



SIMULAÇÃO DINÂMICA DO SISTEMA AVAC DE UM HOTEL

MIGUEL DE NORONHA CUNHA DE SANTIAGO SOTTOMAYOR
novembro de 2021

SIMULAÇÃO DINÂMICA DO SISTEMA AVAC DE UM HOTEL

Miguel de Noronha Cunha de Santiago Sottomayor
1141130

2021

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica



POLITÉCNICO
DO PORTO

isep

SIMULAÇÃO DINÂMICA DO SISTEMA AVAC DE UM HOTEL

Miguel de Noronha Cunha de Santiago Sottomayor
1141130

Dissertação apresentada ao Instituto Superior de Engenharia do Porto para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação da Especialista Isabel Maria Garcia Sarmento Pereira.

2021

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica



JÚRI

Presidente

Doutora Ana Maria Raposo João

Professor Adjunto, Instituto Superior de Engenharia do Porto

Orientador

Especialista Isabel Maria Garcia Sarmiento Pereira

Professor Adjunto, Instituto Superior de Engenharia do Porto

Co-orientador

Engenheiro Francisco Dias

Empresa Edifícios Saudáveis

Arguente

Adélio Manuel Rodrigues Gaspar

Professor Associado, Faculdade de Ciências e Tecnologia da Universidade de Coimbra

AGRADECIMENTOS

A realização desta dissertação só foi possível com a colaboração e apoio de algumas pessoas e entidades, às quais gostaria de prestar o meu reconhecimento.

Agradeço à Edifícios Saudáveis e ao Engenheiro Ricardo Sá pela oportunidade de realizar esta dissertação.

Agradeço todo o apoio, disponibilidade e críticas construtivas por parte dos meus orientadores Eng. Isabel Sarmento, pelo ISEP, e Eng. Francisco Dias, pela empresa.

A todos os meus amigos com especial enfoque em: Amaro Cruz, Cristiano Silva, Daniela Borges, Eduardo Pinho, Luís Mendes, e Tiago Fernandes que me têm acompanhado ao longo de toda a minha vida académica, pela amizade e pelos grandes momentos proporcionados.

Ao Gilberto Pinto pela amizade e contribuição no meu crescimento pessoal como um “role model” a seguir em termos de conhecimento cultural e intelectual.

Aos meus pais, Sara e Afonso, por todos os valores que me transmitiram, por todo o incentivo que me deram ao longo da vida, por me demonstrarem que em tudo na vida é necessário esforço, trabalho e dedicação e por ser a pessoa que sou hoje.

PALAVRAS CHAVE

Eficiência energética; Simulação energética; Sustentabilidade; IES VE;

RESUMO

A presente dissertação teve como principal objetivo a determinação do impacto de várias soluções construtivas e de climatização, no consumo energético AVAC de um hotel, através da simulação no *software Integrated Environmental Solution Virtual Environment* (IES VE).

Numa primeira etapa foram especificadas as considerações utilizadas na modelação do edifício em estudo, nomeadamente o respetivo modelo 3D, dados climáticos, elementos construtivos, ganhos internos e, por fim, dimensionamento do sistema AVAC. De seguida, estudou-se o impacto de várias soluções construtivas e de climatização nas necessidades térmicas das baterias, no consumo AVAC e no custo energético total. A solução de climatização do projeto foi um sistema centralizado ar-água, especificamente uma UTAN com recuperador de calor, ventiloconectores como unidades terminais e extração de ar nas casas de banho. Como fontes térmicas utilizou-se uma caldeira de condensação e um *chiller*.

Dentro das diversas soluções estudadas, aquela com maior impacto no custo energético foi a redução do caudal de ar novo, para o valor mínimo estipulado pelo RECS, conseguindo-se uma diminuição de **46%**; a segunda medida com maior impacto foi a alteração do sistema centralizado para um sistema descentralizado de expansão direta, obtendo uma redução de **31%**.

O efeito mais prejudicial sucedeu-se na redução da qualidade térmica dos envidraçados, que teve como consequência um aumento significativo de **14%** no custo energético.

O aumento da espessura das paredes, dos ganhos de equipamentos e iluminação e a diminuição do fator solar produziram reduções inferiores a **1%** no custo energético.

Por fim, concluiu-se que, apesar de evoluírem de forma semelhante, o custo energético não varia proporcionalmente com a variação do consumo AVAC, sendo que em casos específicos a diminuição do consumo AVAC se traduziu num aumento do custo energético.

KEYWORDS

Energy efficiency; Dynamic energy simulation; Sustainability; IES VE;

ABSTRACT

The main objective of this thesis was to determine the impact of various constructions and HVAC solutions on the HVAC energy consumption of an hotel, through dynamic simulations in the Integrated Environmental Solution Virtual Environment (IES VE) software.

The first step consisted in designing the 3D model of the building, entering the climatic data, the internal gains and, finally, sizing the HVAC system. Next, the impact of various constructions and HVAC solutions on the thermal needs of the batteries, HVAC consumption and total energy cost was studied. The acclimatization solution for the project was a centralized air-water system, specifically an AHU with heat recovery, fan coils as terminal units and air extraction in the bathrooms. A condensing boiler and a chiller were used as thermal sources.

*Among the various solutions considered, the one with the greatest impact on energy costs was the reduction of the new airflow, to the minimum value stipulated by RECS, achieving a **46%** reduction; the second measure with the greatest impact was the change from a centralized system to a decentralized system with integrated air conditioning units, achieving a **31%** reduction.*

*The most detrimental effect happened in the reduction of the thermal quality of the glazing, which resulted in a significant increase of **14%** in energy costs.*

*Increasing wall thickness, equipment and lighting gains, and decreasing the solar heat gain coefficient yielded reductions of less than **1%** in energy cost.*

Finally, it was established that, despite their similar behavior, the energy cost does not vary proportionally with the variation in HVAC consumption, and in specific cases the decrease in HVAC consumption translated into an increase in the energy cost.

LISTA DE ABREVIATURAS, UNIDADES E SÍMBOLOS

Lista de Abreviaturas

AVAC	Ar, Ventilação e Ar Condicionado
COP	Coeficiente de desempenho
EPBD	Diretiva Europeia de Desempenho Energético dos Edifícios
EUA	Estados Unidos da América
HBM	<i>Heat Balance Method</i>
IES VE	<i>Integrated Environmental Solution Virtual Environment</i>
ISO	<i>International Organization for Standardization</i>
NUTS	Nomenclatura das Unidades Territoriais
NZEB	<i>Near-Zero Energy Buildings</i>
RECS	Regulamento de Desempenho Energético dos Edifícios de Comércio e Serviços
REH	Regulamento de Desempenho Energético dos Edifícios de Habitação
RSECE	Regulamento dos Sistemas Energéticos de Climatização em Edifícios
SCE	Sistema de Certificação Energética de Edifícios
SCOP	Coeficiente de Desempenho Sazonal
SEER	Rácio de Eficiência Energética Sazonal
SFP	<i>Specific Fan Power</i> ou Potência específica
UE	União Europeia
UTA	Unidade de Tratamento de Ar
UTAN	Unidade de Tratamento de Ar Novo

Lista de Unidades

°C	Grau Celsius
J	Joule
kg	Quilograma
m	Metro
W	Watt

Lista de Símbolos

A	Área
cp	Calor específico
CT	Carga térmica
ε_v	Eficácia de ventilação
E	Energia consumida
g_T	Fator solar

\dot{m}	Caudal mássico
NT	Necessidades térmicas
P	Potência
ρ	Massa volúmica
Q	Calor
q''	Fluxo de calor
R_{eq}	Resistência equivalente
SFP	Potência específica
U	Coeficiente global de transferência de calor
\dot{v}	Caudal volúmico
Δh	Diferença de entalpias
ΔT	Diferença de temperaturas

ÍNDICE DE FIGURAS

FIGURA 2.1 - EVOLUÇÃO LEGISLATIVA DOS SISTEMAS DE DESEMPENHO ENERGÉTICO DE EDIFÍCIOS EM PORTUGAL.	8
FIGURA 2.2 - PERCURSO DO SOL DURANTE O DIA AO LONGO DO ANO [18].	14
FIGURA 2.3 - INCIDÊNCIA DE RADIAÇÃO SOLAR SOBRE UMA ÁREA ENVIDRAÇADA [19].	15
FIGURA 2.4 - COMPARAÇÃO DA INÉRCIA TÉRMICA DE UM MESMO EDIFÍCIO ISOLADO PELO INTERIOR (A) OU PELO EXTERIOR (B) [19].	16
FIGURA 2.5 - VISTA ESQUEMÁTICA DO ESPAÇO A CONSIDERAR NO MÉTODO DO BALANÇO TÉRMICO (ADAPTADO) [17].	18
FIGURA 2.6 - REPRESENTAÇÃO GRÁFICA DO MÉTODO DO BALANÇO TÉRMICO (ADAPTADO) [13].	18
FIGURA 2.7 - EFEITO DO ARMAZENAMENTO DE CALOR SOBRE A CARGA TÉRMICA DE ARREFECIMENTO (ADAPTADO) [13].	20
FIGURA 2.8 - REPRESENTAÇÃO DE UMA UNIDADE DE TRATAMENTO DE AR NOVO COM RECUPERADOR [23].	22
FIGURA 2.9 - REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DOS PRINCIPAIS ELEMENTOS NUM SISTEMA AVAC COM UTA [13].	23
FIGURA 2.10 – CHILLER DE CONDENSAÇÃO A AR [25].	24
FIGURA 2.11 - CALDEIRA TUBOS DE FUMO [26].	24
FIGURA 2.12 - REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA TÍPICA DE UM VENTILOCONVECTOR [27].	25
FIGURA 2.13 - EXEMPLO DA RESPOSTA DUM SISTEMA AO CONTROLO <i>ON/OFF</i> [13].	26
FIGURA 2.14 - CURVA CARACTERÍSTICA DE UM EQUIPAMENTO COM CONTROLO PROPORCIONAL DE TEMPERATURA [13].	27
FIGURA 2.15 - MÓDULOS EXISTENTES NO SOFTWARE IES VE [16].	28
FIGURA 2.16 - EXEMPLO DE PROJEÇÃO AXONOMÉTRICA (A) E VISTA 3D (B) NO MÓDULO MODELIT [31].	28
FIGURA 2.17 - EXEMPLO DE SIMULAÇÃO DA IRRADIAÇÃO SOLAR NO MÓDULO SUNCAST [33].	29
FIGURA 2.18 - EXEMPLO DE RELATÓRIO DE GANHOS E PERDAS TÉRMICAS NO MÓDULO APACHESIM [35].	30
FIGURA 2.19 - EXEMPLO DE UM SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO NO MÓDULO APACHEHVAC (ADAPTADO) [36].	31
FIGURA 3.1 - ALÇADO POENTE DO HOTEL (A) E SUA MODELAÇÃO NO IES VE (B).	35
FIGURA 3.2 - PLANTA DO PISO INTERMÉDIO DO HOTEL.	36
FIGURA 3.3 - SISTEMA AVAC - UTAN COM RECUPERADOR DE CALOR E VENTILOCONVECTORES.	42
FIGURA 3.4 - CONTROLADORES DE TEMPERATURA DA UTAN.	43
FIGURA 3.5 – CONTROLADORES DE TEMPERATURA E CAUDAL NOS VENTILOCONVECTORES.	44
FIGURA 3.6 - CURVA CARACTERÍSTICA DO VENTILADOR NO AQUECIMENTO (A) E NO ARREFECIMENTO (B).	44
FIGURA 3.7 - CURVA CARACTERÍSTICA DOS CONTROLADORES <i>ON/OFF</i> NO AQUECIMENTO (A) E NO ARREFECIMENTO (A).	45
FIGURA 3.8 - CURVA CARACTERÍSTICA DAS BATERIAS NO AQUECIMENTO (A) E NO ARREFECIMENTO (B).	46
FIGURA 3.9 - RECUPERADOR DE CALOR E RESPECTIVOS CONTROLADORES.	46

FIGURA 3.10 - CIRCUITO PRIMÁRIO/SECUNDÁRIO DE AQUECIMENTO (A) E ARREFECIMENTO (B).	47
FIGURA 4.1 - NECESSIDADES TÉRMICAS DAS BATERIAS PARA AS CONDIÇÕES DE PROJETO (A) E DISTRIBUIÇÃO DOS GANHOS INTERNOS (B).	52
FIGURA 4.2 - PERFIL TÍPICO DE TEMPERATURAS DOS QUARTOS AO LONGO DO ANO.	52
FIGURA 4.3 - NECESSIDADES TÉRMICAS INSTANTÂNEAS DAS BATERIAS AO LONGO DO ANO.....	53
FIGURA 4.4 - PERCENTAGEM DE CADA EQUIPAMENTO NO CUSTO ENERGÉTICO DO SISTEMA AVAC.....	53
FIGURA 4.5 - NECESSIDADES TÉRMICAS DAS BATERIAS E CONSUMO AVAC PARA ENVIDRAÇADOS DE QUALIDADE TÉRMICA DIFERENTE.....	54
FIGURA 4.6 - NECESSIDADES TÉRMICAS DAS BATERIAS E CONSUMO AVAC PARA ENVIDRAÇADOS COM DIFERENTES FATORES SOLAR.....	55
FIGURA 4.7 – GANHOS SOLARES DE CADA ORIENTAÇÃO NAS CONDIÇÕES DE PROJETO E VARIAÇÃO DAS NECESSIDADES TÉRMICAS DAS BATERIAS NO CASO DE ORIENTAÇÕES SEM PALAS DE SOMBREAMENTO.	56
FIGURA 4.8 - NECESSIDADES TÉRMICAS DAS BATERIAS E CONSUMO AVAC PARA DIFERENTE ESPESSURA DA COBERTURA.....	57
FIGURA 4.9 - NECESSIDADES TÉRMICAS DAS BATERIAS E CONSUMO AVAC PARA DIFERENTE ESPESSURA DE PAREDE EXTERIOR.	57
FIGURA 4.10 - NECESSIDADES TÉRMICAS DAS BATERIAS E CONSUMO AVAC PARA DIFERENTE INTENSIDADE DE ILUMINAÇÃO.....	58
FIGURA 4.11 - NECESSIDADES TÉRMICAS DAS BATERIAS E CONSUMO AVAC PARA DIFERENTE POTÊNCIA FRIGORÍFICA.....	58
FIGURA 4.12 - NECESSIDADES TÉRMICAS DAS BATERIAS E CONSUMO AVAC PARA DIFERENTE TEMPERATURA DE INSUFLAÇÃO DE AR NOVO.	59
FIGURA 4.13 - NECESSIDADES TÉRMICAS DAS BATERIAS E CONSUMO AVAC PARA DIFERENTE CAUDAL DE INSUFLAÇÃO DE AR NOVO.	60
FIGURA 4.14 - NECESSIDADES TÉRMICAS DAS BATERIAS E CONSUMO AVAC PARA DIFERENTES INTERVALOS DE TEMPERATURA DE CONFORTO.....	61
FIGURA 4.15 - INTERVALO DE TEMPERATURAS DE CONFORTO DA ASHRAE STANDARD 55 [17].	61
FIGURA 4.16 - NECESSIDADES TÉRMICAS DAS BATERIAS E CONSUMO AVAC PARA SISTEMA AUTÓNOMO DE EXPANSÃO DIRETA (<i>SPLITS</i>) COM EXTRAÇÃO DE AR PELAS CASAS DE BANHO.	62
FIGURA 4.17 - NECESSIDADES TÉRMICAS DAS BATERIAS E CONSUMO AVAC PARA SISTEMA UTAN SEM RECUPERADOR DE CALOR.....	63
FIGURA 4.18 - ESTATÍSTICAS CLIMÁTICAS DO PORTO (A), FARO (B) E BRAGANÇA (C) – ANEXO A.1	63
FIGURA 4.19 - NECESSIDADES TÉRMICAS DAS BATERIAS E CONSUMO AVAC PARA DIFERENTES LOCALIZAÇÕES.	64
FIGURA 4.20 - CUSTO ENERGÉTICO PARA AS DIFERENTES SITUAÇÕES ESTUDADAS.	65
FIGURA 4.21 - CONSUMO AVAC PARA AS DIFERENTES SITUAÇÕES ESTUDADAS.	65
FIGURA 7.1 - DADOS CLIMÁTICOS DO PORTO RETIRADOS DO CLIMAS SCE.	79
FIGURA 7.2 - DADOS CLIMÁTICOS DE BRAGANÇA RETIRADOS DO CLIMAS SCE.....	80
FIGURA 7.3 - DADOS CLIMÁTICOS DE FARO RETIRADOS DO CLIMAS SCE.	81
FIGURA 7.4 PERFIL DE OCUPAÇÃO PARA HOTEL DE 4 OU 5 ESTRELAS [37].....	82
FIGURA 7.5 - PERFIL DE ILUMINAÇÃO PARA HOTEL DE 4 OU 5 ESTRELAS [37].....	83
FIGURA 7.6 - PERFIL DE EQUIPAMENTOS PARA HOTEL DE 4 OU 5 ESTRELAS [37].	84

ÍNDICE DE TABELAS

TABELA 2.1 - TAXAS DE GANHOS INTERNOS PARA OCUPANTES [17].	12
TABELA 2.2 - TAXAS DE GANHOS DE ILUMINAÇÃO PARA OCUPANTES [17].	12
TABELA 2.3 - TAXAS DE GANHOS INTERNOS PARA EQUIPAMENTOS DIVERSOS [17].	13
TABELA 2.4 - INFLUÊNCIA DA ORIENTAÇÃO DOS ENVIDRAÇADOS SOBRE OS GANHOS SOLARES NAS ESTAÇÕES DE AQUECIMENTO E ARREFECIMENTO [18].	14
TABELA 3.1 - CONDIÇÕES EXTERIORES DE PROJETO E INTERIORES DE CONFORTO [17].	36
TABELA 3.2 - DESCRIÇÃO DOS ELEMENTOS CONSTRUTIVOS OPACOS (DO EXTERIOR PARA O INTERIOR).	37
TABELA 3.3 - DESCRIÇÃO DOS ELEMENTOS CONSTRUTIVOS NÃO OPACOS.	38
TABELA 3.4 - GANHOS INTERNOS DO HOTEL.	38
TABELA 4.1 - CONSUMO AVAC E CUSTO ENERGÉTICO DO EDIFÍCIO EM CONDIÇÕES DE PROJETO	53
TABELA 7.1 - PERCENTAGEM DE OCUPAÇÃO PARA HOTEL DE 4 OU 5 ESTRELAS [37].	82
TABELA 7.2 - PERCENTAGEM DE FUNCIONAMENTO DE ILUMINAÇÃO PARA HOTEL DE 4 OU 5 ESTRELAS [37].	83
TABELA 7.3 - PERCENTAGEM DE FUNCIONAMENTO DE EQUIPAMENTOS PARA HOTEL DE 4 OU 5 ESTRELAS [37].	84
TABELA 7.4 - GANHOS INTERNOS DE OCUPAÇÃO EM CADA QUARTO [17].	85
TABELA 7.5 - GANHOS INTERNOS DE EQUIPAMENTOS EM CADA QUARTO [17].	85
TABELA 7.6 - VALORES DE EFICÁCIA (EV) PARA DIFERENTES MÉTODOS DE VENTILAÇÃO.	86
TABELA 7.7 - CAUDAL MÍNIMO DE AR NOVO DETERMINADO EM FUNÇÃO DA CARGA POLUENTE DEVIDA À OCUPAÇÃO.	86

ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO	3
1.1	CONTEXTUALIZAÇÃO	3
1.2	OBJETIVOS	3
1.3	ESTRUTURA DO RELATÓRIO	3
1.4	EMPRESA DE ACOLHIMENTO	4
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	7
2.1	ENQUADRAMENTO LEGISLATIVO	7
2.1.1	<i>Breve história da legislação em Portugal</i>	7
2.1.2	<i>Sistema de Certificação Energética dos Edifícios</i>	9
2.2	CLIMATIZAÇÃO	9
2.2.1	<i>Conforto térmico</i>	9
2.2.2	<i>Envolvente</i>	10
2.2.3	<i>Ganhos internos</i>	11
2.2.4	<i>Geometria solar</i>	13
2.2.5	<i>Ganhos solares</i>	15
2.2.6	<i>Inércia térmica</i>	16
2.2.7	<i>Cargas térmicas</i>	16
2.2.8	<i>Temperatura exterior de projeto</i>	20
2.2.9	<i>Sistemas AVAC</i>	21
2.2.10	<i>Ganhos derivados do sistema</i>	25
2.2.11	<i>Controlo</i>	26
2.3	IES VE	27
2.3.1	<i>Modellt</i>	28
2.3.2	<i>SunCast</i>	29
2.3.3	<i>ApacheSim</i>	29
2.3.4	<i>ApacheHVAC</i>	31
3	MODELAÇÃO DO HOTEL	35
3.1	MODELO 3D	35
3.2	LOCALIZAÇÃO E CONDIÇÕES DE PROJETO	36
3.3	CARACTERIZAÇÃO TÉRMICA DA ENVOLVENTE	37
3.4	GANHOS INTERNOS	38
3.5	INFILTRAÇÕES	38
3.6	SISTEMA AVAC	39
3.6.1	<i>Caudal de ar novo</i>	39
3.6.2	<i>Cargas térmicas</i>	40
3.6.3	<i>Seleção de equipamentos</i>	40
3.6.4	<i>Modelação do sistema AVAC</i>	42
3.6.5	<i>Energia térmica</i>	46

4	RESULTADOS	51
4.1	SOLUÇÃO BASE	51
4.2	ALTERAÇÕES NA ENVOLVENTE.....	54
4.3	ALTERAÇÕES NOS GANHOS INTERNOS	58
4.4	ALTERAÇÕES NO SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO	59
4.5	LOCALIZAÇÃO	63
4.6	COMPARAÇÃO GLOBAL DO CUSTO ENERGÉTICO	64
5	CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS	68
5.1	CONCLUSÕES.....	68
5.2	PROPOSTA DE TRABALHOS FUTUROS	69
6	BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO	73
7	ANEXOS	79
7.1	ANEXO A: ELEMENTOS DE MODELAÇÃO	79
7.1.1	<i>ANEXO A.1: Dados climáticos</i>	79
7.1.2	<i>ANEXO A.2: Perfis de ganhos internos</i>	82
7.1.3	<i>ANEXO A.3: Valores de ganhos internos</i>	85
7.2	ANEXO B: DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA AVAC	86
7.2.1	<i>ANEXO B.1: Caudal de ar novo</i>	86
7.2.2	<i>ANEXO B.2: Cargas térmicas</i>	87
7.2.3	<i>ANEXO B.3: Seleção de ventiladores</i>	89
7.3	ANEXO C: CONSUMO AVAC E CUSTO ENERGÉTICO	91
7.3.1	<i>Anexo C.1: Sistema de UTAN com ventiloconvectores</i>	91
7.3.2	<i>Anexo C.2: Sistema autónomo de expansão direta</i>	92

INTRODUÇÃO

1.1 CONTEXTUALIZAÇÃO

1.2 OBJETIVOS

1.3 ESTRUTURA DO RELATÓRIO

1.4 EMPRESA DE ACOLHIMENTO

1 INTRODUÇÃO

1.1 Contextualização

Na tentativa de reduzir o consumo global de energia, a eficiência energética dos edifícios tem sido promovida pelas grandes potências através de várias políticas. Em 2002, a União Europeia adotou a Diretiva Europeia de Desempenho Energético dos Edifícios (EPBD) [1] que estabeleceu normas mínimas de eficiência tanto para edifícios residenciais como comerciais, e a obrigatoriedade de edifícios em construção serem do tipo *Near-Zero Energy Buildings* (NZEB) a partir de 2020 [2]. No caso dos Estados Unidos da América, certos estados como a Califórnia planeiam alcançar o NZEB para todas as novas construções residenciais até 2020, e para todas as novas construções comerciais até 2030 [3]. Objetivos ambiciosos como estes têm incentivado progressos consideráveis na indústria do *design* e construção de edifícios, tais como o desenvolvimento de sistemas de classificação de desempenho energético, a reabilitação energética de edifícios antigos e melhorias na conceção de NZEB [4]. Foram também alcançados grandes progressos nas áreas da monitorização e controlo do consumo energético, bem como nos esforços de investigação relacionados com a participação dos edifícios em redes inteligentes [5]. Um pré-requisito para todos estes avanços é a existência de dados fiáveis sobre o desempenho energético do edifício e, mais especificamente, modelos capazes de simular o seu comportamento dinâmico em função de vários fatores, tais como características da envolvente, condições meteorológicas e tipo de sistema de Ar, Ventilação e Ar Condicionado, AVAC [6] [7].

1.2 Objetivos

O objetivo principal da dissertação foi a determinação do impacto de várias soluções construtivas e de climatização, no consumo energético AVAC de um hotel, através da simulação do seu desempenho no *software Integrated Environmental Solution Virtual Environment* (IES VE).

1.3 Estrutura do relatório

A presente dissertação é constituída por diversos capítulos, sendo este o primeiro capítulo introdutório, onde é realizado um enquadramento do tema a desenvolver, os seus principais objetivos e uma breve apresentação da empresa de acolhimento.

No segundo capítulo elaborou-se uma revisão bibliográfica relativa ao quadro legislativo do desempenho energético de edifícios em Portugal, descreveu-se os princípios base dos fenómenos e sistemas de climatização e introduziu-se o *software* de simulação dinâmica IES VE.

No terceiro capítulo especificam-se as considerações utilizadas na modelação do edifício em estudo, nomeadamente o respetivo modelo 3D, dados climáticos, elementos construtivos, ganhos internos e, por fim, dimensionamento do sistema AVAC.

No quarto capítulo apresenta-se os resultados obtidos relativamente à alteração das propriedades da envolvente, ganhos térmicos, condições interior de conforto, condições meteorológicas e parâmetros do sistema de climatização.

No capítulo cinco indica-se as principais conclusões.

1.4 Empresa de acolhimento

A Edifícios Saudáveis é uma empresa portuguesa fundada em 1996, vocacionada para as temáticas da sustentabilidade ambiental em edifícios (eficiência energética e hídrica, materiais ecológicos, qualidade do ambiente interior) com especial enfoque na redução de custos energéticos. Foi pioneira em Portugal nos temas da qualidade do ambiente interior e tem um conhecimento profundo nos sistemas de certificação LEED e BREEAM, que são os sistemas de avaliação de mérito ambiental com maior reconhecimento internacional. Recebeu a primeira Certificação LEED e Certificação BREEAM em Portugal, a primeira Certificação LEED GOLD na Península Ibérica e a primeira Certificação LEED PLATINUM de um Supermercado na Europa [8].

A experiência da Edifícios Saudáveis é diversificada e internacional, tendo já trabalhado com empresas multinacionais, Agências de Energia e empresas industriais em Portugal, Alemanha, Espanha, Itália, Grécia e Brasil.

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 ENQUADRAMENTO LEGISLATIVO

2.2 CLIMATIZAÇÃO

2.3 IES VE

2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Nesta secção será apresentado o quadro legislativo do desempenho energético de edifícios em Portugal, os princípios base dos fenómenos e sistemas de climatização e é feita uma breve introdução ao *software* de simulação dinâmica utilizado - IES VE - no que diz respeito aos vários módulos existentes e ao método de cálculo das cargas térmicas

2.1 Enquadramento legislativo

No contexto de melhoria das condições de conforto e salubridade dos espaços interiores do seu parque edificado, Portugal tem direcionado a sua estratégia na reabilitação urbana, mantendo-se coerente com as políticas europeias refletidas na atual Diretiva Europeia de Desempenho Energético dos Edifícios (EPBD). Esta diretiva impõe a integração e o reforço de estratégias a longo prazo que promovem a diminuição das necessidades de consumo de energia, o aumento da eficiência energética e o recurso a fontes de energia renovável [9].

2.1.1 Breve história da legislação em Portugal

No quadro da estratégia de aprofundamento e valorização da eficiência energética dos edifícios em Portugal, em 2006 o Decreto-Lei n.º 78/2006 aprovou o Sistema Nacional de Certificação Energética e da Qualidade do Ar Interior no Edifícios, o Decreto-Lei nº 79/2006 aprovou o Regulamento dos Sistemas Energéticos de Climatização em Edifícios e o Decreto-Lei n.º 80/2006 aprovou o Regulamento das Características de Comportamento Térmico dos Edifícios. Neste contexto, o Estado promoveu com forte dinamismo a eficiência energética dos edifícios e adquiriu experiência relevante, que se traduziu não só na eficácia do sistema de certificação, mas também destacou os temas relacionados com a eficiência energética e a utilização de energia renovável entre os cidadãos [10].

Com a reformulação da EPBD, a publicação da Diretiva n.º 2010/31/UE do Parlamento Europeu e do Conselho e a sua adaptação para o direito nacional, gerou a oportunidade de melhorar a sistematização e o âmbito de aplicação do sistema de certificação energética e respetivos regulamentos. Assim, nasceu o Decreto-Lei n.º 118/2013, que uniu 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).

Em 2018, à luz da experiência adquirida pela aplicação da Diretiva n.º 2010/31/EU e pela adoção do Pacote de Energia Limpa em 2016, a EPBD é revista novamente e é publicada

a Diretiva n.º 2018/844/EU [11]. Estas alterações criaram uma trajetória clara para alcançar um parque imobiliário com emissões reduzidas ou nulas na União Europeia até 2050, apoiada por roteiros nacionais com metas e indicadores do progresso, bem como por financiamento e investimento públicos e privados. Por fim, da sua adaptação para a ordem jurídica nacional surgiu o Decreto-Lei n.º 101-D/2020, que estabeleceu os requisitos aplicáveis à conceção e renovação de edifícios e implementou a regulação do Sistema de Certificação Energética dos Edifícios (SCE) [12].

A **Figura 2.1** representa a evolução legislativa dos sistemas de desempenho energético de edifícios em Portugal.

