

Optimização Energética de um Sistema de Climatização Industrial

Leandro Miguel Dias Oliveira

Dissertação submetida para a obtenção do grau de Mestre em
Energias Sustentáveis

Instituto Superior de Engenharia do Porto
Departamento de Engenharia Mecânica



20 de Novembro de 2012

Relatório da Unidade Curricular de Dissertação/Projecto/Estágio do 2º ano do Mestrado
em Energias Sustentáveis

Candidato: Leandro Oliveira, N° 1060781, 1060781@isep.ipp.pt

Orientação Científica: Anabela Guedes, afg@isep.ipp.pt

Co-orientação Científica: Isabel Sarmiento, isp@isep.ipp.pt

Empresa: Indústria Têxtil do Ave, S. A.

Supervisão: Joaquim Rocha, joaquim.rocha@conti.de

Mestrado em Engenharia Energias Sustentáveis
Departamento de Engenharia Mecânica

Instituto Superior de Engenharia do Porto



20 de Novembro de 2012

À minha mãe...

“Algo só é impossível até que alguém duvide e acabe por provar o contrário.”

(Albert Einstein)

Agradecimentos

Para a realização deste trabalho foram muitos que contribuíram de alguma forma para a sua concretização.

Ao meu pai, irmãos e cunhado pelo incentivo, dedicação, força e compreensão.

Aos meus amigos e companheiros, nesta última etapa de realização da tese, Cristóvão Tavares, Tiago Reitor e Vasco Rebelo, pela ajuda e disponibilidade sempre presentes, partilha de experiências e bons momentos passados.

Aos meus amigos Hugo Fernandes e Ricardo Coelho pelo apoio e incentivo constante.

Ao Engenheiro Tiago Gaspar pelo auxílio prestado e prontidão.

À Engenheira Anabela Guedes e ao Engenheiro Joaquim Rocha, orientadora no ISEP e orientador na empresa, pela oportunidade concedida, acompanhamento e disponibilidade.

Aos Engenheiros e colaboradores na ITA, pela disponibilidade, ajuda e partilha de conhecimentos.

À co-orientadora, Engenheira Isabel Sarmiento, pela sua permanente dedicação, interesse, disponibilidade e ajuda, bem como o vasto conhecimento e experiência transmitida, que permitiu o desenvolvimento e conclusão da presente tese.

A todos o meu sincero muito obrigado.

Resumo

O desenvolvimento deste trabalho teve como objectivo a optimização de um sistema de climatização industrial, constituído por quatro centrais de climatização adiabáticas, que apresentam limitações de capacidade de arrefecimento, controlo e eficiência.

Inicialmente foi necessária a pesquisa bibliográfica e recolha de informação relativa à indústria têxtil e ao processo de arrefecimento evaporativo. Numa fase posterior foram recolhidos e analisados os diversos dados essenciais à compreensão do binómio edifício/sistema de climatização, para a obtenção de possíveis hipóteses de optimização. Da fase de recolha de informações e dados, destaca-se, também, a realização de análises à qualidade do ar interior (QAI).

As optimizações seleccionadas como passíveis de implementação, foram estudadas e analisadas com o auxílio do *software* de simulação energética dinâmica *DesignBuilder* e os resultados obtidos foram devidamente trabalhados e ajustados de modo a permitir uma assimilação amigável e de fácil interpretação das suas vantagens e desvantagens, tendo ainda sido objecto de estudo de viabilidade económica.

A optimização proposta reflecte uma melhoria substancial das condições interiores ao nível da temperatura e humidade relativa, resultando, ainda assim, numa redução de consumos energéticos na ordem dos 23 % (490.337 kWh), isto é, uma poupança anual de 42.169 € aos custos de exploração e com um período de retorno de 1 ano e 11 meses.

Palavras-Chave

Centrais de climatização adiabáticas, arrefecimento evaporativo, indústria têxtil, optimização energética, eficiência energética, qualidade do ar interior (QAI), simulação energética dinâmica, *DesignBuilder*.

Abstract

This project it has been developed to find out one way to optimize an industrial HVAC (heating, ventilation and air conditioner) system constituted by four adiabatic air handling units, which have some limitations in cooling capacity, equipment control and efficiency.

To start this project I done the bibliographic research about the textile industry and about evaporative cooling process and of course about everything else which I thought that was relevant. In the next steps, I collected information which I thought important to understand the room in study and the HVAC system, within an expectation to have some ideas how to solve the process of optimization. I did some microbiologist (*Legionella*) and physics-chemical tests to the indoor air quality (IAQ) to help me in mine study of optimization.

All the optimizations that I found out were analyzed in the energy dynamic simulation modeling software by the name *DesignBuilder*. This computer software helped in my project given me very accurate results however all the results were worked out properly to give to the reader a friendly and easy way to analyze the advantages and disadvantage. All the best solutions were submitted to an economic study to see if it is possible to apply.

The made suggestion reflects an improvement in temperature and relative humidity levels, adding a decrease of energy consumption about 23% (490.337 kWh), in the other words a 42,169 € of annual savings, in operating costs, having a refund period of 1 year and 11 months.

Keywords

Adiabatic Air Handling Unit, evaporative cooling, textile industry, energetic optimization, energetic efficiency, indoor air quality (IAQ), energy dynamic simulation modeling, *DesignBuilder*.

Índice

AGRADECIMENTOS	IX
RESUMO	XI
ABSTRACT	XIII
ÍNDICE	XV
ÍNDICE DE FIGURAS	XIX
ÍNDICE DE TABELAS	XXIII
NOMENCLATURA	XXV
1. INTRODUÇÃO	1
1.1. FUNDAMENTAÇÃO DO TRABALHO	1
1.2. A INDÚSTRIA TÊXTIL DO AVE, S.A. [1, 2, 3, 4]	3
1.3. PROCESSO DE FABRICO	5
1.3.1. <i>Bobinagem</i>	7
1.3.2. <i>Torcedura</i>	7
1.3.3. <i>Tecelagem</i>	8
1.3.4. <i>Impregnação</i>	8
1.3.5. <i>Acondicionamento</i>	9
1.4. ORGANIZAÇÃO SECTORIAL DA EMPRESA	9
1.5. SISTEMAS DE CLIMATIZAÇÃO DA EMPRESA	10
1.6. OBJECTIVOS	11
1.7. ORGANIZAÇÃO DA DISSERTAÇÃO	11
2. O AVAC E OS SEUS SISTEMAS	15
2.1. ARREFECIMENTO EVAPORATIVO	19
2.1.1. <i>História do arrefecimento evaporativo [9, 10]</i>	19
2.1.2. <i>Noções termodinâmicas e psicométricas [11, 12]</i>	20
2.1.3. <i>O processo do arrefecimento evaporativo [7, 8, 14, 15, 16, 17]</i>	23
2.1.4. <i>Potencial do arrefecimento evaporativo [9]</i>	23
2.1.5. <i>Método de arrefecimento evaporativo directo [7, 8, 14, 15, 16, 17, 18]</i>	24
2.1.6. <i>Relação temperatura e velocidade do ar no arrefecimento evaporativo na indústria [14]</i> ..	29
2.2. <i>FREE-COOLING [7]</i>	30
3. DESIGNBUILDER, SOFTWARE DE SIMULAÇÃO ENERGÉTICA DINÂMICA	33
3.1. <i>ENERGYPLUS [24]</i>	33

3.2.	<i>DESIGNBUILDER</i> [24, 25]	34
4.	DESCRIÇÃO DO CASO EM ESTUDO	39
4.1.	LOCALIZAÇÃO E DADOS CLIMÁTICOS	39
4.2.	TEMPERATURA E HUMIDADE RELATIVA INTERIOR	42
4.3.	HORÁRIO DE FUNCIONAMENTO	42
4.4.	DEFINIÇÃO DAS ENVOLVENTES E LEVANTAMENTO DIMENSIONAL	42
4.5.	CARACTERIZAÇÃO DAS ENVOLVENTES E PORMENORES CONSTRUTIVOS	44
4.6.	SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO	45
4.6.1.	<i>Descrição das centrais de climatização</i>	46
4.6.1.1.	Ventiladores	47
4.6.1.2.	Câmara de humificação	48
4.6.2.	<i>Rede de condutas de insuflação e extracção</i>	49
4.6.3.	<i>Grelhas de insuflação e extracção</i>	51
4.6.4.	<i>Estratégia de distribuição do ar</i>	52
4.7.	DENSIDADE DE OCUPAÇÃO	52
4.8.	EQUIPAMENTOS DE PRODUÇÃO	53
4.9.	DENSIDADE DE ILUMINAÇÃO	54
5.	CONFORTO TÉRMICO E QUALIDADE DO AR INTERIOR	55
5.1.	ESTUDO DO CONFORTO TÉRMICO [28, 29, 30, 31, 32]	56
5.2.	ESTUDO DA QUALIDADE DO AR INTERIOR	57
5.2.1.	<i>Estudo realizado</i>	60
5.2.2.	<i>Conclusões finais do estudo da QAI</i>	62
5.2.2.1.	Poluentes do tipo físico-químico	62
5.2.2.2.	Poluentes do tipo microbiológicos	64
6.	CASO DE ESTUDO	67
6.1.	CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA DE ARREFECIMENTO (MANUAL – MÉTODO CLTD ADAPTADO)	67
6.2.	PARAMETRIZAÇÃO DO MODELO DE SIMULAÇÃO ENERGÉTICA DINÂMICA DETALHADA (<i>DESIGNBUILDER</i>)	71
6.2.1.	<i>Caracterização do local</i>	72
6.2.2.	<i>Modelação da geometria tridimensional do edifício</i>	73
6.2.3.	<i>Configuração do modelo</i>	77
6.2.3.1.	Caracterização da Construção	77
6.2.3.2.	Aberturas – vãos envidraçados e portas	78
6.2.3.3.	Actividade, ocupação e equipamentos	79
6.2.3.4.	Horários de funcionamento e ocupação	80
6.2.4.	<i>Configuração dos sistemas AVAC</i>	81
6.2.5.	<i>Crítérios de simulação</i>	83

6.2.6.	<i>Hierarquia do caso em estudo</i>	84
6.3.	SIMULAÇÃO ENERGÉTICA DINÂMICA DO CASO BASE – SITUAÇÃO REAL	85
6.3.1.	<i>Dia mais quente no interior do espaço em estudo</i>	87
6.3.2.	<i>Carga térmica de arrefecimento</i>	88
6.3.3.	<i>Condições interiores ambiente</i>	90
6.4.	VALIDAÇÃO DA CARGA TÉRMICA DE ARREFECIMENTO – MÉTODO MANUAL CLTD ADAPTADO VERSUS SOFTWARE DESIGNBUILDER	92
6.5.	CAPACIDADE DO SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO.....	92
7.	OPORTUNIDADES DE MELHORIA	95
7.1.	OPTIMIZAÇÃO DA ENVOLVENTE	95
7.1.1.	<i>Envolvente opaca</i>	95
7.1.2.	<i>Vãos envidraçados</i>	96
7.2.	MINIMIZAÇÃO DOS GANHOS INTERNOS	96
7.2.1.	<i>Sensores de iluminação</i>	97
7.3.	OPTIMIZAÇÃO DO FUNCIONAMENTO DAS CENTRAIS DE CLIMATIZAÇÃO.....	98
7.3.1.	<i>Aplicação de motores de alta eficiência – IE2 e IE3</i>	98
7.3.2.	<i>Aplicação de motores de alta eficiência – IE3 com desacoplamento de motor do ventilador de insuflação</i>	100
7.3.3.	<i>Variação automática do caudal de acordo com as necessidades</i>	101
7.3.4.	<i>Recirculação do ar interior</i>	103
7.4.	OUTRAS ESTRATÉGIAS	104
7.4.1.	<i>Free cooling</i>	104
7.4.2.	<i>Substituição das bombas de água</i>	104
7.4.3.	<i>Isolamento exterior das condutas de insuflação</i>	107
8.	OPTIMIZAÇÃO DA OPERAÇÃO DO SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO INSTALADO	109
8.1.	APRESENTAÇÃO DOS RESULTADOS QUE LEVARAM À SOLUÇÃO OPTIMIZADA	113
8.1.1.	<i>Optimização da solução – apenas com controlo da T</i>	113
8.1.2.	<i>Optimização da solução – controlo T/HR</i>	114
8.1.3.	<i>Optimização da solução – Controlo T/HR e free-cooling</i>	124
8.1.4.	<i>Solução otimizada-proposta final</i>	125
9.	ESTUDO ECONÓMICO DAS SOLUÇÕES APRESENTADAS	129
9.1.	OPORTUNIDADES DE MELHORIA.....	130
9.1.1.	<i>Motores IE2 e IE3</i>	130
9.1.2.	<i>Variação automática do caudal de acordo com as necessidades</i>	131
9.1.3.	<i>Substituição das bombas de água</i>	131
9.1.4.	<i>Isolamento exterior das condutas de insuflação</i>	132
9.2.	OPTIMIZAÇÃO DA OPERAÇÃO DO SISTEMA DE CLIMATIZAÇÃO INSTALADO	132

9.2.1.	<i>Optimização da solução – controlo T/HR</i>	132
9.2.2.	<i>Optimização da solução – controlo T/HR e free-cooling</i>	133
9.2.3.	<i>Solução otimizada-proposta final</i>	133
10.	RECOMENDAÇÕES COMPLEMENTARES	135
10.1.	SISTEMA DE MEDIÇÃO DE CONSUMO ENERGÉTICO	135
10.2.	PRESSURIZAÇÃO DO ESPAÇO CLIMATIZADO.....	136
11.	ESTUDO COMPLEMENTAR	137
11.1.	INCREMENTO DO AR DE INSUFLAÇÃO	137
12.	CONSIDERAÇÕES FINAIS	139
13.	CONCLUSÕES	141
14.	TRABALHOS FUTUROS	145
14.1.	EFICIÊNCIA DA DIFUSÃO DO AR	145
14.2.	ESTUDO DA ILUMINAÇÃO NATURAL	145
14.3.	EQUIPAMENTO DE CLIMATIZAÇÃO COMPLEMENTAR	146
	REFERÊNCIAS DOCUMENTAIS	147
	ANEXO A. CARACTERIZAÇÃO DA ENVOLVENTE	153
	ANEXO B. ESTUDOS COMPLEMENTARES DE OBTENÇÃO DA POTÊNCIA CALORIFICA DISSIPADA	155
	ANEXO C. QUALIDADE DO AR INTERIOR	161
	ANEXO D. RELATÓRIOS <i>LEGIONELLA</i>	177
	ANEXO E. CÁLCULO DA CARGA TÉRMICA DE ARREFECIMENTO (MANUAL – MÉTODO CLTD ADAPTADO)	179
	ANEXO F. FIGURA DO EDIFÍCIO EM ESTUDO COM O SOMBREAMENTO E CARTA SOLAR ESTEREOGRÁFICA	193
	ANEXO G. APLICAÇÃO DE PELICULAS DE PROTECÇÃO SOLAR	195
	ANEXO H. APLICAÇÃO DE MOTORES DE ALTA EFICIÊNCIA – IE2 E IE3	197
	ANEXO I. APLICAÇÃO DE MOTORES DE ALTA EFICIÊNCIA – IE3 COM DESACOPLAMENTO DE MOTOR DO VENTILADOR DE INSUFLAÇÃO	199
	ANEXO J. VARIAÇÃO AUTOMÁTICA DO CAUDAL DE ACORDO COM AS NECESSIDADES 201	
	ANEXO K. RECIRCULAÇÃO DO AR INTERIOR	203

Índice de Figuras

Figura 1.1 – Indústria Têxtil do Ave, S.A.	2
Figura 1.2 – Indústria Têxtil do Ave e Mabor, em 1950 [4].	4
Figura 1.3 – Indústria Têxtil do Ave e a Continental Mabor, em 2011.	5
Figura 1.4 – Origem das fibras têxteis.	6
Figura 1.5 – Esquema simplificado do processo de fabrico das telas têxteis na ITA.	6
Figura 1.6 – Direcção da torção dada ao fio [5].	7
Figura 1.7 – Processo de torcedura do fio [5].	7
Figura 1.8 – Estrutura da tela [6].	8
Figura 1.9 – ITA e a divisão por sectores.	10
Figura 2.1 – Equipamentos primários de um sistema de climatização.	17
Figura 2.2 – Equipamentos auxiliares de um sistema de climatização.	17
Figura 2.3 – Equipamentos intermédios, acessórios e de regulação de um sistema de climatização.	18
Figura 2.4 – Equipamentos terminais de um sistema de climatização.	19
Figura 2.5 – Diagrama de T - v [11].	21
Figura 2.6 – Diagrama psicrométrico com as evoluções dos processos de climatização [13].	22
Figura 2.7 – Sistema de arrefecimento evaporativo directo [16].	25
Figura 2.8 – Balanço energético do arrefecimento evaporativo [15].	25
Figura 2.9 – Exemplo atomizador [19, 20].	27
Figura 2.10 – Exemplo painel evaporativo fibroso [21, 22].	27
Figura 2.11 – Exemplo painel evaporativo rígido [23].	27
Figura 2.12 – Diagrama da temperatura efectiva [14].	29
Figura 2.13 – Mudança da zona de conforto com o incremento da velocidade [14].	30
Figura 3.1 – Processo de modelação no <i>DesignBuilder</i> [25].	36
Figura 3.2 – Interface do <i>EnergyPlus</i> [24].	37
Figura 3.3 – Interface do <i>DesignBuilder</i> [27].	37
Figura 4.1 – Latitude, longitude e perfil de elevação.	40
Figura 4.2 – Dados climáticos hora a hora anuais.	41
Figura 4.3 – Dados climáticos médios diários.	42
Figura 4.4 – Zona de afectação das centrais de climatização (espaço em estudo).	43
Figura 4.5 – Definição das envolventes do edifício a climatizar.	44
Figura 4.6 – Esquema da central de climatização (vista de topo).	47
Figura 4.7 – Esquema da central de climatização (vista de frente).	47
Figura 4.8 – Disposição da rede de condutas de insuflação.	50

Figura 4.9 – Disposição das grelhas de insuflação e de extracção.....	52
Figura 5.1 – Zona de conforto térmico para Verão e Inverno segundo a ASHRAE 55 [28].....	56
Figura 5.2 – Fontes de poluição [33].....	58
Figura 5.3 – Factores com influência na QAI (Adaptado [39]).....	59
Figura 5.4 – Pontos de monotorização.	61
Figura 5.5 – Frasco de recolha de 1 litro.....	65
Figura 5.6 – Zaragatoa em tubo.....	65
Figura 6.1 – Carga térmica de arrefecimento horária para o salão 2 do piso 0.	69
Figura 6.2 – Contribuição das perdas/ganhos para a carga térmica total de arrefecimento.	70
Figura 6.3 – Carga térmica de arrefecimento por zona afectada da C.C.....	70
Figura 6.4 – Hierarquia de um modelo criado no <i>DesignBuilder</i> [25].....	72
Figura 6.5 – <i>Template</i> da localização modificado para o edifício em estudo.....	72
Figura 6.6 – Modelo geométrico do edifício.....	74
Figura 6.7 – Modelo geométrico do edifício.....	74
Figura 6.8 – Sombreamento no modelo geométrico, em 21 Julho às 15h (módulo <i>Visualize</i>).	75
Figura 6.9 – Sombreamento e carta solar do modelo geométrico, a 21 Julho às 13h (módulo <i>Visualize</i>).....	75
Figura 6.10 – Zona do salão 2 do piso 0.	76
Figura 6.11 – Zona em estudo afectada às C.C. (denominada salão).....	76
Figura 6.12 – “Novas” zonas em estudo, para ultrapassar as limitações do <i>software</i>	77
Figura 6.13 – <i>Template</i> referente à construção do salão 2 do piso 0.....	78
Figura 6.14 – <i>Template openings</i> do salão 2 do piso 0.	79
Figura 6.15 – <i>Template</i> da actividade para o C.C. 1.	80
Figura 6.16 – <i>Template</i> do horário de funcionamento para o edifício, ocupação equipamentos iluminação.	81
Figura 6.17 – Módulo HVAC <i>Detailed</i> , com o esquema de princípio das quatro centrais de climatização a servir o espaço em estudo.....	82
Figura 6.18 – Componentes da central de climatização e ligação à zona a tratar.	82
Figura 6.19 – Horário de funcionamento dos sistemas AVAC.	83
Figura 6.20 – Opções da simulação.....	83
Figura 6.21 – Hierarquia do modelo em estudo.	84
Figura 6.22 – Influência das condições exteriores no edifício em estudo.....	86
Figura 6.23 – Necessidades de arrefecimento no dia mais quente do ano no interior da zona em estudo.	87
Figura 6.24 – Distribuição desagregada das necessidades de arrefecimento para o dia mais quente do ano (12 Ago.) no interior do espaço em estudo.....	88
Figura 6.25 – Carga térmica de arrefecimento.	89
Figura 6.26 – Distribuição desagregada da carga térmica de arrefecimento.....	89
Figura 6.27 – Distribuição percentual das diversas parcelas, da carga térmica de arrefecimento....	90

