior



Dry bulb temperature
 Absolute humidity
 Relative humidity
 Enthalpy
 Wet bulb tempe

1 – Porto Aquecimento		2 – Lisboa Aquecimento		3 – Faro Aquecimento		4 – Porto Arrefecimento	
Temperatura de Bolbo Seco	2,3°C	Temperatura de Bolbo Seco	4,7°C	Temperatura de Bolbo Seco	5,4°C	Temperatura de Bolbo Seco	30,5°C
Temperatura de Bolbo Húmido	-0,6°C	Temperatura de Bolbo Húmido	1,5°C	Temperatura de Bolbo Húmido	1,3°C	Temperatura de Bolbo Húmido	18,7°C
Ponto de Orvalho	-5,4°C	Ponto de Orvalho	-3,1°C	Ponto de Orvalho	-4,9°C	Ponto de Orvalho	11,8°C
Humidade Relativa	54,0%	Humidade Relativa	55,0%	Humidade Relativa	45,2%	Humidade Relativa	31,7%
Humidade Absoluta	2,4 g/kg	Humidade Absoluta	2,9 g/kg	Humidade Absoluta	2,5 g/kg	Humidade Absoluta	8,6 g/kg
Entalpia	8,3 kJ/kg	Entalpia	12,0 kJ/kg	Entalpia	11,7 kJ/kg	Entalpia	52,7 kJ/kg
Densidade	1,280 kg/m ³	Densidade	1,268 kg/m ³	Densidade	1,265 kg/m ³	Densidade	1,156 kg/m ³
Volume específico	0,783 m ³ /kg	Volume específico	0,791 m ³ /kg	Volume específico	0,792 m ³ /kg	Volume específico	0,872 m ³ /kg
Pressão	101325,0 Pa	Pressão	101325,0 Pa	Pressão	101325,0 Pa	Pressão	101325,0 Pa
5 – Lisboa Arrefecimento		6 – Faro Arrefecimento		7 – Ar interior (aquecimento)		8 – Ar interior (arrefecimento)	
Temperatura de Bolbo Seco	33,7°C	Temperatura de Bolbo Seco	32,0°C	Temperatura de Bolbo Seco	20,0°C	Temperatura de Bolbo Seco	25,0°C
Temperatura de Bolbo Húmido	20,1°C	Temperatura de Bolbo Húmido	19,9°C	Temperatura de Bolbo Húmido	13,8°C	Temperatura de Bolbo Húmido	17,9°C
Ponto de Orvalho	12,7°C	Ponto de Orvalho	13,4°C	Ponto de Orvalho	9,3°C	Ponto de Orvalho	13,9°C
Humidade Relativa	28,0%	Humidade Relativa	32,2%	Humidade Relativa	50,0%	Humidade Relativa	50,0%
Humidade Absoluta	9,1 g/kg	Humidade Absoluta	9,6 g/kg	Humidade Absoluta	7,3 g/kg	Humidade Absoluta	9,9 g/kg
Entalpia	57,3 kJ/kg	Entalpia	56,7 kJ/kg	Entalpia	38,5 kJ/kg	Entalpia	50,3 kJ/kg
Densidade	1,144 kg/m ³	Densidade	1,150 kg/m ³	Densidade	1,199 kg/m ³	Densidade	1,177 kg/m ³
Volume específico	0,882 m ³ /kg	Volume específico	0,878 m ³ /kg	Volume específico	0,840 m ³ /kg	Volume específico	0,858 m ³ /kg
Pressão	101325,0 Pa	Pressão	101325,0 Pa	Pressão	101325,0 Pa	Pressão	101325,0 Pa

ANEXO C – Ficha técnica das unidades *Chiller*-Bomba de Calor ar-água

ERACS2-Q /CA 2622

Software version: ELCA World 1.5.5.0
 Database version: 1.6.5.0
 User: Nuno Guimarães
 Print data: 11/07/2021 11:07
 Calculation type: EUROPEAN GROSS



Check ongoing validity of certificate:
www.eurovent-certification.com



Code	ERACS2-Q /CA 2622	
Version	CA	
Size	2622	
UNIT DESCRIPTION	INTEGRA unit for 4-pipe systems, air source for outdoor installation	
Power supply	V/ph/Hz	400/3/50