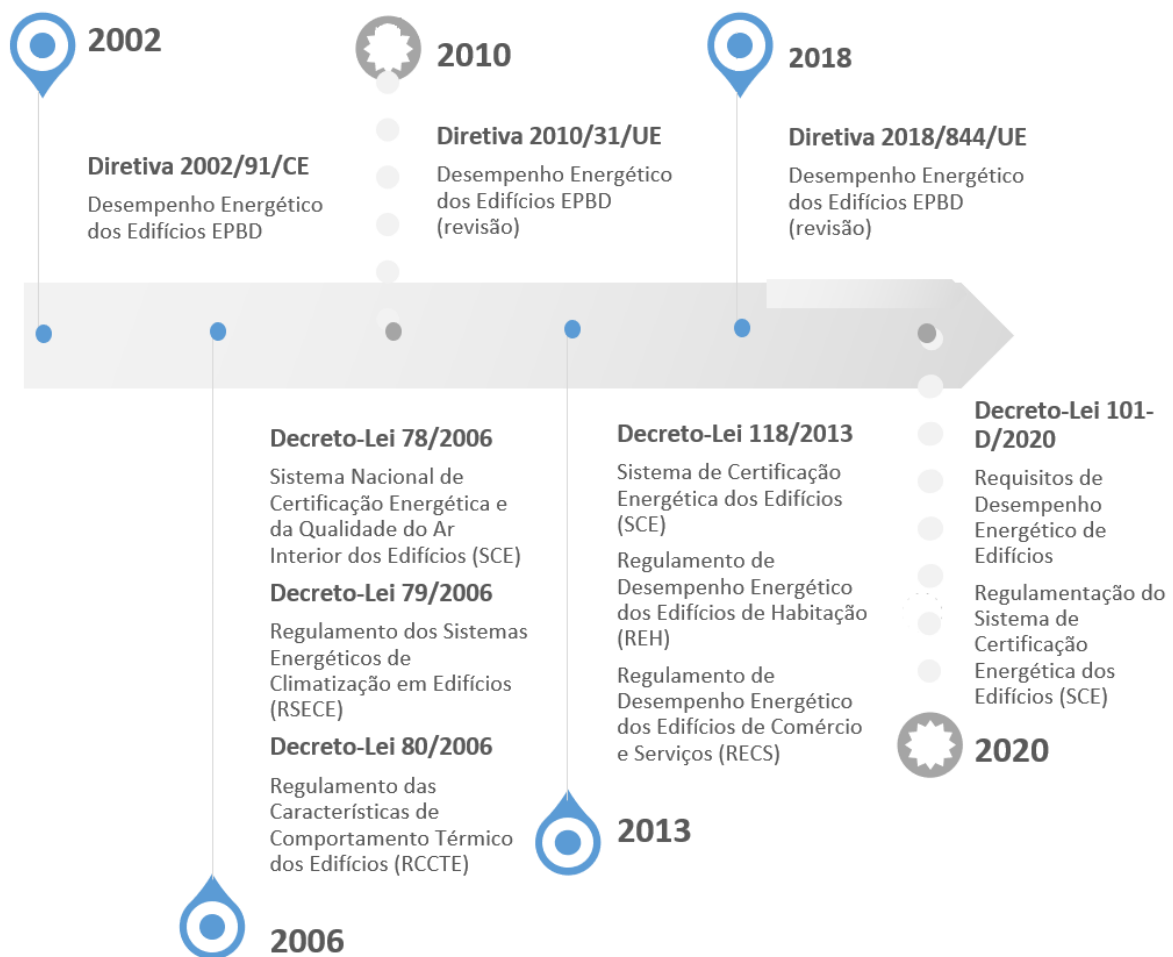


Figura 2.1 - Evolução legislativa dos sistemas de desempenho energético de edifícios em Portugal.

2.1.2 Sistema de Certificação Energética dos Edifícios

Conforme referido no **Capítulo 2.1.1**, o Decreto-Lei n.º 118/2013 define regras de eficiência energética para o desempenho nos edifícios. Sucintamente, os diplomas integrados neste decreto estabelecem o seguinte:

- O SCE é o sistema de que obriga à certificação energética de um edifício ou fração. A obrigatoriedade da implementação de um sistema de certificação energética tem como objetivo informar o cidadão sobre a qualidade térmica dos edifícios, aquando da construção, venda ou arrendamento dos mesmos, permitindo aos futuros utilizadores a obtenção de informações sobre os potenciais consumos de energia (para novos edifícios), reais ou aferidos para padrões de utilização típicos (para edifícios existentes) [11];
- O REH estabelece os requisitos para os edifícios de habitação, novos ou sujeitos a intervenções, bem como os parâmetros e metodologias de caracterização do desempenho energético, em condições nominais, de todos os edifícios de habitação e dos seus sistemas técnicos, no sentido de promover a melhoria do respetivo comportamento térmico, a eficiência dos seus sistemas técnicos e a minimização do risco de ocorrência de condensações superficiais nos elementos da envolvente [10];
- O RECS estabelece as condições a observar no projeto, construção, alteração, operação e manutenção de edifícios de comércio e serviços e seus sistemas técnicos, bem como os requisitos para a caracterização do seu desempenho, no sentido de promover a eficiência energética e a qualidade do ar interior [10].

2.2 Climatização

2.2.1 Conforto térmico

O conforto térmico é uma das principais preocupações da indústria de Ar, Ventilação e Ar Condicionado. A experiência demonstra que nem todas as pessoas se sentem confortáveis perante o mesmo conjunto de condições, mas existe atualmente uma compreensão clara dos fatores necessários para proporcionar conforto à maioria dos ocupantes num determinado espaço. Este conforto envolve o controlo da temperatura, humidade e movimento do ar, fontes radiantes que interagem com os ocupantes, sendo o odor, poeira (partículas), ruído e vibração fatores adicionais que podem aumentar o desconforto. Um sistema AVAC bem concebido consegue manter estas variáveis dentro de limites especificados, cumprindo todos os regulamentos de construção. São também considerados fatores não ambientais, tais como o vestuário e o nível de atividade dos ocupantes [13].

2.2.2 Envolvente

A envolvente define-se como o conjunto de elementos construtivos, compreendendo paredes, coberturas e pavimentos, que separam a área interior útil do exterior, dos edifícios adjacentes, dos espaços não úteis e do solo. Surge como o conjunto dos elementos construtivos que delimitam um determinado volume de ar com objetivo de manter condições de conforto térmico [14].

É através destes elementos que a energia pode entrar ou sair por processos de transferência de calor - condução, convecção e radiação – e são necessárias boas estimativas das taxas de transferência correspondentes para conceber um sistema de AVAC adequado. Podem ser divididos em dois grupos:

- Elementos opacos – não permitem a transmissão de radiação solar, como é o caso de paredes, coberturas, pavimentos e portas;
- Elementos não opacos – permitem a transmissão de radiação solar, como é o caso dos envidraçados.

O conceito de resistência térmica é muito útil e conveniente na análise de arranjos complexos de materiais de construção. Em materiais homogêneos e isotrópicos a resistência térmica, R , é diretamente proporcional à sua espessura:

$R = \frac{e}{\lambda}$	[2.1]
-------------------------	-------

Sendo:

R – Resistência térmica, $\left[\frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}\right]$

e – Espessura do material, $[m]$

λ – Condutibilidade térmica, $\left[\frac{W}{m \cdot ^\circ C}\right]$

Depois de determinada a resistência térmica equivalente, R_{eq} , para uma configuração específica é possível obter o coeficiente global de transferência de calor, U , sendo este parâmetro frequentemente utilizado para descrever cada componente único do edifício [13]:

$U = \frac{1}{R_{eq}}$	[2.2]
------------------------	-------

A publicação ITE 50 – Coeficientes de Transmissão Térmica, LNEC de 2006, apresenta valores convencionais de condutibilidades e resistências térmicas de materiais e dos

coeficientes globais de transferência de calor de soluções correntes da construção portuguesa, para envoltentes opacas e envidraçadas.

A taxa de transferência de calor, q , em cada elemento pode ser dada por:

$q = UA\Delta T$	[2.3]
------------------	-------

Sendo:

U – Coeficiente global de transferência de calor, $\left[\frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}\right]$

A – Área da superfície normal ao fluxo de calor, $[m^2]$

ΔT - Diferença de temperatura, $[^\circ C]$

Para além das características dos elementos construtivos, o comportamento térmico da envolvente dos edifícios depende também das ligações entre esses elementos, designadas por pontes térmicas. São normalmente caracterizadas por uma concentração de perdas de calor, que conduz a temperaturas superficiais interiores mais baixas. Podem ocorrer devido a [15]:

- Existência de elementos estruturais;
- Ligações entre elementos construtivos (alteração da geometria da envolvente);
- Mudanças na espessura dos elementos construtivos;
- Existência de zonas onde o isolamento térmico é interrompido.

2.2.3 Ganhos internos

Ganhos internos é a designação dada à libertação de calor sensível ou latente no interior de um edifício devida a uma qualquer fonte de calor, que resulta num aumento da temperatura do ar interior e/ou da respetiva humidade. Este conceito está normalmente associado a uma carga interna não desejável, ou seja, um ganho de calor em período de arrefecimento e, que tem de ser removida pelo sistema de climatização. Destacam-se 3 tipos de fontes de calor: ocupação, iluminação e equipamentos [16].

- Ocupação

O ganho de calor proveniente das pessoas tem dois componentes, sensível e latente, e depende do respetivo nível de atividade. O ganho de calor latente resulta numa adição instantânea de humidade ao ar, enquanto a parte do ganho de calor sensível é absorvida pelas superfícies circundantes, armazenada e libertada posteriormente pelo material. Geralmente a porção sensível é assumida como sendo 30% convectiva (carga de

arrefecimento instantâneo) e 70% radiativa (porção com atraso). A **Tabela 2.1** indica valores experimentais para taxas de ganhos por ocupação [17].

Tabela 2.1 - Taxas de ganhos internos para ocupantes [17].

Degree of Activity	Typical Application	Total Heat Adults, Male		Total Heat Adjusted ^b		Sensible Heat		Latent Heat	
		Btu/hr	W	Btu/hr	W	Btu/hr	W	Btu/hr	W
Seated at theater	Theater—matinee	390	114	330	97	225	66	105	31
Seated at theater	Theater—evening	390	114	350	103	245	70	105	31
Seated, very light work	Offices, hotels, apartments	450	132	400	117	245	70	155	45
Moderately active office work	Offices, hotels, apartments	475	139	450	132	250	70	200	59
Standing, light work; walking	Department store, retail store	550	162	450	132	250	73	200	59
Walking; standing	Drugstore, bank	550	162	500	146	250	73	250	73
Sedentary work ^c	Restaurant	490	144	550	162	275	81	275	81
Light bench work	Factory	800	235	750	220	275	81	475	139
Moderate dancing	Dance hall	900	264	850	249	305	89	545	160
Walking 3 mph; light machine work	Factory	1000	293	1000	293	375	110	625	183
Bowling ^d	Bowling alley	1500	440	1450	425	580	170	870	255
Heavy work	Factory	1500	440	1450	425	580	170	870	255
Heavy machine work; lifting	Factory	1600	469	1600	469	635	186	965	283
Athletics	Gymnasium	2000	586	1800	528	710	208	1090	320

▪ Iluminação

Toda a energia elétrica utilizada por uma lâmpada é libertada sob forma de calor sensível, sendo a energia emitida por condução, convecção ou radiação. Quando a luz é ligada, a própria luminária absorve parte do calor emitido transmitindo-o para a estrutura do edifício, dependendo da forma como está montada. A energia radiante emitida resultará num ganho de calor para o espaço apenas depois de ter sido absorvida pelas superfícies da sala e posteriormente libertada. A **Tabela 2.2** indica valores experimentais para taxas de ganhos por iluminação [16].

Tabela 2.2 - Taxas de ganhos internos para iluminação [17].

Building-Specific Space Types*	LPD, W/m ²
Facility for Visually Impaired^c	
In chapel (used primarily by residents)	23.8
In recreation room/common living room (and not used primarily by staff)	26.0
Automotive (See Vehicular Maintenance Area)	
Convention Center: Exhibit Space	15.7
Dormitory/Living Quarters	4.2
Fire Station: Sleeping Quarters	0.22
Gymnasium/Fitness Center	
In exercise area	7.8
In playing area	13.0

- Equipamentos

Computadores e restantes equipamentos de escritório resultam em ganhos de calor sensível para o espaço iguais ao seu consumo total de energia elétrica. São normalmente dados em W/m^2 de área útil e podem ser estimados a partir de dados experimentais tendo em conta o tempo de utilização, funcionamento em vazio e efeitos das características de poupança de energia do equipamento. Os valores típicos estão apresentados na **Tabela 2.3** [17].

Tabela 2.3- Taxas de ganhos internos para equipamentos diversos [17].

Equipment	Nameplate Power, ^a W	Peak Heat Gain, ^b W
Vending machine		
Drinks, 280 to 400 items	NA	940
Snacks	NA	54
Food (e.g., for sandwiches)	NA	465
Thermal binding machine, 2 single documents up to 340 pages	350	28.5
Projector, resolution 1024 × 768	340	308
Paper shredder, up to 28 sheets	1415	265
Electric stapler, up to 45 sheets	NA	1.5
Speakers	220	15
Temperature-controlled electronics soldering station	95	16
Cell phone charger	NA	5
Battery charger		
40 V	NA	19
AA	NA	5.5
Microwave oven, 25 to 34 L	1000 to 1550	713 to 822
Coffee maker		
Single cup	1400	385
Up to 12 cups	950	780
With grinder	1350	376
Coffee grinder, up to 12 cups	NA	73
Tea kettle, up to 6 cups	1200	1200
Dorm fridge, 88 L	NA	57
Freezer, 510 L	130	125
Fridge, 510 L	NA	387 to 430
Ice maker and dispenser, 9 kg bin capacity	NA	658
Top mounted bottled water cooler	NA	114 to 350
Cash register	25	9
Touch screen computer, 380 mm standard LCD and 2.2 GHz processor	NA	58
Self-checkout machine	NA	15

2.2.4 Geometria solar

A radiação solar é uma das parcelas mais relevantes no que respeita aos ganhos térmicos de um edifício, refletindo-se quer no dimensionamento dos sistemas de arrefecimento, quer nas necessidades térmicas de aquecimento e de arrefecimento de um espaço. Por

este motivo é importante conhecer os diferentes percursos do sol ao longo do dia, e nas diferentes estações do ano no sentido de [18]:

- aproveitar da melhor forma os ganhos solares para o interior do edifício, nos casos em que o contributo da radiação se afigura necessário;
- restringir a sua entrada, nos casos em que o mesmo efeito se afigura inconveniente.

A **Figura 2.2** representa o percurso do sol durante o dia ao longo do ano e a **Tabela 2.4** indica a influência da orientação dos envidraçados sobre os ganhos solares nas estações de aquecimento e arrefecimento.

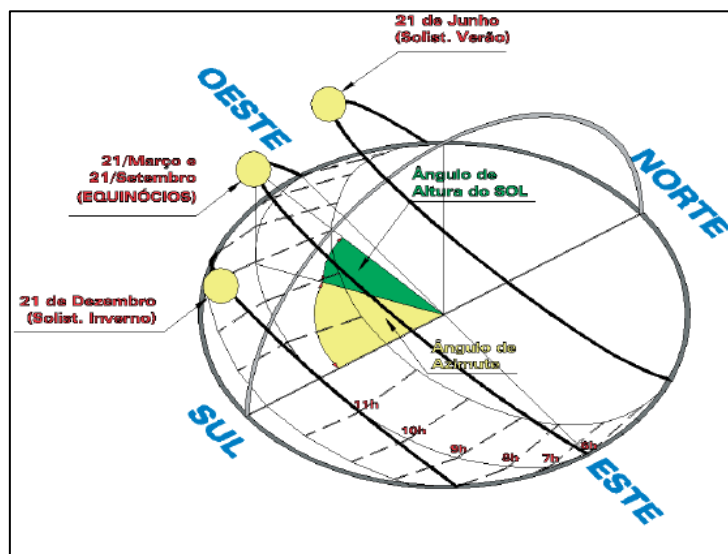


Figura 2.2 - Percurso do sol durante o dia ao longo do ano [18].

Tabela 2.4 - Influência da orientação dos envidraçados sobre os ganhos solares nas estações de aquecimento e arrefecimento [18].

Orientação	Estação de Aquecimento	Estação de Arrefecimento
Norte	Não recebe radiação direta, porém recebe radiação difusa a partir da abóbada celeste.	Recebe uma pequena fração de radiação direta do Sol no princípio da manhã e fim da tarde.
Sul	Orientação que propicia maiores ganhos solares, pois o seu percurso efetua-se para azimutes muito próximos do Sul geográfico.	O sol tem um percurso de Nordeste para Noroeste apresentando um ângulo de incidência mais elevado e, por isso, menos ganhos solares.
Este	O sol incide em poucas horas da manhã com ângulos de incidência baixos, sendo o ganho solar reduzido.	O sol incide durante longas horas da manhã com um ângulo próximo da perpendicular à fachada maximizando a captação solar.
Oeste	Recebe radiação em poucas horas da tarde com ângulos de incidência baixos, sendo o ganho solar reduzido.	Radiação solar incide durante longas horas da tarde até ao por do sol que ocorre a Noroeste.

2.2.5 Ganhos solares

Os vãos envidraçados num edifício correspondem a uma qualquer abertura na respetiva envolvente dotada de um vidro ou de um material não opaco à luz: janelas, claraboias, portas em vidro, entre outros. Servem como elemento de contacto visual com o exterior, como modo de iluminação natural ou, ainda, como um ganho de calor desejável, contribuindo para o conforto visual e térmico dos ocupantes [19].

Os ganhos através de um vão envidraçado, devido à sua não opacidade, não se deve apenas à diferença de temperatura entre o ar interior e o ar exterior, mas antes numa conjugação entre os ganhos por radiação e por condução. Da totalidade de energia solar incidente, parte é refletida pelo vidro, parte atravessa diretamente o envidraçado e uma outra parte é absorvida pelo mesmo, sendo depois dissipada para o exterior e para o interior – **Figura 2.3**. Assumindo radiação solar incidente na direção normal ao vidro, a percentagem de energia que atravessa diretamente o envidraçado, junto com a percentagem que se dissipa para o interior perfazem a quantidade total de energia que o atravessa e é denominado por Fator Solar, g_T .

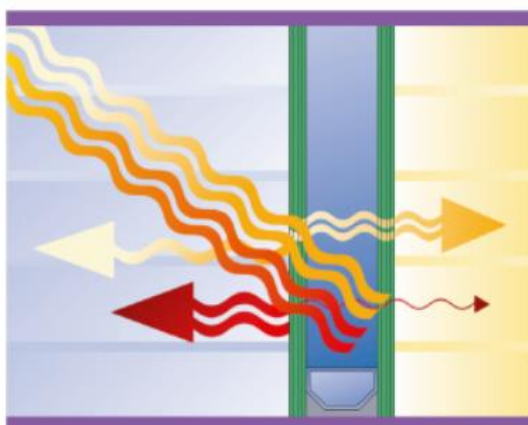


Figura 2.3 - Incidência de radiação solar sobre uma área envidraçada [19].

Este fator, medido em percentagem, representa então a totalidade de calor que atravessa o envidraçado e quanto mais próximo de zero for, menos calor o atravessa. Deve ser fornecido pelo fabricante, sendo que quando não for possível obter esta informação são apresentados valores do fator solar no *Despacho (extrato) n.º 15763-K/2013*. Em termos térmicos, o fator solar e outras características dos envidraçados dependem de diversos fatores, entre eles [20]:

- o tipo de vidro (simples, duplo, triplo) ou outro;
- o tipo de caixilharia (madeira, metálica, pvc) e o tipo de abertura (pivotante, basculante);
- o sombreamento exterior e interior;
- o sombreamento entre vidros.

2.2.6 Inércia térmica

Um edifício, como sistema térmico, tem a capacidade de captar e armazenar energia térmica através da inércia térmica dos elementos construtivos, fator que assume particular relevância no comportamento global do edifício. A energia acumulada pode ser orientada de forma a melhorar significativamente as condições de conforto, propiciando uma menor amplitude de variação da temperatura interior. Por exemplo, durante o inverno, em que a temperatura exterior é inferior à temperatura do espaço interior, a radiação que atravessa o envidraçado e incide em superfícies com elevada inércia térmica vai permitir o armazenamento de energia, que será mais tarde libertada quando a temperatura do espaço (ar e demais superfícies) for mais baixa. Por outro lado, durante o Verão, a inércia térmica conjugada com adequadas estratégias de arrefecimento por ventilação noturna, traduz-se num efeito de absorção do calor excedente no espaço durante o dia, ou seja, permite que este calor acumulado nos elementos seja libertado durante a noite [17].

Na **Figura 2.4** ilustra-se graficamente o comportamento da temperatura de um edifício com isolamento térmico pelo exterior (a) e parede de elevada massa em contacto com o interior. Neste caso observa-se uma solução com forte inércia térmica e baixas oscilações de temperatura, ao contrário do comportamento do mesmo edifício quando o isolamento térmico é colocado pelo interior (b), que demonstra ser solução com fraca inércia térmica e, por isso, fortes oscilações de temperatura no espaço.

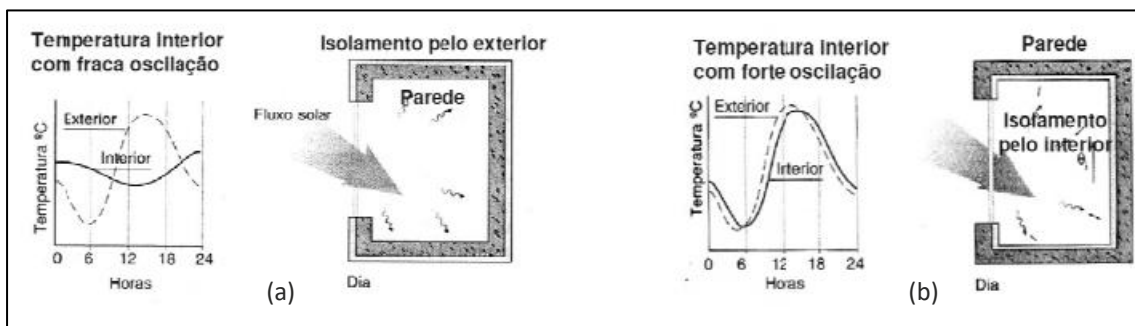


Figura 2.4 - Comparação da inércia térmica de um mesmo edifício isolado pelo interior (a) ou pelo exterior (b) [19].

2.2.7 Cargas térmicas

O cálculo das cargas térmicas de aquecimento e arrefecimento são as ferramentas base no *design* de sistemas AVAC: afetam o tamanho das tubagens, difusores, ventiladores, caldeiras, *chillers*, compressores, e todos os outros componentes, afetam os custos de construção, o conforto e a produtividade dos ocupantes e afetam as despesas com o consumo de energia. Em síntese, as cargas de aquecimento e arrefecimento são as taxas de energia fornecida ou removida necessárias para manter o ambiente interior em condições de temperatura e humidade adequadas. Os sistemas AVAC são desenhados, dimensionados e controlados de forma a realizar essas transferências de energia. O

primeiro passo no dimensionamento destes sistemas é o cálculo das cargas térmicas de arrefecimento e de aquecimento [17].

- Carga térmica de arrefecimento

A carga de arrefecimento resulta de vários processos de transferência de calor de condução, convecção e radiação através da envolvente, de fontes internas e de componentes do sistema AVAC. Corresponde ao pico de cargas térmicas horárias de arrefecimento e alguns dos elementos que a influenciam são os seguintes:

- Exteriores: Paredes, telhados, janelas, claraboias, portas, divisórias, tetos e pavimentos;
- Interiores: Iluminação, ocupação e equipamentos;
- Sistema: ganhos de calor nas condutas, ventiladores, bombas e outros componentes;
- Infiltrações de ar húmido exterior.

Portanto, as variáveis que afetam os cálculos da carga de arrefecimento são numerosas, muitas vezes difíceis de definir com precisão, e sempre intrincadamente interrelacionadas. Variam amplamente em magnitude, e possivelmente em direção, durante um período de 24 h; muitas destas variações cíclicas não estão em sintonia e cada componente deve ser analisado individualmente para estabelecer a carga de arrefecimento de um edifício ou zona. Por este motivo, em 1996 a ASHRAE financiou um projeto de investigação intitulado *Advanced Methods for Calculating Peak Cooling Loads* no qual definiu dois métodos diferentes para cálculo das cargas térmicas: o Método do Balanço Térmico (HBM) e o Método das Séries Temporais Radiantes (RTSM), sendo o segundo uma simplificação do primeiro [21].

O Método do Balanço Térmico é baseado num conjunto de equações de equilíbrio térmico para o ar presente no espaço confinado, e para cada uma das superfícies exteriores e interiores. Para o ilustrar, pode-se considerar um espaço simples como na **Figura 2.5** com seis superfícies: quatro paredes, um teto e um chão. O espaço recebe energia solar pelos envidraçados, calor é transferido por condução através das superfícies exteriores, e verificam-se ganhos internos devido a luzes, equipamentos e ocupantes [13].

Como qualquer método de cálculo, requer pressupostos iniciais. O mais fundamental é o pressuposto de que o ar no espaço pode ser modelado como perfeitamente agitado, significando assim que a sua temperatura é uniforme [17]. Outro pressuposto é de que todas as superfícies interiores da divisão são tratadas como tendo:

- Temperatura de superfície uniforme;
- Superfícies que emitem radiação difusa;
- Condução unidimensional.

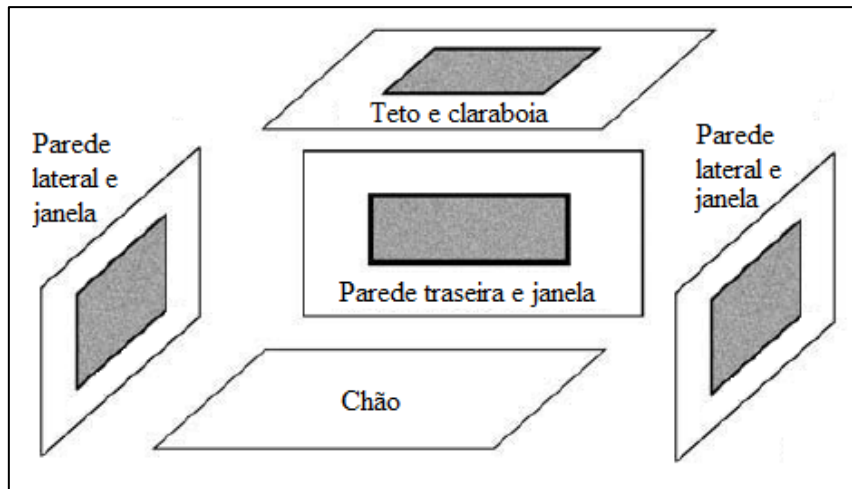


Figura 2.5 - Vista esquemática do espaço a considerar no Método do Balanço Térmico (adaptado) [17].

O equilíbrio térmico, tanto nas superfícies interiores como exteriores de uma única parede, é ilustrado na **Figura 2.6**. O balanço de calor nas superfícies exteriores é representado pela seguinte equação, aplicada em cada superfície:

$$q''_{\text{condução,ext}} = q''_{\text{solar,ext}} + q''_{\text{convecção,ext}} + q''_{\text{radiação,ext}} \quad [2.4]$$

Sendo:

$q''_{\text{condução,ext}}$ - Fluxo de calor por condução pela superfície exterior [W/m^2]

$q''_{\text{solar,ext}}$ - Fluxo de radiação solar direta e difusa absorvida na superfície exterior [W/m^2]

$q''_{\text{convecção,ext}}$ - Fluxo de calor trocado por convecção na superfície exterior [W/m^2]

$q''_{\text{radiação,ext}}$ - Fluxo líquido de radiação térmica trocada com o ar e meio envolvente [W/m^2]

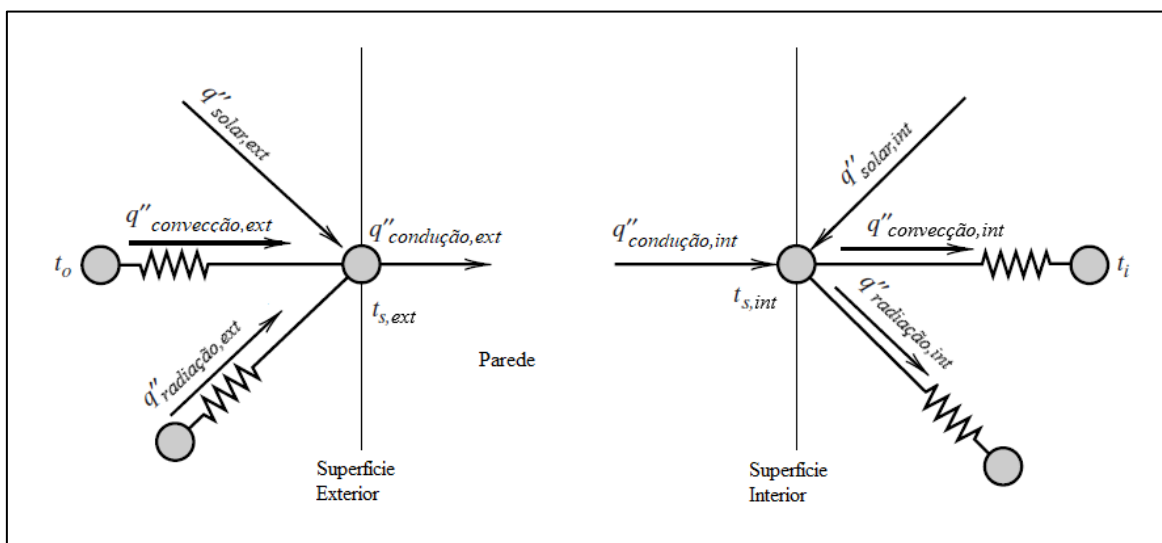


Figura 2.6 - Representação gráfica do Método do Balanço Térmico (adaptado) [13].

Do mesmo modo, o balanço de calor nas superfícies interiores é representado pela seguinte equação, aplicada em cada superfície:

$$q''_{condução,int} + q''_{solar,int} = q''_{convecção,int} + q''_{radiação,int} \quad [2.5]$$

Sendo:

$q''_{condução,int}$ - Fluxo de calor por condução pela superfície interior [W/m²]

$q''_{solar,int}$ - Fluxo de radiação solar transmitida por superfícies não opacas que é absorvida pela superfície interior [W/m²]

$q''_{convecção,int}$ - Fluxo de calor trocado por convecção na superfície interior [W/m²]

$q''_{radiação,int}$ - Fluxo líquido de radiação térmica trocada com a iluminação, superfícies e equipamentos [W/m²]

Finalmente, com o pressuposto de que o ar no espaço tem uma capacidade de armazenamento térmica negligenciável, a equação do balanço térmico ao ar é representada por:

$$A \cdot q''_{convecção,int} + q_{infiltração} + q_{sistema} + q_{ganhos} = 0 \quad [2.6]$$

Sendo:

A - Área da superfície [m²]

$q_{infiltração}$ - Carga sensível causada por infiltrações e ventilação do ar [W]

$q_{sistema}$ - Calor transferido de e para o sistema AVAC [W]

q_{ganhos} - Porção convectiva de ganhos internos devido a pessoas, iluminação e equipamentos [W]

O conjunto de equações de balanço térmico exterior [2.4] é combinado com as equações de balanço térmico interior [2.5] pelas variáveis de condução, $q''_{condução}$, e os balanços térmicos ao ar [2.6] são inseridos nas equações de balanço térmico interior [2.5] pelas variáveis de convecção, $q''_{convecção,int}$. O sistema de equações transientes é resolvido por via computacional para cada hora do dia.

O Método do Balanço Térmico considera também o efeito de atraso temporal nos cálculos da carga de arrefecimento. Este efeito é causado pelo facto da radiação emitida pelas superfícies e objetos do espaço, bem como a radiação solar não aquecerem o ar diretamente. Esta energia radiante é absorvida principalmente pelos pavimentos, paredes interiores e mobiliário, que são depois arrefecidos por convecção, à medida que atingem temperaturas superiores às do ar da sala. Só quando o ar recebe esta energia

por convecção é que se torna parte da carga de arrefecimento, criando assim um efeito de atraso, como ilustrado na **Figura 2.7**. Por este motivo, a massa térmica (produto da massa com o calor específico) da estrutura deve ser sempre considerada, de forma a permitir a redução do pico de carga de arrefecimento na fase de dimensionamento de equipamentos [13].