Figura 6.28 – Número de horas em que a temperatura é superior a 26 °C, numa escala de grau a grau.....	91
Figura 6.29 – Variação da humidade relativa nas 4 zonas do espaço em estudo.	91
Figura 6.30 – Carga térmica de arrefecimento por zona de afectação das C.C. pelo método manual (CLTD adaptado) e por simulação energética dinâmica (<i>DesignBuilder</i>).	92
Figura 7.1 – Comparação de consumo das luminárias.	97
Figura 7.2 – Consumo energético do sistema de climatização para o caso base e para a minimização dos ganhos internos com sensores de iluminação.	98
Figura 7.3 – Consumo do sistema de climatização por classe de eficiência do motor.....	100
Figura 7.4 – Comparação de consumos relativo aos sistemas de climatização, entre o caso base e o motor IE3 desacoplado (insuflação).....	101
Figura 7.5 – Consumo das centrais de climatização com a variação automática de caudal.....	102
Figura 7.6 – Variação média diária da temperatura no interior da zona em estudo e exterior.	103
Figura 7.7 – Método de isolamento conduta rectangular.	108
Figura 8.1 – Consumo energético do sistema AVAC.	110
Figura 8.2 – Número de horas em que a temperatura é superior ao estabelecido.	111
Figura 8.3 – Número de horas em que a temperatura é inferior a 18 °C.....	112
Figura 8.4 – Intervalos da humidade relativa e respectivo número de horas associado.....	113
Figura 8.5 – Consumos energéticos do sistema de climatização.....	115
Figura 8.6 – Variação da temperatura e humidade relativa média diária da zona C.C. 1.	116
Figura 8.7 - Variação da temperatura e humidade relativa média diária da zona C.C. 4.	117
Figura 8.8 – Variação da temperatura e humidade relativa média diária do salão em estudo.....	117
Figura 8.9 – Evolução da temperatura e humidade relativa interior no dia mais quente do ano no interior do espaço em estudo.	118
Figura 8.10 – Evolução da temperatura e humidade relativa interior no mês mais frio do ano no interior do edifício.	120
Figura 8.11 – Evolução da temperatura e humidade relativa interior no mês mais frio do ano no interior do edifício.	120
Figura 8.12 – Evolução da temperatura e humidade relativa interior no mês mais frio do ano no interior do edifício.	121
Figura 8.13 – Evolução da temperatura e humidade relativa interior no mês mais quente do ano no interior do edifício.	122
Figura 8.14 – Evolução da temperatura e humidade relativa interior no mês mais quente do ano no interior do edifício.	123
Figura 8.15 – Evolução da temperatura e humidade relativa interior no mês mais quente do ano no interior do edifício.	123
Figura 8.16 – Consumo total do sistema de climatização.	124
Figura 8.17 – Ganhos energéticos do ar insuflado, através da rede de condutas.	127
Figura 11.1 – Número de horas cujo <i>set-point</i> não foi atingido.....	138

Índice de Tabelas

Tabela 2.1 – Eficiência de humidificação do sistema de atomização nos lavadores de ar [14].	27
Tabela 4.1 – Temperaturas exteriores de projecto de Verão [28].	40
Tabela 4.2 – Potencial do arrefecimento evaporativo em Santo Tirso.	41
Tabela 4.3 – Resumo do cálculo dos coeficientes de transmissão térmica (U).	45
Tabela 4.4 – Características dos ventiladores de insuflação.	47
Tabela 4.5 – Características dos ventiladores de exaustão.	48
Tabela 4.6 – Características do motor e bomba de água da câmara de humidificação.	48
Tabela 4.7 – Caudais e temperaturas de insuflação e eficiência de saturação resultante da câmara de humidificação (aspersores).	49
Tabela 4.8 – Descrição, dimensões e área total da rede de condutas de insuflação.	50
Tabela 4.9 – Caudal e temperatura ao longo da conduta principal de insuflação.	51
Tabela 4.10 – Ganhos internos pelos equipamentos de produção.	53
Tabela 4.11 – Densidade de iluminação do salão 2 do piso 0.	54
Tabela 5.1 – Concentração máxima de referência segundo RSECE [41].	60
Tabela 5.2 – Concentrações máximas dos poluentes.	61
Tabela 5.3 – Concentrações médias dos poluentes.	62
Tabela 6.1 – Resumo da carga térmica de arrefecimento (calor sensível + calor latente) para o salão 2 do piso 0.	68
Tabela 6.2 – Aproximações realizadas ao nível do caudal insuflado.	85
Tabela 6.3 – Temperatura de insuflação à saída da central de climatização.	93
Tabela 7.1 – Classes de eficiência IEC 60034-30 (2008) [43].	99
Tabela 7.2 – Características da névoa criada pelo atomizador [19].	105
Tabela 7.3 – Caudal de água total para a pressão de operação a seleccionar.	106
Tabela 7.4 – Características das bombas de água a considerar.	107
Tabela 8.1 – <i>Set-point</i> das zonas a climatizar estabelecido.	111
Tabela 8.2 - Contabilização do número de horas para os intervalos de humidade relativa considerados.	118
Tabela 8.3 – Contabilização do número de horas para os intervalos de humidade relativa considerados.	125
Tabela 8.4 – Condições e horas de funcionamento da estratégia <i>free-cooling</i> .	125
Tabela 8.5 – Consumos energéticos associados à substituição das bombas da secção de humidificação.	126
Tabela 9.1 – Viabilidade económica para substituição dos motores dos ventiladores.	131
Tabela 9.2 – Viabilidade económica perante implementação do sistema GTC.	131

Tabela 9.3 – Viabilidade económica perante substituição do sistema de bombagem.	132
Tabela 9.4 – Viabilidade económica para isolamento da rede de condutas de insuflação de ar. ...	132
Tabela 9.5 – Viabilidade económica para a optimização da solução – controlo T/HR.....	132
Tabela 9.6 – Viabilidade económica para a optimização da solução – controlo T/HR e <i>free-cooling</i>	133
Tabela 9.7 – Viabilidade económica para a optimização da solução – proposta final.....	133
Tabela 11.1 – Caudal de insuflação adicional.....	137

Nomenclatura

Caracteres Romanos

- A_P – Área do pavimento [m^2]
- c_v – Calor específico a volume constante [$J \cdot (kg^{-1} \cdot K^{-1})$]
- D – Diâmetro [m]
- HR – Humidade Relativa [%]
- h – Entalpia específica [$kJ \cdot kg^{-1}$]
- L – Comprimento [m]
- \dot{m} – Caudal mássico [$kg \cdot s^{-1}$]
- p – Pressão [Pa]
- P – Potência [W]
- Q – Caudal volúmico [$m^3 \cdot s^{-1}$]
- \dot{Q} – Calor [J]
- R – Resistência térmica [$(m^2 \cdot ^\circ C) / W$]
- R_{Ar} – Resistências térmicas de um espaço de ar [$(m^2 \cdot ^\circ C) / W$]
- R_{SE} – Resistência térmica superficial exterior [$(m^2 \cdot ^\circ C) / W$]
- R_{SI} – Resistência térmica superficial interior [$(m^2 \cdot ^\circ C) / W$]
- T_{BH} – Temperatura de Bolbo Húmido [$^\circ C$]
- T_{BS} – Temperatura de Bolbo Seco [$^\circ C$]
- $T_{Ext.}$ – Temperatura Exterior Ambiente [$^\circ C$]
- $T_{Int.}$ – Temperatura Interior [$^\circ C$]
- U – Coeficiente de transmissão térmica [$W / (m^2 \cdot ^\circ C)$]
- v – Velocidade [$m \cdot s^{-1}$]
- V – Volume [m^3]
- x – Humidade absoluta [$g_{ar\ húmido} \cdot kg^{-1}_{ar\ seco}$]

Caracteres Gregos

- ρ – Massa volúmica [$\text{kg}\cdot\text{m}^{-3}$]
 v – Volume específico [$\text{m}^3\cdot\text{kg}^{-1}$ ar seco]
 λ – Condutibilidade térmica [$\text{W}/(\text{m}\cdot^\circ\text{C})$]
 Δt – Intervalo de tempo

Abreviaturas

- ADENE – *Agência para a Energia*
AVAC – *Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado*
ASHRAE – *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*
C.C. – *Central de climatização*
CFD – *Computational fluid dynamics*
CLF – *Cooling Load Factor*
CLTD – *Cooling Load Temperature Difference*
CLTDc – *Cooling Load Temperature Difference corrigido*
CIBSE – *Chartered Institution of Building Services Engineers*
CT – *Carga Térmica*
CTF – *Conduction Transfer Function*
ERR – *Índice / relação da eficiência energética*
E⁺ – *EnergyPlus*
GTC – *Gestão técnica centralizada*
IA – *Índice de aplicabilidade do potencial do arrefecimento evaporativo*
IE – *Premium efficiency*
IEE – *Índice de Eficiência Energética Real*
INAMET – *Instituto Nacional de Meteorologia e Geofísica*
INETI – *Instituto Nacional de Engenharia, Tecnologia e Inovação*
I_T – *Inércia térmica*

ITA	–	<i>Indústria Têxtil do Ave</i>
LM	–	<i>Correcção latitude-mês</i>
LNEC	–	<i>Laboratório Nacional de Engenharia Civil</i>
LNEG	–	<i>Laboratório Nacional de Energia e Geologia</i>
Max, max	–	Máximo
Min, min	–	Mínimo
OMS	–	Organização Mundial de Saúde
ppb	–	<i>Partículas por bilião</i>
PPD	–	<i>Predicted Percentage Dissatisfied</i>
ppm	–	<i>Partículas por milhão</i>
QAI	–	<i>Qualidade do Ar Interior</i>
RCCTE	–	<i>Regulamento das Características de Comportamento Térmico dos Edifícios</i>
RSECE	–	<i>Regulamento dos Sistemas Energéticos de Climatização em Edifícios</i>
SCL	–	<i>Solar Cooling Load</i>
UPAQ	–	<i>Unidade de produção de água quente</i>
UPAR	–	<i>Unidade de produção de água refrigerada</i>
UTA	–	<i>Unidade de tratamento de ar</i>
VRF	–	<i>Variable Refrigerant Flow</i>

1. Introdução

Neste capítulo estão integrados os tópicos de introdução e fundamentação ao trabalho realizado, a abordagem à Indústria Têxtil do Ave S.A., a descrição do processo de fabrico do produto da empresa, a organização sectorial, os sistemas de climatização inseridos na empresa, e por fim os objetivos propostos e organização da dissertação.

1.1. Fundamentação do trabalho

A presente dissertação enquadra-se no âmbito da unidade curricular de Dissertação/Projecto/Estágio, do Mestrado em Energias Sustentáveis, do Departamento de Engenharia Mecânica do Instituto Superior de Engenharia do Porto.

A realização deste trabalho consistiu numa proposta de estudo da Indústria Têxtil do Ave, S.A., figura 1.1, pertencente ao grupo *Continental A.G.*, uma indústria ligada ao ramo dos pneus, cujo seu propósito consiste no fabrico e exportação das telas têxteis constituintes no interior dos pneus, que são de extrema importância na sua constituição.



Figura 1.1 – Indústria Têxtil do Ave, S.A.

Devido à variedade de processos e ao elevado número de equipamentos essenciais para a realização do produto final, torna-se necessário eliminar os ganhos caloríficos do interior do edifício para que o conforto térmico, a produtividade e a eficiência dos colaboradores não sejam afectados, bem como a qualidade e as propriedades do produto em laboração.

Assim, este estudo consistiu numa análise energética de um dos salões da empresa, o mais crítico a nível da temperatura, para uma possível optimização energética das 4 centrais de climatização adiabáticas, com aproximadamente 45 anos de idade e com uma potência motriz unitária de 90 kW, resultando assim uma potência total de 360 kW. As centrais de climatização foram sofrendo diversos melhoramentos ao longo dos anos, contudo pretendeu-se com este trabalho incrementar a capacidade de arrefecimento, não aumentando a potência absorvida.

Relativamente a este estudo energético pretendeu-se avaliar a qualidade do ar interior do salão 2 do piso 0, no sentido de obter melhores condições interiores ambientes, tanto a nível de conforto térmico, como da qualidade do ar interior que em conjunto com o estudo energético permitiu obter uma melhor eficiência energética e económica do sistema de climatização, com especial atenção

aos requisitos do produto em fabrico. Numa primeira fase foi realizado o levantamento de todos os dados necessários para a realização da segunda fase, que consiste na criação de medidas suficientemente credíveis e passíveis de implementação, de modo a otimizar as centrais de climatização, tanto ao nível do arrefecimento como da eficiência energética.

A necessidade desta optimização deveu-se ao facto do salão 2 do piso 0 apresentar temperaturas interiores ambiente muito elevadas e humidades relativas muito baixas, contribuindo para a diminuição das propriedades e qualidade do produto em fabrico, para o desconforto dos ocupantes, que como sua consequência, diminui a produtividade, performance, e para problemas de electricidade estática ao nível dos materiais e equipamentos, que são fulcrais no propósito da empresa. As elevadas temperaturas no interior resultam de diversos factores internos e externos à empresa, tal como a necessidade de maior produção e com isto maior número de equipamentos e com estes a trabalhar na sua capacidade máxima, bem como o incremento das temperaturas exteriores ao longo dos últimos anos resultante do aquecimento global que se faz sentir cada vez mais.

1.2. A Indústria Têxtil do Ave, S.A. [1, 2, 3, 4]

A Indústria Têxtil do Ave, S.A. (ITA) foi fundada em 1948 e inaugurada em 1950, mandada construir por Henrique Malheiro Dias, que se alia à Mabor¹ através do fornecimento de telas de reforço dos pneus que até à data eram importadas da *General Tire and Rubber Company*.

A localização da Mabor e ITA na altura da inauguração desta, é ilustrada na figura 1.2, tendo a Mabor numa fase posterior, sido deslocada para um terreno a Norte da ITA.

Em 1958 a ITA sofre uma mudança a nível interno nos seus equipamentos devido à alteração da matéria-prima utilizada nas telas para os pneus, que até à data era o algodão (fibra natural), que foi substituída por fibras artificiais, nomeadamente o *rayon* de alta tenacidade que oferecia melhores características e mais liberdade de manuseamento. Anos mais tarde tornou-se necessária uma nova mudança, novamente a nível dos equipamentos devido, novamente à troca da matéria-prima utilizada, que passou para as fibras sintéticas (poliamida-*nylon*), com uma excelente aceitação a nível mundial devido às suas características específicas e performance.

¹ A fábrica Mabor, Manufactura Nacional de Borracha, foi fundada por Júlio Anahori de Quental Calheiros e inaugurada a 6 de Abril de 1946 em Lousado. O seu propósito insidia na produção de pneus para automóveis ligeiros, pesados, motos, câmara-de-ar e pisos para recauchutagem.

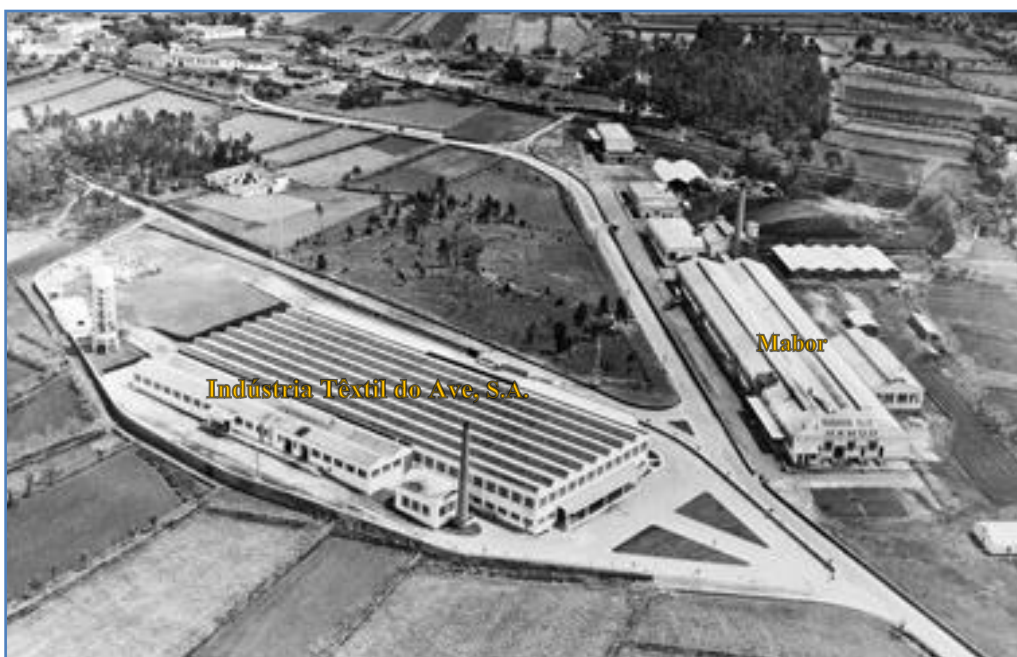


Figura 1.2 – Indústria Têxtil do Ave e Mabor, em 1950 [4].

Nos anos 80 a Mabor sofre alterações, devido à fábrica envelhecida, com maquinaria e processos antiquados, data em que em conjunto com a ITA são adquiridas pelo grupo Amorim, resultando deste processo grandes investimentos nas duas empresas. Na ITA adquiriu-se uma série de novos equipamentos, nomeadamente teares de projectil, torcedores “*Direct-Cable*” e a máquina de impregnar as telas denominada ZELL.

No final da década, estabelece uma parceria estratégica com o grupo *Continental A.G.*, onde surge um significativo projecto de reestruturação, que culminou na detenção de 100% do capital em 1 de Julho de 1990 (Mabor e ITA), transformando-se na marca “Continental Mabor – Indústria de Pneus, S.A.”, com a ITA a manter-se com o mesmo nome.

Com a ITA a pertencer ao grupo *Continental A.G.*, surgiu um aumento do número de equipamentos, com aquisições na área da torcedura e tecelagem, bem como a aquisição, em 2008, da máquina de impregnar corda, a “*SingleEnd*”.

É possível observar a localização da ITA e da Continental Mabor na actualidade, na figura 1.3, onde se pode verificar a expansão do edifício da ITA e a deslocalização e expansão ocorrida no edifício da Continental Mabor.



Figura 1.3 – Indústria Têxtil do Ave e a Continental Mabor, em 2011.

1.3. Processo de fabrico

A ITA dedica a sua produção à realização de uma das partes mais importantes da constituição de um pneu. Tendo em conta que o pneu é o elo de ligação entre um automóvel e o piso, é extremamente importante que o pneu seja criado para se obter as melhores condições de segurança, conforto e direcção, onde as telas têxteis de reforço contribuem numa grande parte para este propósito.

O processo de fabrico do produto final da ITA, a tela têxtil de reforço dos pneus, é um elemento chave no pneu, que passa por quatro etapas onde são estabelecidos critérios rigorosos de produção, com as etapas a percorrer denominadas: bobinagem, torcedura, tecelagem e tratamento final (impregnação e secagem). Na figura 1.4 é possível ver os vários tipos de fibras existentes, em que é sobre as fibras artificiais e sintéticas, como o *nylon*, o *rayon* e o *polyester*, que a produção da ITA incide.

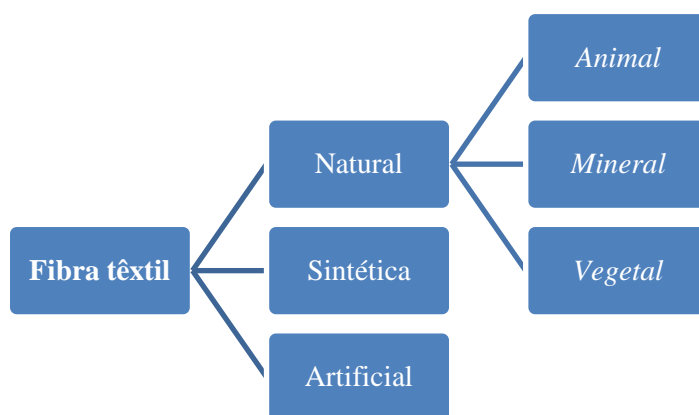


Figura 1.4 – Origem das fibras têxteis.

A organização e sequência das etapas de produção do produto que é elaborado na ITA, que começa com a matéria-prima, o fio, até à tela impregnada e seca são demonstradas de uma forma simplificada na figura 1.5.

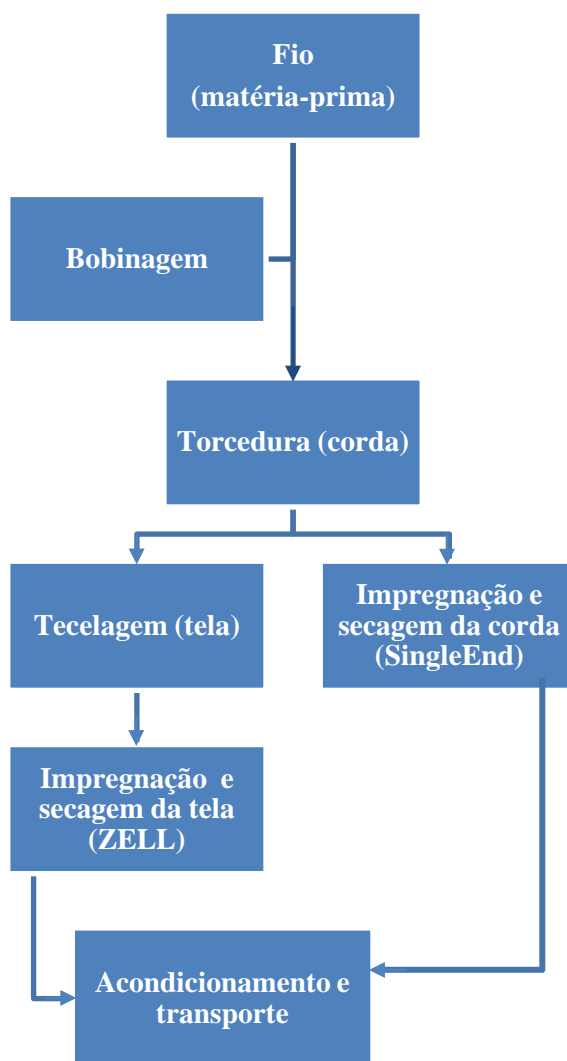


Figura 1.5 – Esquema simplificado do processo de fabricação das telas têxteis na ITA.