PERFORMANCE AT DESIGNED CONDITIONS

RUNNING CONDITIONS

CHILLED WATER HEAT EX. USER SIDE

Fluid type	WATER	
Glycol	%	0
Fouling factor	m²K/kW	0.000
Fluid inlet temperature (cooling mode)	°C	12.00
Fluid outlet temperature (cooling mode)	°C	7.00

COOLING

Water flow	l/s	28.36
Pressure drop at the heat exchanger	kPa	20.9
Available unit head	kPa	0.00

COOLING + HEAT RECOVERY

Water flow	l/s	30.18
Pressure drop at the heat exchanger	kPa	23.6

WARM WATER HEAT EX. USER SIDE

Fluid	WATER	
Glycol	%	0
Fouling factor	m²K/kW	0.000
Fluid inlet temperature (heating mode)	°C	40.00
Fluid outlet temperature (heating mode)	°C	45.00

HEATING

Water flow	l/s	27.56
Pressure drop at the heat exchanger	kPa	19.7
Available unit head	kPa	0.00

OUTDOOR CONDITION

Air temperature (cooling mode)	°C	40.0
Air temperature (heating mode)	°C	4.0

COOLING (Gross value)

Cooling capacity	kW	593.1
Compressor power input	kW	200.1
Fans power input (cooling mode)	kW	24.00
Total power input	kW	224.1
EER	kW/kW	2.647
ESEER CALCULATED	kW/kW	4.010

COOLING WITH HEAT RECOVERY

Cooling capacity	kW	631.2
Recovery heat exchanger capacity	kW	791.4
Total power input	kW	170.4
TER	kW/kW	8.351

HEATING

Total heating capacity	kW	570.9
Compressors power input (heating mode)	kW	160.5
Fan power input (heating mode)	kW	14.40
Total power input	kW	174.9
COP	kW/kW	3.264

ERACS2-Q /CA 2622

Software version: ELCA World 1.5.5.0
 Database version: 1.6.5.0
 User: Nuno Guimarães
 Print data: 11/07/2021 11:07
 Calculation type: EUROPEAN GROSS



Check ongoing validity of certificate:
www.eurovent-certification.com



SCOP

SCOP Official (Reg. 813/2013 EU)

LOW TEMPERATURE

Type climate		Average
Temperature application	°C	35
Type flow		Fixed
Type Temperature		Variable
Bivalent temperature	°C	-10.0
PDesign	kW	398
Qhe	kWh	227582
SCOP		3.61
Performance ηs	%	141
Seasonal efficiency class		-

PART LOAD DATA

COOLING PARTIAL LOADS

Load	%	100.0	90.0	80.0	70.0	60.0	50.0	40.0	30.0	20.0	10.0
Outdoor air temperature	°C	40.0	40.0	40.0	40.0	40.0	40.0	40.0	40.0	40.0	40.0
Cooling load	kWh	593	534	475	415	356	297	237	178	119	59
Fans power input (cooling mode)	kW	24.00	24.00	23.85	19.88	15.92	14.40	14.40	14.40	5.48	3.10
Total power input	kW	224.1	198.0	172.2	155.4	138.5	117.9	94.90	71.80	49.80	28.20
Temp. evaporator inlet	°C	12.00	11.50	11.00	10.50	10.00	9.50	9.00	8.50	8.36	8.36
Temp. evaporator outlet	°C	7.00	7.00	7.00	7.00	7.00	7.00	7.00	7.00	7.00	7.00
Evaporator water flow	l/s	28.36	28.36	28.36	28.37	28.37	28.37	28.37	28.37	28.37	28.37
EER	kW/kW	2.650	2.700	2.750	2.670	2.570	2.520	2.500	2.480	2.380	2.100

HEATING PART LOAD

Load	%	100.0	90.0	80.0	70.0	60.0	50.0	40.0	30.0	20.0	10.0
Outdoor air temp.	°C	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0	4.0
Heating load	kWh	571	514	457	400	343	285	228	171	114	57
Total power input	kW	174.9	159.1	143.4	131.6	119.8	100.6	81.20	61.80	43.20	24.70
Condenser input temperature	°C	40.00	40.50	41.00	41.50	42.00	42.50	43.00	43.50	43.52	43.52
Condenser output temperature	°C	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00	45.00
Condenser fluid flow	l/s	27.56	27.56	27.56	27.56	27.56	27.56	27.56	27.56	27.55	27.55
COP	kW/kW	3.260	3.230	3.190	3.040	2.860	2.840	2.810	2.770	2.640	2.320