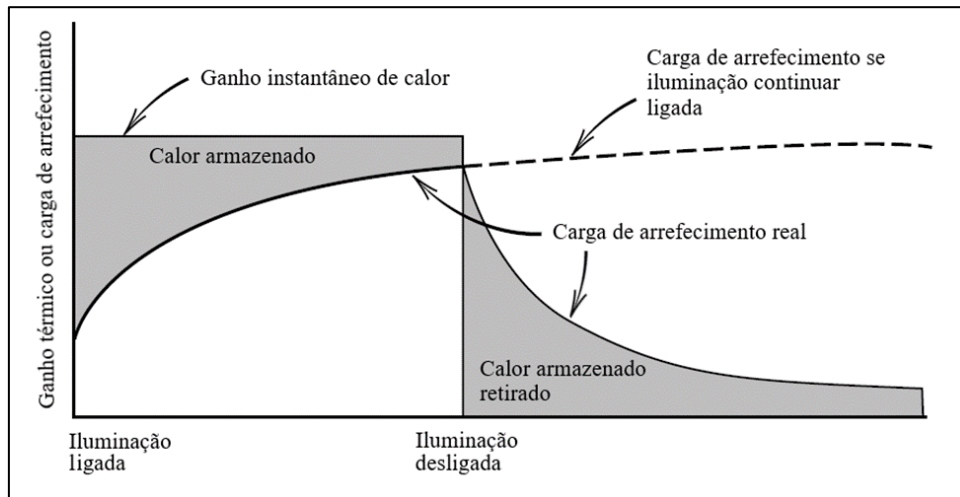


Figura 2.7 - Efeito do armazenamento de calor sobre a carga térmica de arrefecimento (adaptado) [13].

- Carga térmica de aquecimento

A carga de aquecimento corresponde ao somatório das cargas térmicas de cada espaço, e é obtida através do mesmo método que a carga de arrefecimento, com as seguintes exceções:

- A temperatura exterior é geralmente mais baixa do que as temperaturas dos espaços interiores;
- Não são contabilizados ganhos solares nem ganhos internos;
- O efeito da inércia térmica da estrutura é ignorado, pelo que as perdas de calor são consideradas instantâneas.

A transferência de calor dá-se essencialmente através de condução e normalmente a parcela do calor latente é nula, a menos que haja humificação. Esta abordagem simplificada justifica-se porque, ao sobrevalorizar as piores condições que podem ocorrer durante uma estação de aquecimento, funciona como um fator de segurança garantindo que a temperatura interior quase nunca é inferior à mínima desejada [17].

2.2.8 Temperatura exterior de projeto

A temperatura exterior de projeto é um parâmetro essencial no cálculo das cargas térmicas. Corresponde ao valor extremo de temperatura do ar exterior, para diferentes

probabilidades de ocorrência. Ou seja, na estação de Inverno, uma temperatura de projeto de 2 °C para uma probabilidade acumulada de 1% significa que a temperatura exterior mínima em 99% das horas de Inverno será sempre superior a 2 °C, exceto em 1% das horas dessa estação. Depende do tipo de edifício em estudo, a destacar [22]:

- 1% para edifícios hospitalares, clínicas, salas de computadores, entre outros que requerem um elevado controlo das propriedades do ar;
- 2,5% para os restantes edifícios de comércio e serviços e de habitação.

No caso da temperatura exterior de projeto na estação de Verão, uma temperatura de projeto de 35 °C para uma probabilidade acumulada de 99% significa que a temperatura exterior máxima em 99% das horas de Verão será sempre inferior a 35 °C, exceto em 1% das horas dessa estação. Neste caso, as probabilidades acumuladas de ocorrência a considerar são [22]:

- 99% para edifícios com rigoroso controlo das propriedades do ar como no caso de salas de computadores e hospitais;
- 97,50% para edifícios especiais com requisitos específicos justificados pelos projetistas;
- 95% para os restantes edifícios.

2.2.9 Sistemas AVAC

▪ Unidade de Tratamento de Ar

Uma Unidade de Tratamento de Ar, UTA, é um dos principais equipamentos utilizados em sistemas de climatização. Tem três principais funções [23]:

- Renovação do ar;
- Filtragem do ar;
- Tratamento térmico e higrométrico do ar.

É um equipamento constituído por diversos “sub-equipamentos”, desde:

- Ventiladores - responsáveis pelo escoamento do ar nas condutas;
- Permutadores de calor – baterias de aquecimento e arrefecimento do ar exterior;
- Humidificadores – promovem a humificação do ar na estação de aquecimento;
- Filtros – removem poeiras e contribuem para a melhoria da qualidade do ar interior;
- Registos de caudal – controlam os caudais de ar;
- Atenuadores acústicos – reduzem os níveis de ruído da UTA.

Quando uma unidade de ar opera com 100% de ar novo, ou seja, em vez de misturar parte do ar de exaustão com ar novo, trata apenas ar exterior, é normalmente designada

de Unidade de Tratamento de Ar Novo, UTAN. Na **Figura 2.8** apresenta-se o esquema de uma UTAN com os seus principais equipamentos constituintes [23].

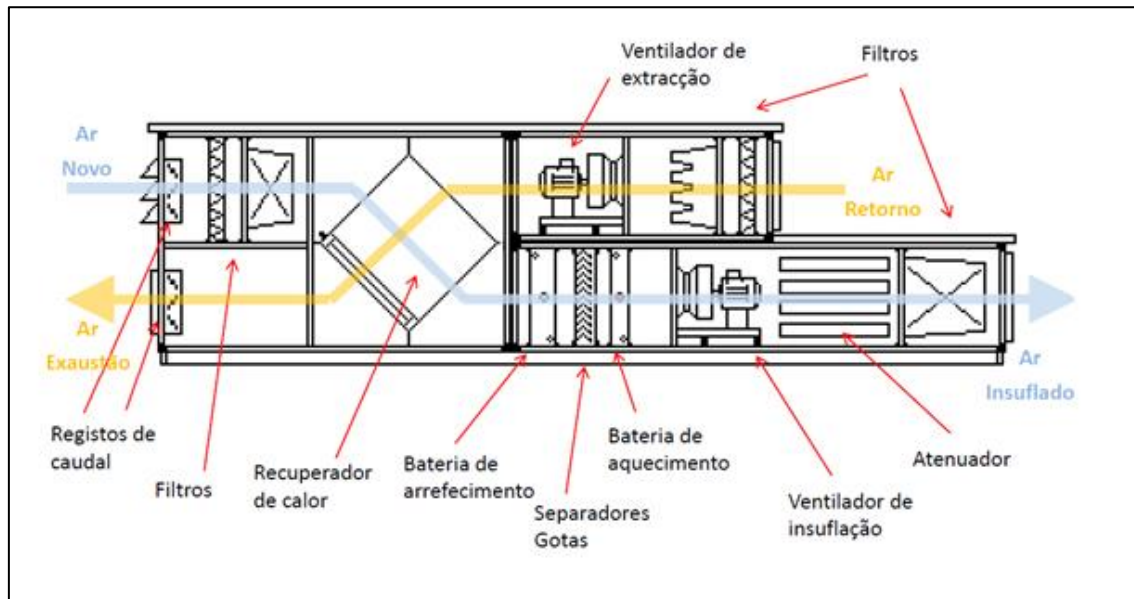


Figura 2.8 - Representação de uma unidade de tratamento de ar novo com recuperador [23].

Tipos de sistemas AVAC

Os sistemas AVAC partilham geralmente elementos básicos comuns, embora possam diferir muito na aparência física e na disposição. Distinguem-se diferentes formas de os agrupar, sendo as mais relevantes: a área servida pelo sistema e o tipo de fluido térmico utilizado.

- Área climatizada

Tendo em conta a área servida pelo sistema e o local onde é inicialmente produzido o calor ou o “frio”, os sistemas existentes podem ser agrupados em centralizados ou descentralizados [24]:

- Um sistema centralizado é caracterizado por grandes equipamentos de aquecimento e/ou arrefecimento localizados num local próprio, normalmente denominado de zona técnica, que distribui o fluido térmico pelo edifício. É utilizado principalmente em grandes edifícios de comércio ou serviços, onde as necessidades térmicas são bastante elevadas e é importante maximizar o tempo de vida da instalação;
- Um sistema descentralizado é normalmente utilizado em construções de pequena ou média dimensão, ou servindo apenas um espaço de um edifício. Frequentemente classificados como sistemas autónomos de expansão direta, com uma ou mais unidades individuais de AVAC, é constituída por ventiladores, filtros, fontes de calor e de frio, serpentinas, compressores, condensadores e controladores.

Importante mencionar que esta é uma classificação simplificada, pois existem diversas configurações de sistemas AVAC que partilham simultaneamente características de sistemas centralizados e descentralizados, não se enquadrando perfeitamente nas definições apresentadas.

- Fluido térmico

Os sistemas podem também ser classificados quanto ao nível do fluido térmico utilizado. Geralmente considera-se três tipos base de sistemas: os sistemas tudo-ar, ar-água e tudo-água.

Nos sistemas **tudo-ar** o “frio” ou o calor são transportados ao local a climatizar por ar previamente arrefecido ou aquecido numa Unidade de Tratamento de Ar. Na **Figura 2.9** está representado um esquema com os principais elementos que fornecem ou retiram energia da corrente de ar que passa pela UTA [13].

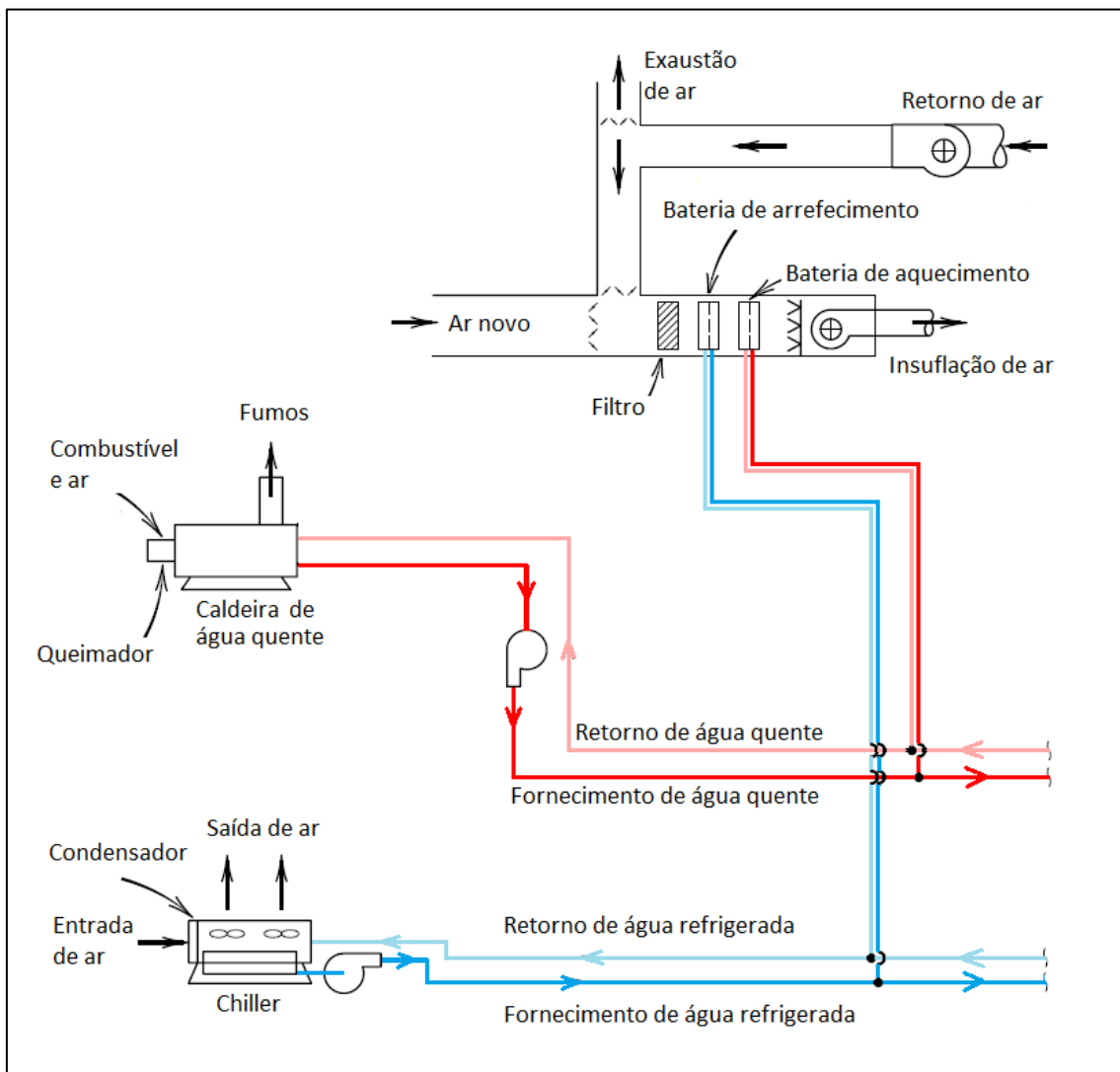


Figura 2.9 - Representação esquemática dos principais elementos num sistema AVAC com UTA [13].

Conforme se observa na **Figura 2.9**, um fluido, normalmente água, transporta a energia recebida na bateria de arrefecimento da UTA para um *chiller*, que por sua vez o remove e devolve ao circuito de frio. Um *chiller* de condensação a ar é mostrado na **Figura 2.10**.



Figura 2.10 – *Chiller* de condensação a ar [25].

No caso de aquecimento, água quente é produzida numa caldeira através da queima a elevadas temperaturas de uma mistura de ar-combustível. Numa caldeira convencional, como aquela apresentada na **Figura 2.11**, o calor proveniente da queima transforma a água em vapor, e esse calor é transferido para outra corrente que irá aquecer as baterias da UTA. Numa caldeira de condensação, como na **Figura 2.9**, a água não será convertida em vapor, mas sim aquecida até temperaturas próximas da evaporação e conduzida diretamente às baterias de aquecimento da UTA.



Figura 2.11 - Caldeira tubos de fumo [26].

Em contraste aos sistemas tudo-ar, nos sistemas **ar-água** são utilizados simultaneamente o ar e a água como fluidos térmicos. Na situação de arrefecimento, a água é utilizada para remover a maior parte do calor sensível do espaço condicionado e o ar fornece a ventilação necessária para garantir a qualidade do ar interior e remover efeitos de carga latente. Na situação de aquecimento estes sistemas podem fornecer aquecimento elétrico via resistências ou via água quente proveniente de uma caldeira, sendo que a ventilação forçada de ar exterior pode fornecer humidade adicional. Os equipamentos terminais responsáveis por aquecer e arrefecer o ar do espaço interior são tipicamente os ventiloconvectores – **Figura 2.12**.

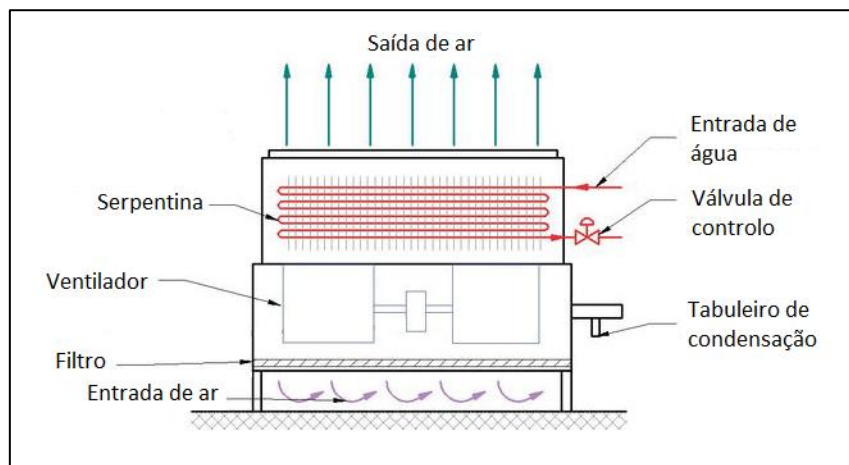


Figura 2.12 - Representação esquemática típica de um ventiloconvector [27].

Por fim, nos sistemas **tudo-água** é apenas utilizada água como fluido térmico e a ventilação dá-se sob via natural, através de aberturas ou infiltrações na envolvente. Existem diferentes tipos de soluções aquecimento e arrefecimento, sendo as mais comuns do tipo convectivo (ventiloconvectores), radiante (teto ou chão radiante) ou híbridos (convectivo-radiante) [24].

2.2.10 Ganhos derivados do sistema

O sistema AVAC tem de suprir não só as cargas térmicas dos espaços a climatizar, mas também as cargas térmicas provenientes do seu próprio funcionamento. Dentro das cargas provocadas pelo sistema distinguem-se:

- Libertação de calor sensível proveniente dos ventiladores e bombas centrífugas, que se traduz num aumento da temperatura do ar insuflado e da água recirculada;
- Transferência de calor entre a superfície das condutas e o ar circundante, que se traduz num ganho ou perda de calor indesejado nas situações de arrefecimento ou aquecimento, respetivamente;
- Perdas por vazamento de ar nas condutas, sendo por isso necessário aumentar o fluxo de ar insuflado [17].

2.2.11 Controlo

Uma vez que as cargas num edifício variam com o tempo, existem controladores capazes de modular os parâmetros do sistema AVAC de modo a satisfazer os picos de carga térmica, mas também capazes de reduzir o seu consumo nas horas de menor carga.

Dentro destes controladores existem diversos tipos de controlo, sendo de realçar:

- Os **controladores On/Off**: a variável controlada é mantida em oscilação contínua em torno do *setpoint*, através de uma ação de “liga-desliga” sobre o elemento final de controlo (válvulas, bombas, resistências elétricas, etc) No caso de uma válvula solenoide, por exemplo, este elemento assume apenas uma de duas posições: aberta ou fechada. Pode, no entanto, existir um atraso na resposta do sistema à variável manipulada – **Figura 2.13**.

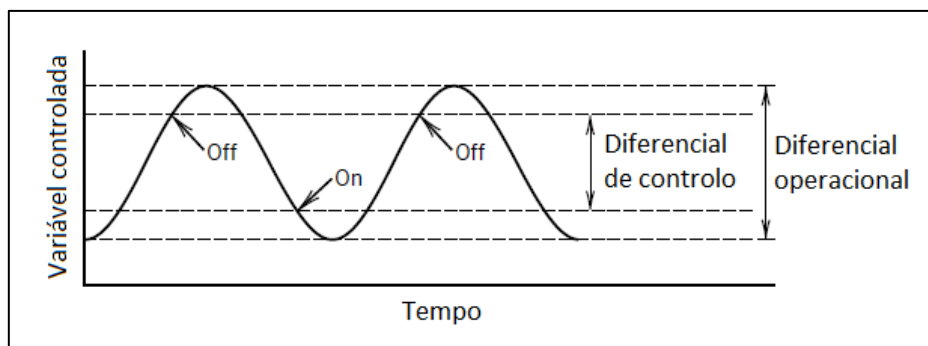


Figura 2.13 - Exemplo da resposta dum sistema ao controlo *On/Off* [13].

- Os **controladores proporcionais**: a amplitude e o sinal da variável manipulada são ajustados suavemente, de forma que a variável controlada atinja e mantenha um valor estável o mais próximo possível do *setpoint* desejado. Num sistema de controlo com realimentação, a saída do controlador será igual à soma entre uma constante e o produto do erro com o ganho proporcional, de acordo com a equação:

$$A = B + e \cdot K_p$$

[2.7]

Sendo:

A – Saída do controlador;

B – Saída do controlador sem erro (constante);

e – Erro entre o *setpoint* e a variável controlada;

K_p – Constante de ganho proporcional.

Na **Figura 2.14** apresenta-se a curva característica de um equipamento com controlo proporcional de temperatura.

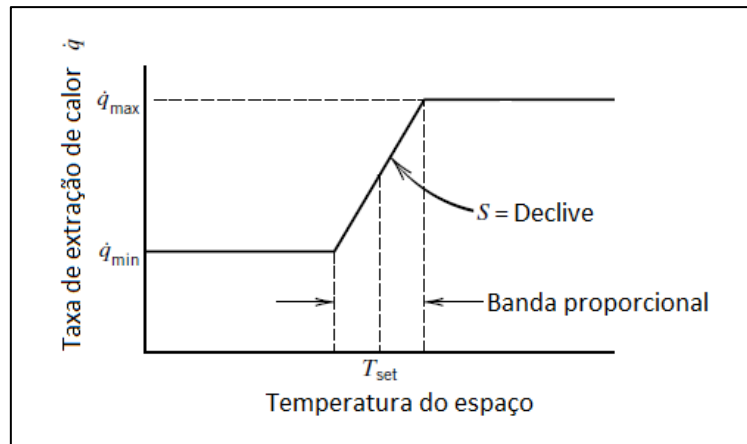


Figura 2.14 - Curva característica de um equipamento com controlo proporcional de temperatura [13].

O ganho proporcional, K_p , corresponde ao declive da curva e a banda proporcional está relacionada com o ganho de acordo com a equação:

$$K_p = \frac{100 \%}{BP (\%)} \quad [2.8]$$

Sendo:

BP – Banda proporcional, %

Significa isto que quanto maior for a banda proporcional, menor é o ganho e, por isso, mais lentamente vai responder o sistema a mudanças na variável controlada.

2.3 IES VE

O IES VE é um *software* de análise e modelação do desempenho energético de edifícios. Oferece uma variedade de módulos que podem ser utilizados por arquitetos e engenheiros para estudar o impacto de diferentes opções de *design*, identificar soluções passivas, explorar o uso de tecnologias renováveis e tirar conclusões sobre consumos de energia, emissões de CO₂ e conforto dos ocupantes [28]. O IES VE está acreditado pela norma ASHRAE 140: 2014 e cumpre ou excede com todos os requisitos presentes na norma ANSI/ASHRAE/ACCA 183 e na série de normas ISO 52000 [29]. A estimativa das cargas térmicas é realizada através do Método do Balanço Térmico, conforme descrito no **Capítulo 2.2.7**. O IES VE opera com diferentes módulos, resultando da sua conjugação um sistema que efetua a simulação dinâmica de edifícios. Na **Figura 2.15** apresentam-se os vários programas do *software* e os principais serão descritos de forma sucinta nos capítulos abaixo.



Figura 2.15 - Módulos existentes no software IES VE [16].

2.3.1 Modellt

É a componente de construção de modelos do IES VE. Permite ao utilizador criar os modelos 3D requeridos por outros componentes dentro do ambiente virtual, possibilitando diversos níveis de complexidade de desenho. Na fase de esboço, os modelos básicos podem ser gerados a partir do zero utilizando uma variedade de ferramentas simples de modelação, ou construídos através da junção de vários ficheiros. Na Figura 2.16 apresenta-se um exemplo dos modelos criado no Modellt [31].

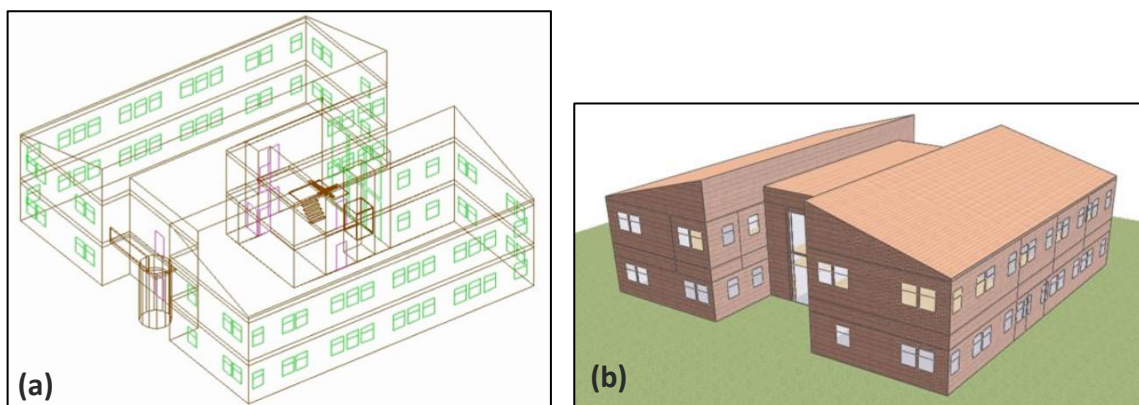


Figura 2.16 - Exemplo de projeção axonométrica (a) e vista 3D (b) no módulo Modellt [31].

2.3.2 SunCast

SunCast é um módulo que pode ser utilizado em qualquer fase do processo de *design*, para realizar estudos de sombreamento e exposição solar, gerando imagens e animações a partir do modelo criado pelo ModelIt [32]. É também usado numa variedade de estudos, incluindo o desenho de sistemas solares passivos, e é essencial na fase de planeamento para a visualização do efeito do edifício sobre edifícios circundantes.

Especificamente, o SunCast pode ser utilizado para investigar:

- Obstruções externas e a eficácia do sombreamento;
- Mapeamento solar na fachada e superfícies internas do edifício;
- Os efeitos da mudança de orientação do edifício.

Estes dados são quantificados em termos de ganhos de calor e exportados para o módulo de simulação térmica ApacheSim. A **Figura 2.17** apresenta um exemplo de simulação da irradiação solar num edifício.

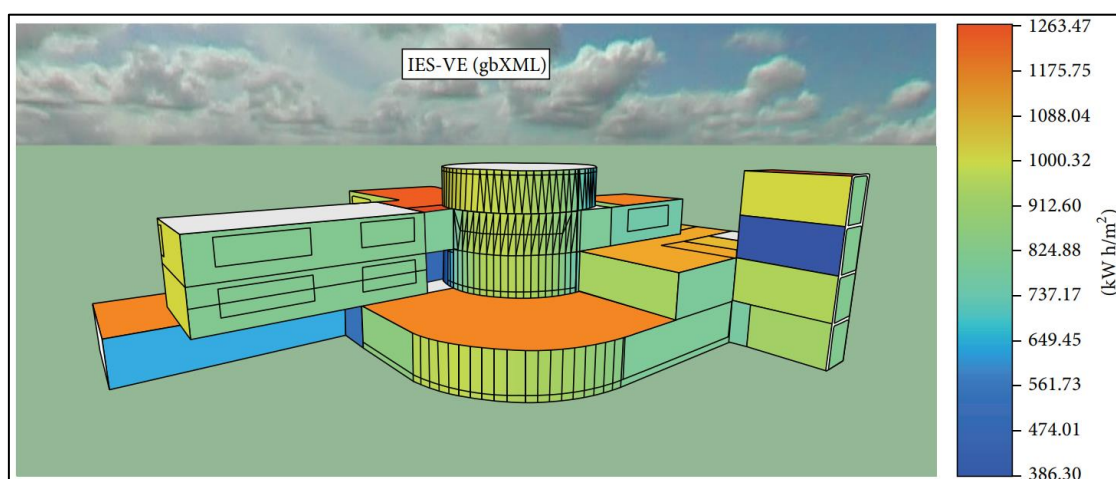


Figura 2.17 - Exemplo de simulação da irradiação solar no módulo SunCast [33].

2.3.3 ApacheSim

O ApacheSim é um programa de simulação térmica, baseado na modelação matemática dos processos de transferência de calor que ocorrem dentro e em torno de um edifício. Qualifica-se como Modelo Dinâmico no sistema de classificação de modelos CIBSE. O programa proporciona uma avaliação detalhada na conceção de edifícios e sistemas, permitindo a otimização no que diz respeito a critérios de conforto e utilização de energia [34]. Entre as questões que podem ser abordadas com o ApacheSim encontram-se:

- Isolamento térmico;
- Configuração e orientação do edifício;

- Propriedades de envidraçados;
- Sombreamento e penetração solar;
- Ganhos térmicos;
- Ventilação natural, mecânica e sistemas HVAC.

A simulação é baseada em dados meteorológicos reais e pode abranger qualquer período, desde um dia a um ano. A evolução das condições térmicas do edifício pode ser quantificada em intervalos tão pequenos como um minuto. Os resultados obtidos através da simulação incluem:

- Estatísticas de conforto;
- Consumos de energia;
- Emissões de carbono;
- Medições detalhadas de desempenho, incluindo temperaturas ambiente de hora em hora, humidades, cargas térmicas e trocas de ar.

Na **Figura 2.18** apresenta-se o exemplo de relatório obtido no ApacheSim.

ZONE HEATING OR REHEAT COIL PEAK				
Time of Peak (Mo/Hr:Mn)		Heating Design		
Outside Air (DB/WB/RH)		75.8 / 64.0 / 52.5		
	Zones	RA Plenum	Net Value	Percent of Total
Envelope Gains/Losses	Btu/h	Btu/h	Btu/h	%
External Walls	-21,938	-896	-22,834	-
Roofs	-8,232	0	-8,232	-
Ground/Exposed Floors	-9,445	0	-9,445	-
External Doors	0	0	0	-
Windows Conduction	-37,510	0	-37,510	-
Skylights Conduction	0	0	0	-
Solar	0	0	0	-
Infiltration	-11,586	0	-11,586	-
Nat/Aux Vent	0	0	0	-
Internal Building Gains/Losses				
Internal Walls/Openings	-7,655	-408	-8,063	-
Internal Floors/Air/Fum.	419	-444	-25	-
Ceilings	20	-817	-797	-
Duct Conduction	0	0	0	-
Duct Leakage †	0	0	-	-
Non-Principal Spaces	-	-	-	-
Sub Total	-95,926	-2,565	-98,491	
Internal Gains				
Lights	0	0	0	-
People	0	0	0	-
Misc, Computers, Equip	0	0	0	-
Sub Total	0	0	0	
Mechanical Gains/Losses				
Ventilation (sensible)	-49,410	-	-49,410	-
Transfer Air †	-358	-	-	-
SA Duct Leakage †	-	-	-	-
Fans	5,343	-	5,343	-
SA Duct (conduction)	-4,631	-	-4,631	-
Supply Air Plenum	-	-	-	-
Room Units, Coils, etc.	8,195	-	8,195	-
Sub Total	-40,860	0	-40,503	
TOTAL	-136,786	-2,565	-138,994	0

Figura 2.18 - Exemplo de relatório de ganhos e perdas térmicas no módulo ApacheSim [35].

2.3.4 ApacheHVAC

Finalmente o ApacheHVAC é utilizado na modelação de sistemas AVAC e oferece uma grande flexibilidade em termos de equipamentos e sistemas de controlo. Está integrado com a ferramenta de análise térmica ApacheSim, permitindo assim que todos os ganhos, perdas e transferência de calor no edifício sejam contabilizadas juntamente com o desempenho do sistema [36]. Desta análise resultam tabelas e gráficos com a mais variada informação, tal como:

- Indicadores de desempenho do sistema AVAC em termos de temperatura do ar seco e húmido, caudais mássicos e volúmicos de ar, teor de humidade absoluta e relativa e concentração de CO₂;
- Indicadores de desempenho dos espaços climatizados como temperaturas do ar e média radiante, índices de conforto, cargas térmicas de aquecimento e arrefecimento, humidificação e desumidificação e consumos de energia (anuais, mensais e horários);

Na **Figura 2.19** encontra-se esquematizado um sistema de climatização no módulo ApacheHVAC.