1.3.1. Bobinagem

A bobinagem é efectuada no salão 2 do piso 0, para os artigos que apresentem bobines/rolos com dimensões não apropriadas para a introdução nos equipamentos de torcedura, onde nesta etapa o fio é rebobinado para bobines com as dimensões correctas para a etapa seguinte. Durante este processo ocorre uma função secundária e suplementar de retirar possíveis irregularidades no fio. De todos os artigos que chegam à ITA, só uma pequena fracção é que é bobinada, pois a restante já apresenta as proporções apropriadas.

1.3.2. Torcedura

Na etapa da torcedura, também realizada no salão 2 do piso 0, os torcedores são os equipamentos responsáveis pela torção² de dois fios com boa resistência, durabilidade e alta flexibilidade. Esta operação evita o deslizamento entre fibras, obtendo-se uma corda com uma estrutura coesa e com elevada resistência à tração, abrasão, fadiga e à desintegração por forças laterais.

O fio pode ser qualificado pelo número de voltas impostas por metro e pela inclinação aplicada, que dará origem a uma a torção em Z ou em S, dependendo da direcção de torção aplicada, figura 1.6. A obtenção da corda pelo processo de torcedura, resultando da torção de dois fios e entrelaçamento entre eles pode ser observado na figura 1.7.

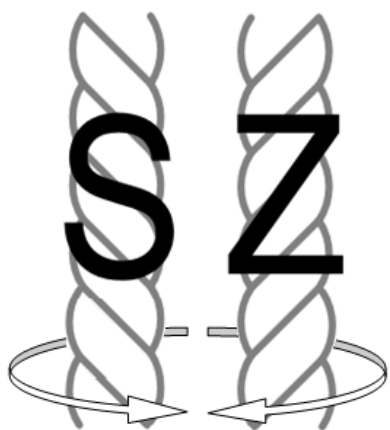


Figura 1.6 – Direcção da torção dada ao fio [5].



Figura 1.7 – Processo de torcedura do fio [5].

Depois de torcida a corda é enrolada em bobines que passarão para uma de duas fases possíveis. Numa das fases a corda pode ir directamente para a máquina *SingleEnd* onde é efectuada a

² Consiste no enrolamento aplicado na extremidade de um fio, que induz numa disposição e efeito em espiral do fio. Especificamente pode definir-se como o número de voltas que a corda possui em torno do eixo central, por unidade de comprimento.

impregnação e secagem da corda. Na outra fase pode seguir em conjunto com um elevado número de bobines do mesmo artigo, para os suportes que alimentam os teares, onde se dá o fabrico da tela têxtil.

1.3.3. Tecelagem

Na etapa da tecelagem, realizada no salão 1, um conjunto elevado de bobines do mesmo artigo são dispostas nos suportes associados ao tear, que o vão alimentar e assegurar a regularidade da tensão da corda. A produção do tecido único, a tela têxtil “verde” ou “crua”, é obtida pelo entrelaçamento de um conjunto de cordas no sentido longitudinal e transversal, do qual se pode visualizar na figura 1.8. À medida que é realizada a tecelagem da corda é obtida uma tela de grandes dimensões e compacta, que é consecutivamente enrolada numa bobine de elevadas dimensões. Quando o tamanho da bobine apresenta as dimensões pretendidas, esta é acondicionada com um plástico de protecção e transportada para o edifício ZELL onde se efectuará a etapa seguinte correspondente à impregnação.

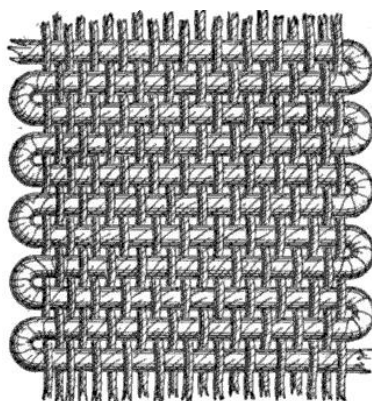


Figura 1.8 – Estrutura da tela [6].

1.3.4. Impregnação

A fase de impregnação pode ocorrer em dois casos, ou seja, impregnação da tela ou impregnação da corda.

A impregnação da tela é realizada no edifício da ZELL, enquanto a impregnação da corda é efectuada no equipamento *SingleEnd* que se encontra no interior do salão 2 do piso -1.

Impregnação de tela

A tela antes de ser impregnada é designada por tela “verde”. Na fase de impregnação a bobine é colocada num suporte onde a tela verde passa por uma espécie de “banho” que consiste numa

solução à base de resina de formaldeído, com agentes ligantes que promovem a adesão das fibras, que quando impregnada na tela, adiciona compatibilidade, preenchimento e proporciona a adesão aquando a sua aplicação no pneu. De seguida a tela é seca através da passagem pelas várias estufas da ZELL, com diferentes temperaturas. Numa primeira fase ocorre a evaporação da água, seguida de tratamento térmico específico para realçar as suas propriedades. Depois da passagem pela última estufa do processo de secagem a tela é progressivamente enrolada numa nova bobine que é embalada e acondicionada para o posterior transporte.

Impregnação de corda

Na impregnação da corda, as bobines de corda torcida são colocadas em suportes onde estes alimentam a máquina de impregnação, *SingleEnd*, em que no seu interior a corda é impregnada com a solução química à base de resina de formaldeído e de seguida seca nas estufas da máquina. Posteriormente a esse processo, a corda encontra-se em condições de ser bobinada e acondicionada para ser transportada.

1.3.5. Acondicionamento

Depois de impregnada a tela têxtil é revestida exteriormente com um plástico de protecção para assegurar a sua limpeza onde é transportada por intermédio de empilhadoras para a zona de armazenamento.

Relativamente à corda têxtil impregnada, as bobines são colocadas e alinhadas no interior de um caixote de grandes dimensões, que quando cheio é transportado com recurso a uma empilhadora para a zona de armazenamento.

1.4. Organização sectorial da empresa

Devido às grandes dimensões da ITA é relevante situar e descrever de um modo geral as divisões principais do edifício, que estão representadas na figura 1.9.

Assim o edifício industrial pode ser dividido 4 zonas principais: salão 1, salão 2 do piso 0, salão 2 do piso -1 e o edifício ZELL.

No salão 2 do piso 0 encontram-se os equipamentos de bobinagem e os torcedores.

No salão 1 encontram-se os teares com os respectivos suportes das bobines de corda.

No salão 2 do piso -1, denominado também por armazém, encontram-se um número limitado de torcedores, a máquina de impregnar corda (*SingleEnd*), o espaço de armazenamento das telas a serem impregnadas, o armazenamento e zona de descarga do produto final e a comunicação com o edifício onde se encontra a máquina de impregnar ZELL.

O edifício ZELL engloba o conjunto da envolvente da máquina de impregnar as telas.



Figura 1.9 – ITA e a divisão por sectores.

1.5. Sistemas de climatização da empresa

De todas as zonas do edifício da empresa apenas dois locais podem ser considerados climatizados, correspondentes ao salão 2 do piso 0, onde se encontram as quatro centrais de climatização adiabáticas e parte do edifício 1, correspondendo à parte inferior (piso -1), através de 3 torres de arrefecimento evaporativo. De referir, que existem exceções, correspondentes às zonas de escritórios, que são todos climatizados por intermédio de unidades de climatização do tipo *split's*.

1.6. Objectivos

O objectivo principal deste trabalho consistiu na optimização energética do sistema de climatização industrial do salão 2 do piso 0 da ITA. Devido à variedade e complexidade de assuntos a abordar e a estudar, foi necessário subdividir em várias etapas a realização deste trabalho:

- Conhecimentos gerais, conteúdos e características da indústria em estudo;
- Obtenção e estudo de noções e características específicas do processo de arrefecimento evaporativo, dos seus sistemas e componentes;
- Clarificação, estudo e análise detalhada do volume de controlo (salão 2 do piso 0);
- Recolha e obtenção de todos os dados necessários para a realização do objectivo principal;
- Tratamento de dados através de ferramentas manuais e com auxílio a *software* informático;
- Estudo do conforto térmico dos ocupantes;
- Estudo à qualidade do ar interior (QAI);
- Cálculo da carga térmica de arrefecimento pelo método manual;
- Simulação energética dinâmica do espaço em estudo através do *software* informático *DesignBuilder*;
- Estudo, análise e discussão das soluções a adoptar;
- Aperfeiçoamento e descrição da solução a adoptar para a optimização energética do sistema de climatização industrial;
- Estudo de viabilidade económica das melhores soluções a implementar;
- Recomendações complementares para o bom funcionamento do espaço em estudo;
- Estudo complementar.

1.7. Organização da dissertação

• Capítulo 1

No Capítulo 1 da presente dissertação estão integrados os tópicos de introdução, a abordagem à Indústria Têxtil do Ave S.A., o processo de fabrico do produto, a organização sectorial da empresa, os seus sistemas de climatização, os objectivos e por fim a organização da dissertação.

• Capítulo 2

O capítulo 2 é dedicado ao Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado (AVAC), dando ênfase ao processo de arrefecimento evaporativo directo utilizado pelas centrais de climatização presentes na empresa.

- **Capítulo 3**

Neste capítulo, é realizada uma breve descrição ao *software DesignBuilder*, devido à sua relevância e utilidade ao longo do estudo e que integra o motor de simulação *EnergyPlus*.

- **Capítulo 4**

Relativamente ao capítulo 4 são apresentadas todas as descrições e dados recolhidos relevantes para o estudo em causa, tendo sido trabalhados no sentido de obter a informação pretendida de uma forma organizada e sintetizada.

- **Capítulo 5**

O capítulo 5 aborda superficialmente o estudo do conforto térmico e o estudo mais detalhado da qualidade do ar interior.

- **Capítulo 6**

O capítulo 6 aborda o caso em estudo, onde se pode conferir os estudos realizados, tais como o cálculo da carga térmica de arrefecimento com auxílio de folhas programadas em *Microsoft Excel*, a simulação energética dinâmica, pelo *DesignBuilder*, do edifício para caso base com a respectiva análise da carga térmica, variação das temperaturas e humidades relativas e capacidade de arrefecimento do sistema de climatização.

- **Capítulo 7**

Este capítulo engloba as acções de melhoria que visam a optimização do caso em estudo, através de propostas de alteração das envolventes e centrais de climatização, recorrendo-se, para tal, ao modelo de simulação que permitiu análise comparativas entre o caso base e aquelas soluções.

- **Capítulo 8**

No capítulo 8 são analisadas detalhadamente as soluções de melhoria, identificados no capítulo anterior mas, agora, numa perspectiva da sua adopção conjunta e apenas daquelas que se demonstraram com potencial de utilização e que resultara numa proposta de optimização final.

- **Capítulo 9**

O capítulo 9 os respectivos estudos de viabilidade económica da solução de optimização final, bem como as oportunidades de melhoria que a englobam.

- **Capítulo 10**

Neste capítulo são referidas algumas recomendações que poderão ser facilmente implementadas mediante a introdução de simples rotinas ou de pequenas alterações, que contribuem para melhorar o funcionamento do espaço em estudo, quer ao nível energético, quer económico.

- **Capítulo 11**

No capítulo 11 é realizado um estudo complementar que adiciona mais informação sobre o sistema de climatização, resultado de um aumento da capacidade de insuflação de ar pelo método de arrefecimento evaporativo directo.

- **Capítulo 12**

O capítulo 12 aborda as considerações finais do estudo realizado e de toda a experiência e conhecimentos adquiridos pela realização da presente dissertação.

- **Capítulo 13**

Por fim no capítulo 13 são concretizadas as conclusões alcançadas ao longo de todo o estudo, que permitem sumariamente retirar as ilações fundamentais da optimização energética das centrais de climatização.

2. O AVAC e os seus sistemas

Este capítulo é dedicado ao AVAC, dando ênfase ao processo de arrefecimento evaporativo directo utilizado pelas centrais de climatização da ITA.

O Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado (AVAC), também designado pelo termo em inglês denominado por *Heating, Ventilation, and Air Conditioning* (HVAC) refere as quatro funções base e principais destinadas ao conforto interior e qualidade do ar interior, ou seja, permite o controlo e parametrização dos valores interiores de temperatura, humidade, qualidade do ar e sua renovação.

Os sistemas AVAC englobam uma variedade de conceitos da Engenharia Mecânica tais como os princípios da Mecânica dos Fluidos, Transferência de Calor e Termodinâmica e são constituídos por equipamentos mecânicos (ventiladores, bombas, tubagem, condutas, entre outras) e eléctricos (motores, variadores de velocidade/ frequência, reguladores, sensores, entre outros).

A classificação dos sistemas AVAC depende do processo de tratamento do ar interior, em função do número de transformações termodinâmicas, que podem ocorrer: aquecimento, arrefecimento, humedificação e desumidificação.

Um dos critérios mais importantes nos sistemas AVAC incide no conforto dos ocupantes, através do aquecimento ou arrefecimento e ventilação, cuja listagem seguinte transcreve alguns factores para sua obtenção [7, 8]:

- Temperatura e humidade;
- Qualidade do ar interior e renovações horárias do ar;
- Caudal e velocidade do ar;
- Clima local;
- Questões de segurança;
- Custo inicial, custo operacional e de manutenção;
- Fiabilidade e flexibilidade;
- Sustentabilidade e análise do ciclo de vida do projecto;
- Acústica e vibrações.

Os sistemas AVAC têm na sua constituição uma variedade de equipamentos e componentes que interagem entre si, de modo a atingir o seu propósito na climatização de um edifício.

Os grupos de equipamentos primários de AVAC são apresentados de uma forma genérica e básica na figura 2.1, enquanto os seus equipamentos auxiliares são apresentados na figura 2.2. Relativamente aos equipamentos intermédios, acessórios e de regulação e por fim os equipamentos terminais são apresentados na figura 2.3 e figura 2.4, respectivamente.

Os equipamentos primários de produção de energia térmica, regra geral, encontram-se na denominada zona técnica ou em coberturas técnica no exterior do edifício e são os responsáveis pela obtenção das condições necessárias do fluido primário de operação. Estes equipamentos também podem se situar na zona a climatizar no caso de se tratar de um sistema individual ou modular.

Na generalidade os equipamentos primários podem ser do tipo expansão directa, ou do tipo de água, tal como unidade de produção de água refrigerada (UPAR), unidade de produção de água quente (UPAQ) e colectador solar.

Os equipamentos auxiliares, figura 2.2, podem estar associados aos equipamentos produtores de energia térmica de modo a completar a sua função (arrefecedores evaporativos, unidades de tratamento de ar) ou a otimizar o seu desempenho (bancos de gelo, depósitos de inércia) mas também associados à distribuição de energia térmica (bombas e ventiladores).

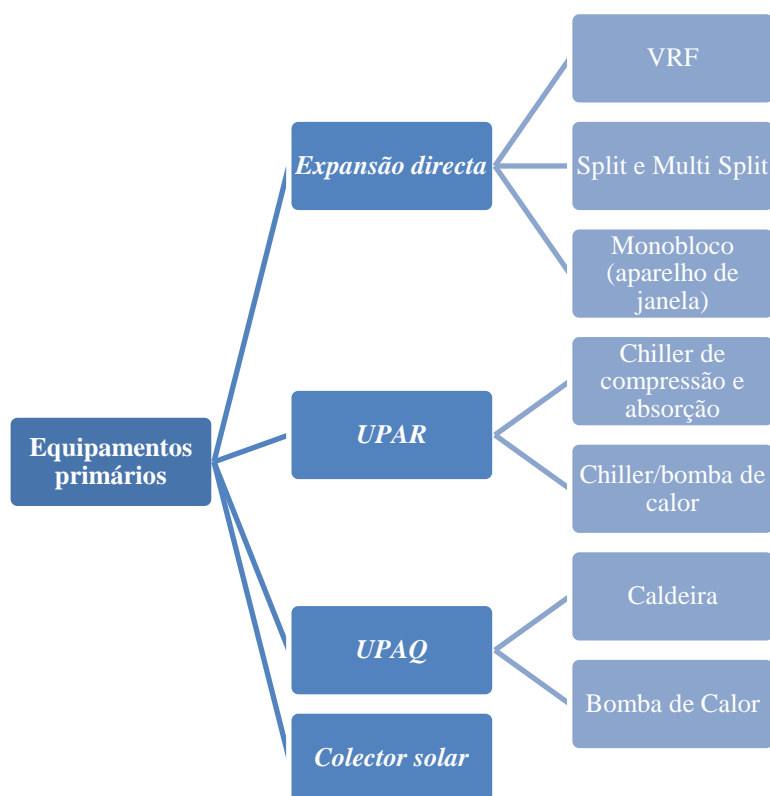


Figura 2.1 – Equipamentos primários de um sistema de climatização.

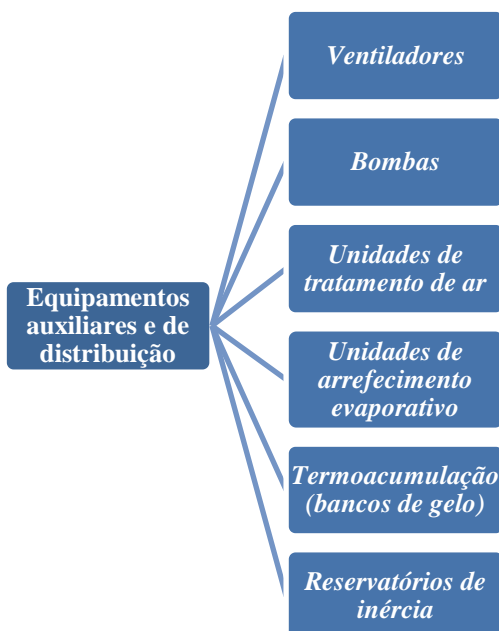


Figura 2.2 – Equipamentos auxiliares de um sistema de climatização.

Os equipamentos intermédios, figura 2.3, encontram-se entre os equipamentos primários e os equipamentos terminais, sendo os responsáveis por distribuir e regular os fluidos primários até aos equipamentos terminais, tendo na sua constituição uma variedade de acessórios de regulação que asseguram as condições de funcionamento dos equipamentos e sistemas.

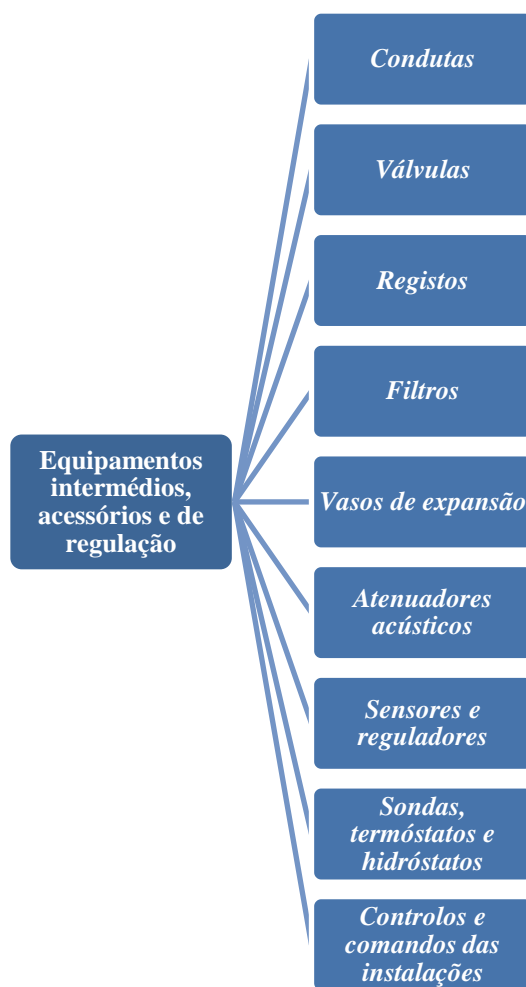


Figura 2.3 – Equipamentos intermédios, acessórios e de regulação de um sistema de climatização.

Os equipamentos terminais, figura 2.4, encontram-se próximos ou mesmo no local a climatizar e são os responsáveis por receber os fluidos primários e direccioná-los para as zonas a climatizar, para que se possa tratar o ar interior e eliminar a carga térmica do local.

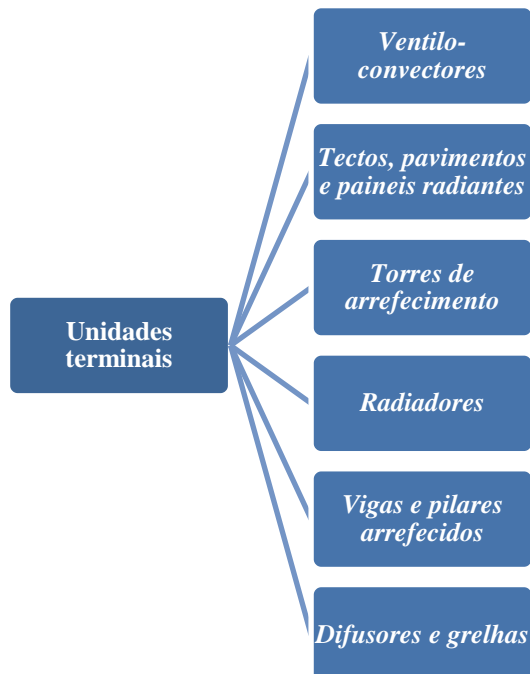


Figura 2.4 – Equipamentos terminais de um sistema de climatização.