PART LOAD DATA INTEGRA

Refrigeration load	%	0.0	10.0	20.0	30.0	40.0	50.0	60.0	70.0	80.0	90.0	100.0
Heating load	%	100.0	90.0	80.0	70.0	60.0	50.0	40.0	30.0	20.0	10.0	0.0
Air temp.	°C	4.0	7.6	11.2	14.8	18.4	22.0	25.6	29.2	32.8	36.4	40.0
Cooling capacity	kW	0.000	59.30	118.6	177.9	237.3	296.6	355.9	415.2	474.5	533.8	593.1
Heating capacity	kW	570.9	513.8	456.7	399.6	342.5	285.4	228.3	171.3	114.2	57.10	0.000
Total power input	kW	174.9	144.3	121.7	99.70	82.30	85.20	98.00	115.1	139.0	173.4	224.1
TER	kW/kW	3.260	3.970	4.730	5.790	7.040	6.830	5.960	5.100	4.240	3.410	2.650

EXCHANGERS

CHILLED WATER HEAT EX. USER SIDE

Typology		SHELL&TUBE
Quantity	N°	1
Type of connections		FLEXIBLE JOINT
Diameter of connections		8"
Min flow	l/s	17.42
Max flow	l/s	49.69
Heat exchanger water content	l	0.00
Minimum water content admitted in the plant	l	5700

ERACS2-Q /CA 2622

Software version: ELCA World 1.5.5.0
 Database version: 1.6.5.0
 User: Nuno Guimarães
 Print data: 11/07/2021 11:07
 Calculation type: EUROPEAN GROSS



Check ongoing validity of certificate:
www.eurovent-certification.com



WARM WATER HEAT EX. USER SIDE

Typology		SHELL&TUBE
Quantity	N°	1
Type of connections		FLEXIBLE JOINT
Diameter of connections		8"
Min flow	l/s	18.08
Max flow	l/s	47.25
Water content	l	0.00

FANS

Fans type		AXIAL
Fans number	N°	12
Fans power input	kW	2.00
F.L.I.	kW	2.000
F.L.A.	A	4

COOLING

Fans number	N°	12
Fans power input	kW	2.00
Air flow	m³/s	61.02
Available static pressure	Pa	0

HEATING

Quantity	N°	12
Fans power input	kW	1.20
Air flow	m³/s	46.03
Fan available static pressure	Pa	0

COMPRESSORS

COMPRESSORS

Compressor type		SCREW
Compressors nr.	N°	2
No. Circuits	N°	2
Number of capacity steps	N°	6
Min. capacity step	%	25
Regulation		STEPS
Oil charge	kg	38.0
F.L.I. - Max absorbed power	kW	2x112
F.L.A. - Max absorbed current	A	2x184
L.R.A. - Locked rotor amperes for single compressor	A	2x360

REFRIGERANT

Refrigerant		R134a
Theoretical refrigerant charge	kg	253
GWP100 value (from IPCC AR5)		1300
CO2 equivalent	t	329

ANEXO D – Ficha técnica das unidades VRF

Parâmetros da UE



Modelo da UE	AVWT-96FKFSHA		
Combinação de módulos			
Capacidade nominal de arrefecimento (W)	28000	Capacidade nominal de aquecimento (W)	31500
Potência nominal de arrefecimento (W)	6670	Potência nominal de aquecimento (W)	6290
Tubo de gás de alta pressão (mm)	19,05		
Tubo de gás (mm)	22,2	Tubo de líquido (mm)	9,53
Tensão	380~415V, 3F	Frequência da energia	50Hz
EER	4,2	COP	5,01
Peso (kg)	247		
Tipo de refrigerante	R410A	Ruído (dB(A))	60
Dimensões externas (A x L x P) (mm)	1730x950x750		

Parâmetros da UI

Nome	Modelo da UI	Tipo	Capacidade e nominal de arrefecimento/aquecimento (W)	Capacidade de arrefecimento sensível (W)	Potência nominal (W)	Volume de ar (m ³ /h)	Pressão estática (Pa)
UI-1	AVS-18HJFDJD		5600/6300	3976	30	730/690	0/0
UI-2	AVS-12HJFDJD		3600/4000	2556	30	450/420	0/0
UI-3	AVS-12HJFDJD		3600/4000	2556	30	450/420	0/0
UI-4	AVS-12HJFDJD		3600/4000	2556	30	450/420	0/0

The Hisense Selection Software is property of Hisense. Only the data published in the official documents is exactly correct. All the data used in this program is just for your information.