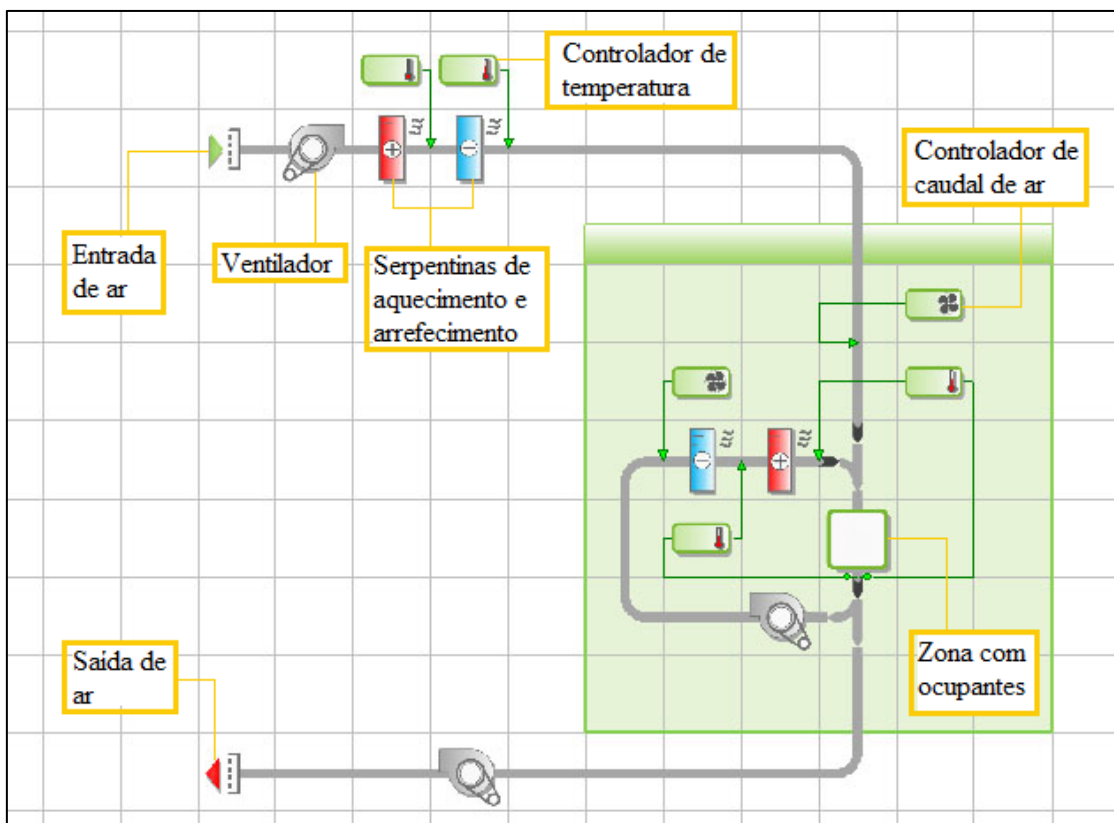


Figura 2.19 - Exemplo de um sistema de climatização no módulo ApacheHVAC (adaptado) [36].

MODELAÇÃO DO HOTEL

3.1 MODELO 3D

3.2 LOCALIZAÇÃO E CONDIÇÕES DE PROJETO

3.3 ELEMENTOS CONSTRUTIVOS

3.4 GANHOS INTERNOS

3.5 INFILTRAÇÕES

3.6 SISTEMA AVAC

3 MODELAÇÃO DO HOTEL

No presente capítulo apresentam-se todas as considerações utilizadas na modelação do edifício em estudo, de modo a simular com maior exatidão o seu comportamento térmico. Numa primeira etapa foi desenhado o modelo 3D do edifício, de seguida introduzidos os dados climáticos, os elementos construtivos, os ganhos internos e, por fim, dimensionado o sistema AVAC.

3.1 Modelo 3D

Como descrito no **Capítulo 2.3.1**, o ModelIt é a componente de construção de modelos do IES VE, que permite especificar a geometria do edifício e criar um modelo 3D. O edifício em estudo é um Hotel destinado a estudantes, com 13 pisos, 229 quartos, salas de sombreamento verticais e uma área total de pavimento de 3274 m². Na **Figura 3.1 (a)** apresenta-se o alçado poente do edifício e na **Figura 3.1 (b)** a sua modelação no *software*.

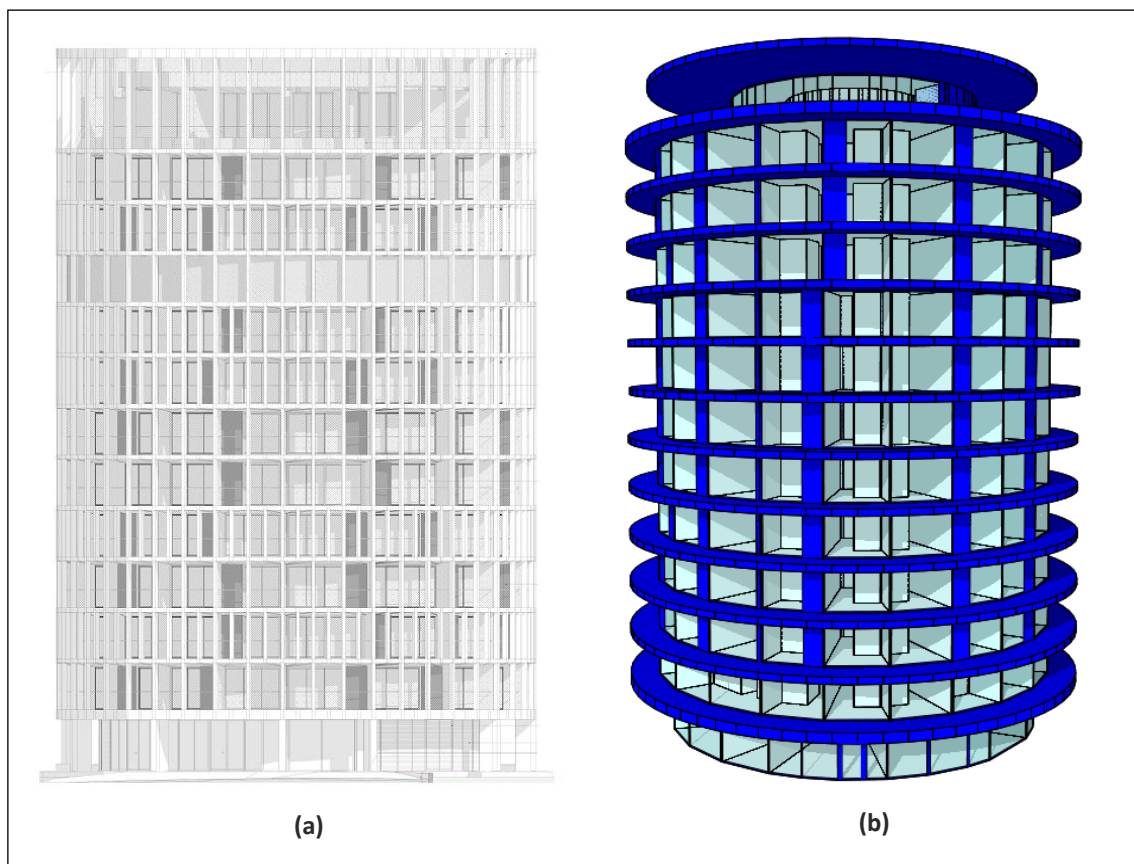


Figura 3.1 - Alçado poente do Hotel (a) e sua modelação no IES VE (b).

Existem 3 tipologias de espaços, como se pode ver na planta do piso intermédio - **Figura 3.2**. Cada quarto tem, em média, 13,9 m² de área de pavimento, 2,7 m de pé direito e, na fachada, 70% da área é envidraçada. Apenas os quartos são climatizados, sendo os restantes espaços não climatizados.

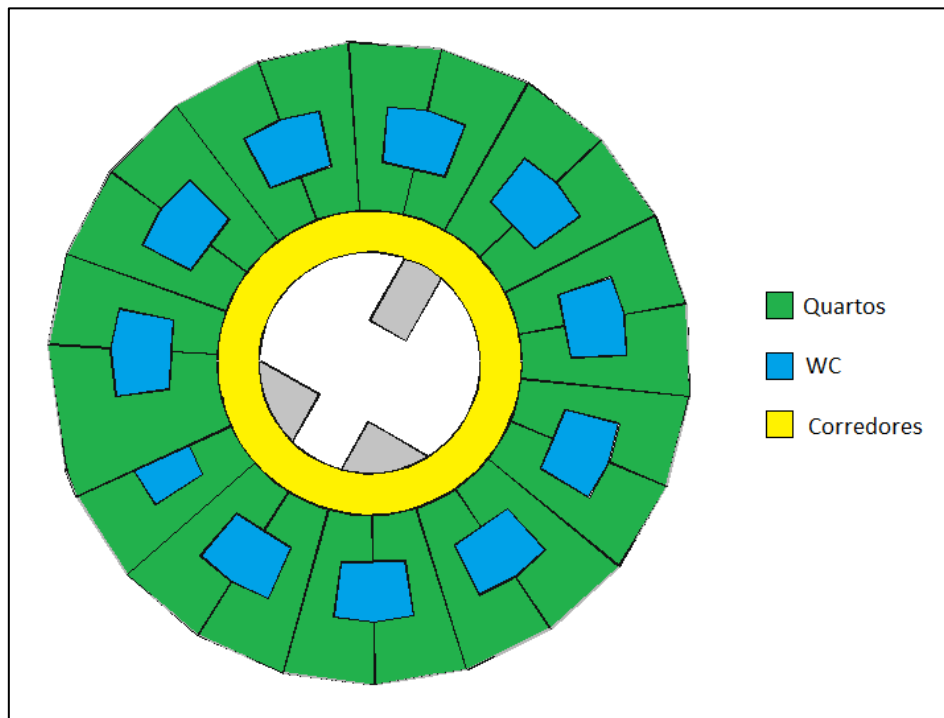


Figura 3.2 - Planta do piso intermédio do Hotel.

3.2 Localização e condições de projeto

O Hotel será localizado no Porto e encontra-se nas zonas climáticas do tipo V2 e I1, de acordo com a Nomenclatura das Unidades Territoriais, NUTS – **ANEXO A.1**. As condições exterior de projeto foram retiradas das bases de dados da ASHRAE, para uma probabilidade de ocorrência de 0,4% na estação de aquecimento e 99,6% na estação de arrefecimento – **Tabela 3.1**. Também nesta tabela se apresenta as temperaturas máximas e mínimas interiores de conforto segundo o RECS.

Tabela 3.1 - Condições exteriores de projeto e interiores de conforto [17].

	Temperatura exterior de projeto [°C]	Temperatura interior de conforto [°C]	Temperatura exterior de bolbo húmido [°C]	Humidade interior de conforto [%]
Arrefecimento	30,3	25	19,3	50
Aquecimento	1,9	20	-	-

3.3 Caracterização térmica da envolvente

De acordo com o pré-certificado energético, os elementos construtivos são introduzidos no IES VE. A descrição dos elementos opacos é feita na **Tabela 3.2** e dos elementos não opacos na **Tabela 3.3**. Pelo facto de a informação ser retirada do pré-certificado, os elementos construtivos têm, obrigatoriamente, de cumprir com os requisitos do RECS.

Tabela 3.2 - Descrição dos elementos construtivos opacos (do exterior para o interior).

	Elemento construtivo	Espessura [mm]	Condutividade térmica [W/(m.°C)]	Densidade [kg/m ³]	Coeficiente global de transferência de calor [W/(m ² .°C)]	
					Solução	Máximo
Parede Exterior	Betão armado	80	2,3	2350	0,54	0,7
	Poliestireno Expandido	60	0,037	25		
	Estuque	20	0,57	1300		
Parede Interior	Estuque tradicional	20	0,57	1300	2,44	-
	Betão armado	200	2,5	2350		
	Estuque	20	0,57	1300		
Cobertura	Godo branco	10	0,36	1840	0,32	0,5
	Poliestireno Expandido	100	0,037	25		
	Betonilha	50	1,15	1800		
	Betão armado	100	2,3	2350		
	Estuque	12,5	0,57	1300		
Pavimento Exterior	Betonilha	50	1,15	1800	0,36	0,5
	Betão leve	90	0,19	600		
	Poliestireno Expandido	70	0,0370	25		
	Betonilha	25	1,15	1800		
	Betão armado	270	2,3	2350		
	Estuque	20	0,57	1300		
Pavimento Interior	Betonilha	50	1,15	1800	0,34	-
	Betão leve	90	0,19	600		
	Poliestireno Expandido	80	0,037	25		
	Betonilha	25	0,57	1300		
	Betão armado	50	2,5	2350		
	Estuque	12,5	0,57	1300		

Tabela 3.3 - Descrição dos elementos construtivos não opacos.

	Elemento construtivo	Espessura [mm]	Condutividade térmica [W/(m.°C)]	Fator solar	
				Vidro	Global
Envidraçado simples	Painel exterior	6	1,06	0,40	0,10
	Cavidade	10	-		
	Painel interior	6	1,06		

3.4 Ganhos internos

Nos ganhos internos foram realizadas as seguintes considerações:

- Tipologia de edifício: Hotel de 4 ou 5 estrelas;
- Perfis de ganhos internos: de acordo com o Regulamento dos Sistemas Energéticos de Climatização em Edifícios, RSECE, para a tipologia acima mencionada – **ANEXO A.2**;
- Ocupação: uma pessoa por quarto com nível de atividade leve – **ANEXO A.3**.
- Iluminação: LED, com valores obtidos por levantamento das condições do hotel, feito pela empresa;
- Equipamentos: Mini frigorífico – valor fornecido pela empresa – e portátil – **ANEXO A.3**.

Tabela 3.4 - Ganhos internos do Hotel.

		Ganho sensível	Ganho latente	Fração radiativa
Ocupação	Quarto, WC e Corredores	70 W/pessoa	45 W/pessoa	-
Iluminação	Quarto	2,880 W/m ²	-	0,45
	WC	2,5 W/m ²	-	0,45
	Corredores	3,1 W/m ²	-	0,45
Equipamentos	Mini frigorífico	10 W	-	0,6
	Portátil	53 W	.	0,35

3.5 Infiltrações

Infiltração é a entrada indesejada de ar exterior para o edifício através de fendas, aberturas não intencionais de janelas ou do uso normal de portas exteriores. Prejudica o conforto térmico e acarreta cargas térmicas adicionais que terão de ser colmatadas pelo sistema AVAC. A ASHRAE define valores entre 0,1 e 0,6 renovações de ar por hora,

ach, para edifícios de comércio e serviços, e a empresa definiu um valor de **0,25 ach** para o caso em estudo.

3.6 Sistema AVAC

A solução de climatização escolhida inicialmente para o projeto foi um sistema centralizado ar-água, especificamente uma UTAN com recuperador de calor, ventiloconvectores como unidades terminais e extração de ar nas casas de banho. Como fontes térmicas utilizou-se uma caldeira de condensação e um *chiller*. O dimensionamento do sistema AVAC foi feito tendo em conta as seguintes considerações:

- A Unidade de Tratamento de Ar Novo aquece ou arrefece previamente o ar até 18 °C ou 25 °C, respetivamente, sendo insuflado nessas condições no espaço;
- A diferença de temperaturas máxima do ar no circuito do ventiloconvector é de 10 °C, ou seja, na situação de aquecimento entra a 20 °C e sai a 30 °C, e na situação de arrefecimento entra a 25 °C e sai a 15 °C.

O dimensionamento dividiu-se em 3 etapas:

- Determinação do caudal de ar novo;
- Cálculo das cargas térmicas de aquecimento e arrefecimento;
- Caracterização dos parâmetros dos ventiladores.

Por fim modelou-se o sistema AVAC, as fontes térmicas e os respetivos controladores.

3.6.1 Caudal de ar novo

O caudal de ar novo especificado no projeto foi de **100 m³/h**. De forma a validar se cumpre com o exigido na Portaria n.º 353-A/2013 calculou-se o caudal mínimo de ar para a diluição da carga poluente. O RECS propõe dois métodos, tendo-se escolhido o método prescritivo que considera um regime permanente e ocupação realizada unicamente por adultos. Baseia-se na determinação dos caudais de ar novo, que garantam a diluição da carga poluente devido:

- aos ocupantes do espaço e em função do tipo de atividade física;
- ao próprio edifício e em função do tipo de materiais usados.

O caudal de ar novo a considerar seria o maior dos dois valores, porém a portaria prevê que, para os espaços em que o tipo de atividade seja “Sono”, não deve ser calculado o caudal mínimo de ar novo em função dos materiais utilizados, sendo o requisito verificado unicamente em função da ocupação. Assim, para a taxa de ocupação de uma pessoa por quarto, obteve-se o valor de 16 m³/h – **ANEXO B.1**. Finalmente, para a situação de insuflação pelo teto de ar quente pelo menos 8 °C acima da temperatura do

local e extração/retorno pelo teto, uma eficiência de ventilação de 80% corresponde a um caudal mínimo de **20 m³/h**, muito inferior ao caudal do projeto.

3.6.2 Cargas térmicas

Os picos de cargas térmicas são um parâmetro fundamental de determinar, pois afetam a dimensão do sistema de climatização. Assumiu-se as piores condições para as situações de aquecimento e de arrefecimento, tal como definido no **Capítulo 2.2.7**, para funcionar como fator de segurança. Os cenários considerados foram:

- Carga térmica de aquecimento – não são contabilizados ganhos solares nem ganhos internos; o efeito da inércia térmica da estrutura é ignorado; a parcela do calor latente é nula, pelo que as perdas de calor são consideradas instantâneas maioritariamente por fenômenos de condução.
- Carga térmica de arrefecimento – são contabilizados ganhos solares; não são considerados perfis de ganhos internos, estando a iluminação, ocupação e equipamentos a 100% de carga durante todo o ano.

A carga térmica é composta por uma parcela devida à envolvente e outra devida à renovação de ar, segundo a equação:

$$CT_{total} = CT_{ventilação} + CT_{envolvente} \quad [2.9]$$

A fração da envolvente foi obtida no *software* IES VE e a ventilação foi calculada manualmente para a situação de arrefecimento através da equação:

$$CT_{ventilação_arref} = \dot{m}_{ar\ novo} \Delta h \quad [2.10]$$

E para a situação de aquecimento através da equação:

$$CT_{ventilação_aquec} = \dot{m}_{ar\ novo} c_{p\ ar} \Delta T \quad [2.11]$$

Esta distinção advém do facto de no inverno não se considerar efeito de cargas latentes. Por fim, a carga térmica considerada para efeitos de dimensionamento é o maior valor entre a carga de pico no aquecimento e no arrefecimento – **ANEXO B.2**.

3.6.3 Seleção de equipamentos

O sistema AVAC é constituído por ventiladores para a insuflação/extração de ar, ventiloconvectores nos quartos e equipamentos de geração térmica (que serão

apresentados em detalhe mais à frente). O cálculo dos caudais de ventilação e potências de funcionamento foi realizado de forma distinta para cada caso:

- Insuflação

Os elementos propulsores dos fluidos de transporte devem cumprir com os requisitos de eficiência previstos no RECS. No caso das UTAN, e como este é um projeto iniciado depois de Janeiro/2015, os ventiladores têm de ter uma potência específica, ou *Specific Fan Power*, SFP, mínima de 1250 W/(m³/s). Este parâmetro é um indicador de eficiência, pois quantifica a potência consumida pelo ventilador para circular 1 m³/s de ar e, assim, calcular a potência, P , do ventilador:

$P = SFP \cdot \dot{v}$	[2.12]
-------------------------	--------

No edifício em estudo, para este valor de potência específica, um caudal de ar novo de 100 m³/h por quarto e 229 quartos, obteve-se uma potência de **7,95 kW** para o ventilador de insuflação da UTAN – **ANEXO B.3.**

- Extração

O ar de exaustão é retirado dos quartos através de grelhas nas casas de banho e reconduzido para a UTAN, onde transfere ou absorve parte do calor do ar novo, permitindo assim uma redução do consumo energético do sistema. Neste caso a empresa forneceu um SFP de 340 W/(m³/s) que, aliado a um caudal de ar extraído de 100 m³/h por quarto e 229 quartos, obteve-se uma potência total de **2,16 kW** – **ANEXO B.3.**

- Ventiloconvectores

Os ventiloconvectores são os equipamentos terminais responsáveis por retirar ou fornecer calor sensível diretamente nos quartos. Como referido na introdução do **Capítulo 3.6**, a UTAN é responsável por insuflar o ar novo a uma temperatura entre [18 – 25] °C, sendo os ventiladores responsáveis pela carga térmica associada aos ganhos internos, solares e infiltrações. Para suprir uma determinada carga térmica, assumindo uma diferença de temperaturas máxima 10 °C, o caudal de ar recirculado no ventiloconvector foi calculado segundo as equações [2.13] e [2.14]:

$\dot{m}_{ventiloconvector} = \frac{CT_{total}}{c p_{ar} \Delta T}$	[2.13]
---	--------

$\dot{v}_{ventiloconvector} = \frac{\dot{m}_{ventiloconvector}}{\rho_{ar}}$	[2.14]
---	--------

Finalmente, o SFP foi obtido de acordo com os critérios da empresa: fazendo uma média do SFP de ventiloconvectores existentes no mercado, para a gama de caudais calculada. Obteve-se um SFP de $180 \text{ W}/(\text{m}^3/\text{s})$, sendo a potência de cada ventiloconvector calculada através da equação [2.12] – **ANEXO B.3**.

3.6.4 Modelação do sistema AVAC

A modelação foi feita no módulo ApacheAVAC do IES VE, como referido no **Capítulo 2.3.4**. Foi tido em conta não só os equipamentos e respetivas características, como também implementados controladores. O sistema modelado apresenta-se na **Figura 3.3**.

O percurso do ar inicia-se com a sua admissão, em 1, e segue para a UTAN, em 2, após

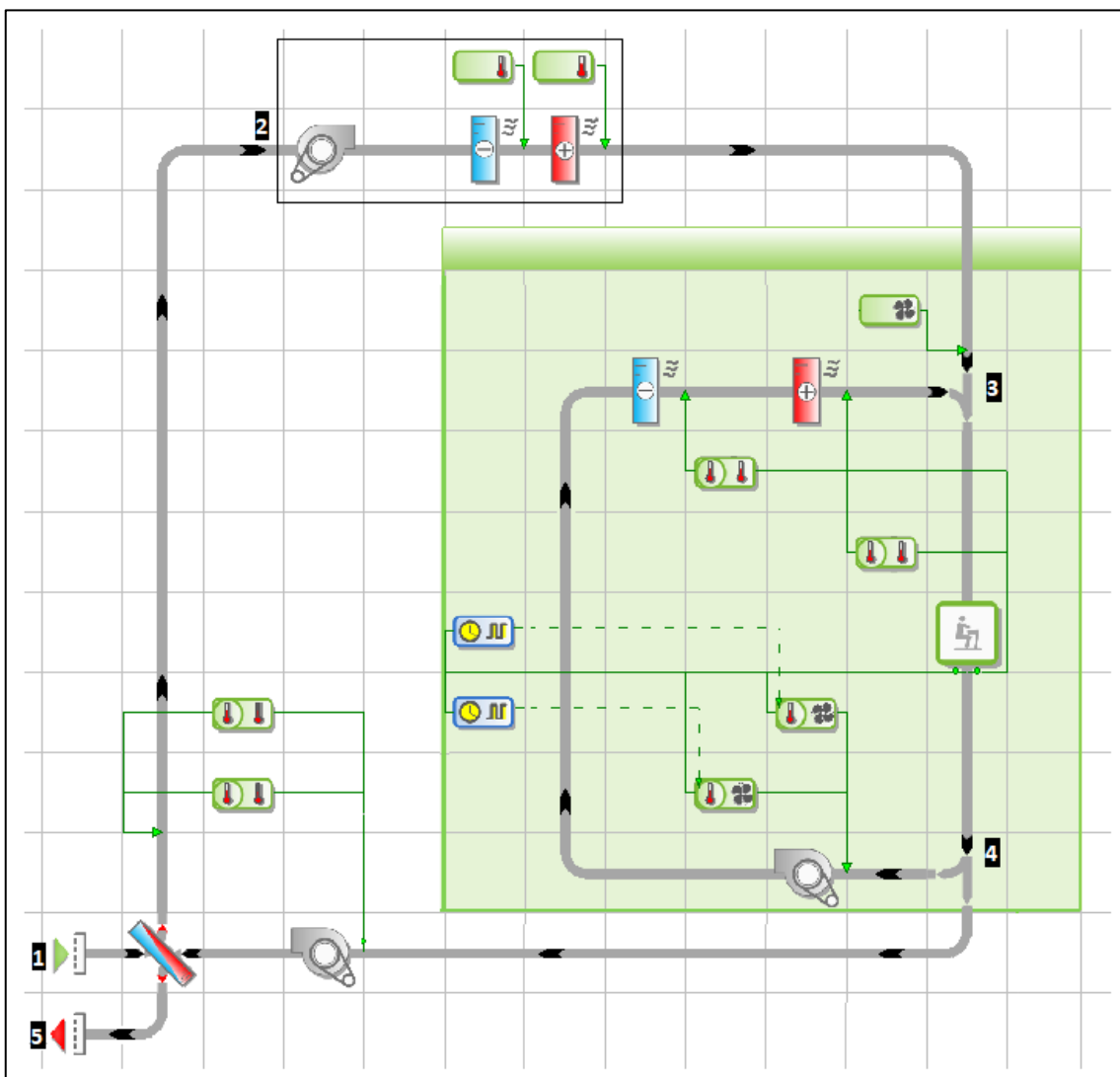


Figura 3.3 - Sistema AVAC - UTAN com recuperador de calor e ventiloconvectores.

atravessar o recuperador de calor. Em 3 dá-se a insuflação e mistura do ar novo com o ar tratado no ventiloconvector, e em 4 parte do ar circula novamente para o ventiloconvector e outra parte é extraída. Por fim, antes de ser libertado para a

atmosfera em 5, o ar percorre o recuperador de calor onde recebe ou fornece calor ao ar novo. A secção a verde representa as unidades terminais nos espaços climatizados. É uma funcionalidade do programa que, pelo facto de existirem os mesmos equipamentos em todos os quartos, permite condensar as unidades num formato mais simples de editar – num sistema geral - em vez de ter 1 sistema separado para cada quarto. Os parâmetros utilizados nos equipamentos e controladores são apresentados abaixo.

- Ventiladores

- Insuflação e extração: caudal constante e perfil de funcionamento 100% ligado;
- Ventiloinvectores: caudal variável com caudal mínimo igual a 50% do caudal de projeto, caso contrário o equipamento não consegue dissipar o próprio calor;

- Controladores

Conforme referido no **Capítulo 2.2.12**, os controladores são dispositivos capazes de manipular certos parâmetros dos equipamentos AVAC, de modo a garantir as condições interior de conforto pretendidas (temperatura, humidade e qualidade do ar). Foram implementados controlos ao nível da insuflação, dos ventiloinvectores e da extração:

- Insuflação: controladores de temperatura que garantiram uma temperatura do ar inferior a 25 °C após a bateria de arrefecimento, e temperatura superior a 18 °C depois da bateria de aquecimento da UTAN – **Figura 3.4**.

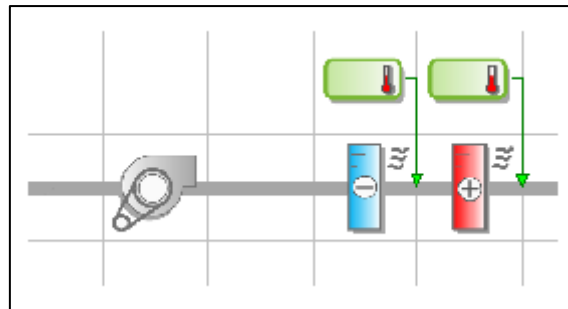


Figura 3.4 - Controladores de temperatura da UTAN.

- Ventiloinvectores: a **Figura 3.5** apresenta e enumera os diversos controladores incorporados nestas unidades.

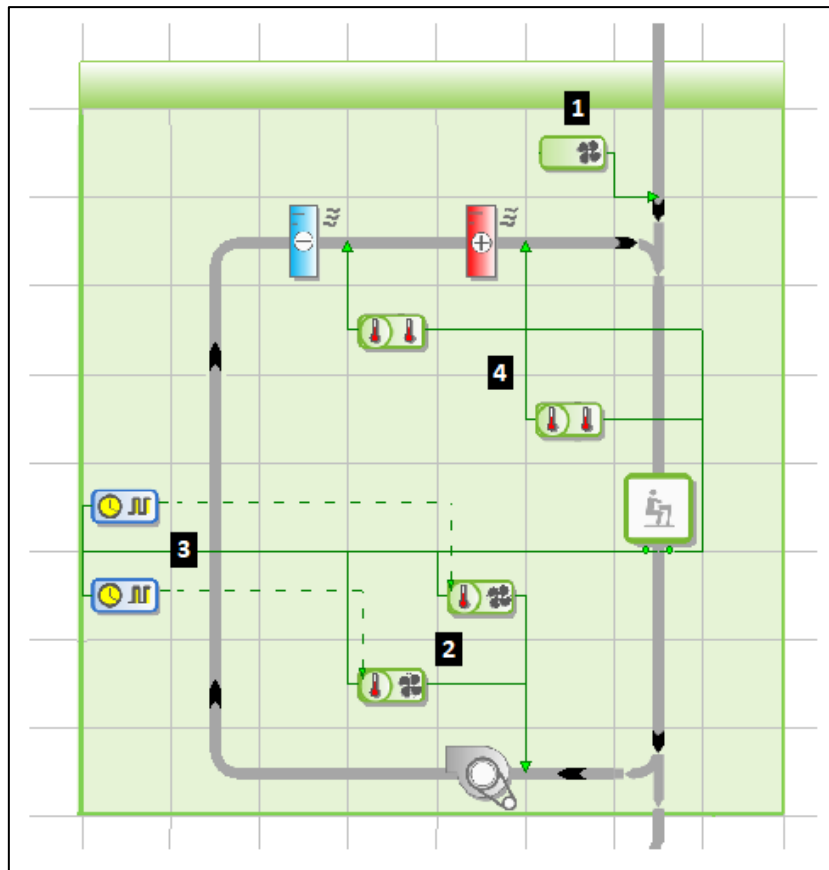


Figura 3.5 – Controladores de temperatura e caudal nos ventiloconvectores.

1. Controlador de caudal que garante o caudal de ar novo de projeto constante;
2. Controlador proporcional de caudal-temperatura que, em função da temperatura do espaço medida, manipula o caudal do ventilador de forma que este seja máximo quando as cargas são máximas, e mínimo quando as cargas são mínimas. O funcionamento deste tipo de controlador está descrito no **Capítulo 2.2.12** e a **Figura 3.6** apresenta a curva característica do ventilador de um dos quartos. Na situação de aquecimento – **Figura 3.6 (a)** – quando a temperatura do espaço é menor que $19,75\text{ }^{\circ}\text{C}$ o ventilador trabalha a caudal máximo; entre $[19,75 - 20,25]\text{ }^{\circ}\text{C}$ ajusta o caudal à carga térmica, e para temperaturas superiores a $20,25\text{ }^{\circ}\text{C}$ trabalha a caudal mínimo. O raciocínio aplicado na situação de arrefecimento – **Figura 3.6 (b)** – é idêntico.