2.1. Arrefecimento Evaporativo

2.1.1. História do arrefecimento evaporativo [9, 10]

O princípio do arrefecimento evaporativo já era utilizado no Antigo Egipto através da deslocação de água para locais com temperaturas elevadas e baixas humidades, de modo a conseguir um ambiente mais agradável.

Contudo, *Leonardo da Vinci* foi o pioneiro na utilização de um equipamento mecânico de arrefecimento evaporativo, que consistia numa roda de água oca, com uma passagem de ar construída para guiar o ar até o local desejado, sendo o ar arrefecido através da passagem pela água e pela evaporação durante a movimentação da roda.

Posteriormente a essa invenção e até aos dias de hoje surgiram um conjunto de conceitos, que tiveram uma preponderância fulcral para o desenvolvimento na área da Mecânica dos Fluidos e como consequência nos processos de climatização:

- Na segunda metade do século XVII, o físico irlandês *Robert Boyle* e o físico francês *Edmé Mariotte* estudaram e desenvolveram uma das quatro leis aplicadas ao desempenho do arrefecimento evaporativo, dando seguimento ao trabalho desenvolvido por *Blaise Pascal* relativo à pressão nos líquidos conhecido como a *Lei de Pascal*;
- No século XVIII *John Dalton* conseguiu determinar a natureza da evaporação, através dos desenvolvimentos realizados na Mecânica dos Fluidos por *Bernoulli*, *Euler*, *Pitot*, *Chez*, entre outros;
- No século XIX, *Henry Darcy*, engenheiro francês criou a equação que descreve o escoamento de um fluido através de um meio poroso, ou seja, a *Lei de Darcy*;
- Por fim e já em pleno século XX *Willis Carrier* foi o responsável pelo primeiro diagrama psicrométrico e pelo desenvolvimento da equação de transformação de calor sensível em calor latente, durante um processo adiabático.

2.1.2. Noções termodinâmicas e psicométricas [11, 12]

Uma substância pura é uma substância com composição química constante ao longo de toda a sua massa e pode existir em diferentes fases dependendo da energia associada.

Na fase líquida, uma substância que não esteja na iminência de vaporizar é denominada por líquido comprimido ou sub-arrefecido, porém se estiver próxima de vaporizar é denominada líquido saturado.

Na fase gasosa, uma substância que não esteja na iminência de condensar é designada por vapor sobreaquecido, enquanto se estiver próxima de condensar é designada por vapor saturado.

Com isto, se uma substância estiver numa fase entre a vaporização e a condensação, ou seja, num estado em que parte da substância líquida está a vaporizar e parte da substância gasosa esta a condensar, chega-se à mistura de líquido saturado com vapor saturado que se designa por vapor húmido.

Durante estes processos de mudança de fase, as propriedades como pressão e temperatura são dependentes, cuja figura 2.5 representa o processo de mudança de fase a uma pressão constante de 101325 Pa.

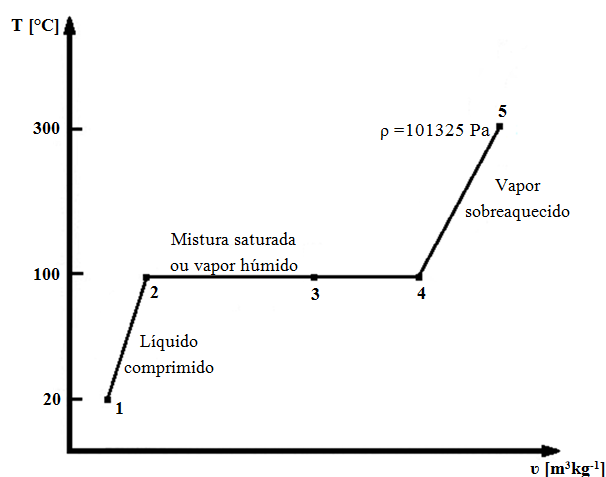


Figura 2.5 – Diagrama de T - v [11].

O calor ou energia térmica é definido com a forma de energia que é transferida internamente entre dois sistemas ou entre um sistema e a sua vizinhança, devido a uma diferença de temperaturas.

Para fundir ou vaporizar uma substância, é necessário ceder uma significativa quantidade de energia, cuja porção de energia libertada ou absorvida durante um processo de mudança de fase é denominada por calor latente. O calor latente pode ser definido como a necessidade de cedência ou remoção de energia térmica para a alteração da coesão molecular (forças de ligação intermoleculares) de modo a provocar uma mudança de estado do sistema.

O calor sensível é definido como a quantidade de calor que provoca apenas a alteração da temperatura do sistema, através da energia cinética adquirida pelos movimentos de translação, rotação e vibração dos átomos e moléculas do sistema.

Um processo adiabático é definido pelo princípio geral de não existir transferência de calor. Este processo ocorre quando num sistema isolado atravessa uma quantidade insignificante e desprezável de calor pela sua fronteira ou no caso de o sistema e vizinhança apresentarem a mesma temperatura não havendo portanto, transferência de calor entre eles.

Apesar de no processo adiabático não haver transferência de calor, a energia do sistema e a temperatura podem ser alterados devido a existência de trabalho, que é a transferência de energia associada à acção de uma força ao longo de uma certa distância.

Através do diagrama psicrométrico é possível obter as propriedades do ar húmido, nomeadamente humidades relativa e absoluta, temperaturas de bolbo seco e húmido, temperatura de orvalho e entalpia, estando na figura 2.6, definidos os processos base de climatização:

- **OA** – Arrefecimento (sensível);
- **OB** – Aquecimento (sensível);
- **OC** – Humidificação (latente);
- **OD** – Desumidificação (latente);
- **OE** – Arrefecimento adiabático → arrefecimento e humidificação (sensível e latente);
- **OF** – Aquecimento e humidificação (sensível e latente);
- **OG** – Arrefecimento e desumidificação (sensível e latente);
- **OH** – Aquecimento e desumidificação (sensível e latente).

Pressure: 101325 Pa

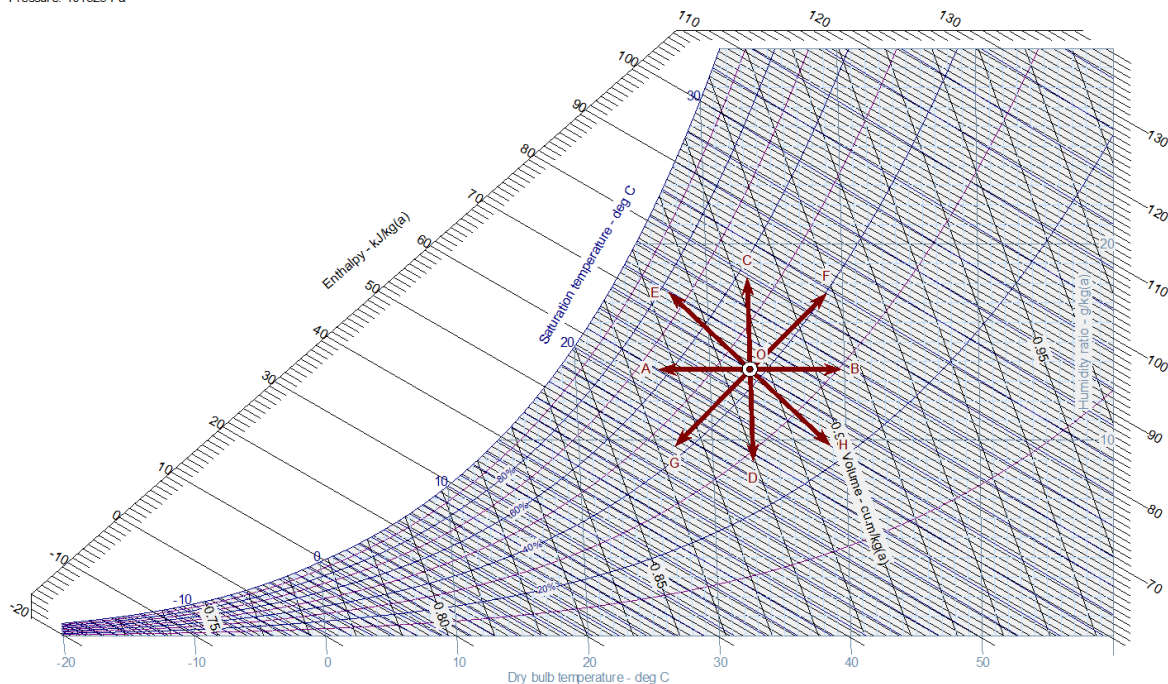


Figura 2.6 – Diagrama psicrométrico com as evoluções dos processos de climatização [13].

2.1.3. O processo do arrefecimento evaporativo [7, 8, 14, 15, 16, 17]

O arrefecimento evaporativo consiste num processo energeticamente eficiente, não poluente, natural e com custo efectivo muito baixo em diversas aplicações, que consegue reduzir a temperatura e elevar a humidade do ar através da transferência de calor e massa entre o ar atmosférico exterior e a água. Este sistema também pode auxiliar os sistemas convencionais de climatização num estágio de pré-arrefecimento, conseguindo-se assim uma redução dos custos de operação, e custo médio inicial.

O arrefecimento evaporativo pode ser dividido em dois métodos, o directo e o indirecto, e que podem operar independentemente ou mesmo associados entre eles ou a equipamentos de arrefecimento mecânicos.

As principais vantagens associadas ao arrefecimento evaporativo em comparação com os sistemas mecânicos de climatização mais usuais são:

- Baixo custo de instalação, operação e manutenção;
- Baixo número de equipamentos e pouco complexos, utilizando-se apenas ventiladores, bomba de água e sistema de atomização;
- Eficiente energeticamente devido ao seu reduzido consumo de energia;
- Promovem o aumento da humidade relativa do ar e a diminuição da temperatura;
- Aumenta as renovações do ar e a sua qualidade através da lavagem;
- Ecológicos e seguros pois não utilizam fluido frigorigéneo.

2.1.4. Potencial do arrefecimento evaporativo [9]

O potencial do arrefecimento evaporativo pode ser definido pela expressão 1, que designa uma aproximação da viabilidade de aplicação do arrefecimento evaporativo, dependendo dos dados climáticos do local:

$$IA = T_{BH} - (T_{BS} - T_{BH}) \quad (1)$$

Esse potencial é definida pelo valor do índice de aplicabilidade (IA), pelo que quanto menor for o seu valor, melhores serão os resultados de arrefecimento e humedificação do ar, com:

- *Valor igual ou menor a 10* – Processo indicado para conforto (é necessário um diferencial entre as temperaturas de bolbo seco e bolbo húmido de 12 °C);
- *Valor entre 11 e 16* – Processo indicado para diminuir a carga térmica;

- *Valor superior a 16* – Processo não recomendado (diferencial entre as temperaturas de bolbo seco e bolbo húmido inferior ou igual a 6 °C).

2.1.5. Método de arrefecimento evaporativo directo [7, 8, 14, 15, 16, 17, 18]

O método directo consiste no arrefecimento e humedificação do ar exterior, através da passagem por um painel sólido húmido e poroso, designado por painel evaporativo, ou pela passagem por um sistema de atomização que pulverizam água no ar através de micro gotículas do tipo neblina, que são difundidas homogeneamente no ar, devido ao caudal de ar imposto pelo ventilador de insuflação. O ar ao passar por este sistema faz com que o calor e massa sejam transferidos entre o ar exterior e a água, absorvendo o máximo possível de água conseguindo baixar a temperatura de bolbo seco e aumentar a humidade absoluta, cuja limitação da absorção de água por parte do ar depende da temperatura do bolbo húmido à entrada do sistema.

Este sistema além de conseguir o arrefecimento e humedificação do ar, acarreta a vantagem de promover a qualidade do ar interior, pois ao longo do processo existe renovação, humedificação e lavagem do ar. Contudo existe a possibilidade de aparecimento, crescimento e transmissão da *Legionella* que poderá ser introduzida nestes sistemas, devido à presença do reservatório da água, mas que pode ser facilmente despistada através de uma adequada manutenção do sistema.

Uma elevada temperatura e baixa humidade relativa do ar exterior, favorece a sua eficiência, devido ao ar conseguir absorver uma maior quantidade de água, no entanto uma elevada humidade relativa exterior, prejudica significativamente a capacidade de arrefecimento, pois a absorção de água por parte do ar é limitada, contribuindo para o fraco abaixamento da temperatura do ar.

No processo de arrefecimento evaporativo, o ar é admitido no equipamento ou central de climatização e todo processo de evaporação ocorre dentro destes. O ar vindo do exterior passa pelo equipamento, onde absorve o máximo de água possível sendo que os filtros separadores de gotículas encarregam-se de eliminar eventuais partículas líquidas.

Para se realizar a evaporação da água é necessário uma energia no valor de 2257,1 kJ por kg de água, à pressão de 101325 Pa, de calor latente de vaporização, que neste caso é obtido pelo próprio ar, uma vez que este o cede em forma de calor sensível.

No decorrer deste processo só uma pequena parte de água é que é absorvida, logo o excesso é recolhida no reservatório e recirculada através da bomba de água, novamente para os atomizadores, sendo a água evaporada repostada no reservatório através da operação de uma válvula flutuante ou através de uma electroválvula com interruptor flutuante. Perante isto é de todo recomendável o uso

de água potável e filtros, para que os atomizadores constituintes do sistema de vaporização não sejam obstruídos pelo excesso de minerais.

Teoricamente define-se que a temperatura da água que se encontra a recircular no próprio reservatório não altera devido ao seu contacto com o ar, pelo que o processo de evaporação apenas opera para arrefecer e humidificar o ar, denominando-se assim um processo adiabático, mas que na realidade apresenta ligeiros ganhos de calor sensíveis, relativos ao reservatório, bomba de água, ventiladores e tubagem.

Se a capacidade do equipamento de arrefecimento evaporativo directo não for suficiente, é possível a integração de sistemas mecânicos complementares de arrefecimento na água recirculada, de modo a baixar as temperaturas de bolbo seco e bolbo húmido do ar exterior (ar a ser tratado), conseguindo contudo uma redução de custos em analogia com um equipamento mecânico, entre os 20% e 40%. [8]

A eficiência do arrefecimento evaporativo é explicada como a contribuição entre a diminuição real da temperatura de bolbo seco e a máxima diminuição teórica que a temperatura de bolbo seco poderia ter se o arrefecedor evaporativo tivesse uma eficiência de 100% (ar saturado), cuja temperatura de bolbo seco à saída do equipamento seria igual à temperatura de bolbo húmido do ar à entrada.

O esquema tipo do arrefecimento evaporativo directo é exibido na figura 2.7, cujo respectivo balanço energético associado é apresentado na figura 2.8.

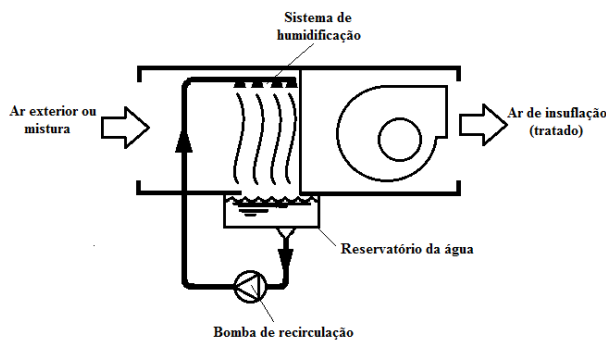


Figura 2.7 – Sistema de arrefecimento evaporativo directo [16].

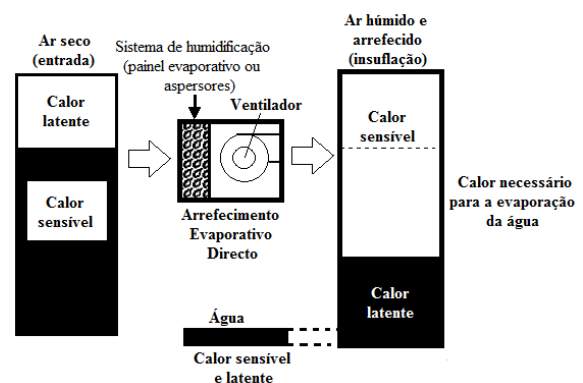


Figura 2.8 – Balanço energético do arrefecimento evaporativo [15].

No arrefecimento evaporativo directo podemos ter quatro classificações diferentes de acordo com o sistema de humedecimento utilizado:

- *Lavador de ar* – Consiste basicamente num conjunto de atomizadores, figura 2.9, que liberta gotículas tipo névoa, em que o reservatório colocado na parte inferior recolhe o excesso de água e a recircula novamente para os atomizadores. A eficiência de saturação é incrementada com a diminuição das gotículas à saída dos atomizadores, aumento de pressão e disposição dos atomizadores;
- *Painel evaporativo fibroso* – É uma espécie de manta elaborada em fibra de madeira faia, fibra plástica, fibra de vidro, fibra sintética, fibra celulósica impregnada com resina, entre outras, com tratamento e aditivos químicos de modo a incrementar a sua eficiência de saturação e impedir o crescimento de microorganismos e reduzir a decomposição estrutural. O painel é colocado numa estrutura de suporte amovível de aço ou plástico, onde é humedecido através de um sistema de tubagens, que na parte superior distribui homogeneamente água, que percorre verticalmente o painel e é recolhida na parte inferior por um reservatório para ser recirculada novamente. A sua eficiência depende da velocidade do ar que passa pelo painel e do tipo de material utilizado, área transversal e espessura (exemplos deste tipo de painéis podem ser visualizados na figura 2.10);
- *Painel evaporativo rígido* – É um painel constituído por várias camadas intercaladas de papelão rígido e ondulado, impregnado numa solução celulósica ou fibra de vidro. O caudal de ar, normalmente passa pela manta horizontalmente, enquanto água é adicionada verticalmente, sendo na parte inferior recolhida através de um reservatório e novamente recirculada. Este tipo de painel tem as vantagens de uma maior facilidade de limpeza e durabilidade, provoca uma menor perda de carga e não necessita de uma estrutura de suporte. A sua eficiência basicamente depende das mesmas condições transcritas no painel evaporativo mas geralmente com eficiências superiores (na figura 2.11, é possível ver exemplo de um painel rígido).
- *Roda rotativa* – Consiste num painel em forma de roda que pode ser de fibras plásticas, fibra de vidro e liga de cobre impregnada com resina, que gira com o auxílio de um pequeno motor. Todo o painel está permanentemente humedecido, devido à sua rotação, pois na parte inferior é humedecido através da sua passagem por um reservatório com água.



Figura 2.9 – Exemplo atomizador [19, 20].



Figura 2.10 – Exemplo painel evaporativo fibroso [21, 22].



Figura 2.11 – Exemplo painel evaporativo rígido [23].

A eficiência de humedificação para o sistema do tipo lavadores de ar, que como já exposto dependem do tipo e disposição do sistema de atomização, apresenta valores entre os 50% e os 98%, podendo ser consultados na tabela 2.1. [14]

No entanto, para além da disposição do sistema de atomização, a eficiência pode sofrer alterações devido às características do equipamento, tais como, a geometria interna da secção onde ocorre a vaporização da água, o caudal de ar e a sua velocidade.

Tabela 2.1 – Eficiência de humedificação do sistema de atomização nos lavadores de ar [14].

Bank Arrangement	Length, m	Effectiveness, %
1 downstream	1.2	50 to 60
	1.8	60 to 75
1 upstream	1.8	65 to 80
2 downstream	2.4 to 3	80 to 90
2 opposing	2.4 to 3	85 to 95
2 upstream	2.4 to 3	90 to 98

A temperatura do ar que sai do equipamento, ou seja, a temperatura do ar a ser insuflado no espaço a climatizar, poderá ser obtida através da expressão 2, que é afectada pela eficiência de saturação (evaporação) do painel evaporativo ou do sistema de atomização e pela temperatura do ar exterior [7, 14]:

$$T_{BS(Ar\ insuflado)} = T_{BS(Ent.\ do\ equip.)} - \epsilon_{equip.} \times (T_{BS(Ent.do\ equip.)} - T_{BH(Ent.do\ equip.)}) \quad (2)$$

A expressão 2 também pode ser utilizada para se obter a eficiência de saturação no decorrer do processo de arrefecimento evaporativo cujos valores, por norma, situam-se entre os 75% e 98% [15], 85% a 95% [14], ou 50% a 95% [7] dependendo da bibliografia consultada.

O caudal mássico de água evaporada no decorrer do processo de arrefecimento evaporativo pode ser obtido pela expressão 3, que depende da humidade do ar exterior e da eficiência de saturação do sistema, onde esta impõe a humidade adicionada ao ar que sai do sistema.

$$\dot{m}_{H_2O} = \rho \times \dot{Q} \times (x_{saída} - x_{entrada}) \quad (3)$$

Onde,

\dot{m}_{H_2O} – Caudal mássico de água [kg.s⁻¹];

ρ – Densidade do ar (1,2041) [kg.m⁻³];

\dot{Q} – Caudal volúmico de ar [m³.s⁻¹];

$x_{saída}, x_{entrada}$ – Humidade absoluta [g_{ar húmido}.kg⁻¹_{ar seco}].