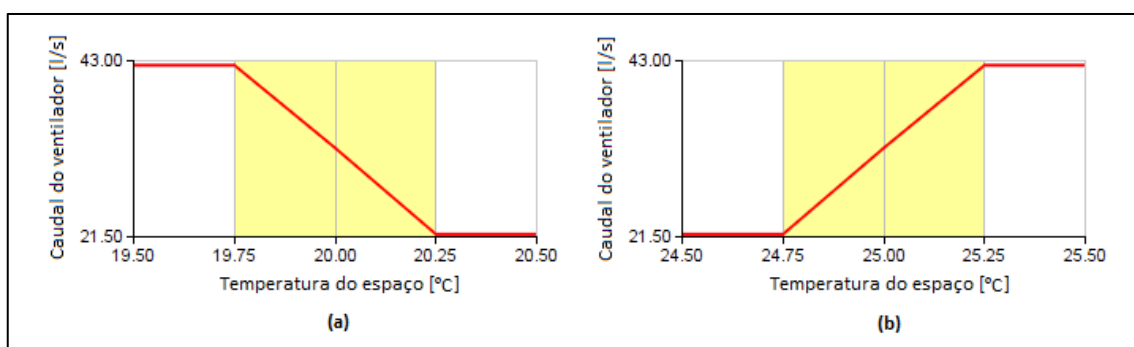


Figura 3.6 - Curva característica do ventilador no aquecimento (a) e no arrefecimento (b).

No que diz respeito à banda proporcional, a publicação *DA28 Building Management and Control Systems* da AIRAH, a equivalente australiana da ASHRAE, recomenda um valor mínimo de 1 °C para aquecimento e arrefecimento. No entanto, a empresa pretende um controlo rigoroso das condições interiores e por isso definiu uma banda proporcional de 0,5 °C.

3. Controlador *On/Off* que liga e desliga os ventiladores, quando o espaço está numa gama de temperaturas em que não é necessário colmatar cargas térmicas, de forma a poupar eletricidade. Caso exista oscilação em torno da temperatura *On/Off*, o ventilador irá ligar e desligar continuamente, diminuindo assim o seu período de vida útil. Para impedir que isto aconteça é definida uma banda de histerese que conserva o estado do ventilador até uma determinada temperatura. A **Figura 3.7** apresenta a curva característica dos ventiloconvectores: na situação de aquecimento – **Figura 3.7 (a)** – quando a temperatura do espaço é inferior a 20,75 °C o ventilador encontra-se sempre ligado, e só irá desligar quando atingir os 21,25 °C devido ao fenómeno de histerese; por outro lado, caso o ventilador esteja desligado, apenas irá ligar novamente quando a temperatura do espaço for menor do que 20,75 °C. O raciocínio aplicado na situação de arrefecimento – **Figura 3.7 (b)** – é idêntico.

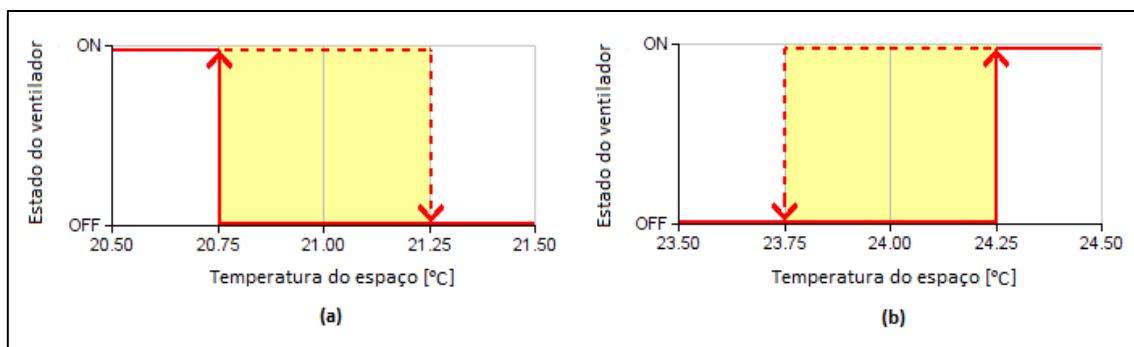


Figura 3.7 - Curva característica dos controladores On/Off no aquecimento (a) e no arrefecimento (a).

4. Controlador proporcional que, em função da temperatura do espaço, manipula a abertura da válvula da bateria, de forma a controlar a temperatura do ar à sua saída. Como referido na introdução do **Capítulo 3.6**, a diferença de temperaturas máxima do ar à saída do ventiloconvector é de 10 °C e, por isso, o ar é aquecido ou arrefecido no máximo até 30 °C ou 15 °C, respetivamente. A **Figura 3.8** apresenta a curva característica das baterias: na situação de aquecimento – **Figura 3.8 (a)** – quando a temperatura do quarto é inferior a 20,25 °C a bateria insufla ar a 30 °C; entre [20,25 – 20,75] °C ajusta a temperatura de insuflação e para temperaturas superiores a 20,75 °C a bateria para de aquecer o ar. O raciocínio aplicado na situação de arrefecimento – **Figura 3.8 (b)** – é idêntico.

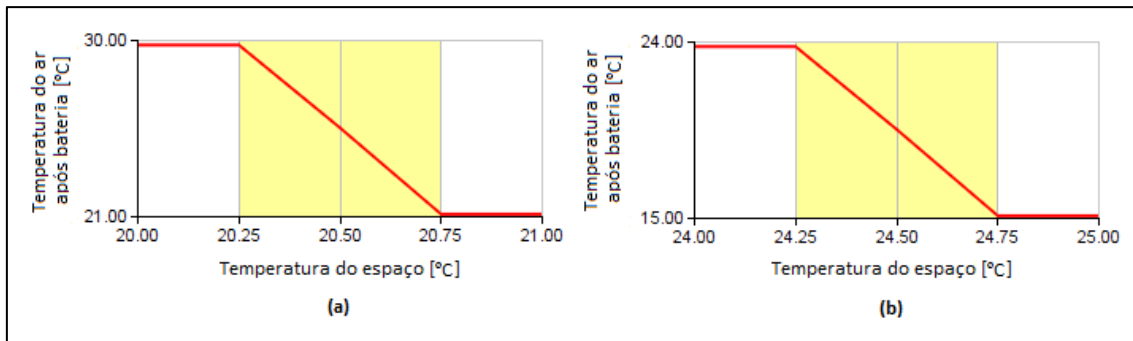


Figura 3.8 - Curva característica das baterias no aquecimento (a) e no arrefecimento (b).

- Recuperador de calor
 - Recuperador de placas com uma eficiência mínima de 73%, de acordo com a Diretiva Ecodesign de 2018;
 - Controladores de temperatura – **Figura 3.9** – que garantem que o permutador aquece o ar no máximo até 18 °C e arrefece até 25 °C, nas situações que assim o permitem.

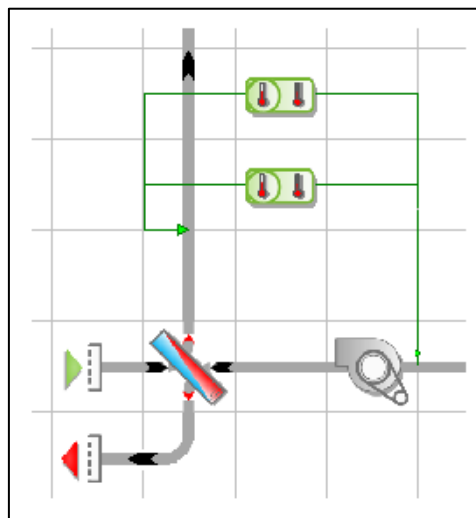


Figura 3.9 - Recuperador de calor e respetivos controladores.

3.6.5 Energia térmica

Por último, introduziu-se uma cadeira de condensação a gás natural para aquecimento e um *chiller* de condensação a ar para arrefecimento, sendo os respetivos funcionamentos descritos no **Capítulo 2.2.10**. O sistema de distribuição definido foi do tipo primário/secundário, no qual existem dois circuitos: o circuito primário, com caudal constante e composto pelos equipamentos de produção térmica, e o circuito secundário, com caudal variável responsável por distribuir a energia térmica pelos espaços. Entre outras, esta configuração permite um controlo individual dos

equipamentos de produção e de distribuição de carga, garante sempre um caudal mínimo nos equipamentos primários e permite circuitos de menor dimensão quando comparados com os sistemas unicamente primários.

▪ Parâmetros do sistema

- Potência dos equipamentos de geração térmica igual ao pico de carga térmica correspondente do edifício, acrescido de 15% como fator de segurança;
- Perdas de calor nas tubagens igual a 10% - valor típico descrito pela ASHRAE;
- Perda de carga de 150 kPa no circuito primário e 300 kPa no circuito secundário – valores estimados pela empresa;
- Rendimento das bombas de 80%, sendo que cerca de 90% do calor gerado é libertado para o circuito primário e secundário;
- Caldeira de condensação a gás natural com 89% de eficiência, fornecimento de água quente a 60 °C e retorno a 40 °C;
- *Chiller* de condensação a ar com dois compressores de parafuso, rácio de eficiência energética sazonal (SEER) de 3, fornecimento de água refrigerada a 7 °C e retorno a 14 °C.

No sentido de assegurar mecanismos de reserva, o projeto incluiu dois *chillers* e duas caldeiras na eventualidade de falha de um dos equipamentos – **Figura 3.10**. Cada um tem 50% da capacidade total.

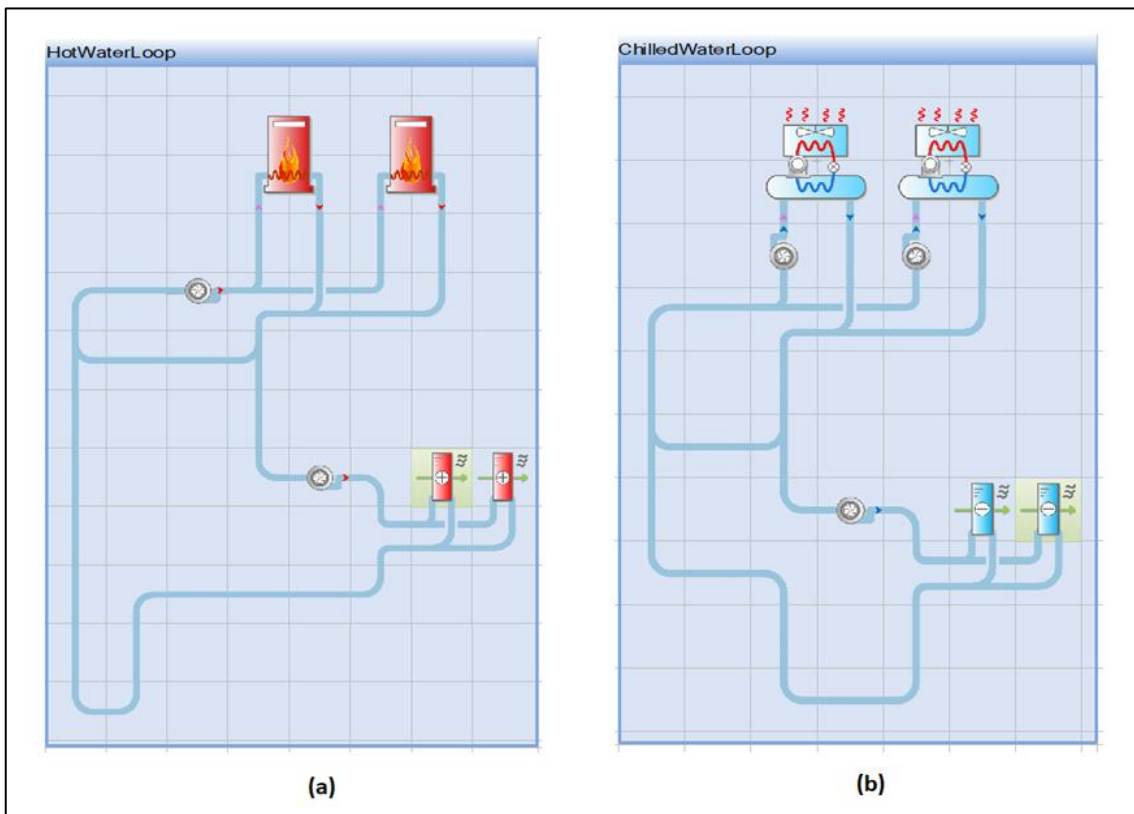


Figura 3.10 - Circuito primário/secundário de aquecimento (a) e arrefecimento (b).

RESULTADOS

4.1 SOLUÇÃO BASE

4.2 ALTERAÇÕES NA ENVOLVENTE

4.3 ALTERAÇÕES NOS GANHOS INTERNOS

4.4 ALTERAÇÃO NO SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO

4.5 COMPARAÇÃO GLOBAL DO CUSTO ENERGÉTICO

4 RESULTADOS

Neste capítulo apresenta-se o impacto de várias soluções construtivas e de climatização relativamente a:

- necessidades térmicas das baterias, ou seja, o calor que as baterias forneceram ou retiraram do ar;
- consumo do sistema AVAC, que inclui equipamentos de geração térmica, ventiladores e bombas do circuito primário/secundário;
- custo energético do sistema, que tem em conta o tipo de energia utilizada (primária ou secundária) e o respetivo custo.

O estudo baseou-se na alteração das seguintes características:

- Envolvente: qualidade térmica e fator solar dos envidraçados; palas de sombreamento verticais; espessura da parede exterior e cobertura;
- Ganhos internos: densidade de iluminação e potência do frigorífico;
- Sistema de climatização: caudal e temperatura de ar novo insuflado, conceito de ventilação (exaustão nas casas de banho e grelhas de fachada) conceito AVAC (sistemas autónomos de expansão direta) e intervalo de temperaturas de conforto;
- Localização: Porto, Faro e Bragança.

4.1 Solução base

A solução de climatização escolhida para o projeto foi um sistema centralizado ar-água, mais concretamente uma UTAN com recuperador de calor, ventiloconvectores como unidades terminais e extração de ar nas casas de banho. Como fontes térmicas utilizou-se uma caldeira de condensação alimentada a gás natural e um *chiller* elétrico. A modelação do edifício encontra-se descrita no **Capítulo 3.6** e os resultados foram obtidos através do *software* IES VE.

Na **Figura 4.1** apresentam-se as necessidades térmicas das baterias para as condições de projeto e a distribuição dos ganhos internos: verifica-se que o edifício tem necessidades térmicas semelhantes – **28,5 kWh/m²** de arrefecimento e **29,3 kWh/m²** de aquecimento – e em termos de ganhos térmicos os equipamentos ocupam a maior parcela, seguidos da ocupação e iluminação. Relativamente aos espaços, a **Figura 4.2** mostra o perfil típico de temperaturas: predominantemente mínima nos meses de aquecimento, máxima nos meses de arrefecimento e entre [21-24] °C nos períodos de meia estação.

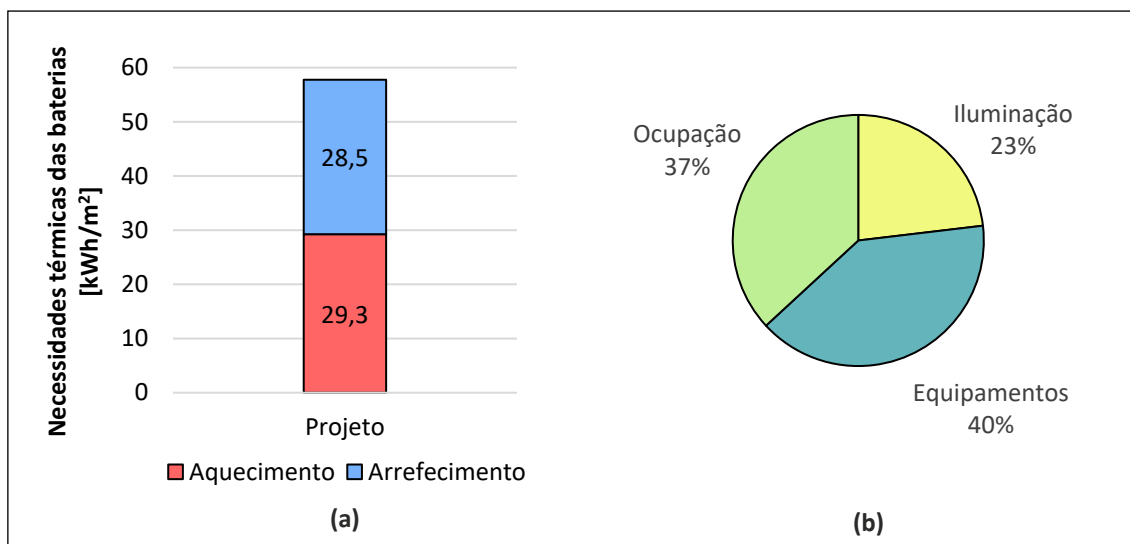


Figura 4.1 - Necessidades térmicas das baterias para as condições de projeto (a) e distribuição dos ganhos internos (b).

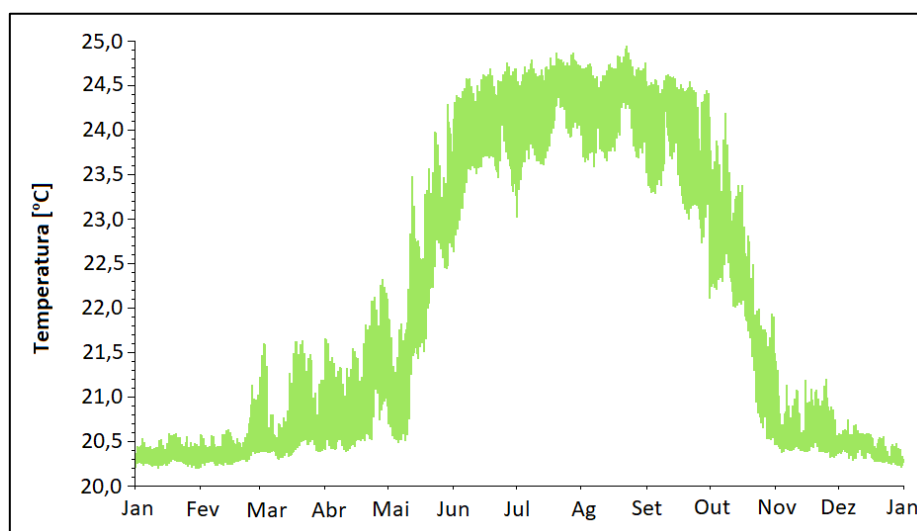


Figura 4.2 - Perfil típico de temperaturas dos quartos ao longo do ano.

Na **Figura 4.3** observa-se o comportamento das necessidades térmicas instantâneas das baterias ao longo do ano. Como esperado, a amplitude das necessidades é superior nas estações de inverno e de verão, tendo picos máximos de **85,3 kWh/m²** e **174,7 kWh/m²** respetivamente, e consumos reduzidos em períodos de meia estação, com especial enfoque no mês de maio.

O consumo AVAC foi calculado mediante a energia consumida nos equipamentos de geração térmica, ventiladores, bombas do circuito primário/secundário e perdas de distribuição; o custo energético foi calculado para um preço de 110 €/MWh para a eletricidade e 45 €/MWh para o gás natural – **ANEXO C.1**. Conforme a **Tabela 4.1** obteve-se um valor de **72,5 kWh/m²** para o sistema AVAC com um custo total de **5,62 €/m²**, ou seja, **18.400 €/ano**. Este consumo encontra-se dentro dos valores típicos das construções portuguesas, entre [50-100] kWh/m², não havendo, porém, valores de referência pois não se pratica *benchmarking* em Portugal.

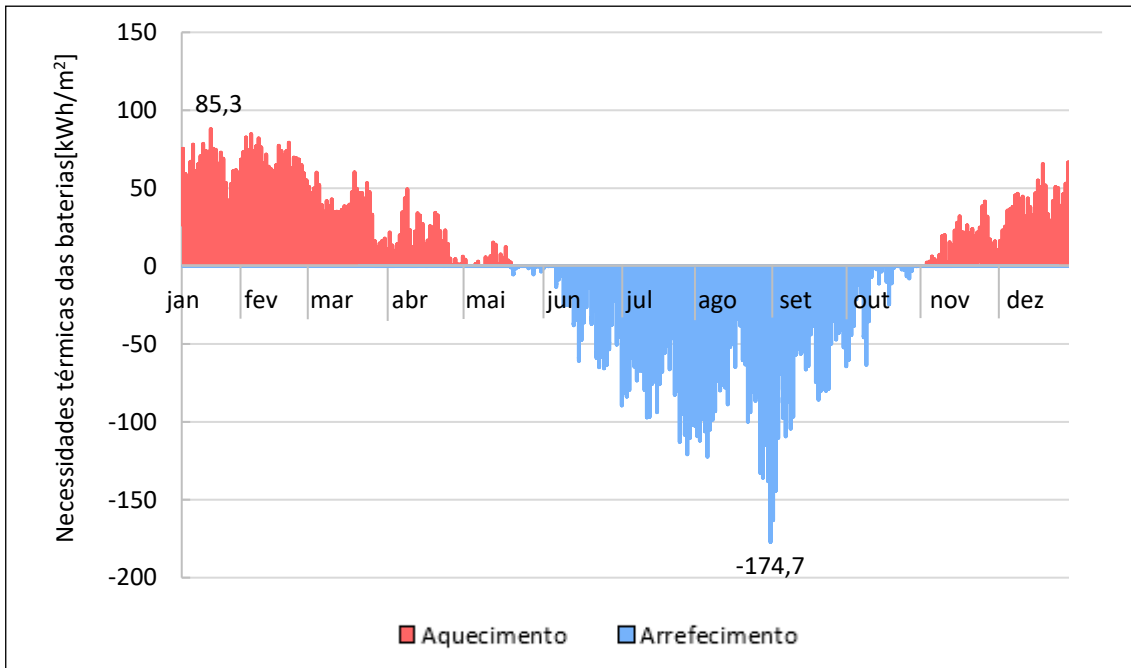


Figura 4.3 - Necessidades térmicas instantâneas das baterias ao longo do ano.

Tabela 4.1 - Consumo AVAC e custo energético do edifício em condições de projeto

Consumo AVAC [kWh/m ²]	Custo Energético [€/m ²]
72,5	5,62

No que respeita aos equipamentos, pode-se verificar da **Figura 4.4** que os ventiladores representam mais de metade da despesa do sistema de climatização, cerca **54%**, seguido pela caldeira com **26%**, *chiller* com **18%** e finalmente pelas bombas com uma percentagem ínfima de **2%**. De facto, **97%** do consumo dos ventiladores pertence à UTAN, sendo por isso o respetivo SFP um parâmetro fundamental e decisivo na seleção destes equipamentos.

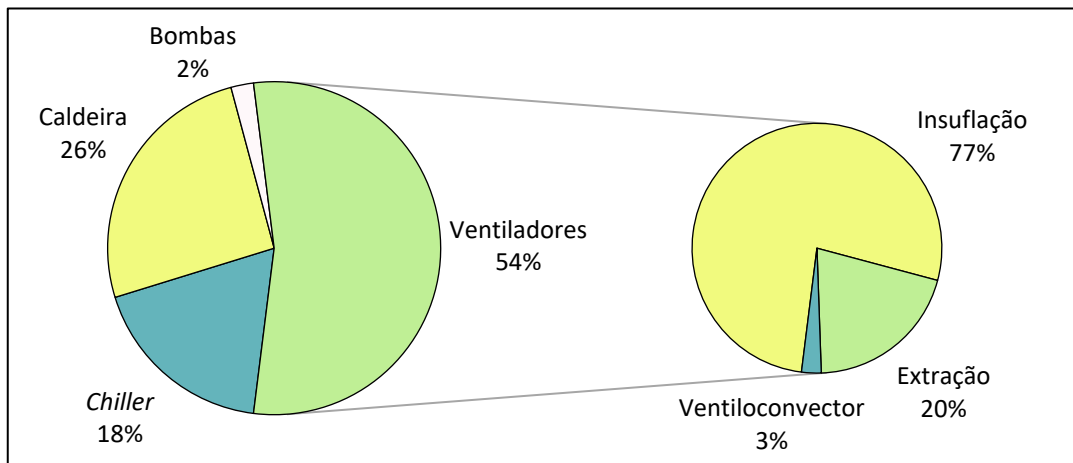


Figura 4.4 - Percentagem de cada equipamento no custo energético do sistema AVAC.

4.2 Alterações na envolvente

▪ Envidraçados

De forma a avaliar o impacto dos envidraçados modificaram-se 2 parâmetros: o coeficiente de transmissibilidade, U , e o fator solar. Um aumento do coeficiente de transmissibilidade corresponde a uma diminuição da resistência térmica equivalente da fachada, promovendo assim uma maior transferência de calor entre o edifício e o ambiente exterior. Na **Figura 4.5** observam-se as consequências desta alteração:

- Na situação de aquecimento há um aumento das necessidades térmicas pois o edifício perde mais calor;
- No caso do arrefecimento ocorrem duas situações distintas: o edifício encontra-se a 25 °C e, por isso, recebe calor quando o exterior está a uma temperatura superior a 25 °C, e liberta quando o exterior está a uma temperatura inferior a este *setpoint*; ora, como na estação de arrefecimento o ar exterior passa mais tempo a uma temperatura menor que 25 °C, no balanço global liberta mais calor, diminuindo as necessidades térmicas de arrefecimento.

A variação é superior nas necessidades térmicas de aquecimento, pois a diferença de temperaturas entre o edifício e o ar exterior é maior nesta situação. O consumo AVAC aumentou **26%**.

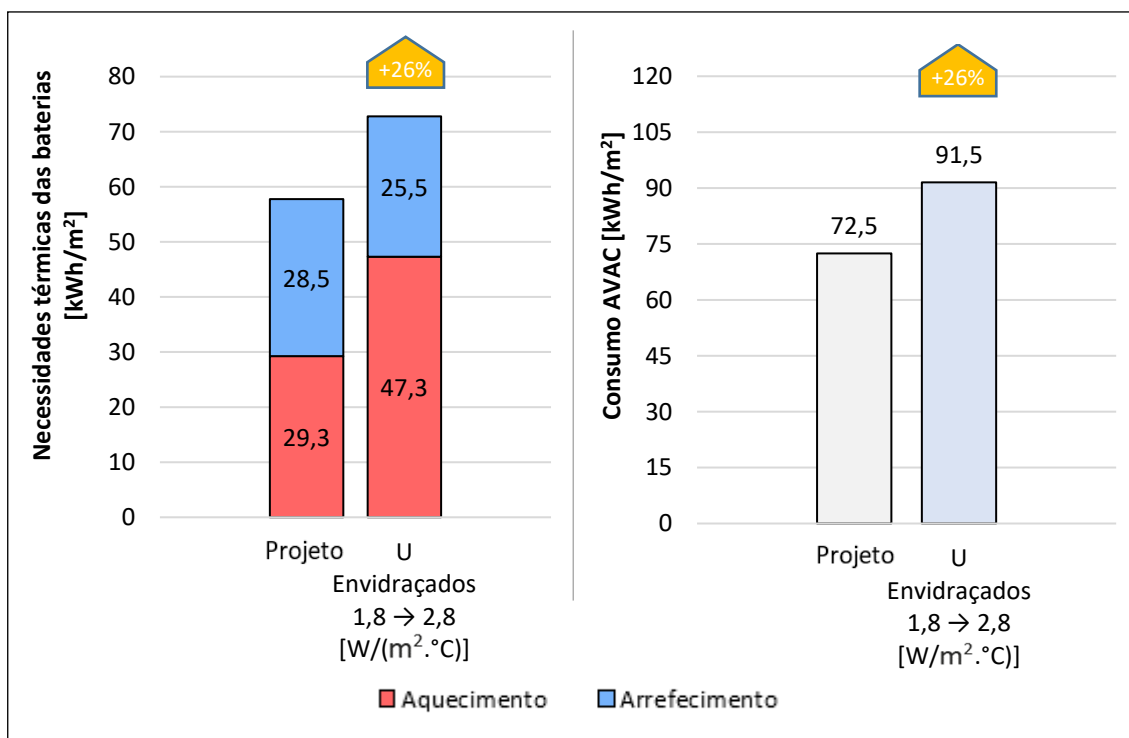


Figura 4.5 - Necessidades térmicas das baterias e consumo AVAC para envidraçados de qualidade térmica diferente.

O fator solar afeta a quantidade total de energia que o atravessa o envidraçado. Assim, a mudança de um valor projeto de 0,4 para 0,7 aumenta os ganhos solares, significando maiores necessidades térmicas de arrefecimento e menores necessidades térmicas de aquecimento - **Figura 4.6**. Na diminuição de fator solar verifica-se o contrário. A discrepância entre a variação das necessidades justifica-se pelo facto de, na estação de inverno, a única orientação que aumenta consideravelmente os ganhos solares é a Sul, enquanto no verão os ganhos solares aumentam a Sul, a Este e a Oeste.

No que diz respeito ao consumo AVAC, para um fator solar de 0,7, apesar de ocorrer um aumento de **25%** nas necessidades térmicas totais, há uma diminuição de **1,7%**. Este efeito é causado pela diferença de eficiências entre a caldeira e o *chiller*: para um rendimento de 89%, a caldeira tem um maior peso no consumo AVAC do que o *chiller*, que tem um COP de 3. Isto é, para fornecer 1 kWh a caldeira consome 1,12 kWh, ao passo que o *chiller* apenas consome 0,33 kWh. Por esse motivo, no balanço global, a diminuição nas necessidades térmicas de aquecimento teve um maior peso no consumo AVAC. O mesmo raciocínio explica o sucedido no caso da diminuição do fator solar.

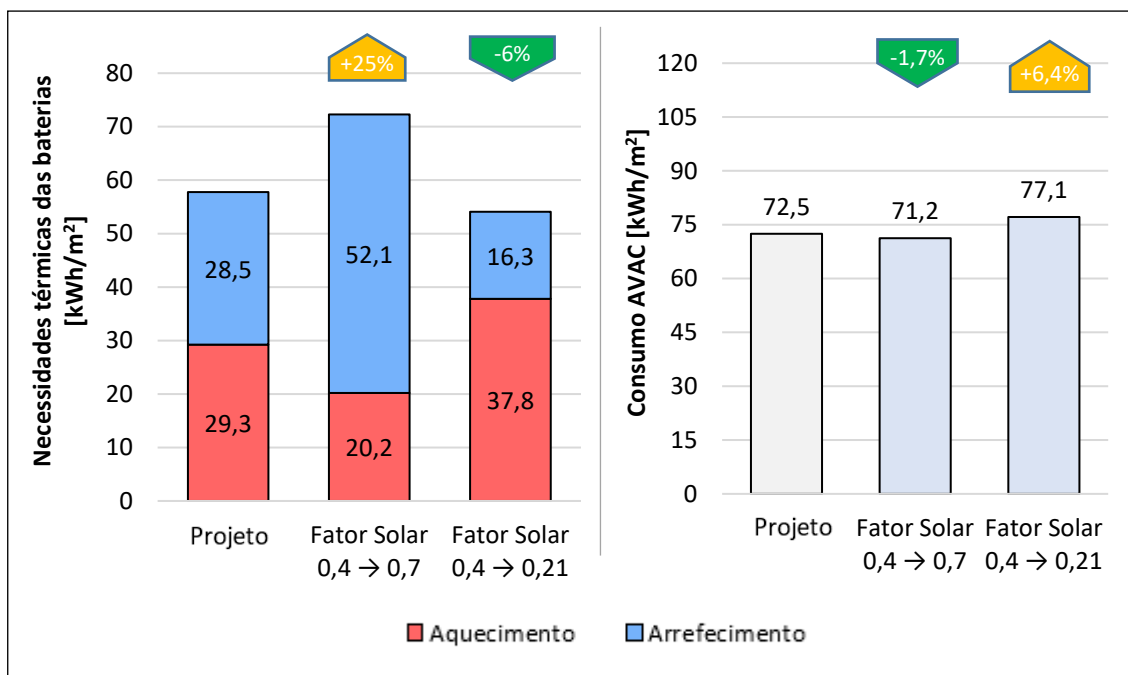


Figura 4.6 - Necessidades térmicas das baterias e consumo AVAC para envidraçados com diferentes fatores solar.