Da consulta da *ANSI/ASHRAE Standard 133-2008*, obtém-se as expressões de cálculo necessárias para a obtenção do índice/relação da eficiência energética do equipamento (EER³), sendo elas a potência de arrefecimento e a potência eléctrica total absorvida, inseridas na expressão 4.

$$EER = \frac{q}{W_T} = \frac{1,21 \times v_p \times (T_{BS(Ent.\ do\ equip.)} - T_{BS(saída\ do\ equip.)})}{W_{vp} + W_{vs} + W_{ba} + W_{ac}} \quad (4)$$

Com,

q – Potência de arrefecimento do equipamento [kW];

W_T – Potência total eléctrica absorvida do equipamento [kW];

W_{vp} – Potência do ventilador de insuflação [kW];

W_{vp} – Potência da bomba de água [kW];

W_{vp} – Potência de outros componentes complementares [kW];

v_p – Velocidade do ar exterior [m.s⁻¹].

³ EER (Relação de Eficiência Energética) – Quantifica a eficiência energética do equipamento de ar condicionado, quando este opera em arrefecimento. O seu valor é obtido pela relação entre a energia térmica de arrefecimento gerada pelo equipamento e a energia eléctrica absorvida para produzir a energia térmica, pelo que quanto maior for o seu resultado, maior eficiência energética apresenta.

2.1.6. Relação temperatura e velocidade do ar no arrefecimento evaporativo na indústria [14]

Na indústria com elevados ganhos térmicos resultante dos equipamentos, é difícil conseguir obter-se as temperaturas requeridas, sendo necessário insuflar grandes caudais de ar ou aumentar a velocidade de insuflação. A temperatura efectiva relaciona os efeitos de arrefecimento devido à velocidade do ar e aos efeitos do arrefecimento do ar pela humidade relativa.

Por norma a velocidade do ar não deve ser superior a $0,25 \text{ m.s}^{-1}$, mas para trabalhadores expostos a elevadas temperaturas de produção, estes podem preferir velocidades do ar até 20 m.s^{-1} , para compensar o efeito radiante dos equipamentos de operação.

O diagrama de duplo eixo exposto na figura 2.12 indica a temperatura efectiva para uma dada temperatura de bolbo seco e húmido, com uma velocidade do ar entre os $0,1 \text{ m.s}^{-1}$ e $3,5 \text{ m.s}^{-1}$.

Para uma temperatura de insuflação do ar, resultante de um processo de arrefecimento evaporativo, o diagrama exhibe a temperatura efectiva, que depende apenas da velocidade do ar a impor.

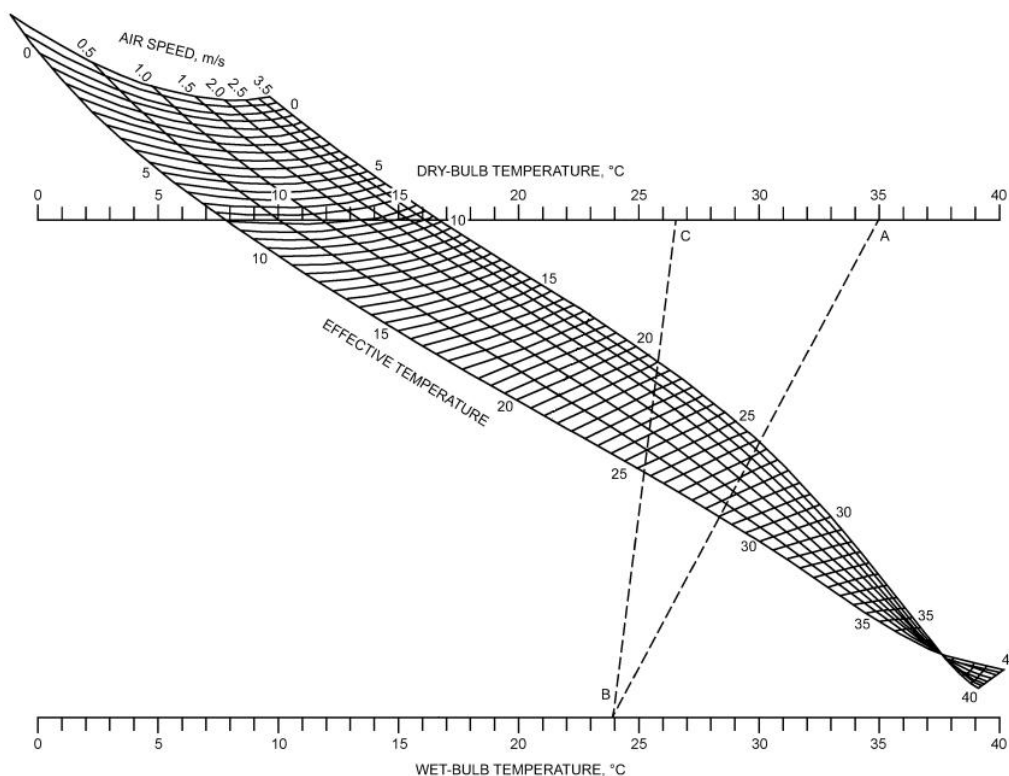


Figura 2.12 – Diagrama da temperatura efectiva [14].

Um outro método para verificar o efeito do arrefecimento evaporativo directo é através do diagrama psicrométrico, figura 2.13, já com a respectiva expansão da zona de conforto definida pela *American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc.*

(ASHRAE). Esta expansão, constituída por mais duas zonas onde se atingem o conforto térmico, resultam do aumento da velocidade do ar para os $1,5 \text{ m.s}^{-1}$ e $3,5 \text{ m.s}^{-1}$, que compensam uma temperatura de bolbo seco mais elevada.

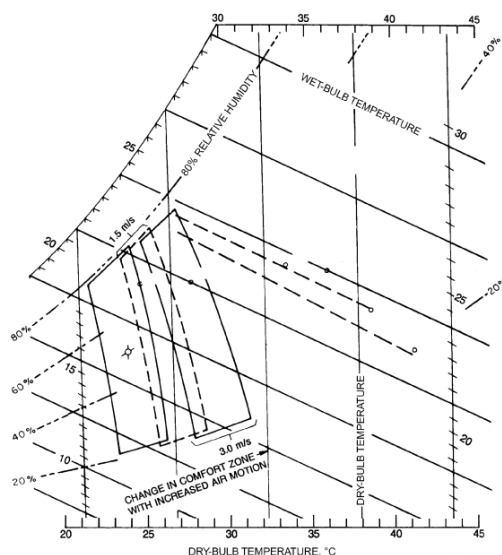


Figura 2.13 – Mudança da zona de conforto com o incremento da velocidade [14].

2.2. Free-cooling [7]

O *free-cooling* é uma estratégia adoptada de modo a minimizar ou mesmo eliminar as necessidades de operação de um sistema de arrefecimento. Esta estratégia é geralmente utilizada em edifícios que exijam arrefecimento durante quase todo o ano, podendo ser utilizado durante o tempo em que apenas as condições de temperatura exteriores são adequadas para a eliminação da carga térmica no interior do edifício. Assim, dependendo da zona em estudo é possível a sua utilização normalmente à noite e nas estações mais frias do ano, onde as condições exteriores apresentam temperaturas aceitáveis para a sua operação.

O *free-cooling* consiste basicamente no aproveitamento das condições do ar exterior, desde que apresentem temperaturas e humidades inferiores às interiores e que possam ser utilizadas para insuflar directamente no edifício sem a necessidade de tratamento térmico, conseguindo-se assim climatizar o edifício sem a necessidade de elevados consumos energéticos, apresentando apenas como factor de consumo o ventilador associado ao equipamento, que permite a movimentação de caudal de ar do exterior para o interior.

A estratégia de *free-cooling* geralmente pode ser dividida em nocturna e diurna. O *free-cooling* diurno é utilizado durante o dia, sempre que as condições do ar exterior sejam inferiores ao ar

interior e aconselháveis para retirar o excesso de carga térmica no local a climatizar. O *free-cooling* nocturno opera à noite e permite a remoção da carga térmica acumulada durante o dia, havendo possibilidade de introduzir no local temperaturas mais baixas do que o usual de modo a que nas primeiras horas de ocupação do edifício não necessitem de climatização para arrefecer o espaço.

3. DesignBuilder, software de simulação energética dinâmica

Neste capítulo é apresentada uma breve descrição ao software utilizado ao longo do estudo, o DesignBuilder, que integra o motor de simulação EnergyPlus.

3.1. EnergyPlus [24]

O EnergyPlus (E⁺) fundamenta-se nas melhores características e capacidades de dois softwares de simulação energética dinâmica, intitulados *Building Loads Analysis and System Thermodynamics* (BLAST) e *Department of Energy, EUA* (DOE-2), incluindo uma série de capacidades e recursos de simulação suplementares e inovadoras.

O E⁺ realiza simulações integradas, conseguindo o cálculo e interacção simultânea entre a carga térmica por todas as zonas, os sistemas de ventilação natural e/ou mecânica, os sistemas de climatização e as unidades produtoras de aquecimento /arrefecimento. O seu método de cálculo base consiste no balanço térmico para uma temperatura do ar uniforme, utilizando o algoritmo de resolução definido como *Conduction Transfer Function* (CTF).

O E⁺ incorpora no seu funcionamento cinco gerenciadores responsáveis pela realização da simulação que comunicam todos entre si, cujo principal denomina-se por gestor da simulação do EnergyPlus.

O segundo gestor da hierarquia é designado por gestor da solução integrada, que integra na sua constituição os três restantes gerenciadores denominados por: gestor de balanço térmico nas superfícies, gestor de balanço térmico do ar e gestor de simulação dos sistemas do edifício.

O gestor de balanço térmico nas superfícies é o responsável pelo cálculo dos balanços energéticos e mássicos, considerando os efeitos da transferência de calor e massa. O gestor de balanço térmico do ar realiza todos os cálculos de insuflação, extracção e infiltração do ar, considerando a carga térmica e ganhos térmicos do ar pelos equipamentos associados à ventilação. Por fim o gestor de simulação dos sistemas do edifício concretiza os cálculos referentes aos sistemas AVAC e eléctricos.

3.2. *DesignBuilder* [24, 25]

Versão utilizada: *DesignBuilder* versão 3, release 3.0.0.105

O *DesignBuilder* é caracterizado como um interface exaustivo e amigável do programa de simulação energética dinâmica *EnergyPlus*, em que este funcionará como motor de simulação, sendo acreditado pela *ANSI/ASHRAE Standard 140-2004 – Standard Method of Test for the Evaluation of Building Energy Analysis Computer Program*, norma essa que pretende diminuir as diferenças de resultados entre os diversos programas de simulação energética dinâmica.

Com esta integração e conjugação foi possível complementar algumas limitações presentes no E⁺, conseguindo a inserção, de uma forma bastante simplificada, dos desenhos e geometrias do edifício em estudo, conseguindo a sua modelação em 3D, através do modelador *OpenGL*.

O *software* tem o intuito de modelar edifícios e as formas de fluxo de calor associados, devido ao aquecimento, arrefecimento, iluminação, ocupação, equipamentos, ventilação, solar, entre outras, obtendo um conjunto de dados relevantes para a climatização e construção de um edifício, quer na altura do projecto ou mesmo em optimizações, reestruturações e auditorias, figura 3.1.

Reúne um conjunto de ferramentas e opções que torna a sua modelação mais rápida e simples, incorporando uma base de dados com bibliotecas pré definidas para todos os aspectos a considerar no estudo energético/térmico de um edifício, como a actividade, construção, envidraçados, iluminação e os sistemas AVAC, que são passíveis de alteração ou mesmo de criação. A interface conta com uma série de abas organizadas para a simplificação na introdução dos dados referentes ao edificio, destacando também a forma simples e amigável de apresentação dos resultados finais através de tabelas e gráficos perfeitamente elucidativos. Esta última componente vem eliminar uma

das limitações presentes no E⁺, devido ao formato complexo e pouco intuitivo de introdução dos dados de entrada e saída dos resultados, que eram apresentados em texto e no formato *American Standard Code for Information Interchange* (ASCII).

Através da parametrização de um modelo credível e da respectiva simulação é possível obter-se informações bastante fiáveis do edifício ou zonas parciais, bem como de toda a sua constituição interior. As informações além de resultarem da simulação podem também advir dos módulos complementares do *software*, em que alguns desses dados adquiridos são:

- Consumos de energia eléctrica do edifício e de zonas parciais;
- Carga térmica das zonas constituintes do edifício e carga térmica total;
- Dimensionamento dos equipamentos de climatização e de todos os constituintes, com respectivo consumo energético associado;
- Análise e avaliação de estratégias de optimização energética;
- Avaliação e comportamento térmico das envolventes opacas e vãos envidraçados;
- Previsão e distribuição da luz natural no interior do edifício e conjugação com a luz artificial (módulo *Daylighting*);
- Visualização e previsão dos sombreamentos e reflexões;
- Uso de ventilação natural e/ou mecânica, infiltrações e estratégia *free-cooling*;
- Distribuição da velocidade e temperatura do ar (módulo computational fluid dynamics (CFD));
- Temperatura e humidade do ar interior, temperatura radiante interior e temperatura operacional interior;
- Conforto térmico;
- Consumo de CO₂;
- Relatórios de certificação energética (motor IEE) de acordo com o Decreto-Lei 79/2006, de 4 de Abril, Regulamento das Características de Comportamento Térmico dos Edifícios (RSECE).

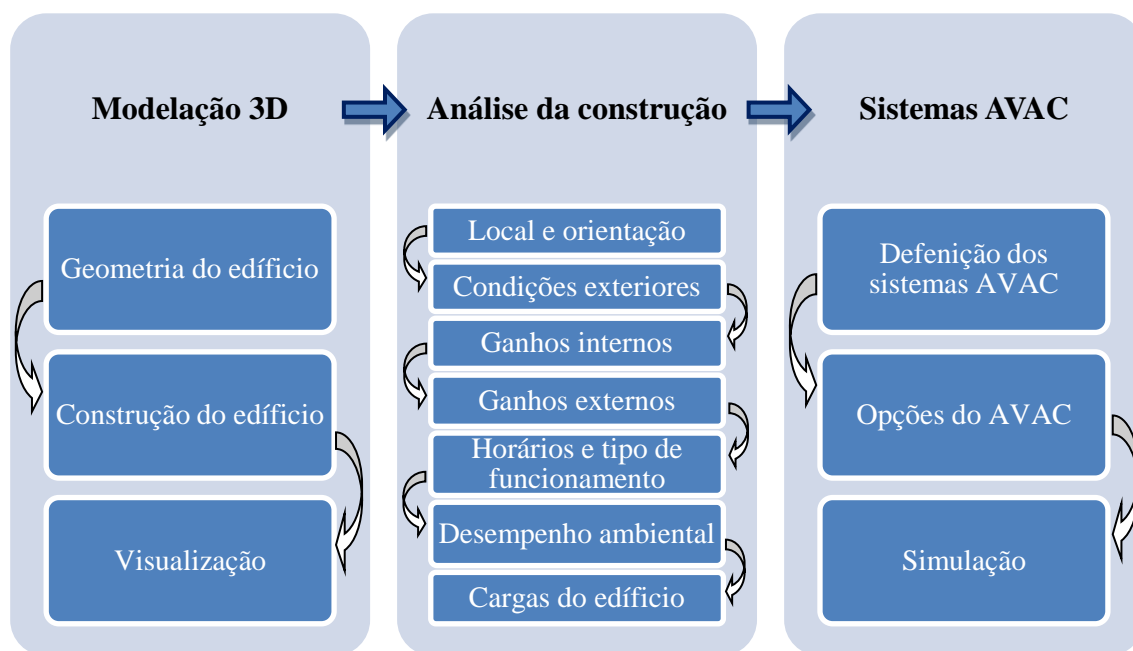


Figura 3.1 – Processo de modelação no *DesignBuilder* [25].

Finalmente, refira-se que os dados climáticos a utilizar podem ser seleccionados através da base de dados do *DesignBuilder*, ou obtidos e importados pelo sítio do *software EnergyPlus*.

No entanto para o caso de Portugal é necessária a importação e conversão do ficheiro climático presente na base de dados do *software SolTerm*, que são elaborados e compilados pelo INETI, contendo os anos meteorológicos de referência (*Typical Reference Year (TRY)*) para 308 concelhos de Portugal. O ficheiro climático apresenta uma variada informação relativa ao recurso solar e à temperatura ambiente, incluindo a irradiação solar da atmosfera global, difusa e directa, temperaturas, humidade relativas, velocidade e orientação do vento, nebulosidades, iluminância, entre outras. [26]

A interface do *software E+* é ilustrada na figura 3.2, onde são parametrizadas todas as características do modelo do edifício, cuja janela de simulação é exibida a fundo preto.

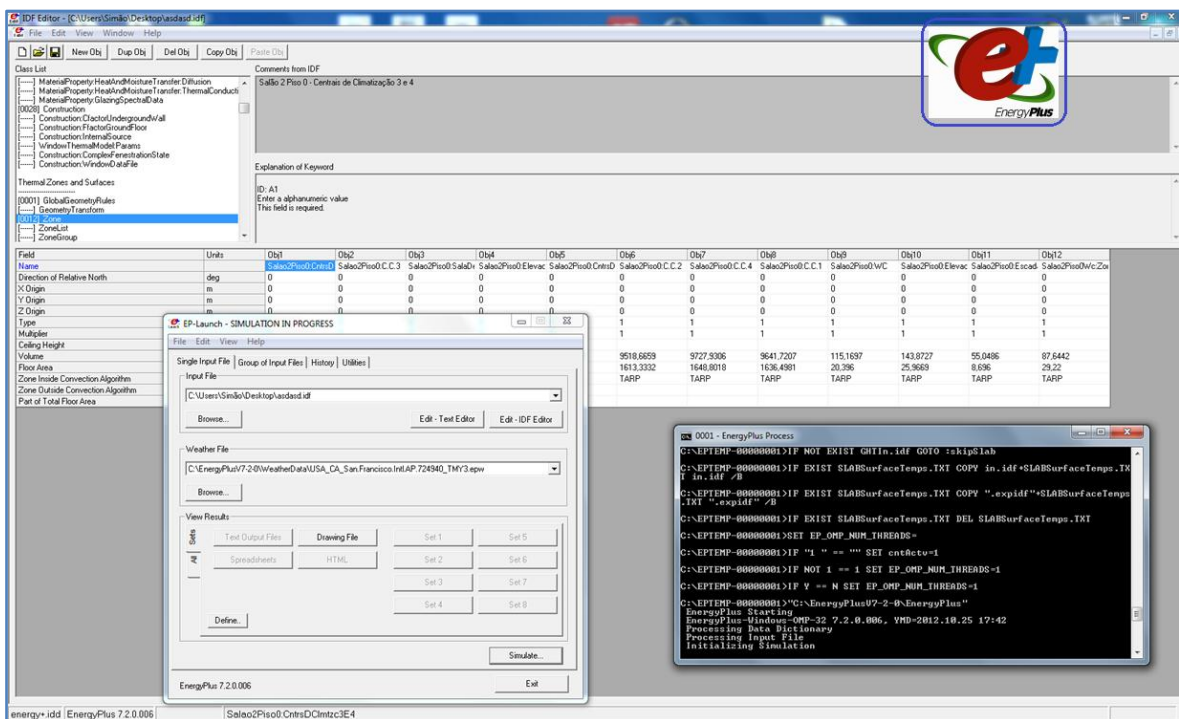


Figura 3.2 – Interface do EnergyPlus [24].

A interface do software DesignBuilder, que se apresenta mais amigável e intuitiva em comparação com o E⁺, é exibida na figura 3.3 onde também se encontram representados alguns dos módulos que o integram.

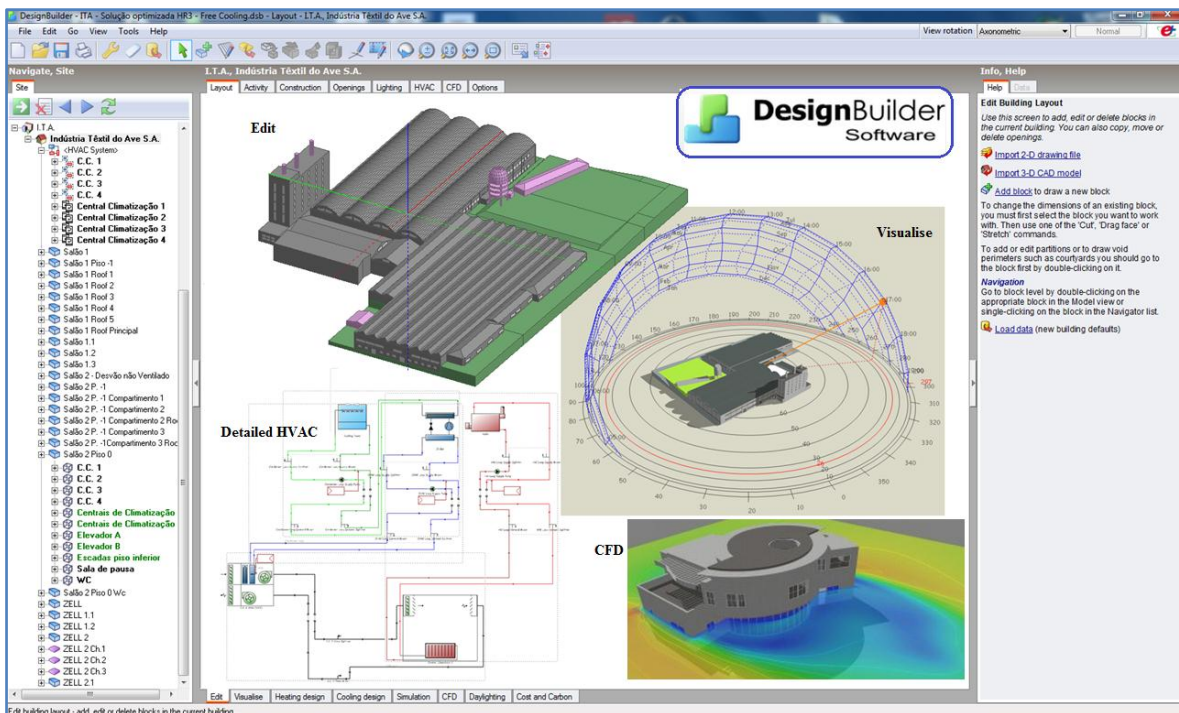


Figura 3.3 – Interface do DesignBuilder [27].