Importa mencionar que o cenário de fator solar igual a 0,7 cumpre com os requisitos regulamentados de fator solar máximo admissível do vão, devido à existência de dispositivos de proteção solares.

▪ Palas de sombreamento verticais

De forma a avaliar o impacto das palas de sombreamento verticais, comparou-se as necessidades térmicas de projeto com as necessidades térmicas do edifício sem palas, em cada uma das orientações, realizando-se 4 simulações distintas. Na **Figura 4.7** apresentam-se os ganhos solares por orientação para as condições de projeto (à esquerda) e a variação das necessidades térmicas das baterias (à direita). No que respeita aos ganhos solares confirma-se que a orientação Norte é aquela com menos ganhos, seguida por ordem crescente pelo Sul, Oeste e por fim Este. Relativamente às necessidades térmicas verificou-se o seguinte:

- A existência de palas de sombreamento a Norte pouco ou nada afeta as necessidades térmicas, pois na estação de aquecimento esta orientação não recebe radiação direta, e na estação de arrefecimento recebe uma pequena fração de radiação direta no princípio da manhã e fim da tarde;
- A orientação Sul é a mais beneficiada na estação de aquecimento, pois o percurso do sol efetua-se para azimutes muito próximos do Sul geográfico e assim os ganhos solares são maiores; na estação de arrefecimento o sol apresenta um ângulo de incidência elevado, a própria laje do edifício funciona como obstáculo horizontal e, por isso, os ganhos solares permanecem pequenos mesmo sem palas de sombreamento vertical;
- Nas orientações de Este e Oeste o sol incide durante longas horas da manhã ou longas horas da tarde, com um ângulo próximo da perpendicular à fachada, maximizando a captação solar. Neste caso os ganhos solares nas condições de projeto são maiores a Este, sendo por isso superior a variação das necessidades térmicas de aquecimento e de arrefecimento, face à orientação Oeste.

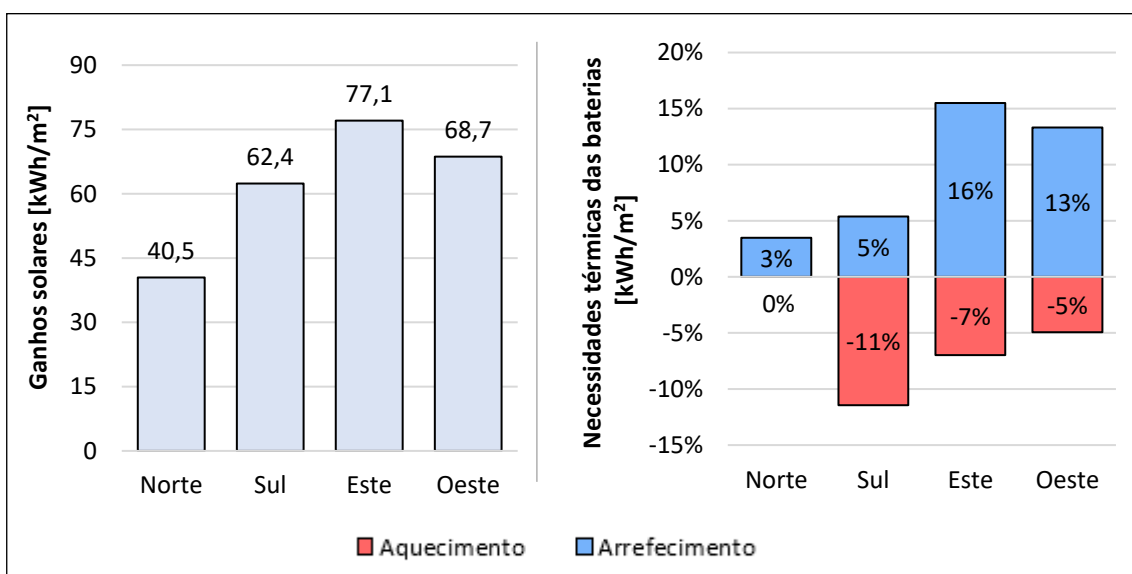


Figura 4.7 – Ganhos solares de cada orientação nas condições de projeto e variação das necessidades térmicas das baterias no caso de orientações sem palas de sombreamento.

- Paredes exteriores e cobertura

A variação da espessura das paredes exteriores e da cobertura permitiu avaliar de que forma o isolamento térmico e a inércia térmica afetam o desempenho energético do Hotel. Quanto maior a espessura maior é o isolamento, porém a inércia térmica está limitada por uma massa superficial máxima de 150 kg/m^2 . Nas **Figuras 4.8 e 4.9** apresentam-se os resultados obtidos na duplicação da espessura do betão, nas paredes exteriores e cobertura: confirma-se que em termos de necessidades térmicas como de consumo AVAC a redução foi marginal, concluindo que este parâmetro não é fundamental no desempenho energético deste edifício.

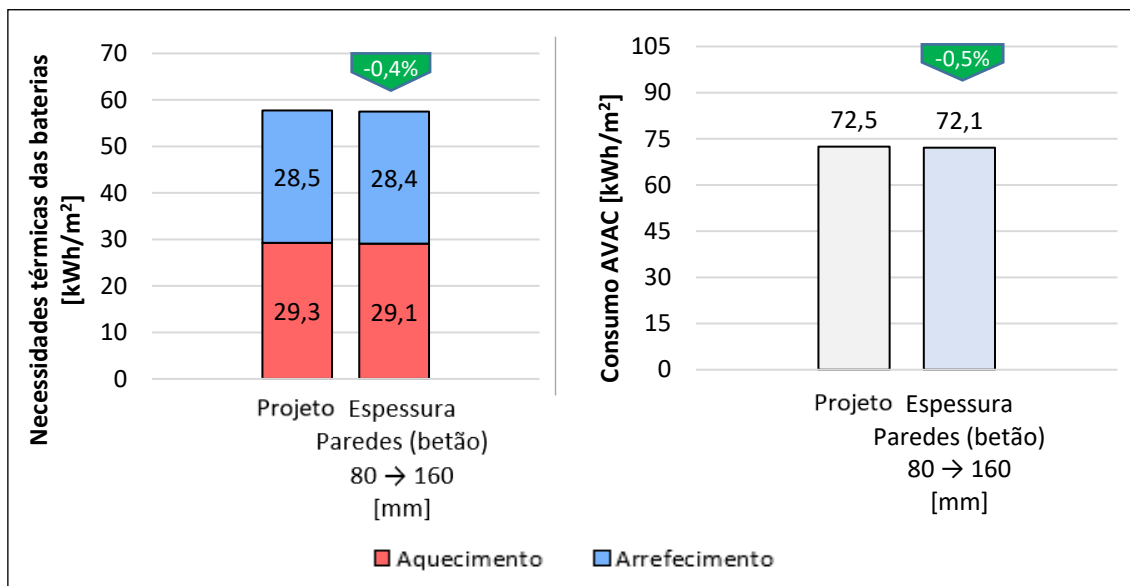


Figura 4.8 - Necessidades térmicas das baterias e consumo AVAC para diferente espessura de parede exterior.

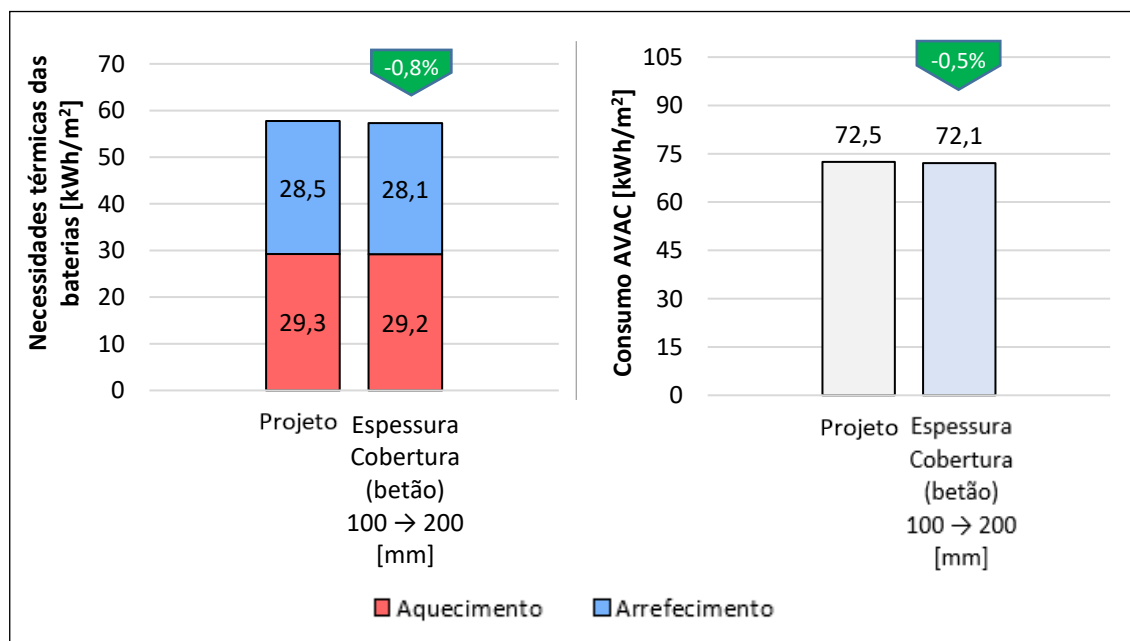


Figura 4.9 - Necessidades térmicas das baterias e consumo AVAC para diferente espessura da cobertura.

4.3 Alterações nos ganhos internos

De forma a avaliar o impacto dos ganhos internos de iluminação e equipamentos, aumentou-se a densidade de iluminação e o tamanho do frigorífico. Como esperado, as **Figuras 4.10 e 4.11** demonstram que um aumento dos ganhos internos provoca uma diminuição das necessidades térmicas de aquecimento e um aumento das necessidades térmicas de arrefecimento que, no balanço global, se anula. Porém, como explicado anteriormente, a caldeira tem um peso maior no consumo AVAC, resultando numa redução de **4,2%** no cenário de maior densidade de iluminação, e de **2,7%** no cenário de maior potência do frigorífico.

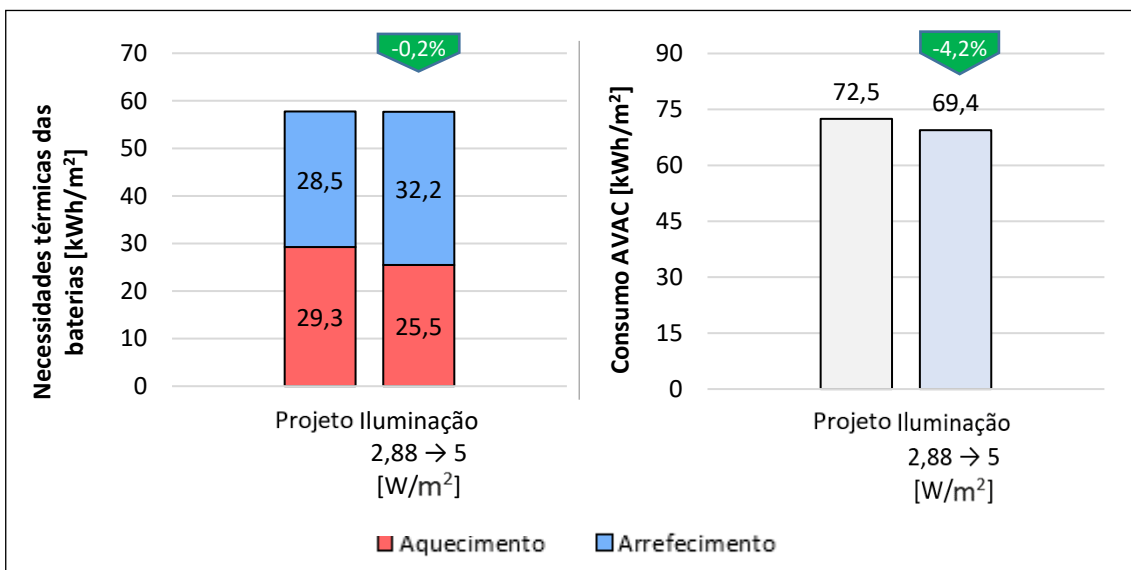


Figura 4.10 - Necessidades térmicas das baterias e consumo AVAC para diferente intensidade de iluminação.

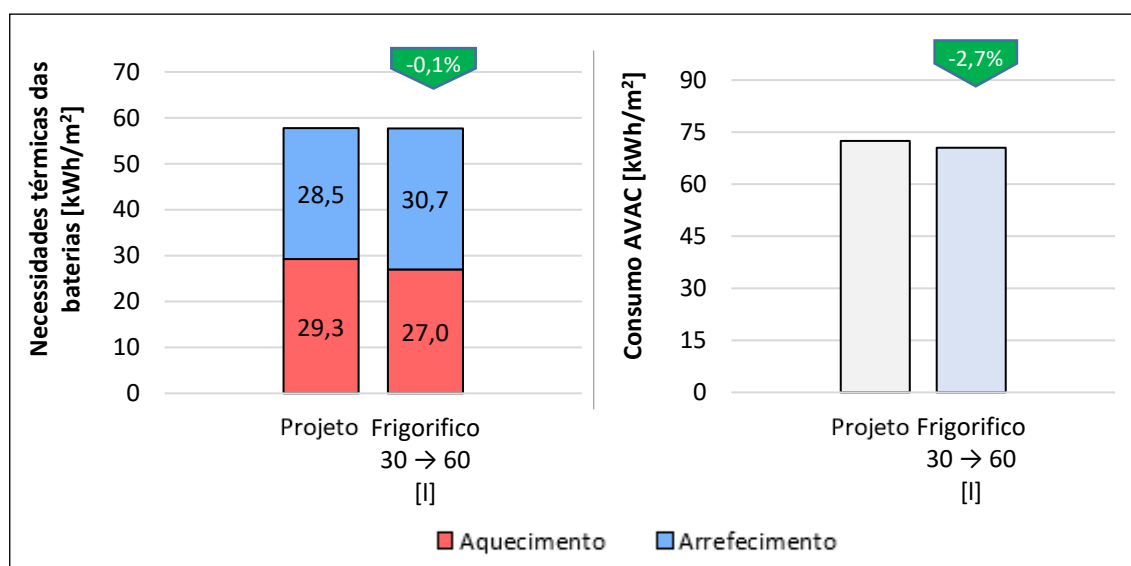


Figura 4.11 - Necessidades térmicas das baterias e consumo AVAC para diferente potência frigorífica.

4.4 Alterações no sistema de climatização

- Temperatura de insuflação

Conforme descrito no **Capítulo 3.6**, a temperatura de conforto varia entre [20-25] °C e o ar é insuflado entre [18-25] °C. Esta diferença de 2 °C existe de forma que ocorra um efeito desejável de *free-cooling*, ou seja, nas situações de arrefecimento, especialmente nas noites de verão, o ar entra a 18 °C e é aquecido até 20 °C pelo ar do espaço e não pelas baterias de aquecimento, permitindo assim poupança de energia.

A **Figura 4.12** apresenta o resultado da diminuição da temperatura de insuflação: há uma diminuição de **5,7%** nas necessidades térmicas de arrefecimento e de **2,5%** no consumo AVAC.

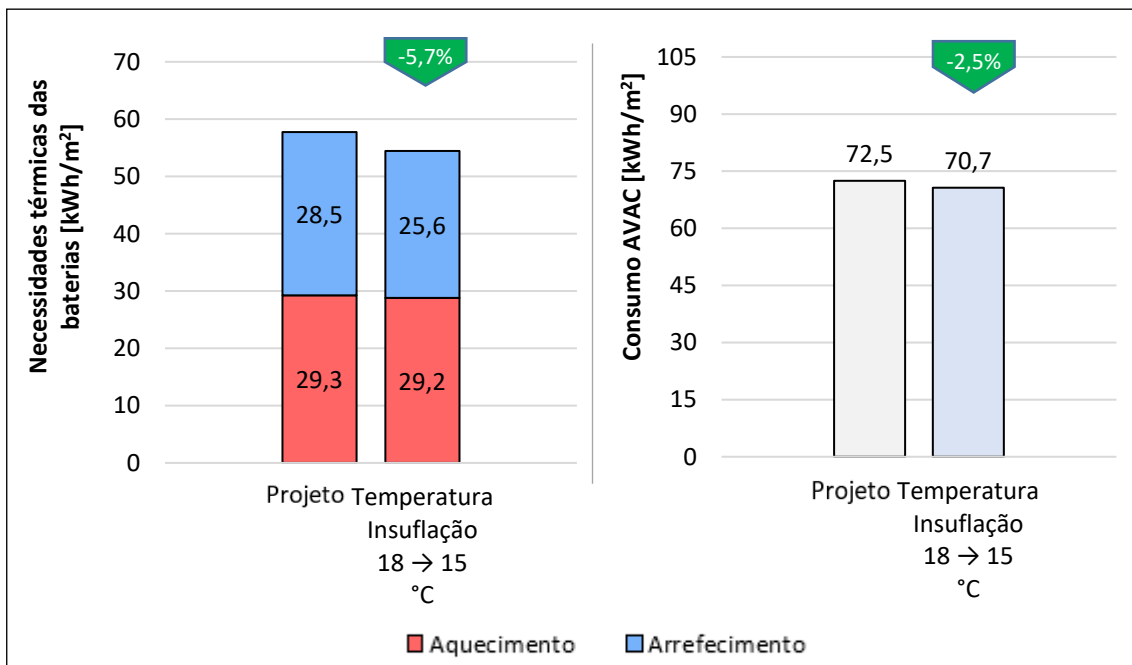


Figura 4.12 - Necessidades térmicas das baterias e consumo AVAC para diferente temperatura de insuflação de ar novo.

- Caudal de insuflação

De modo a estudar o impacto do caudal de ar novo, alterou-se o caudal de projeto de 100 m³/h para o valor mínimo permitido pelo RECS de 20 m³/h. Como se pode ver na **Figura 4.13**, esta redução teve como consequência uma grande diminuição das necessidades térmicas de aquecimento, pois o caudal de ar novo a aquecer tornou-se cinco vezes menor; porém ocorreu um aumento das necessidades térmicas de arrefecimento devido à diminuição do efeito de *free-cooling*. No balanço global o consumo AVAC diminuiu **48%**, em virtude do maior peso do aquecimento no consumo do sistema.

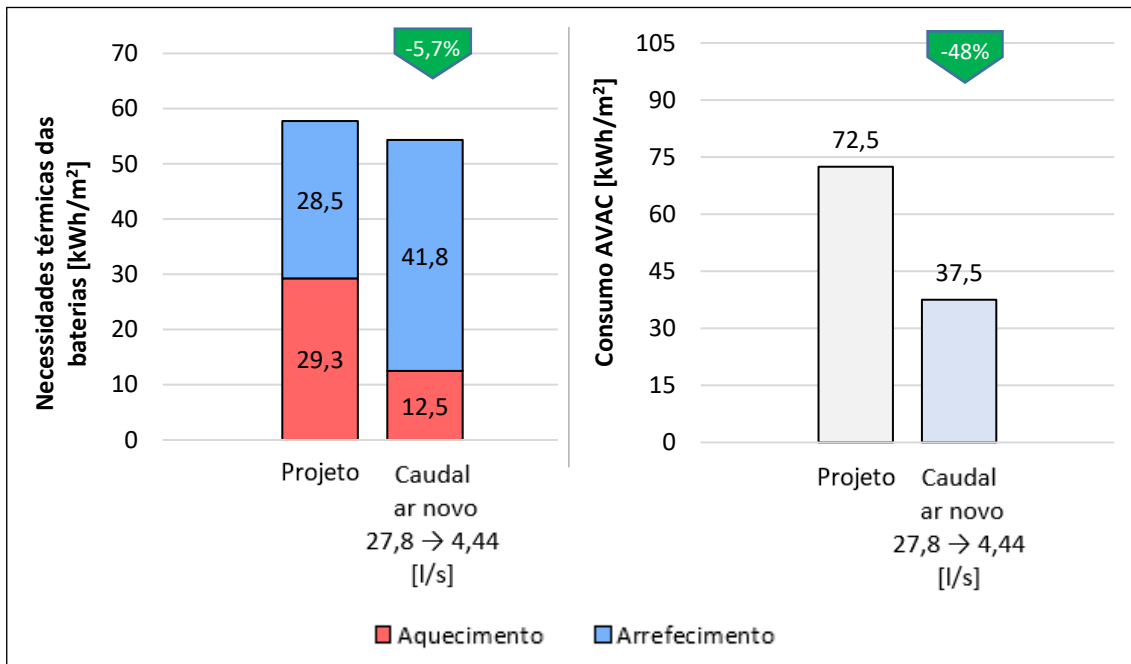


Figura 4.13 - Necessidades térmicas das baterias e consumo AVAC para diferente caudal de insuflação de ar novo.

- Intervalo de temperaturas de conforto

De forma a avaliar o efeito das temperaturas de conforto no consumo, variou-se em +/- 1 °C o intervalo definido pelo RECS. É assumido que as superfícies estão bem tratadas, e por isso a temperatura operativa aproxima-se da temperatura do espaço. Como esperado, na **Figura 4.14** confirma-se:

- A diminuição das necessidades térmicas de arrefecimento na mudança de 25 para 26 °C;
- A diminuição das necessidades térmicas de aquecimento na mudança de 20 para 19 °C;
- E, portanto, uma redução global das necessidades térmicas totais.

Relativamente ao consumo AVAC, apesar das necessidades de aquecimento reduzirem menos do que as de arrefecimento – **14%** contra **19%** – o efeito no consumo é superior na situação de aquecimento – **12%** contra **5%** do arrefecimento – por causa da diferença de eficiências entre a caldeira e o *chiller*.

Em termos regulamentares, a *ASHRAE Standard 55* define um intervalo de temperaturas de conforto de [21-26] °C, para 50% de humidade relativa – **Figura 4.15**. Assim, este estudo apenas seria viável para as situações de arrefecimento. No caso do aquecimento, uma temperatura de 19 °C seria exequível somente nas horas de sono, pelo facto dos edredons aumentarem a resistência térmica às perdas de calor, e do próprio corpo reduzir a sua temperatura interna devido ao fenómeno de homeostasia.

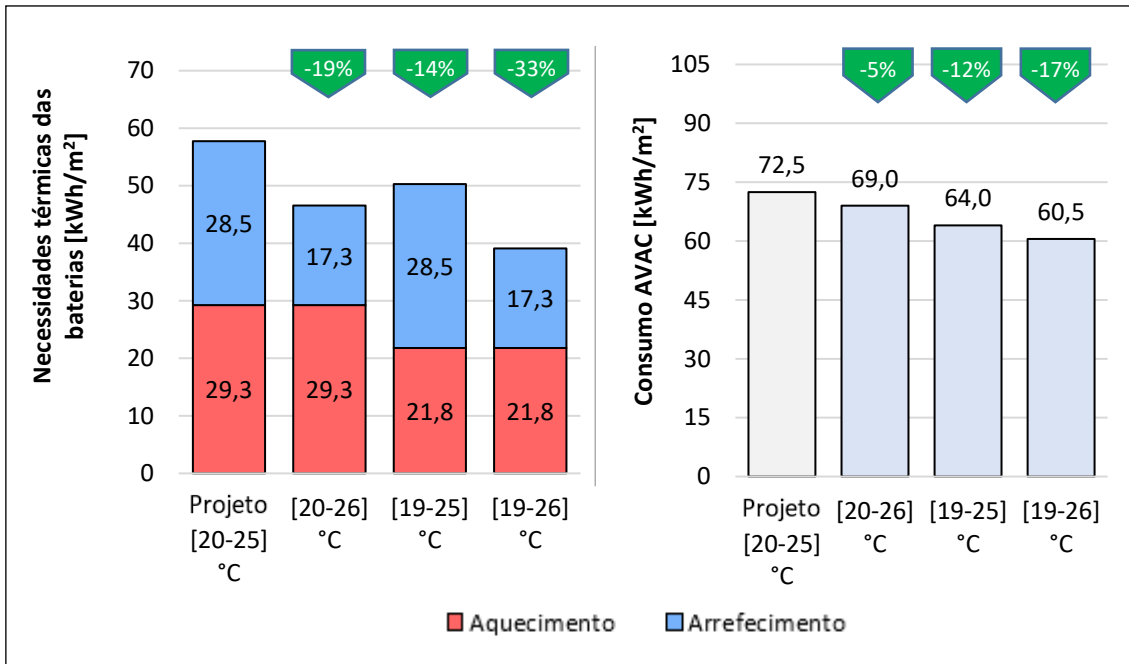


Figura 4.14 - Necessidades térmicas das baterias e consumo AVAC para diferentes intervalos de temperatura de conforto.

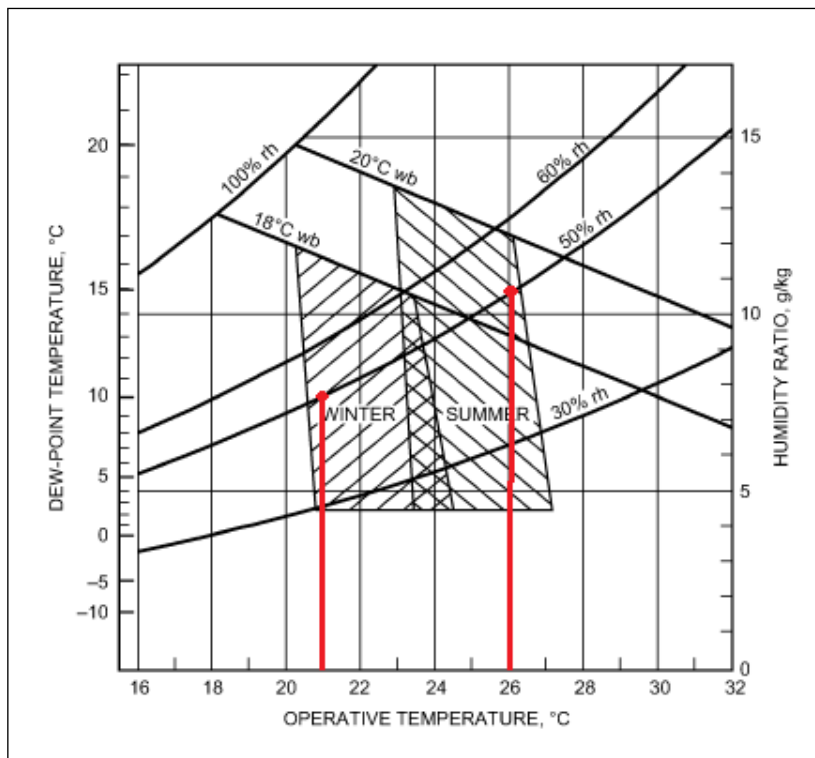


Figura 4.15 - Intervalo de temperaturas de conforto da ASHRAE Standard 55 [17].

- Sistemas autónomos de expansão direta

Uma outra solução muito utilizada em habitações residenciais e grandes edifícios são os sistemas autónomos de expansão direta. Quando o sistema é dividido em duas unidades – uma interior e outra exterior – é designado de *split*. O impacto da mudança para este conceito AVAC, e um conceito de ventilação distinto (exaustão nas casas de banho e grelhas de fachada), é apresentado na **Figura 4.16**.

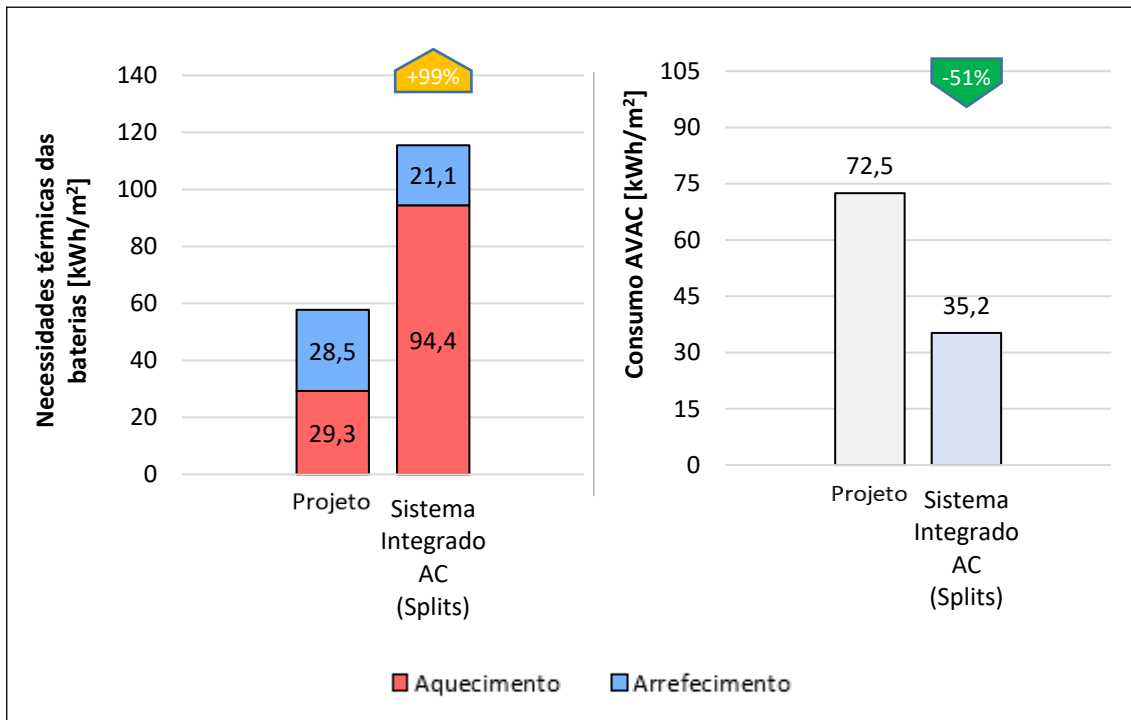


Figura 4.16 - Necessidades térmicas das baterias e consumo AVAC para sistema autónomo de expansão direta (*splits*) com extração de ar pelas casas de banho.