4. Descrição do caso em estudo

Neste capítulo são apresentadas todas as descrições e dados recolhidos relevantes para o estudo em causa, tendo sido trabalhados no sentido de obter a informação pretendida de uma forma organizada e sintetizada.

A elaboração do estudo assentou numa etapa preliminar mas fundamental que reside na recolha de toda a informação necessária, com objectivo de adquirir os dados mais realísticos possíveis essenciais na construção e obtenção das soluções de optimização. Com isto, procedeu-se a um levantamento de toda a matéria a ter em consideração para o volume de controlo, definido como a zona de afectação das centrais de climatização.

4.1. Localização e dados climáticos

A zona alvo de estudo é um dos 4 salões principais de uma indústria têxtil, localizada em Lousado (Vila Nova de Famalicão, coordenadas de 41,35° N e 8,54° W) e situando-se a uma altitude de 41 metros acima do nível do mar. Os dados referidos foram obtidos pelo *software Google Earth*, cuja figura 4.1 assinala o local da empresa, indicando as suas coordenadas e a elevação do terreno ao nível do mar, com o perfil de elevação a detalhar esta última componente.

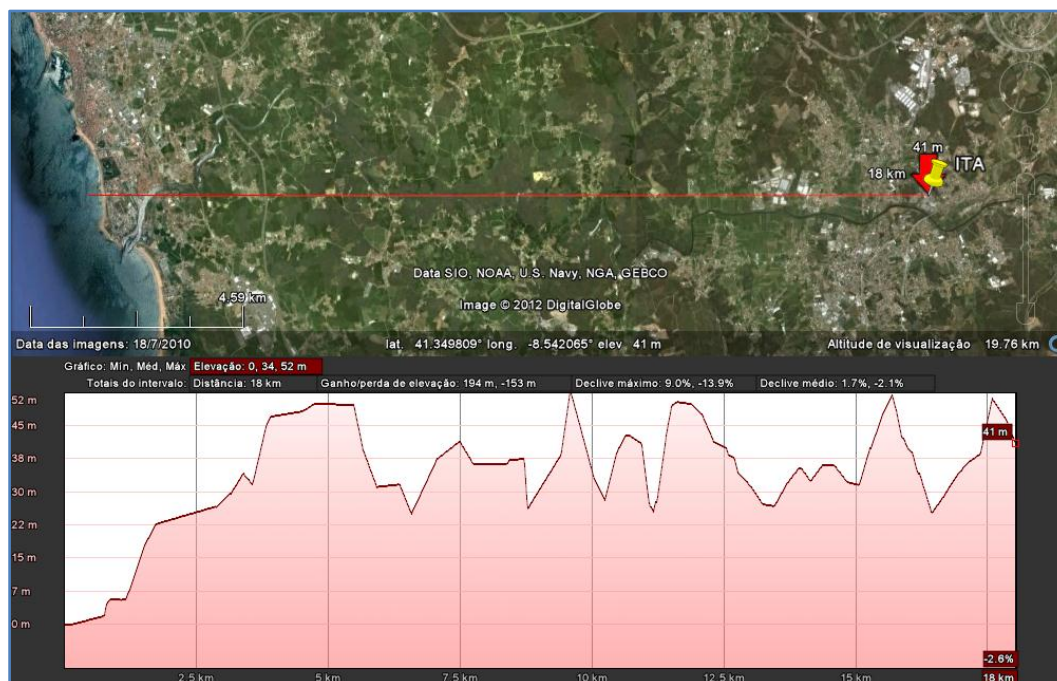


Figura 4.1 – Latitude, longitude e perfil de elevação.

Para o cálculo manual da carga térmica de arrefecimento consultou-se a publicação Temperaturas Exteriores de Projecto e Números de Graus-Dias do Instituto Nacional de Meteorologia e Geofísica (INAMET), utilizando-se a estação climatológica de Santo Tirso por esta ser a mais próxima de Lousado entre as estações consideradas na referida publicação. Da sua consulta, retiraram-se os valores a considerar para a temperatura exterior de projecto de Verão (tabela 4.1), com uma probabilidade acumulada de ocorrência de 97,5%, visto ser um edifício industrial, onde não existem requisitos específicos e apertados para as suas condições termo-higrométricas interiores.

Tabela 4.1 – Temperaturas exteriores de projecto de Verão [28].

Região	Local	Temp. term. seco [°C]				Temp. term. molhado coincidente [°C]				Temp. term. molhado [°C]				Amplitude térmica diária
		99,0%	97,5%	95,0%	90,0%	99,0%	97,5%	95,0%	90,0%	99,0%	97,5%	95,0%	90,0%	
Continente	Santo Tirso	34,1	32,0	30,0	27,5	22,0	21,4	20,7	19,7	24,3	22,0	21,7	20,5	13,4

Com os dados das temperaturas exteriores de projecto de Verão foi possível avaliar o índice de aplicabilidade do arrefecimento evaporativo (ponto 2.1.3), tabela 4.2, que indica para uma probabilidade acumulada de ocorrência de 99% (correspondente a 30 horas em que a temperatura, no Verão, é excedida ou igualada) que o arrefecimento evaporativo tem um potencial de conforto. Nas restantes horas de Verão o arrefecimento evaporativo terá um potencial de alívio com proximidade do conforto térmico.

Tabela 4.2 – Potencial do arrefecimento evaporativo em Santo Tirso.

Local	Santo Tirso			
Probabilidades acumuladas de ocorrência	99%	98%	95%	90%
Temp. Term. Seco [°C]	34,1	32,0	30,0	27,5
Temp. Term. Molhado coincidente [°C]	22,0	21,4	20,7	19,7
Índice de Aplicabilidade do Arrefecimento Evaporativo (I.A.)	9,9	10,8	11,4	11,9

Para o *software* de simulação energética dinâmica, *DesignBuilder*, foi utilizada a base de dados do *SolTerm*, correspondente a dados do INETI, utilizando a localidade Trofa, pois não existindo a localidade Lousado, esta era a que apresentava maior proximidade, mesmo comparando com Santo Tirso. Na figura 4.2 e figura 4.3 estão representadas a variação da temperatura e humidade relativa anual diária (hora a hora) e a variação média diária anual do ar exterior, respectivamente.

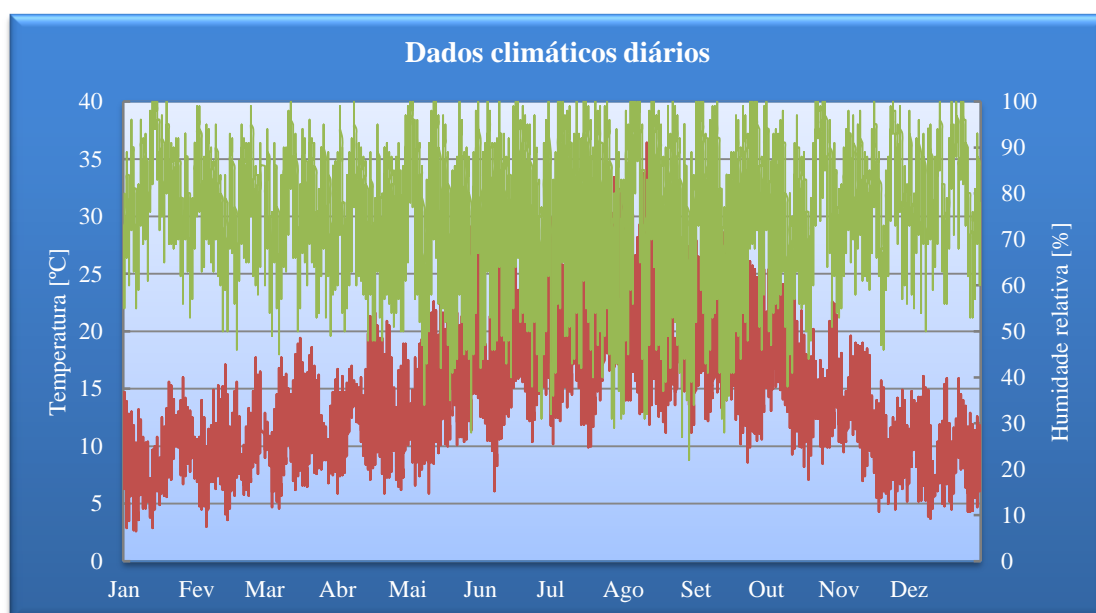


Figura 4.2 – Dados climáticos hora a hora anuais.

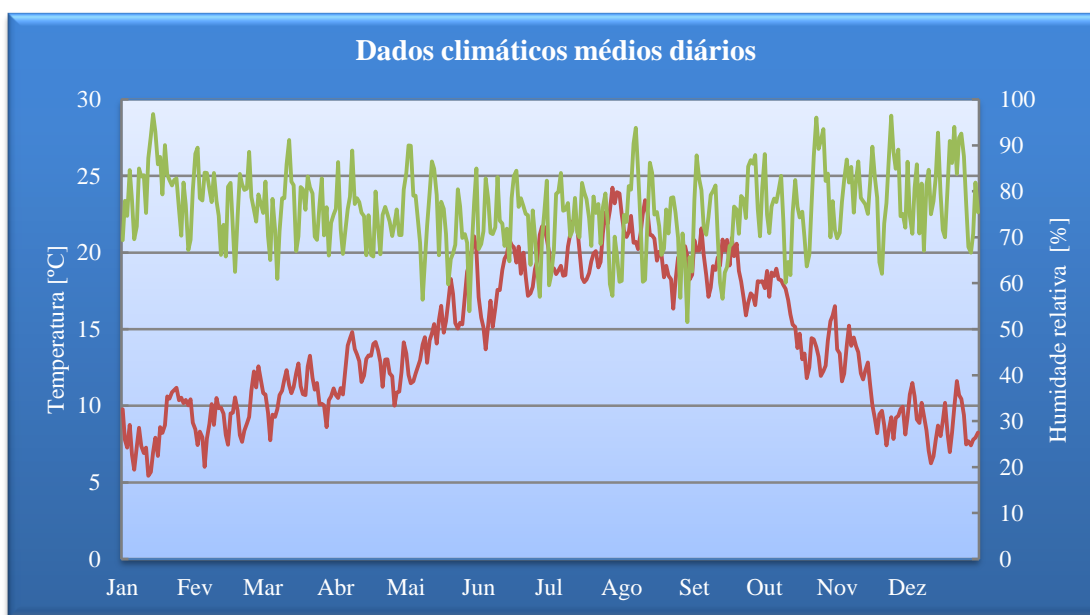


Figura 4.3 – Dados climáticos médios diários.

4.2. Temperatura e humidade relativa interior

Foram recolhidos valores de temperatura e humidade relativa exterior no espaço em estudo e nas zonas de comunicação com este espaço para perceber e verificar o comportamento destes dois factores e o modo como estes são afectados. Todos os dados recolhidos foram acompanhados pelo registo da situação de funcionamento das centrais de climatização para aferir a influência destas, tendo sido utilizadas estas informações para auxiliar o estudo de conforto térmico.

4.3. Horário de funcionamento

A empresa e mais concretamente o local em estudo labora 24 horas por dia e sete dias por semana, tendo-se contabilizado e definido 18 dias de paragens, correspondendo ao período de Natal, Ano Novo e manutenções.

4.4. Definição das envolventes e levantamento dimensional

No Salão 2 do piso 0 encontra-se o espaço afectado pelas centrais de climatização, figura 4.4, por onde estão distribuídos os equipamentos de produção, bem como as duas zonas técnicas de climatização, WCs, sala de pausa e elevadores.

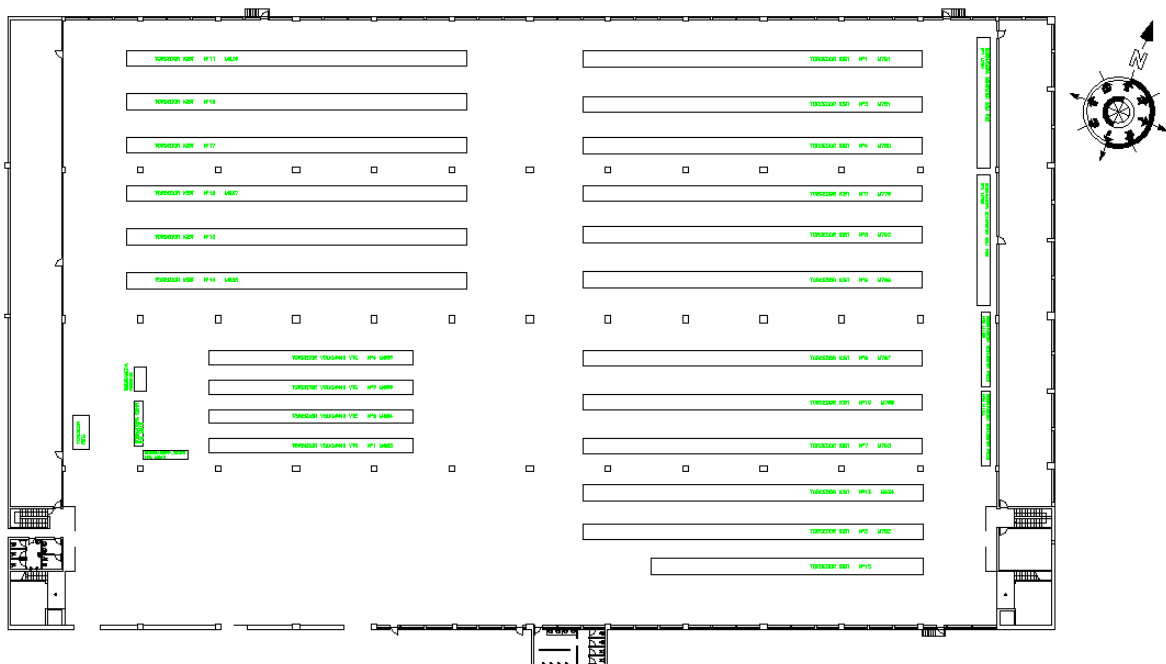


Figura 4.4 – Zona de afectação das centrais de climatização (espaço em estudo).

A delimitação do espaço a estudar permitiu por um lado, definir a sua fronteira e por outro, identificar o tipo de envolventes a considerar para a análise do comportamento térmico a utilizar na projecção dos cálculos da carga térmica manual, e também para permitir definir o modelo geométrico tridimensional, usado no *software* de simulação energética dinâmica.

A identificação dos diferentes tipos de envolvente do espaço em estudo, é apresentado na figura 4.5 com:

- Envolvente exterior:
- Envolvente interior com requisitos de exterior ($\tau > 0,7$):
- Envolvente interior sem requisitos térmicos:

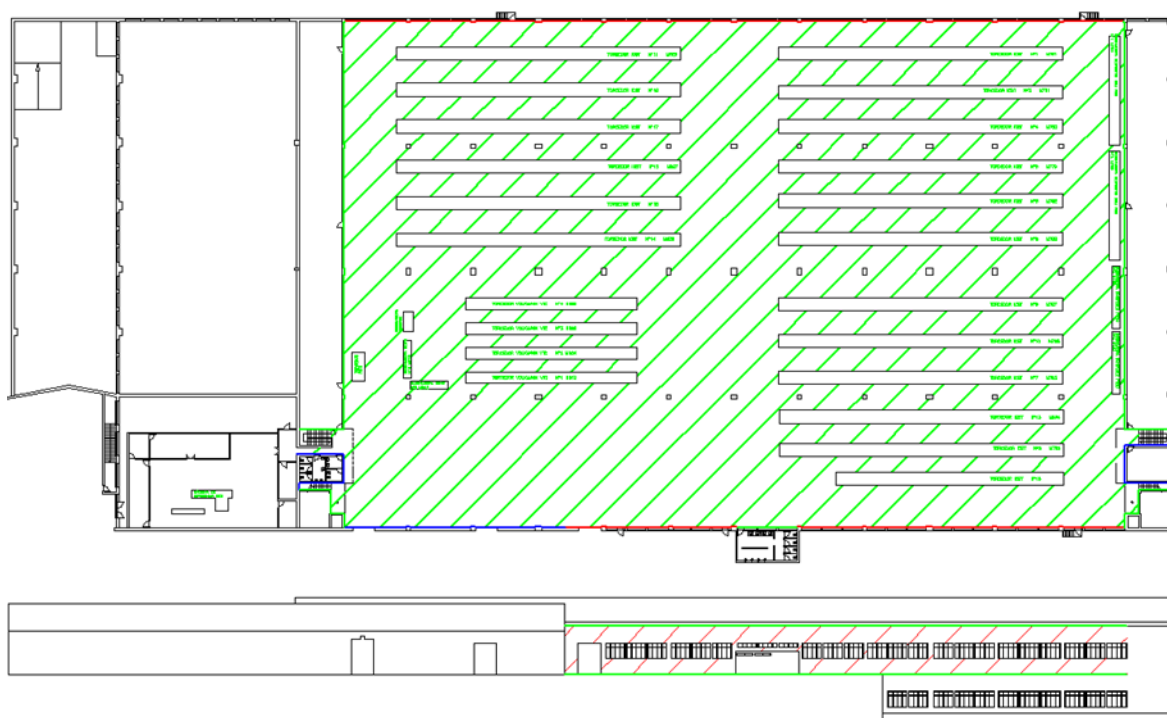


Figura 4.5 – Definição das envolventes do edifício a climatizar.

A zona útil a considerar para o estudo, totaliza uma área de 6477 m^2 , com um pé direito de $5,9 \text{ m}$, perfazendo o volume total de 38.214 m^3 .

O cálculo da inércia térmica do edifício em estudo foi realizado segundo o método transcrito no Decreto-Lei 80/2006, de 4 de Abril, Regulamento das Características de Comportamento Térmico dos Edifícios (RCCTE), cujo resultado obtido foi de inércia térmica média. O cálculo detalhado é apresentado no Anexo E.

4.5. Caracterização das envolventes e pormenores construtivos

A caracterização da envolvente e na ausência de projecto de arquitectura e dos respectivos pormenores construtivos, foi obtida pela observação no local dos diferentes elementos. Foi executado também um levantamento da quantidade de envidraçados, portas e portões por fachada, geometria e dimensões, que permitiu elaborar posteriormente o desenho em *2D* das fachadas, através do *software* de desenho computacional *AutoCAD*. A caracterização detalhada da envolvente pode ser consultada no Anexo A.

Os valores das condutibilidades e resistências térmicas, das envolventes definidas, advêm da consulta da publicação ITE50 do LNEC (Laboratório Nacional de Engenharia Civil), o que

permitiu o cálculo do coeficiente de transmissão térmica (U) para cada elemento, cujo resumo pode ser consultado na tabela 4.3. Nesta tabela também é apresentada a comparação entre os valores calculados, e os respectivos valores máximo admissível e de referência previsto no RCCTE, com o objectivo de apurar o comportamento e qualidade da envolvente, relativamente aos requisitos térmicos. Dessa análise, e tendo em consideração a data de construção do edifício e a sua tipologia industrial é possível afirmar a razoável qualidade térmica das paredes e vãos envidraçados e uma menor qualidade térmica das lajes de pavimento e tecto.

Tabela 4.3 – Resumo do cálculo dos coeficientes de transmissão térmica (U).

Descrição	Coeficiente de transmissão térmica (U) [W/(m ² · °C)]			
	U _{Elemento}	U _{máx.}	U _{ref.}	2 × U _{parede}
<i>Paredes exteriores</i>	1,20	1,60	0,45	-
<i>Paredes interiores com requisitos térmicos de interior</i>	-	-	-	-
<i>Paredes interiores com requisitos térmicos de exterior</i>	1,25	1,60	0,45	-
<i>Laje do pavimento intermédio (Verão)</i>	1,98	1,30	0,90	-
<i>Laje do pavimento intermédio (Inverno)</i>	1,52	1,30	0,90	-
<i>Laje da cobertura/ tecto (Verão)</i>	1,86	1,00	0,90	-
<i>Laje da cobertura/ tecto (Inverno)</i>	2,36	1,00	0,90	-
<i>Pilares</i>	1,97	1,60	0,45	2,40
<i>Porta Wc</i>	4,00	-	-	-
<i>Portas interiores</i>	3,50	-	-	-
<i>Portas exteriores</i>	5,80	-	-	-
<i>Vãos envidraçados</i>	4,55	-	3,30	-

4.6. Sistema de climatização

Ao nível do sistema de climatização foram recolhidas informações de todos os seus constituintes, nomeadamente equipamentos, características, modo de funcionamento, consumos, temperaturas de insuflação e extracção, caudais de ar e eficiências de saturação das centrais de climatização, bem com a disposição e tipos de grelhas e da rede de condutas de distribuição do ar.

O sistema de climatização é constituído por 4 centrais de climatização adiabáticas com o método de arrefecimento evaporativo directo, através do sistema de lavadores de ar, em que cada central, afecta uma das 4 zonas “fictícias” de áreas iguais que constituem o espaço total em estudo.