Efetivamente verifica-se um aumento exorbitante nas necessidades térmicas de aquecimento e uma pequena diminuição das necessidades de arrefecimento. O primeiro efeito justifica-se pela ausência de um recuperador de calor no sistema descentralizado, que aproveitaria o calor proveniente dos quartos para aquecer o ar novo. De facto, na **Figura 4.17** observa-se um aumento nas necessidades térmicas e no consumo AVAC, caso o sistema de projeto não tivesse recuperador, realçando a sua importância. O segundo efeito é causado pelo maior efeito de *free-cooling*: o ar novo, em vez de ser aquecido previamente na UTAN, entra sempre no espaço à temperatura ambiente, promovendo a diminuição da temperatura nos períodos da noite.

No entanto, o consumo AVAC diminui cerca de **51%** em virtude da inexistência de ventilador de insuflação (que consumia 21,3 kWh/m² na UTAN) e da maior eficiência do circuito de refrigeração dos *splits*: SCOP de 4,1 contra uma caldeira com 89% de eficiência; SEER de 4,2 contra um SEER do *chiller* de 3. O cálculo do consumo AVAC para esta situação encontra-se no **ANEXO C.2**.

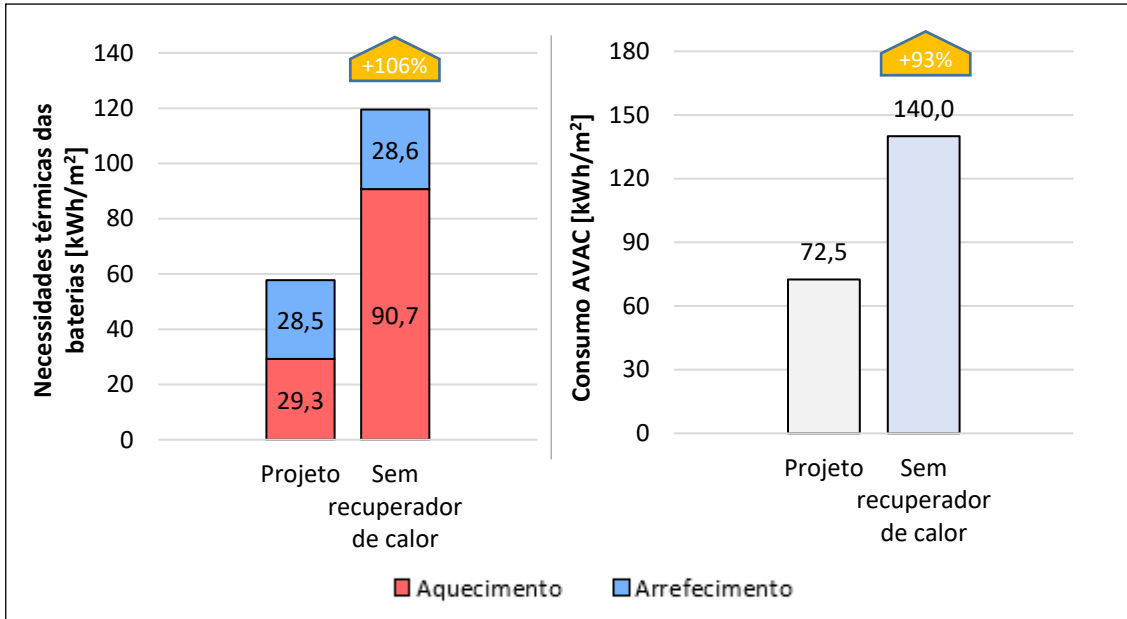


Figura 4.17 - Necessidades térmicas das baterias e consumo AVAC para sistema UTAN sem recuperador de calor.

4.5 Localização

Por fim, estudou-se o efeito da localização nas necessidades térmicas das baterias. A climáticas dos locais em análise são apresentados na **Figura 4.18**.

(a) - Porto	(b) - Faro	(c) - Bragança																																																																								
<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="3">Estatísticas climáticas</th> </tr> <tr> <th></th> <th>Referência</th> <th>Este local</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>i Estação de aquecimento</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Período:</td> <td>6.2</td> <td>6.2 meses</td> </tr> <tr> <td>T média:</td> <td>9.9</td> <td>9.7 °C</td> </tr> <tr> <td>Graus-dia:</td> <td>1250</td> <td>1287 °C</td> </tr> <tr> <td>i Estação de arrefecimento</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>T média:</td> <td>20.9</td> <td>20.9 °C</td> </tr> </tbody> </table>	Estatísticas climáticas				Referência	Este local	i Estação de aquecimento			Período:	6.2	6.2 meses	T média:	9.9	9.7 °C	Graus-dia:	1250	1287 °C	i Estação de arrefecimento			T média:	20.9	20.9 °C	<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="3">Estatísticas climáticas</th> </tr> <tr> <th></th> <th>Referência</th> <th>Este local</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>i Estação de aquecimento</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Período:</td> <td>4.8</td> <td>4.8 meses</td> </tr> <tr> <td>T média:</td> <td>11.3</td> <td>11.3 °C</td> </tr> <tr> <td>Graus-dia:</td> <td>987</td> <td>987 °C</td> </tr> <tr> <td>i Estação de arrefecimento</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>T média:</td> <td>23.1</td> <td>23.1 °C</td> </tr> </tbody> </table>	Estatísticas climáticas				Referência	Este local	i Estação de aquecimento			Período:	4.8	4.8 meses	T média:	11.3	11.3 °C	Graus-dia:	987	987 °C	i Estação de arrefecimento			T média:	23.1	23.1 °C	<table border="1"> <thead> <tr> <th colspan="3">Estatísticas climáticas</th> </tr> <tr> <th></th> <th>Referência</th> <th>Este local</th> </tr> </thead> <tbody> <tr> <td>i Estação de aquecimento</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>Período:</td> <td>7.3</td> <td>7.3 meses</td> </tr> <tr> <td>T média:</td> <td>5.5</td> <td>5.5 °C</td> </tr> <tr> <td>Graus-dia:</td> <td>2015</td> <td>2015 °C</td> </tr> <tr> <td>i Estação de arrefecimento</td> <td></td> <td></td> </tr> <tr> <td>T média:</td> <td>21.5</td> <td>21.5 °C</td> </tr> </tbody> </table>	Estatísticas climáticas				Referência	Este local	i Estação de aquecimento			Período:	7.3	7.3 meses	T média:	5.5	5.5 °C	Graus-dia:	2015	2015 °C	i Estação de arrefecimento			T média:	21.5	21.5 °C
Estatísticas climáticas																																																																										
	Referência	Este local																																																																								
i Estação de aquecimento																																																																										
Período:	6.2	6.2 meses																																																																								
T média:	9.9	9.7 °C																																																																								
Graus-dia:	1250	1287 °C																																																																								
i Estação de arrefecimento																																																																										
T média:	20.9	20.9 °C																																																																								
Estatísticas climáticas																																																																										
	Referência	Este local																																																																								
i Estação de aquecimento																																																																										
Período:	4.8	4.8 meses																																																																								
T média:	11.3	11.3 °C																																																																								
Graus-dia:	987	987 °C																																																																								
i Estação de arrefecimento																																																																										
T média:	23.1	23.1 °C																																																																								
Estatísticas climáticas																																																																										
	Referência	Este local																																																																								
i Estação de aquecimento																																																																										
Período:	7.3	7.3 meses																																																																								
T média:	5.5	5.5 °C																																																																								
Graus-dia:	2015	2015 °C																																																																								
i Estação de arrefecimento																																																																										
T média:	21.5	21.5 °C																																																																								

Figura 4.18 - Estatísticas climáticas do Porto (a), Faro (b) e Bragança (c) – ANEXO A.1.

Os resultados obtidos na **Figura 4.19** permitiram verificar o seguinte:

- Um aumento das necessidades térmicas de aquecimento quando os graus-dia do local são menor do que os graus-dia do Porto, e vice-versa;
- Um aumento das necessidades térmicas de arrefecimento quando a temperatura média da estação é superior nesse local.

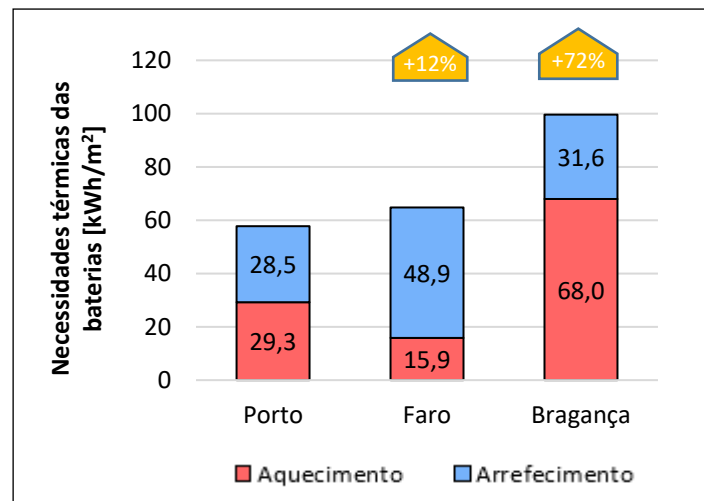


Figura 4.19 - Necessidades térmicas das baterias e consumo AVAC para diferentes localizações.

4.6 Comparação global do custo energético

Finalmente, comparou-se todas as situações estudadas em termos de alterações no consumo AVAC – **Figura 4.20** – e no custo energético final – **Figura 4.21** – estando os respetivos cálculos no **ANEXO C**. Esta análise global permitiu retirar as seguintes conclusões:

- A maior redução de custo energético ocorre na situação de caudal de ar novo do RECS, **-46%**, e na mudança de sistema centralizado de UTAN e ventilo-conectores para sistema descentralizado de expansão direta, **-31%**;
- O efeito mais prejudicial sucede na redução da qualidade térmica dos envidraçados, que tem como consequência um aumento significativo de **14%** no custo energético;
- O aumento da espessura das paredes, dos ganhos de equipamentos e iluminação e a diminuição do fator solar produzem reduções inferior a **1%** do custo energético. De salientar que a situação dos ganhos internos deve ser analisada com mais rigor, pois o aumento no consumo de eletricidade pode não compensar a redução obtida no custo de climatização;
- Embora nos intervalos de temperatura de conforto de [19-25] °C ou [20-26] °C o efeito de redução no consumo AVAC seja diferente, em termos de redução do custo energético o efeito é o mesmo, aproximadamente **6,5%**;
- Apesar de semelhante, o custo energético não varia proporcionalmente com a variação do consumo AVAC;
- O aumento do consumo AVAC não implica necessariamente um aumento do custo energético, como se verifica nas alterações do fator solar. Este efeito ocorre porque, aliado à diferença de eficiências dos equipamentos geradores de calor, existe também diferença no custo da obtenção de energia: o gás natural é bastante mais barato do que a eletricidade por cada MWh consumido.

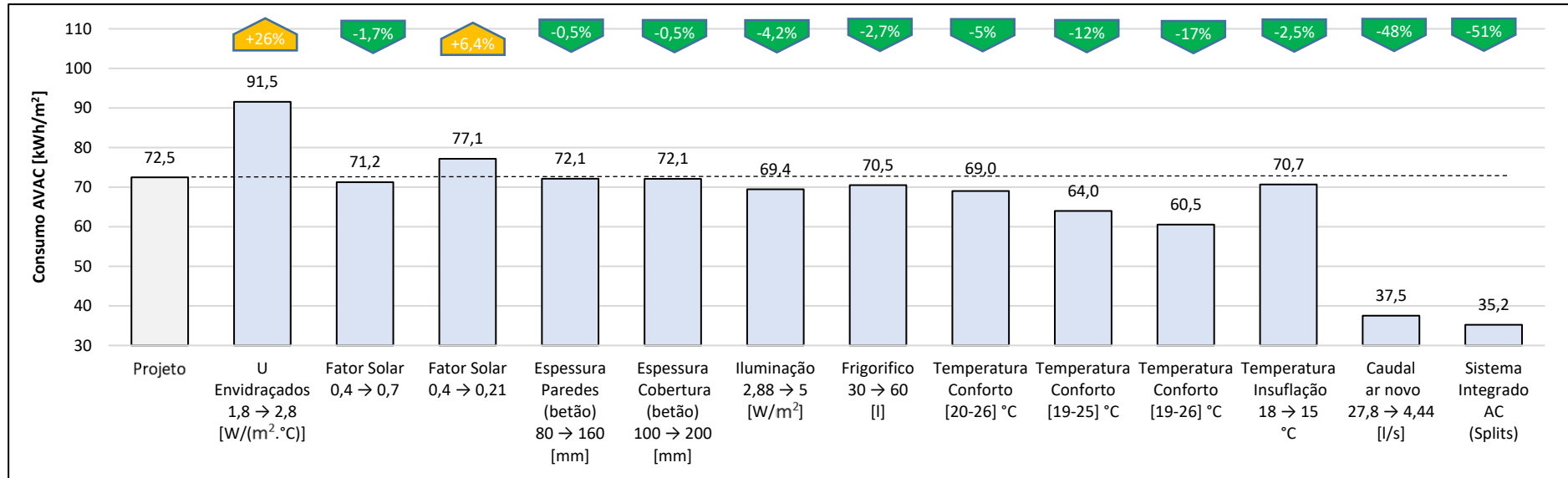


Figura 4.20 - Consumo AVAC para as diferentes situações estudadas.

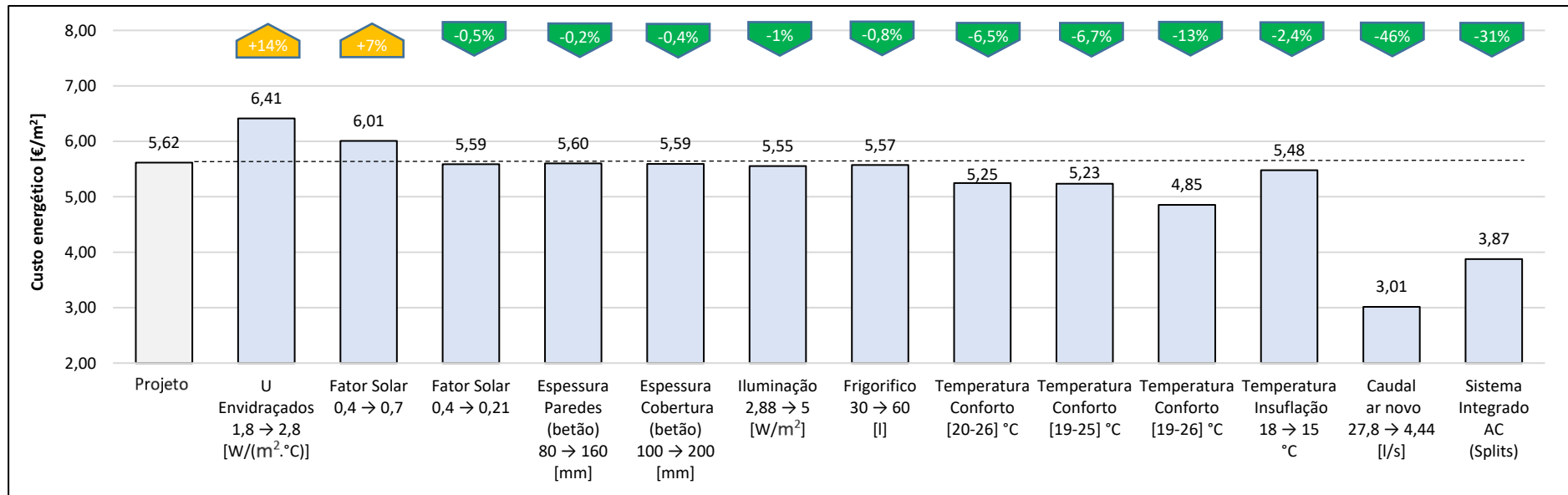


Figura 4.21 - Custo energético para as diferentes situações estudadas.

CONCLUSÕES

5 CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

5.1 Conclusões

Com a realização desta dissertação foi possível cumprir o principal objetivo de determinação do impacto de várias soluções construtivas e de climatização, no consumo energético AVAC de um hotel, através da simulação no *software Integrated Environmental Solution Virtual Environment* (IES VE).

Numa primeira etapa desenhou-se o modelo 3D do edifício, introduzidos os dados climáticos, os elementos construtivos, os ganhos internos e, por fim, dimensionado o sistema AVAC. De seguida, estudou-se o impacto da envolvente, ganhos internos e sistema de climatização nas necessidades térmicas das baterias, no consumo AVAC e no custo energético total. A solução de climatização escolhida para o projeto foi um sistema centralizado ar-água, especificamente uma UTAN com recuperador de calor, ventiloconvectores como unidades terminais e extração de ar nas casas de banho. Como fontes térmicas utilizou-se uma caldeira de condensação e um *chiller*.

O Hotel nas condições de projeto apresenta necessidades térmicas das baterias semelhantes – **28,5 kWh/m²** de arrefecimento e **29,3 kWh/m²** de aquecimento – e em termos de ganhos internos os equipamentos ocupam a maior parcela – **40%** – seguidos da ocupação – **37%** – e iluminação – **23%**. Relativamente ao consumo AVAC obteve um valor de **72,5 kWh/m²** com um custo total de **5,62 €/m²**, ou seja, **18.400 €/ano**. No que respeita os equipamentos, os ventiladores representam mais de metade da despesa do sistema de climatização, cerca **54%**, seguido pela caldeira com **26%**, *chiller* com **18%** e finalmente pelas bombas com uma percentagem reduzida de **2%**.

Dentro das diversas soluções estudadas, aquela com maior impacto no custo energético foi a redução do caudal de ar novo inicial para o caudal mínimo do RECS. Conseguiu-se uma diminuição de **46%**; a segunda medida com maior impacto foi a alteração do sistema centralizado para um sistema descentralizado com unidades autónomas de expansão direta. Obteve-se uma redução de **31%**.

O efeito mais prejudicial sucedeu-se na redução da qualidade térmica dos envidraçados, que teve como consequência um aumento significativo de **14%** no custo energético.

O aumento da espessura das paredes, dos ganhos de equipamentos e iluminação e a diminuição do fator solar produziram reduções inferiores a **1%** no custo energético.

Por fim, concluiu-se que, apesar de evoluírem de forma semelhante, o custo energético não varia proporcionalmente com a variação do consumo AVAC, sendo que em casos específicos a diminuição do consumo AVAC pode traduzir-se num aumento do custo energético.

5.2 Propostas de trabalhos futuros

Apesar dos objetivos terem sido cumpridos, restam ainda várias soluções a estudar que podem permitir uma maior redução do consumo energético do sistema AVAC. Sugere-se então no futuro:

- O estudo com diferentes sistemas de climatização;
- A averiguação do impacto da implementação de energias renováveis;
- Um controlo variável da temperatura de saída dos equipamentos geradores de calor;
- A utilização de uma bomba de calor reversível em vez de caldeira para aquecimento e *chiller* para arrefecimento;
- Avaliar mais envidraçados, tanto em termos de coeficiente de transmissibilidade como de fator solar;
- Estudar se as melhorias implementadas na envolvente compensam o custo adicional de matéria-prima;
- Confirmar se a poupança alcançada pelo aumento dos ganhos de iluminação e equipamentos compensa o aumento no consumo de eletricidade;
- Um estudo global com todas as soluções que se consideraram relevantes.

BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

6 BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

- [1] Parlamento Europeu, “*Directive 2002/91/EC on the energy performance of buildings (EPBD)*”, 2002.
- [2] Parlamento Europeu, “*Directive 2010/31/EU of the European Parliament and of Council of May 2010 on the energy performance of buildings (recast)*”, 2010.
- [3] California Public Utilities Commission, *Decision 07-10-032*, 2007.
- [4] S. Prívarová, J. Cigler, Z. Váňa, F. Oldewurtel, C. Sagerschnig, E. Žáčeková, “*Building modeling as a crucial part for building predictive control Energy Build*”, pp. 8-22, 2013. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778812005336?via%3Dihub>>.
- [5] T. Zakula, P. Armstrong, L. Norford, “*Modeling environment for model predictive control of buildings*”, *Energy Build*, pp. 549-559, 2014. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0378778814007737?via%3Dihub>>.
- [6] Z. Afroz, T. Urmee, G.M. Shafiullah, G. Higgins, “*Real-time prediction model for indoor temperature in a commercial building*”, *Appl Energy*, pp. 29-53, 2018. Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S030626191831362X?via%3Dihub>>.
- [7] E.-J. Kim, X. He, J.-J. Roux, K. Johannes, F. Kuznik, “*Fast and accurate district heating and cooling energy demand and load calculations using reduced-order modeling*”, *Appl Energy*, pp. 963-971, 2013 Disponível em: <<https://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S0306261919301771?via%3Dihub>>.
- [8] Edifícios Saudáveis, 2020. Disponível em: <https://www.edificiossaudaveis.pt/docs/ESC_en.pdf>
- [9] ADENE, “*Eficiência Energética nos Edifícios*”, ©ADENE Agência para a Energia, 2019. Disponível em <<https://www.adene.pt/edificios>>
- [10] Diário da República, Decreto-Lei n.º 118/2013, Portugal, 2013.
- [11] DGEG, “*Diretiva do Desempenho Energético dos Edifícios*”, Direção-Geral de Energia e Geologia, 2021. Disponível em: <<https://www.dgeg.gov.pt/pt/areas-setoriais/energia/eficiencia-energetica/diretiva-do-desempenho-energetico-dos-edificios/diretiva-dos-edificios/>>.
- [12] Diário da República, Decreto-Lei n.º 101-D/2020, Portugal, 2020.
- [13] F. McQuiston, J. Parker, J. Spitler, “*Heating, Ventilating, And Air Conditioning*”, 6ª ed., John Wiley & Sons., 2005.
- [14] ADENE, “*Conceitos e Definições do Regulamento de Desempenho Energético dos Edifícios Habitação (REH)*”, ©ADENE Agência para a Energia, 2020. Disponível em: <<https://www.sce.pt/documentacao/>>
- [15] TeCons, “*Catálogo online de Pontes Térmicas Lineares*”, Coimbra, 2020.
- [16] CIBSE, “*Environmental design: CIBSE Guide A*”, 7ª ed., PAGE Bros. Ltd., 2006.

- [17] ASHRAE, “ASHRAE Handbook: Fundamentals SI Edition”, ASHRAE Inc., 2013.
- [18] G. Helder, J. Graça, “Conceitos Bioclimáticos para os Edifícios em Portugal”, Ineti, 2004.
- [19] Comissão Europeia, “Energia Solar Térmica - Manual sobre Tecnologias, Projecto e Instalação”, Projeto GREENPRO, 2004
- [20] Diário da República 34, Despacho (extrato) n.º 15763-K/2013, Portugal, 2013
- [21] Rees, S.J., J.D. Spitler, M.G. Davies and P. Haves, *Qualitative Comparison of North American and U.K. Cooling Load Calculation Methods. International Journal of Heating, Ventilating, Air-Conditioning and Refrigeration Research*, Vol. 6, No. 1, January, pp. 75-99, 2000. Disponível em https://hvac.okstate.edu/sites/default/files/pubs/papers/2000/05-Rees_Spitler_Davies_Haves_00.pdf
- [22] J. Casimiro, “Temperaturas Exteriores de Projecto e Número de Graus Dia”, INMG e LNEC, 1989.
- [23] M. Jesus, P. Lapa, “Unidades de Tratamento de Ar - Um fato à medida”, EVAC, 2015.
- [24] L. Roriz, “Climatização: Concepção, Instalação e Condução de Sistemas”, 2ª ed., Edições ORION, 2006.
- [25] Carrier, “Sistemas de Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado”. Disponível em: <https://eto.carrier.com/litterature/iom/53539_IOM_02_2021_30RBM_RB_BP_160_520.pdf>
- [26] Bosch, “Steam boiler systems brochure”. Disponível em: <https://www.bosch-thermotechnology.com/ocsmedia/optimized/full/o426476v272_BR_SteamBoilers_en.pdf>
- [27] S. Seyam, “Types of HVAC Systems”, University of Toronto, Canada, 2018. Disponível em: <https://www.researchgate.net/publication/328948936_Types_of_HVAC_Systems>
- [28] Y. Ji, A. Lee and W. Swan, “Building dynamic thermal model calibration using the Energy House facility at Salford”, *Energy and Buildings Journal*, vol. 191, p. 225, 2019. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2019.03.001>>.
- [29] IES VE, (2020). IES Software Validation. Integrated Environmental Solutions Limited. Disponível em: <<https://www.iesve.com/software/software-validation>>.
- [30] IES, “Integrated Environmental Solutions Limited”, 2020. Disponível em: <<https://www.iesve.com>>.
- [31] IES VE, “ModelIt: Model Builder User Guide”, Integrated Environmental Solutions Limited., pp. 5, 54, 2015. Disponível em: <<https://www.iesve.com/downloads/help/VE2015/ModelBuilder/ModelIT.pdf>>.
- [32] IES VE, “SunCast User Guide”. Integrated Environmental Solutions Limited., p 3, 2015. Disponível em: <<https://www.iesve.com/downloads/help/VE2015/Solar/SunCast.pdf>>.
- [33] F. Jalaei, A. Jrade, “An Automated BIM Model to Conceptually Design, Analyze, Simulate, and Assess Sustainable Building Projects”, *Journal of Construction Engineering*, p.11, 2014. Disponível em: <<https://www.resea>

- rchgate.net/publication/286297458_An_Automated_BIM_Model_to_Conceptually_Design_Analyze_Simulate_and_Assess_Sustainable_Building_Projects>.
- [34] IES VE, “*ApacheSim Calculations Methods*”. Integrated Environmental Solutions Limited., p 4, 2015. Disponível em: <<https://www.iesve.com/downloads/help/Thermal/Reference/ApacheSimCalculationMethods.pdf>>.
- [35] IES VE, “*System Loads and Sizing Reports*”. Integrated Environmental Solutions Limited, 2020 Disponível em: <https://help.iesve.com/ve2018/system_loads_and_sizing_reports.htm?ms=IwEAAAABAAQAJAARA%3D&st=MA%3D%3D&sct=NDE2Ljc5OTk4Nzc5Mjk2ODc1&mw=NDUy>.
- [36] IES VE, “*ApacheHVAC User Manual*”, Integrated Environmental Solutions Limited., p 2, 3, 2015. Disponível em: <<https://www.iesve.com/downloads/help/ve2016/Thermal/ApacheHVAC/ApacheHVAC%20part%20A%20-%20Overview%20and%20Fundamentals.pdf>>.
- [37] Diário da República, Decreto-Lei n.º 79/2006: *Regulamento dos Sistemas Energéticos de Climatização em Edifícios (RSECE)*, Portugal, 2006.

ANEXOS

7.1 ANEXO A: ELEMENTOS DE MODELAÇÃO

7.2 ANEXO B: DIMENSIONAMENTO DO SISTEMA AVAC

7.3 ANEXO C: CONSUMO AVAC E CUSTO ENERGÉTICO

7 ANEXOS

7.1 ANEXO A: Elementos de modelação

7.1.1 ANEXO A.1: Dados climáticos

- Porto

Seleção por município

Porto

Zona climática

NUTS 3: Grande Porto
 Latitude: 41.3 °N (nominal)
 Longitude: 8.6 °W (nominal)
 Altitude: 94 m (referência)

Local específico

Município: Porto

Altitude: **117** m

Estatísticas climáticas

	Referência	Este local
Estação de aquecimento		
Período:	6.2	6.2 meses
T média:	9.9	9.7 °C
Graus-dia:	1250	1287 °C
Estação de arrefecimento		
T média:	20.9	20.9 °C

Zonas regulamentares de verão e inverno

V 2 I 1

preparar ficheiro

EPW (formato EnergyPlus Weather)

Figura 7.1 - Dados climáticos do Porto retirados do Climas SCE.

- Bragança

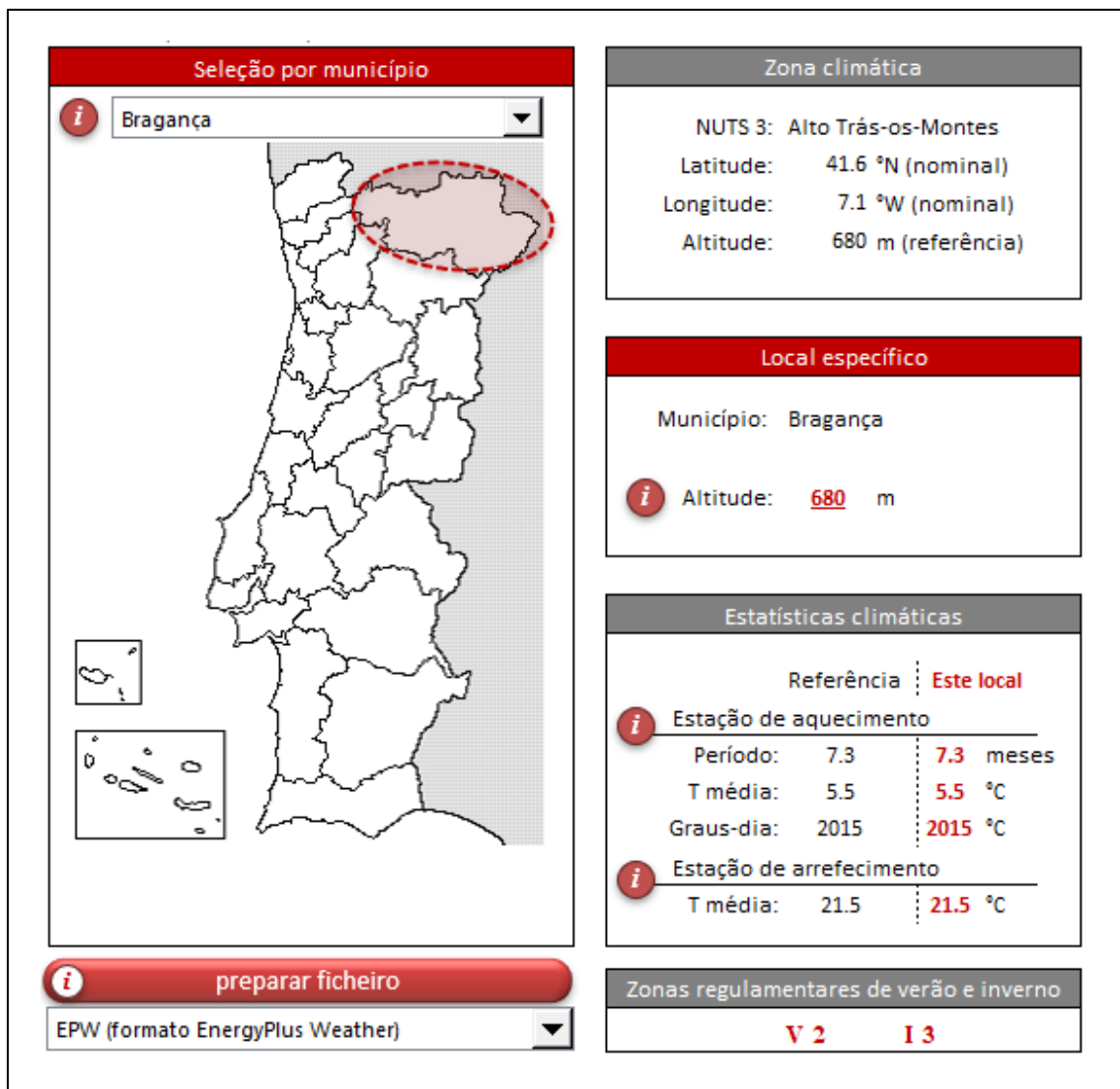


Figura 7.2 - Dados climáticos de Bragança retirados do Climas SCE.