4.6.1. Descrição das centrais de climatização

A central de climatização é construída em alvenaria de tijolo, rebocada e dividida em 7 secções (partes) distintas.

Na primeira secção encontram-se duas grelhas, localizadas no chão e tecto, e um filtro para partículas de grandes dimensões. Da grelha localizada no chão provém o ar de retorno, enquanto da grelha do tecto provém o encaminhamento de calor dissipado pelos equipamentos de produção, designadamente os torcedores ICBT (equipamentos de produção que têm associados pequenos ventiladores e uma rede de condutas responsável pelo encaminhamento do ar quente, resultante de uma parte da dissipação de calor, para as centrais de climatização).

Na segunda e última secções encontram-se, respectivamente, os ventiladores axiais de extracção e insuflação, com a particularidade deste último, estar enclausurado na conduta de insuflação.

Na terceira e quarta secções posicionam-se a saída e entrada de ar, com registos de modulação de caudal. Na parede que separa a terceira e quarta secção, encontra-se um terceiro registo responsável pela mistura do ar novo com o ar recirculado.

Na antepenúltima secção encontra-se a câmara de desumidificação, constituída por um conjunto de atomizadores, reservatório de recolha da água excedente e bomba de água. É nesta secção que ocorre o método do arrefecimento evaporativo directo, através do sistema de lavadores de ar, que tem a função de lavar, arrefecer e humidificar o ar, através da pulverização de água por todo o ar que passa por esta câmara.

Na penúltima secção encontra-se parte do reservatório de água, com um filtro colocado dentro do reservatório para reter as partículas maiores que possam circular na água, e a tubagem de ligação à bomba da água que permite fazer a recirculação da mesma.

A estrutura e componentes da central de climatização estão representados na figura 4.7 e figura 4.6, em duas perspectivas diferentes e que resumem o exposto anteriormente.

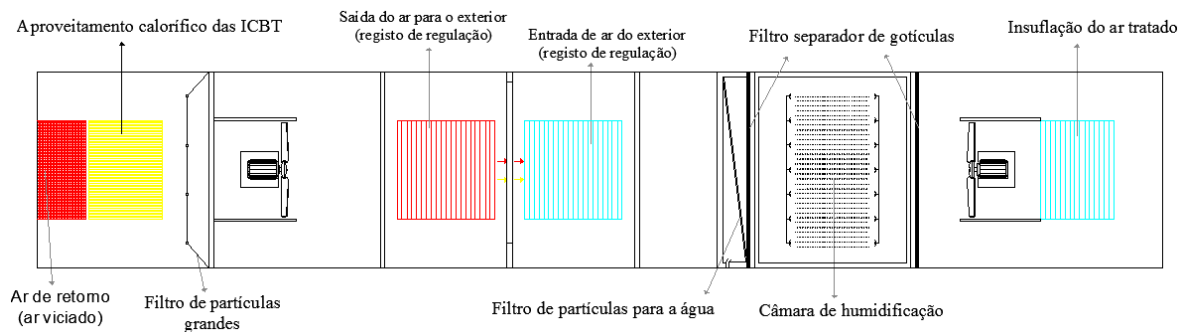


Figura 4.6 – Esquema da central de climatização (vista de topo).

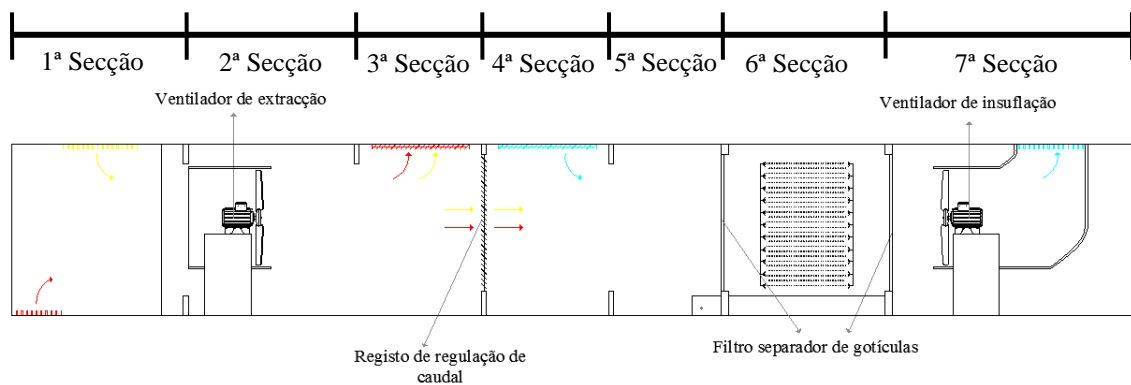


Figura 4.7 – Esquema da central de climatização (vista de frente).

4.6.1.1. Ventiladores

Os ventiladores das centrais de climatização são do tipo axial, de baixa pressão e apresentam uma velocidade de rotação nominal de 980 rpm. O motor eléctrico está acoplado directamente ao rotor, estando exposto ao escoamento do ar, e ligado a um inversor de frequência que permite a variação de velocidade de funcionamento de modo manual.

As características principais dos ventiladores de insuflação e exaustão, bem como dos respectivos motores, estão resumidas na tabela 4.4 e tabela 4.5.

Tabela 4.4 – Características dos ventiladores de insuflação.

Central de climatização	Ventilador de insuflação						
	Potência absorvida [kW]	Caudal [m ³ h ⁻¹]	Pressão total [Pa]	Velocidade rotação do ventilador	Angulo das pás	Potência / velocidade do motor [kW/rpm]	Inversor de frequência
1	30	111.664	736	980	45 °	37/1000	Sim
2	30	111.664	736	980	45 °	37/1000	Sim
3	30	111.664	736	980	45 °	37/1000	Sim "#"
4	30	111.664	736	980	45 °	37/1000	Sim "#"

- Apenas um inversor de frequência a controlar os dois ventiladores da central de climatização.

Tabela 4.5 – Características dos ventiladores de exaustão.

Central de climatização	Ventilador de extracção						
	Potência absorvida [kW]	Caudal [m ³ h ⁻¹]	Pressão total [Pa]	Velocidade rotação do ventilador	Angulo das pás	Potência / velocidade do motor [kW/rpm]	Inversor de frequência
1	21	101.545	628	980	40 °	30/1000	Sim
2	21	101.545	628	980	40 °	30/1000	Sim
3	21	101.545	628	980	40 °	30/1000	Sim "#"
4	21	101.545	628	980	40 °	30/1000	Sim "#"

- Apenas um inversor de frequência a controlar os dois ventiladores da central de climatização.

4.6.1.2. Câmara de humidificação

A câmara de humificação é um sistema típico de lavadores de ar, constituída por um conjunto de atomizadores que nebulizam o ar, em que o excesso de água é recolhido no reservatório, onde posteriormente é recirculada através da bomba de água novamente para os atomizadores. A água antes de ser recirculada é filtrada no reservatório, pelo intermédio de um filtro que retém as partículas de maiores dimensões, onde também se encontra uma bóia responsável pela reposição da água que vai sendo evaporada. A delimitar os extremos da câmara de humidificação encontram-se dois filtros separadores de gotículas, constituídos por chapa metálica em forma de chicana, que cria oposição às partículas de água, através do choque destas contra o separador de gotículas.

A água consumida pelo sistema não é da rede pública, advindo de um furo de captação de água que alimenta o reservatório durante todo o ano.

As informações principais relativas ao motor e bomba de água, apresentadas na tabela 4.6, foram obtidas pela observação das suas “chapas” características.

Tabela 4.6 – Características do motor e bomba de água da câmara de humidificação.

Central de climatização	Motor da bomba da água				Bomba da água				
	Fabricante	Potência nominal [kW]	rpm	Inversor de frequência	Fabricante	Potência nominal [kW]	h [m]	rpm	Caudal [m ³ /h]
1	Grundfos	30	2950	Sim	Grundfos	30	58,2	2950	132,4
2	AEG	18,5	1485	Sim	Helberg	16	29	1460	156
3	AEG	18,5	1485	Sim	Helberg	16	29	1460	156
4	AEG	18,5	1485	Sim	Helberg	16	29	1460	156

O conjunto de atomizadores é constituído por duas séries de atomizadores, colocados em paralelo em que uma está no sentido da corrente de ar e a outra em contra corrente ou contra fluxo. Cada série é formada por 7 fileiras, em que cada fileira é composta por 27 atomizadores, perfazendo assim 189 atomizadores por série. Os atomizadores são do fabricante *Lechler* e modelo do tipo

tangencial *flow hollow cone nozzles*. O bico atomizador liberta uma névoa no formato cónico e oco, proporcionando uma pulverização muito uniforme, com ângulos até 130° e um espectro de gotas fino (menor que 500 µm para uma pressão de 5 bar), devido à entrada do líquido se proporcionar em rotação no interior do atomizador.

O atomizador proporciona auto limpeza, oferecendo segurança operacional mesmo em más condições da água e são particularmente indicados para o arrefecimento e humidificação do ar, em sistemas de climatização.

Alguns dos dados recolhidos relativos a caudais e temperaturas de insuflação do ar, nas duas condutas principais da central de climatização, bem como o cálculo da eficiência de saturação da câmara de humidificação, é apresentada de uma forma sintetizada na tabela 4.7.

Tabela 4.7 – Caudais e temperaturas de insuflação e eficiência de saturação resultante da câmara de humidificação (aspersores).

Local	Exterior			Interior	À saída da câmara de humidificação		Conduto de insuflação		Caudal [m ³ /h]	Eficiência de saturação
	Temperatura [°C]	Humidade relativa [%]	Temperatura bolbo húmido [°C]	Temperatura [°C]	Temperatura [°C]	Humidade relativa [%]	Temperatura [°C]	Humidade relativa [%]		
C.C. 3 (1)	32,5	37,4	21,4	23,5	21,6	92,4	23,0	88,4	40.896	98,2%
C.C. 3 (2)	32,5	37,4	21,4	24,7	21,6	92,4	23,3	85,5	50.481	98,2%
C.C. 3 (1)	34,9	37,7	22,3	24,8	22,5	94,1	24,7	86,5	38.340	98,4%
C.C. 3 (2)	34,9	37,7	22,3	25,1	22,5	94,1	24,8	82,5	49.842	98,4%
C.C. 3 (2)	22,4	77,4	19,6	24,1	20,1	89,3	20,9	-	57.510	82,0%

4.6.2. Rede de condutas de insuflação e extracção

A rede de condutas de insuflação adopta o formato rectangular sem qualquer isolamento térmico e estão colocadas sobre o pavimento do desvão não ventilado. À saída das centrais de climatização, a conduta ramifica em duas condutas principais, em que cada irá alimentar seis ramais secundários. Esses ramais secundários vão ser os responsáveis pela alimentação de pequenos *plenum*'s, que têm na sua extremidade uma grelha de insuflação, responsável por difundir o ar climatizado na zona em estudo.

A rede de condutas de extracção também possui formato rectangular e sem qualquer isolamento e estão colocadas no tecto do salão 2 piso -1 (armazém). A conduta de retorno que chega à central de climatização é única mas resulta da junção de duas condutas principais que percorrem os *plenum*'s, onde estão inseridas as grelhas de extracção.

A disposição da rede de condutas de insuflação pela planta do edifício é exposta na figura 4.8, com a discriminação de dimensões e comprimentos destas.

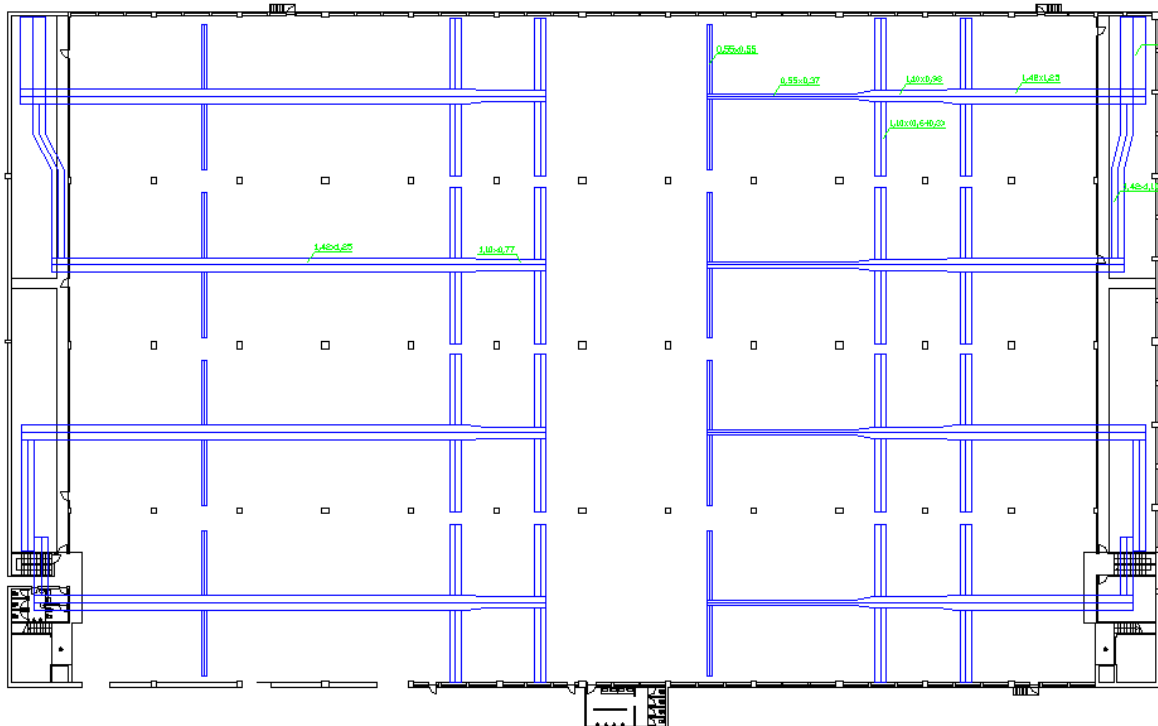


Figura 4.8 – Disposição da rede de condutas de insuflação.

Por forma a complementar os dados recolhidos para a rede de condutas de insuflação de ar, foi elaborada a figura 4.9, que detalha as diversas dimensões e quantidade total.

Tabela 4.8 – Descrição, dimensões e área total da rede de condutas de insuflação.

Rede de condutas de insuflação de ar		
Descrição	Dimensões [m]	Quantidade [m ²]
Conduta	1,42x2,50	111
	1,42x1,25	1668
	1,10x0,93	135
	0,55x0,37	106
	1,10x0,77	89
	0,55x0,55	11
	0,30x0,55	190
	1,10x1,10	21
	1,10x0,60	794
Cotovelo	1,42x2,50	16
	1,42x1,25	109
Total [m²]		<u>3250</u>

Numa das duas condutas principais de insuflação da central de climatização nº 3, realizaram-se medições de temperatura e caudal, em pontos imediatamente anteriores às ramificações, contabilizando-se três pontos, que poderão ser consultados na tabela 4.9, com o objectivo de verificar a distribuição de caudais pelos ramais secundários e a evolução da temperatura ao longo da conduta principal.

Os dados recolhidos num dia de Verão chuvoso e com temperatura relativamente baixa (22,4 °C), apresentam temperaturas acima dos 26 °C no local onde estão colocadas as condutas de insuflação de ar. Essa temperatura contribuirá para a troca de calor entre o fluido no interior das condutas e esse local. Os ventiladores de insuflação e extracção, bem como a bomba de água encontravam-se na sua velocidade máxima (50Hz).

Tabela 4.9 – Caudal e temperatura ao longo da conduta principal de insuflação.

Conduta	Dimensões [m]	Temperatura exterior [°C]	Valores médios no interior da conduta			À saída da câmara de humidificação		Espaço de localização da rede de condutas	
			Temperatura [°C]	Velocidade [m/s]	Caudal [m³/h]	Temperatura [°C]	Humidade relativa [%]	Temperatura [°C]	Humidade relativa [%]
<i>Insuflação à saída da C.C.</i>	1,42 × 1,25	22,4	20,9	9,1	58.149	20,1	89,3	27,1	61,3
<i>Insuflação</i>	1,42 × 1,25	22,4	21,2	8,4	53.676	20,1	89,3	26,4	64,7
<i>Insuflação</i>	1,10 × 0,93	22,4	21,6	8,1	29.831	20,1	89,3	26,4	64,7
<i>Insuflação</i>	0,55 × 0,33	22,4	21,9	8,9	5.815	20,1	89,3	26,4	64,7

4.6.3. Grelhas de insuflação e extracção

As grelhas de insuflação inseridas no tecto do salão em estudo são fixas e unidireccionais e apresentam as dimensões de 0,85 m × 0,35 m e 0,15 m × 0,85 m, enquanto as grelhas de extracção também unidireccionais, encontram-se no pavimento do salão em estudo e tem as dimensões de 0,85 m × 0,55 m. Na planta do espaço em estudo, figura 4.9 foram adicionadas as disposições das grelhas de insuflação (a cor azul) e extracção (a cor vermelha), onde se observa as suas diferentes geometrias.

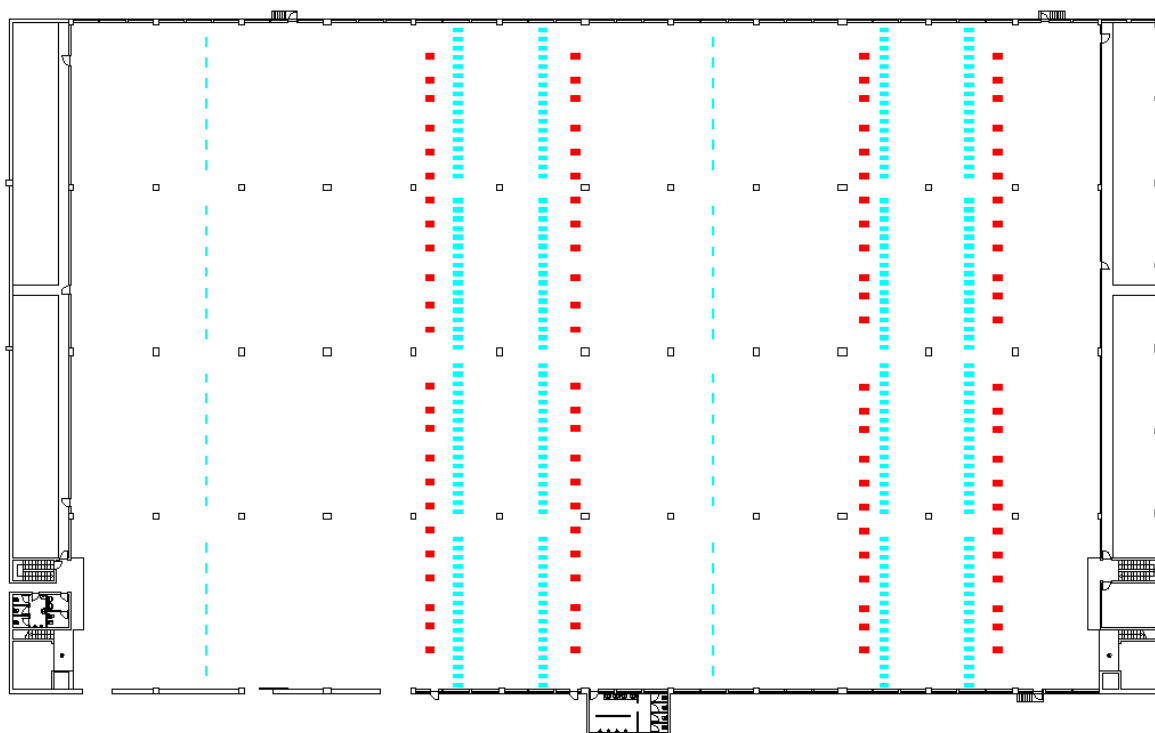


Figura 4.9 – Disposição das grelhas de insuflação e de extracção.

4.6.4. Estratégia de distribuição do ar

O tipo de fluxo de ar caracterizado no edifício em estudo é caracterizado pelo tipo de ventilação *mixing*, onde a insuflação do ar é realizada a altura elevada, particularmente no tecto e a extracção a baixa cota, ao nível do chão.

Relativamente à eficiência de distribuição do ar não existe informação detalhada, mas com base na observação da colocação das grelhas e pela percepção no local da movimentação e temperatura do ar, provavelmente a sua eficiência será baixa. No entanto este dado só pode ser validada através de uma análise feita em *softwares* de *computational fluid dynamics* (CFD), como é o caso do *OpenFoam*.

4.7. Densidade de ocupação

A ocupação do Salão 2 do piso 0 decorre num período de 24 horas através da realização de 3 turnos de 8 horas com dez funcionários por turno, pelo que a densidade de ocupação é de 0,0015 pessoas por metro quadrado.

A distribuição dos funcionários nos turnos consta de 3 fixos junto às bobinadeiras *SCHWETTER*, 1 funcionário na zona dos torcedores *VOLKMANN* e bobinadeiras *SCHW* e os restantes 6 em

permanente deslocação por todo o espaço relativo à zona em estudo. O tipo de trabalho realizado pelos ocupantes apesar de ser em ambiente industrial não apresenta esforços muito elevados.

4.8. Equipamentos de produção

A zona em estudo totaliza 30 equipamentos de produção, nomeadamente: 18 torcedores *ICBT*, 4 torcedores *VOLKMANN*, 4 bobinadeiras *SCHWETER*, 2 bobinadeiras *SCHW*, 1 bobinadeira *ROSEATE* e 1 Torcedor *RITM*, que apresentam elevados consumos de energia e são responsáveis, devido ao seu funcionamento, por uma elevada dissipação de energia, para o espaço, sob a forma de calor.