- Faro

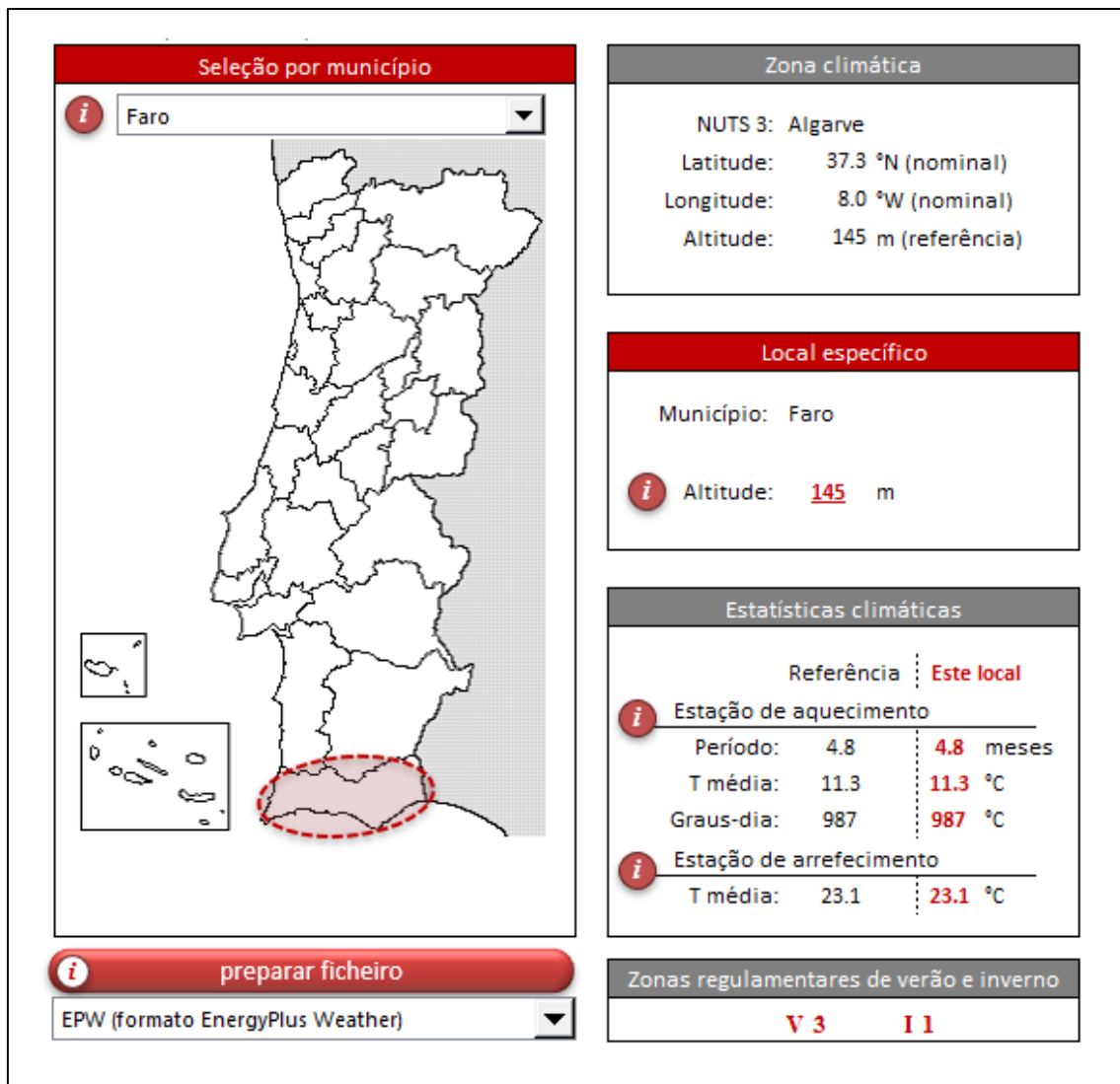


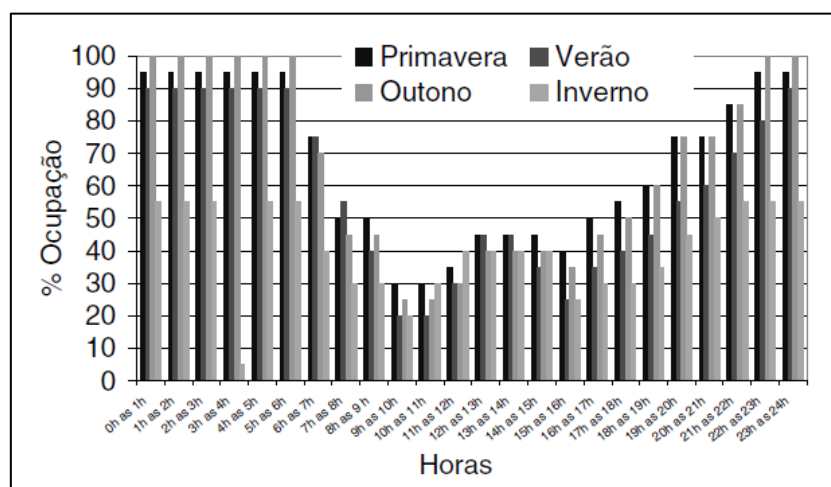
Figura 7.3 - Dados climáticos de Faro retirados do Climas SCE.

7.1.2 ANEXO A.2: Perfis de ganhos internos

- Ocupação

Tabela 7.1 - Percentagem de ocupação para hotel de 4 ou 5 estrelas [37].

horas	% de Ocupação			
	Primavera	Verão	Outono	Inverno
0h as 1h	95	90	100	55
1h as 2h	95	90	100	55
2h as 3h	95	90	100	55
3h as 4h	95	90	100	5
4h as 5h	95	90	100	55
5h as 6h	95	90	100	55
6h as 7h	75	75	70	40
7h as 8h	50	55	45	30
8h as 9 h	50	40	45	30
9h as 10h	30	20	25	20
10h as 11h	30	20	25	30
11h as 12h	35	30	30	40
12h as 13h	45	45	40	40
13h as 14h	45	45	40	40
14h as 15h	45	35	40	40
15h as 16h	40	25	35	25
16h as 17h	50	35	45	30
17h as 18h	55	40	50	30
18h as 19h	60	45	60	35
19h as 20h	75	55	75	45
20h as 21h	75	60	75	50
21h as 22h	85	70	85	55
22h as 23h	95	80	100	55
23h as 24h	95	90	100	55

**Figura 7.4** Perfil de ocupação para hotel de 4 ou 5 estrelas [37].

- Iluminação

Tabela 7.2 - Percentagem de funcionamento de iluminação para hotel de 4 ou 5 estrelas [37].

horas	% de iluminação			
	Primavera	Verão	Outono	Inverno
0h as 1h	90	90	95	80
1h as 2h	65	40	75	55
2h as 3h	45	40	50	45
3h as 4h	45	40	45	45
4h as 5h	45	40	45	45
5h as 6h	45	40	45	45
6h as 7h	45	40	45	45
7h as 8h	45	40	45	45
8h as 9h	45	40	45	45
9h as 10h	45	40	45	45
10h as 11h	45	40	45	45
11h as 12h	45	40	45	45
12h as 13h	45	40	45	45
13h as 14h	45	40	45	45
14h as 15h	45	40	45	45
15h as 16h	45	40	45	45
16h as 17h	45	40	45	45
17h as 18h	65	40	70	45
18h as 19h	85	55	90	45
19h as 20h	90	70	95	60
20h as 21h	90	90	100	80
21h as 22h	90	90	100	80
22h as 23h	90	90	100	80
23h as 24h	90	90	100	80

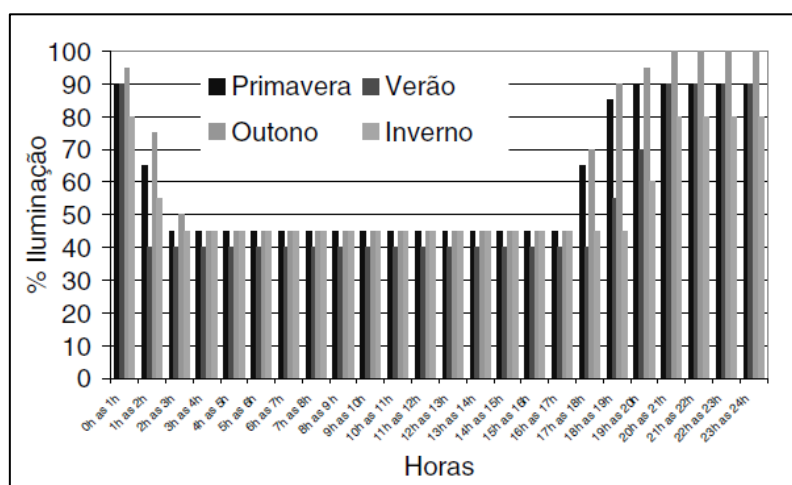


Figura 7.5 - Perfil de iluminação para hotel de 4 ou 5 estrelas [37].

- Equipamentos

Tabela 7.3 - Percentagem de funcionamento de equipamentos para hotel de 4 ou 5 estrelas [37].

horas	% de equipamento			
	Primavera	Verão	Outono	Inverno
0h as 1h	100	100	100	70
1h as 2h	75	65	75	55
2h as 3h	50	50	60	45
3h as 4h	45	50	55	40
4h as 5h	45	50	55	40
5h as 6h	45	50	55	40
6h as 7h	55	55	65	50
7h as 8h	60	65	65	60
8h as 9 h	70	70	70	70
9h as 10h	75	80	80	75
10h as 11h	80	90	90	85
11h as 12h	70	80	80	65
12h as 13h	55	55	65	50
13h as 14h	70	65	75	60
14h as 15h	80	75	85	65
15h as 16h	75	80	90	75
16h as 17h	65	75	75	65
17h as 18h	60	70	65	45
18h as 19h	65	60	70	50
19h as 20h	75	65	95	70
20h as 21h	100	80	100	70
21h as 22h	100	90	100	70
22h as 23h	100	100	100	70
23h as 24h	100	100	100	70

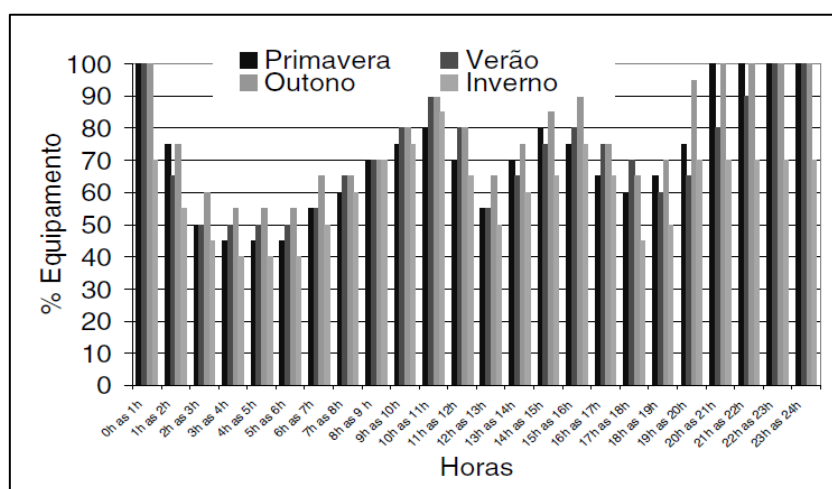


Figura 7.6 - Perfil de equipamentos para hotel de 4 ou 5 estrelas [37].

7.1.3 ANEXO A.3: Valores de ganhos internos

- Ocupação

Tabela 7.4 - Ganhos internos de ocupação em cada quarto [17].

Degree of Activity	Location	Total Heat, W		Sensible Heat, W	Latent Heat, W
		Adult Male	Adjusted, M/F ^a		
Seated at theater	Theater	115	105	70	35
Seated, very light work	Offices, hotels, apartments	130	115	70	45
Moderately active office work	Offices, hotels, apartments	140	130	75	55
Standing, light work; walking	Department store; retail store	160	130	75	55
Walking, standing	Drug store, bank	160	145	75	70
Sedentary work	Restaurant ^c	145	160	80	80
Light bench work	Factory	235	220	80	140
Moderate dancing	Dance hall	265	250	90	160
Walking 4.8 km/h; light machine work	Factory	295	295	110	185
Bowling ^d	Bowling alley	440	425	170	255
Heavy work	Factory	440	425	170	255
Heavy machine work; lifting	Factory	470	470	185	285
Athletics	Gymnasium	585	525	210	315

- Equipamentos

Tabela 7.5 - Ganhos internos de equipamentos em cada quarto [17].

Equipment	Description	Name-plate Power, ^a W	Peak Heat Gain, ^{b, c} W
Laptop computer	Manufacturer 1, 2.6 GHz processor, 8 GB RAM, $n = 1$	NA	46
	Manufacturer 2, 2.4 GHz processor, 4 GB RAM, $n = 1$	NA	59
Average 15-min peak power consumption (range)		53 (46-59)	

7.2 ANEXO B: Dimensionamento do sistema AVAC

Neste capítulo são apresentados os cálculos efetuados no dimensionamento de um dos quartos. O método de cálculo é o mesmo independente do espaço em análise.

7.2.1 ANEXO B.1: Caudal de ar novo

Tabela 7.7 - Caudal mínimo de ar novo determinado em função da carga poluente devida à ocupação.

Tipo de atividade	Taxa de metabolismo dos ocupantes - M (met)	Exemplos de tipo de espaço	Caudal de ar novo [m ³ /(hora.pessoa)]
Sono	0,8	Quartos, Dormitórios e similares	16
Descanso	1,0	Salas de repouso, Salas de espera, Salas de conferências, Auditórios e similares, Bibliotecas.	20
Sedentária	1,2	Escritórios, Gabinetes, Secretarias, Salas de aula, Cinemas, Salas de espetáculo, Salas de Refeições, Lojas e similares, Museus e galerias, Salas de convívio, Salas de atividade de estabelecimentos de geriatria e similares.	24
		Salas de jardim de infância e pré-escolar e Salas de creche.	28
Moderada	1,75 (1,4 a 2,0)	Laboratórios, Ateliers, Salas de Desenho e Trabalhos Oficinais, Cafés, Bares, Salas de Jogos e similares.	35
Ligeiramente Alta	2,5 (2,0 a 3,0)	Pistas de dança, Salas em ginásios, Salas de ballet e similares	49
Alta	5,0 (3,0 a 9,0)	Salas de musculação, Salas em ginásios e pavilhões desportivos e similares	98

Tabela 7.6 - Valores de eficácia (ϵ_v) para diferentes métodos de ventilação.

Configuração da distribuição de ar na zona	ϵ_v
Insuflação pelo teto, ar frio	1
Insuflação pelo teto e extração junto ao pavimento, ar quente	1
Insuflação pelo teto, de ar quente pelo menos 8°C acima da temperatura do local e extração/retorno pelo teto	0,8
Insuflação pelo teto, de ar quente pelo menos 8°C acima da temperatura do local e extração/retorno pelo teto, desde que o jato de ar de insuflação, tenha velocidade superior a 0,8m/s e alcance até 1,4m do pavimento (nota: para velocidades mais baixas, $\epsilon_v = 0,8$)	1
Insuflação de ar frio junto ao pavimento e extração/retorno junto ao teto, desde que o jato de ar de insuflação com uma velocidade de 0,8m/s, tenha um alcance de 1,4m ou mais, em relação ao pavimento.	1
Insuflação de ar frio a baixa velocidade junto ao pavimento e extração junto ao teto, numa estratégia de ventilação do tipo deslocamento, proporcione um fluxo unidirecional e estratificação térmica	1,2
Insuflação de ar quente junto ao pavimento e extração junto ao pavimento, no lado oposto do compartimento	1
Insuflação de ar quente junto ao pavimento e extração/retorno junto ao teto	0,7
Admissão natural de ar no lado oposto do compartimento em relação ao ponto de extração/retorno mecânica	0,8
Admissão natural de ar junto ao ponto de extração/retorno mecânica	0,5
Insuflação de ar quente junto ao pavimento e extração/retorno junto ao teto, no mesmo lado do compartimento ou em localização próxima	0,5
Insuflação de ar frio junto ao teto e extração/retorno junto ao pavimento, do mesmo lado do compartimento ou em localização próxima	0,5

7.2.2 ANEXO B.2: Cargas térmicas

▪ Aquecimento

A parcela de ventilação da carga térmica de aquecimento é calculada através da equação [2.11]:

$$CT_{vent} = \dot{m}_{ar\ novo} c p_{ar} \Delta T$$

A **Tabela 3.1** indica as condições interiores de conforto e exteriores de projeto:

- Temperatura interior de conforto: 20 °C
- Temperatura exterior de projeto: 1,9 °C

Pelo facto de o ar ser aquecido até 18 °C na UTAN, o ventiloconvector terá apenas de colmatar uma carga térmica equivalente a uma diferença de temperaturas de:

$$\Delta T = 20 - 18 \Leftrightarrow \Delta T = 2 \text{ [}^\circ\text{C]}$$

Geralmente, o calor necessário para aquecer a massa de água contida no ar húmido é muito reduzido, pelo que é desprezado, considerando-se apenas o ar seco para efeitos de cálculo. Similarmente, na gama de temperaturas em que operam os processos de climatização (-10 °C a 50 °C), o ar seco pode ser tratado como um gás perfeito, apresentando um valor de calor específico constante igual a 1,005 kJ/(kg.°C). A sua densidade por ser calculada através da equação dos gases perfeitos. O ar exterior encontra-se a 1,9 °C, logo:

$$\rho_{ar} = \frac{p}{R_{ar}T} \Leftrightarrow \rho_{ar} = \frac{101325 \text{ [Pa]}}{287,05 \left[\frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot ^\circ\text{K}} \right] \times (1,9 + 273,15) \text{ [}^\circ\text{K}]} \Leftrightarrow \rho_{ar} = 1,283 \left[\frac{\text{kg}_{ar\ seco}}{\text{m}^3} \right]$$

Assim, para um caudal de ar novo de 100 m³/h, a carga térmica de ventilação será:

$$CT_{vent} = 100 \left[\frac{\text{m}^3}{\text{h}} \right] \times \frac{1}{3600} \left[\frac{\text{h}}{\text{s}} \right] \times 1,283 \left[\frac{\text{kg}_{ar\ seco}}{\text{m}^3} \right] \times 1,005 \left[\frac{\text{kJ}}{\text{kg}_{ar\ seco} \cdot ^\circ\text{C}} \right] \times 2 \text{ [}^\circ\text{C]} \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow CT_{vent} = 0,0716 \text{ [kW]}$$

A infiltração de ar exterior é também um fator extra a ter em conta, especialmente no Inverno pois as diferenças de temperatura são maiores do que no Verão. Neste caso a diferença de temperaturas máxima é diferente, pois o ar entra diretamente no espaço sem ser aquecido na UTAN:

$$\Delta T = 20 - 1,9 \Leftrightarrow \Delta T = 18,1 [^{\circ}C]$$

Para 0,25 ach, 13,9 m² de área de pavimento por quarto, 2,7 m de pé direito, a carga térmica a colmar é:

$$\begin{aligned} CT_{infiltração} &= 0,25 \left[\frac{\text{renovações}}{h} \right] \times (13,9 \times 2,7) \left[\frac{m^3}{\text{renovação}} \right] \times \frac{1}{3600} \left[\frac{h}{s} \right] \\ &\times 1,283 \left[\frac{kg_{ar\ seco}}{m^3} \right] \times 1,005 \left[\frac{kJ}{kg_{ar\ seco} \cdot ^{\circ}C} \right] \times 18,1 [^{\circ}C] \Leftrightarrow \\ &\Leftrightarrow CT_{infiltração} = 0,061 [kW] \end{aligned}$$

A parcela da envolvente da carga térmica de aquecimento foi determinada através do IES VE. No caso do Quarto 3, por exemplo, calculou-se um valor de 0,454 kW no *software* e a carga térmica total resulta da soma destas três parcelas:

$$\begin{aligned} CT_{total} &= CT_{ventilação} + CT_{infiltração} + CT_{envolvente} \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow CT_{total} &= 0,0716 [kW] + 0,061 [kW] + 0,454 [kW] \\ \Leftrightarrow CT_{total} &= 0,587 [kW] \end{aligned}$$

▪ Arrefecimento

A parcela de ventilação da carga térmica de arrefecimento é calculada através da equação [2.10]:

$$CT_{vent} = \dot{m}_{ar\ novo} \Delta h$$

A **Tabela 3.1** indica as condições interiores de conforto e exteriores de projeto:

- Temperatura interior de conforto: 25 °C
- Temperatura exterior de projeto: 30,3 °C
- Humidade interior de conforto: 50%
- Temperatura de bolbo húmido exterior: 19,3 °C
- Entalpia interior de conforto: 50,3 kJ/kg
- Entalpia exterior de projeto: 54,7 kJ/kg

Pelo facto de o ar ser arrefecido até 25 °C na UTAN, e a temperatura interior de conforto ser, igualmente, 25 °C, não é necessário calcular a parcela de ventilação da carga térmica

de arrefecimento. Porém, o ar infiltrado acarreta cargas térmicas que devem ser contabilizadas:

$$\begin{aligned}
 CT_{infiltração} &= 0,25 \left[\frac{\text{renovações}}{h} \right] \times (13,9 \times 2,7) \left[\frac{m^3}{\text{renovação}} \right] \times \frac{1}{3600} \left[\frac{h}{s} \right] \\
 &\times 1,283 \left[\frac{kg_{ar\ seco}}{m^3} \right] \times (54,7 - 50,3) \left[\frac{kJ}{kg} \right] \Leftrightarrow \\
 &\Leftrightarrow CT_{infiltração} = 0,015 [kW]
 \end{aligned}$$

A parcela da envolvente da carga térmica de arrefecimento foi determinada através do IES VE. No caso do Quarto 3, por exemplo, calculou-se um valor de 0,490 kW no *software* e a carga térmica total resulta da soma destas três parcelas:

$$\begin{aligned}
 CT_{total} &= CT_{ventilação} + CT_{infiltração} + CT_{envolvente} \Leftrightarrow \\
 &\Leftrightarrow CT_{total} = 0 + 0,015 [kW] + 0,490 [kW] \\
 &\Leftrightarrow CT_{total} = 0,505 [kW]
 \end{aligned}$$

Por fim, a carga térmica considerada para efeitos de dimensionamento é o maior valor entre a carga de pico no aquecimento e no arrefecimento. Neste caso vai corresponder à carga de aquecimento, no valor de 0,587 kW.

7.2.3 ANEXO B.3: Seleção de ventiladores

- Insuflação

A potência de insuflação foi calculada através da equação [2.12]:

$$P = SFP \cdot \dot{v}$$

Assim, para um caudal de ar novo de 100 m³/h, SFP de 1250 W/(m³/s) e 229 quartos, obteve-se uma potência de insuflação de:

$$\begin{aligned}
 P &= 1250 \left[\frac{W}{\frac{m^3}{s}} \right] \times 100 \left[\frac{m^3}{h \cdot \text{quarto}} \right] \times \frac{1}{3600} \left[\frac{h}{s} \right] \times \frac{1}{1000} \left[\frac{kW}{W} \right] \times 229 [\text{quartos}] \Leftrightarrow \\
 &\Leftrightarrow P = 7,95 [kW]
 \end{aligned}$$

- Extração

A potência de extração foi calculada através da equação [2.12]:

$$P = SFP \cdot \dot{v}$$

Assim, para um caudal de ar novo de 100 m³/h, SFP de 340 W/(m³/s) e 229 quartos, obteve-se uma potência de insuflação de:

$$P = 340 \left[\frac{W}{\frac{m^3}{s}} \right] \times 100 \left[\frac{m^3}{h \cdot \text{quarto}} \right] \times \frac{1}{3600} \left[\frac{h}{s} \right] \times \frac{1}{1000} \left[\frac{kW}{W} \right] \times 229 [\text{quartos}] \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow P = 2,16 [kW]$$

- Ventiloconvectores

Para suprir uma determinada carga térmica, assumindo uma diferença de temperaturas 10 °C, o caudal de ar recirculado no ventiloconvector foi calculado segundo as equações [2.13] e [2.14]. Para o caso do Quarto 3, obteve-se o seguinte caudal:

$$\dot{m}_{\text{ventiloconvector}} = \frac{CT_{\text{total}}}{c p_{\text{ar}} \Delta T} \Leftrightarrow \dot{m}_{\text{ventiloconvector}} = \frac{0,587 [kW]}{1,005 \left[\frac{kJ}{kg_{\text{ar seco}} \cdot ^\circ C} \right] \times 10 [^\circ C]} \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow \dot{m}_{\text{ventiloconvector}} = 0,0584 \left[\frac{kg_{\text{ar seco}}}{s} \right]$$

$$\dot{v}_{\text{ventiloconvector}} = \frac{\dot{m}_{\text{ventiloconvector}}}{\rho_{\text{ar}}} \Leftrightarrow \dot{v}_{\text{ventiloconvector}} = \frac{0,0584 \left[\frac{kg_{\text{ar seco}}}{s} \right]}{1,283 \left[\frac{kg_{\text{ar seco}}}{m^3} \right]} \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow \dot{v}_{\text{ventiloconvector}} = 0,0455 \left[\frac{m^3}{s} \right] \times \frac{1000}{1} \left[\frac{dm^3}{m^3} \right] \Leftrightarrow \dot{v}_{\text{ventiloconvector}} = 45,5 \left[\frac{l}{s} \right]$$

A potência do ventilador foi calculada através da equação [2.12], para um SFP de 180 W/(m³/s):

$$P = 180 \left[\frac{W}{\frac{m^3}{s}} \right] \times 0,0455 \left[\frac{m^3}{s} \right] \Leftrightarrow P = 8,19 [W]$$

7.3 ANEXO C: Consumo AVAC e custo energético

Neste capítulo são apresentados os cálculos efetuados para a obtenção do consumo AVAC e custo energético dos sistemas de climatização. Os métodos de cálculo diferem para a situação de projeto (UTAN com ventiloconvectores) e a situação de sistema autónomo de expansão direta (*splits*, insuflação e exaustão através de grelhas).

7.3.1 Anexo C.1: Sistema de UTAN com ventiloconvectores

- Consumo AVAC

O consumo das fontes térmicas de aquecimento, E_{Aq} , e arrefecimento, E_{Arr} , é determinado através das Necessidades Térmicas (NT) das baterias:

$$E_{Aq} = \frac{NT_{baterias\ Aq}}{\eta_{caldeira}}$$

$$E_{Arr} = \frac{NT_{baterias\ Arr}}{SEER_{chiller}}$$

Porém, na situação de UTAN com ventiloconvectores, o IES fornece diretamente as energias consumidas pelos equipamentos geradores e de distribuição de calor. O consumo AVAC foi obtido através da seguinte equação:

$$Consumo\ AVAC = \frac{E_{Aq} + E_{Arr} + E_{bombas} + E_{v.convectores} + E_{insuflação} + E_{extração}}{A_{pavimento}}$$

Assim, para a situação de projeto obteu-se o seguinte consumo AVAC:

$$Consumo\ AVAC = \frac{(104,6 + 30,5 + 3,5 + 2,29 + 69,7 + 18,3) [MWh]}{3274,4 [m^2]} \times 1000 \left[\frac{kWh}{MWh} \right] \Leftrightarrow$$

$$\Leftrightarrow Consumo\ AVAC = 72,5 \left[\frac{kWh}{m^2} \right]$$

- Custo energético

O custo energético tem em conta os preços do gás natural e da eletricidade por MWh. Todos os equipamentos exceto a caldeira consomem eletricidade, sendo o custo energético determinado pela seguinte equação:

$$\begin{aligned}
\text{Custo energético} &= \left(\frac{E_{Arr} + E_{bombas} + E_{v.convectores} + E_{insuflação} + E_{extração}}{A_{pavimento}} \right) \times \\
&\quad \times 110 \left[\frac{\text{€}}{\text{MWh}} \right] + \frac{E_{Aq}}{A_{pavimento}} \times 45 \left[\frac{\text{€}}{\text{MWh}} \right] \Leftrightarrow \\
\Leftrightarrow \text{Custo energético} &= \left(\frac{30,5 + 3,5 + 2,29 + 69,7 + 18,3}{3274,4} \right) \left[\frac{\text{MWh}}{\text{m}^2} \right] \times 110 \left[\frac{\text{€}}{\text{MWh}} \right] \times \\
&\quad \times \frac{104,5}{3274} \times 45 \left[\frac{\text{€}}{\text{MWh}} \right] \Leftrightarrow \text{Custo energético} = 5,62 \left[\frac{\text{€}}{\text{m}^2} \right]
\end{aligned}$$

7.3.2 Anexo C.2: Sistema autónomo de expansão direta

▪ Consumo AVAC

O consumo das fontes térmicas de aquecimento, E_{Aq} , e arrefecimento, E_{Arr} , é determinado através das Necessidades Térmicas (NT) das baterias. Neste caso o IES fornece apenas as necessidades térmicas, sendo o consumo determinado manualmente através das equações:

$$\begin{aligned}
E_{Aq} &= \frac{NT_{baterias\ Aq}}{SCOP_{split}} \Leftrightarrow E_{Aq} = \frac{309 \text{ [MWh]}}{4,1} \Leftrightarrow E_{Aq} = 75,4 \text{ [MWh]} \\
E_{Arr} &= \frac{NT_{baterias\ Arr}}{SEER_{split}} \Leftrightarrow E_{Arr} = \frac{69,2 \text{ [MWh]}}{4,2} \Leftrightarrow E_{Arr} = 16,5 \text{ [MWh]}
\end{aligned}$$

O consumo AVAC neste caso é composto apenas pelas baterias de aquecimento, arrefecimento, ventiladores dos *splits* e ventiladores de extração:

$$\begin{aligned}
\text{Consumo AVAC} &= \frac{E_{Aq} + E_{Arr} + E_{splits} + E_{extração}}{A_{pavimento}} \Leftrightarrow \\
\Leftrightarrow \text{Consumo AVAC} &= \frac{(75,4 + 16,5 + 4,9 + 18,3) \text{ [MWh]}}{3274,4 \text{ [m}^2]} \times 1000 \left[\frac{\text{kWh}}{\text{MWh}} \right] \Leftrightarrow \\
&\quad \Leftrightarrow \text{Consumo AVAC} = 35,2 \left[\frac{\text{kWh}}{\text{m}^2} \right]
\end{aligned}$$

▪ Custo energético

O custo energético tem em conta apenas o preço da eletricidade por MWh:

$$\begin{aligned} \text{Custo energético} &= \text{Consumo AVAC} \times 110 \left[\frac{\text{€}}{\text{MWh}} \right] \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow \text{Custo energético} &= 35,2 \left[\frac{\text{kWh}}{\text{m}^2} \right] \times \frac{1}{1000} \left[\frac{\text{MWh}}{\text{kWh}} \right] \times 110 \left[\frac{\text{€}}{\text{MWh}} \right] \Leftrightarrow \\ \Leftrightarrow \text{Custo energético} &= 3,87 \left[\frac{\text{€}}{\text{m}^2} \right] \end{aligned}$$