Como parte destes equipamentos, têm na sua constituição ventiladores acoplados, que extraem uma porção do calor gerado e o encaminha para o exterior, foi necessário a realização de estudos intermédios que contribuíram para um maior aprofundamento desta temática e que serviram de base para a obtenção dos valores mais próximos e realísticos possíveis do calor dissipado pelos equipamentos de produção para a zona em estudo. O primeiro estudo consistiu na análise de consumos do ano de 2011 para o salão 2 do piso 0 (comparação entre o mês de Outubro e Novembro). Enquanto o segundo estudo abrangeu o efeito da temperatura no espaço em estudo, com os ventiladores de extracção associados aos torcedores *ICBT* na situação ON e OFF. O tratamento e compilação dos dados fulcrais adquiridos podem ser consultados no Anexo B.

Resultante destes estudos complementares, obteve-se os valores finais dos ganhos internos gerados pelos equipamentos de produção, ou seja, o valor dissipado para a zona em estudo, cujo resumo está transposto na tabela 4.10.

Tabela 4.10 – Ganhos internos pelos equipamentos de produção.

Equipamento de produção	Potência dissipada [kW]
<i>ICBT</i>	937
<i>VOLKMANN</i>	106
<i>Outros</i>	21
<i>Total</i>	<u>1064</u>

4.9. Densidade de iluminação

Para a caracterização do sistema de iluminação foi efectuado um levantamento do número de lâmpadas e armaduras no espaço em estudo.

Um aspecto a salientar, é o facto do salão 2 do piso 0 apresentar dois sensores junto aos envidraçados (um na fachada sudeste e outro na fachada noroeste) que, de acordo com a intensidade de iluminação natural, permite controlar em separado o funcionamento das três primeiras fileiras de armaduras. Contudo, foi perceptível que este controlo se encontrava sempre desactivado e, na realidade, todo o sistema de iluminação funcionava durante as 24 horas, pelo que, se definiu durante o estudo, o funcionamento total e ininterrupto das luminárias.

O sistema de iluminação é constituído por armaduras EEE NPAS 07 254 BE com 2 lâmpadas fluorescentes T5 HO de 54 W, um fluxo luminoso de 8284 lúmen e balastro electrónico associado, perfazendo no conjunto de uma armadura a potência total de 114,5W. A compilação de todos os dados recolhidos e cálculos realizados para a obtenção da densidade de iluminação ($4,6 \text{ W.m}^{-2}$), é apresentada na tabela 4.11.

Tabela 4.11 – Densidade de iluminação do salão 2 do piso 0.

Iluminação - situação actual									
Fluxo luminoso [lúmen]	Lux	Nº de lâmpadas na armadura	Nº de armaduras	Nº de lâmpadas total	Potência unitária [W]	Potência total no circuito [W]	Potência total [W]	Densidade de iluminação [W/m^2]	Consumo total anual [kWh]
8.284	334	2	261	522	54	114,5	29.885	4,6	248.161

5. Conforto térmico e qualidade do ar interior

Neste capítulo abordam-se os estudos realizados relativamente ao conforto térmico e à qualidade do ar interior.

O estudo do conforto térmico foi tratado superficialmente devido a não ser um factor considerado essencial para o funcionamento desta indústria, cujo principal foco deste estudo recai sobre a redução de consumos mas também no garantir das condições termo-higrométricas óptimas para a fabricação do produto e na eficiência energética. Relativamente à qualidade do ar interior, a análise foi mais exaustiva (apresentada Anexo C), tendo sido realizadas medições das concentrações dos principais poluentes do ar interior e análise microbiológica, mais concretamente da *Legionella*, que são factores importantes e complementares ao estudo de optimização energética e de operação que se pretende.

5.1. Estudo do conforto térmico [28, 29, 30, 31, 32]

O conforto térmico⁴ depende do controlo da temperatura operativa entre limites de variação muito reduzidos, sem descorar os valores da humidade relativa, ainda que estes sejam mais latos. Em termos de eficiência energética, é essencial conseguir manter esses limites, através de consumos mínimos de energia, sendo do interesse do estudo atribuir uma percentagem de pessoas insatisfeitas (PPD) dependendo do tipo do local.

Recorrendo à Standard ASHRAE 55, figura 5.1, é possível concluir que para um indivíduo com uma actividade sedentária (1.2 met ou 70 W.m⁻²) e vestido com roupa informal (0,5 clo a 0,9 clo), a gama de temperatura operativa varia entre os 20 °C e os 27 °C e a humidade relativa entre 20% e os 85%. Contudo, como na empresa a actividade física pode ser considerada moderada (2,0 met ou 116 W.m⁻²), a gama de temperatura operativa é corrigida para o intervalo de 19 °C e os 26 °C, com uma gama de humidade relativa entre os 20% e os 85%, intervalos estes compatíveis com as condições óptimas de T/HR de funcionamento do espaço em estudo, contribuindo para melhoria das condições de conforto dos ocupantes, o que se reflecte de modo positivo no seu nível de produtividade, conforme provado cientificamente.

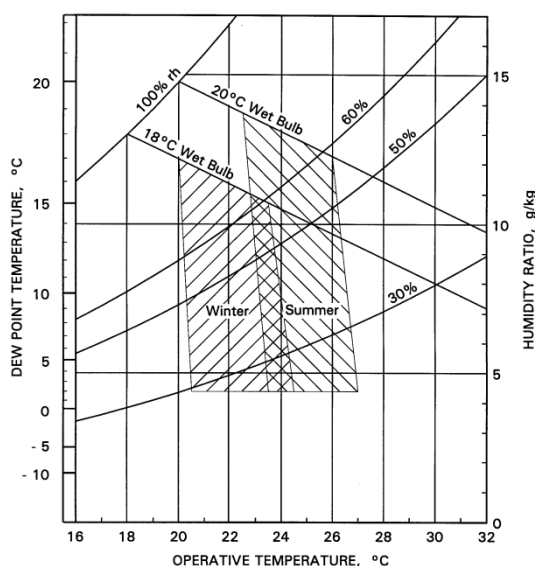


Figura 5.1 – Zona de conforto térmico para Verão e Inverno segundo a ASHRAE 55 [28].

De acordo com publicações consultadas no decorrer do estudo também se verificou que a temperatura recomendada para uma indústria têxtil e para os seus artigos se situa dentro gama de conforto térmico, podendo em situação de necessidade de melhoria/racionalização dos consumos e

⁴ O conforto térmico é definido pela norma ISO 7730 como “O estado de espírito que expressa satisfação com o ambiente térmico”. [31]

eficiência energética, aumentar a temperatura para os 27 °C, prejudicando um pouco o conforto térmico dos ocupantes.

No que respeita à humidade relativa, a publicação da ASHRAE, *HVAC Applications 2007, chapter 19 – Textile processing plants*, recomenda para a actividade têxtil como valores óptimos, uma humidade relativa entre os 50% e os 65%, de modo a garantir a qualidade do produto em laboração, sendo que valores de humidade relativa inferior a 35%, não são aconselhados pois para além de não garantir boa qualidade do produto, contribui para o aparecimento de problemas de electricidade estática ao nível dos produtos em laboração e equipamentos.

Contudo, fruto de pesquisa de bibliografia e informações obtidas na empresa, chegou-se à conclusão que as fibras em laboração na zona de estudo apesar de terem uma gama de humidade relativa preferencial de fabrico, não apresentam grandes problemas a operar fora dessa gama, sendo mais prejudicial a grande variação de humidade relativa por um curto intervalo de tempo. Assim, é preferencial que para os períodos em que não seja possível cumprir com a humidade relativa ideal, que esta permaneça o mais constante possível.

Em conclusão, as condições interiores a utilizar para o estudo de optimização, correspondem aos valores de temperatura ambiente de 26 °C e de humidade relativa compreendida entre os 50% e os 65%, podendo em situações críticas baixar para um valor nunca inferior a 35%, valores esses enquadrados nos pressupostos acima mas também devidamente validados pelo Engenheiro responsável pelo salão em estudo.

5.2. Estudo da qualidade do ar interior

A qualidade do ar é basicamente a intensidade de poluição no ar que respiramos. A poluição do ar é provocada por uma mistura de substâncias químicas, projectadas no ar e resultantes de reacções químicas, que alteram o que seria a constituição natural da atmosfera, manifestando efeitos nocivos no nível do conforto dos seres vivos ou ao nível da conservação dos materiais, do clima, das culturas, entre outras. O impacto na qualidade do ar, destas substâncias, depende da sua composição química, concentração na massa de ar e condições meteorológicas. Perante isto, a existência de ventos fortes ou chuvas poderão dispersar e amenizar os poluentes, enquanto a presença de luz solar poderá potencializar os seus efeitos negativos. [33]

As fontes de poluição atmosférica são muitas e variáveis, podendo ser do tipo antropogénico ou natural, figura 5.2. As fontes antropogénicas resultam das actividades quotidianas humanas, tais como os meios de transportes, sistemas de aquecimentos domésticos e actividades agrícolas,

domésticas e industriais, enquanto as fontes naturais abrangem fenómenos de origem na Natureza tais como emissões provenientes de erupções vulcânicas ou fogos florestais de origem natural. [33]

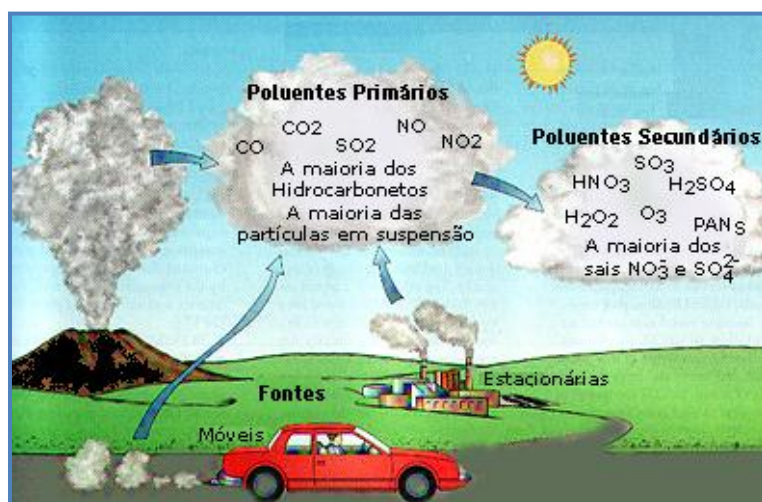


Figura 5.2 – Fontes de poluição [33].

A constituição do ar é normalmente definida por ar seco normal, quantidades variáveis de vapor de água e de diversos produtos gasosos, líquidos ou sólidos, naturais ou antropogénicos, inertes ou radioactivos. Segundo a Organização Mundial de Saúde (OMS), o ar exterior em condições normais apresenta uma composição aproximada [34, 35, 36]:

- Azoto (78%);
- Oxigénio (21%);
- Árgon (0,93%);
- Dióxido de carbono (0,03%);
- Hidrogénio (0,00005%);
- Gases raros, com a excepção do árgon (vestígios);
- Vapor de água (até 4% do volume).

A qualidade do ar interior (QAI) é um aspecto fundamental a considerar, pois principalmente nos países industrializados, a maior parte da população passa um elevado número de horas no interior de edifícios, pelo que é essencial garantir a sua segurança e saúde. O ar interior de um edifício resulta da interacção de diversos componentes exteriores e interiores de um edifício, que são potencializados ou reduzidos devido às influências que sofrem, devido a toda uma envolvente inerente ao dia-a-dia dos seres vivos e responsável pela origem de grande parte das fontes contaminantes. [37, 38]

Os vários factores responsáveis pela alteração da QAI ambiente, bem como os poluentes gerados foram sintetizados na figura 5.3. [37, 38]

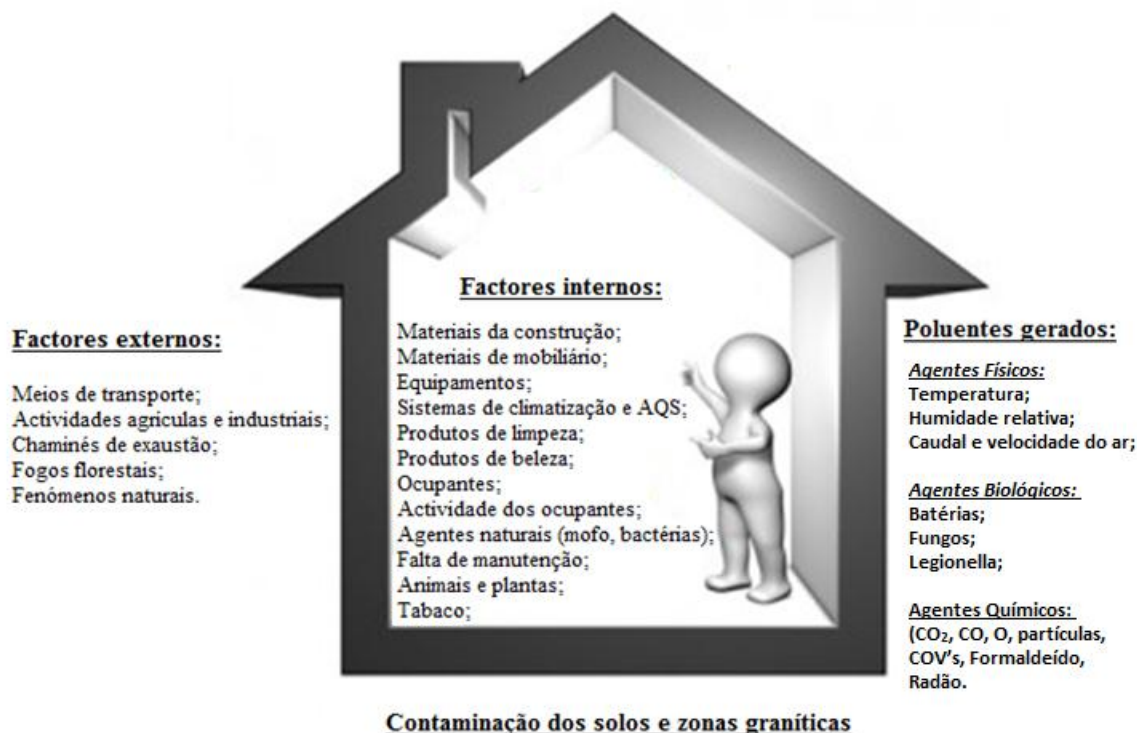


Figura 5.3 – Factores com influência na QAI (Adaptado [39]).

Os poluentes do ar estão agrupados em 5 grupos base sendo eles os gases inorgânicos, vapores orgânicos, líquidos inorgânicos, partículas minerais e partículas orgânicas, cuja sua emissão pode advir de componentes interiores ou da baixa renovação de ar, do exterior e solo. Os poluentes encontrados no ar interior podem apresentar-se no estado sólido em forma de poeiras e fibras, no estado líquido através de aerossóis e neblinas, e no estado gasoso em forma de gás ou vapor. [34, 35, 37]

Definição de qualidade do ar interior

A definição de QAI mais usual é definida pela ASHRAE *Standard 62.1*, com a verificação das condições [40]:

- “Ar interior que não contenha concentrações nocivas de contaminantes, determinado pelas autoridades reconhecidas e do qual a maioria dos ocupantes (superior ou igual a 80%) não expressem insatisfação”.

5.2.1. Estudo realizado

O estudo da QAI baseou-se no previsto **Decreto-Lei n.º 79/06** de 4 de Abril (RSECE – Regulamento dos Sistemas Energéticos de Climatização em Edifícios), na publicação Qualidade do Ar em Espaços Interiores da Agência Portuguesa do Ambiente e na nota técnica NT-SCE-02 (Metodologia para auditorias periódicas de QAI em edifícios de serviços existentes no âmbito RSECE).

De acordo com o RSECE a concentração de poluentes no ar interior de um edifício em estudo, não pode ultrapassar as concentrações máximas de referência dos poluentes ali considerados, de acordo com a tabela 5.1.

Da consulta de referências internacionais como a OMS, a Directiva Europeia, ASHRAE *Standard* 62.1-2010, entre outras, conclui-se que os valores propostos são muito semelhantes, apresentando em alguns casos critérios mais apertados para as concentrações máximas, pelo que se decidiu usar como base de comparação o RSECE até por ser referência nacional ainda que específica para edifícios de serviços e não a edifícios industriais, como é o caso.

Tabela 5.1 – Concentração máxima de referência segundo RSECE [41].

Poluente	Concentração máxima de referência
<i>Partículas suspensas no ar (PM₁₀)</i>	0,15 mg/m ³
<i>Dióxido de Carbono (CO₂)</i>	1800 mg/m ³ (984 ppm)
<i>Monóxido de Carbono (CO)</i>	12,5 mg/m ³ (10,7 ppm)
<i>Ozono (O₃)</i>	0,2 mg/m ³ (0,10 ppm)
<i>Formaldeído (CH₂O)</i>	0,1 mg/m ³ (0,08 ppm)
<i>Compostos Orgânicos Voláteis (COV_T)</i>	0,6 mg/m ³
<i>Micro-organismos: fungos e bactérias</i>	500 UFC/m ³
<i>Legionella</i>	100 UFC/m ³
<i>Rádion</i>	400 Bq/m ³

A zona em que o estudo à QAI incidiu, foi demarcada por uma linha azul na planta do salão 2 do piso 0, figura 5.4, encontrando-se também os doze pontos de amostragem onde se procedeu as recolhas de ar para posterior análise e identificação dos poluentes.

As recolhas foram efectuadas em espaços fixos e equidistantes, representadas a círculos laranja, com medições em tempo real e instantâneas com excepção da monitorização do poluente PM₁₀ em que foram realizados dois ciclos de dois minutos.

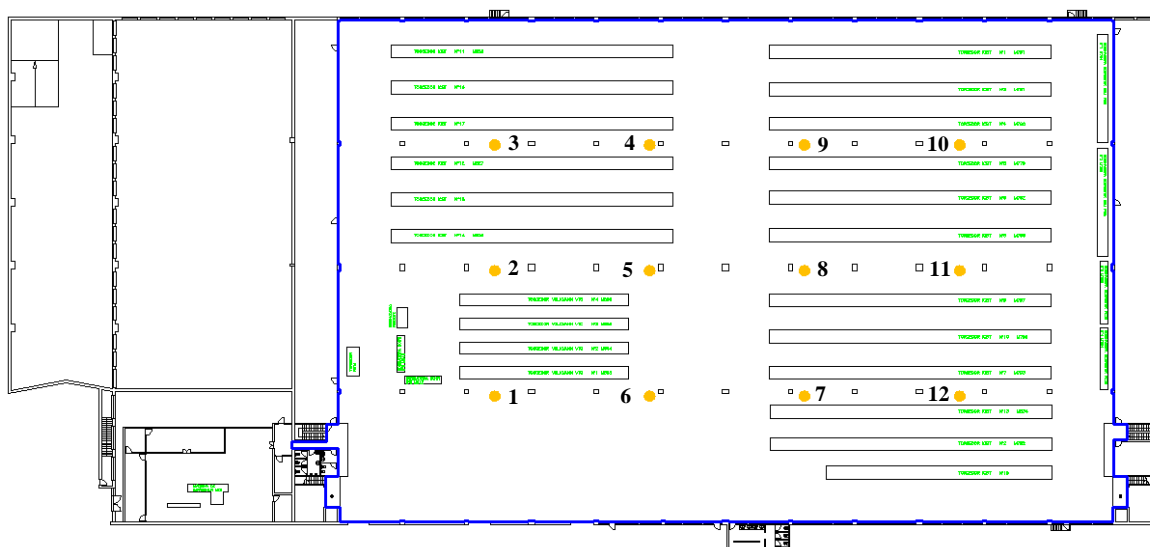


Figura 5.4 – Pontos de monitorização.

Os valores das concentrações dos poluentes analisados, para os períodos em que se realizaram as recolhas foram registados, procedendo-se à respectiva comparação com os valores de referência. Com estas informações foram elaboradas diversas tabelas, que podem ser consultados no Anexo C, que de acordo com o período de recolha das análises, mostra as concentrações e evoluções registadas ao longo dos doze pontos de monitorização interiores, bem como o ponto de monitorização exterior.

O resumo das concentrações de poluentes máximas e médias entre os doze pontos de monitorização podem ser observados através da consulta da tabela 5.2 e tabela 5.3, respectivamente.

Tabela 5.2 – Concentrações máximas dos poluentes.

Poluente	Valores máximos					
	C.C. na velocidade mínima	C.C. na velocidade média	C.C. na velocidade máxima			
			4 de Abril	3 de Abril	10 de Maio	11 de Maio
Partículas suspensas no ar (PM_{10}) - [mg/m^3]	0,283	0,321	0,308	-	-	-
Dióxido de Carbono (CO_2) - [ppm]	513	481	443	478	465	557
Monóxido de Carbono (CO) - [ppm]	4,2	2,9	3,7	3,5	3,9	5,1
Ozono (O_3) - [ppm]	0,18	0,15	0,16	0,13	0,15	0,15
Formaldeído (CH_2O) - [ppm]	0,00	0,00	0,01	-	-	-
Compostos Orgânicos Voláteis (COV_T) - [mg/m^3]	0,54	0,99	1,46	2,80	2,18	3,12
Micro-organismos: fungos e bactérias - [UFC/ m^3]	-	-	-	-	-	-
Legionella - [UFC/ m^3]	-	-	-	-	-	-
Rádion - [Bq/ m^3]	-	-	90	-	-	-

Tabela 5.3 – Concentrações médias dos poluentes.

Poluente	Valores médios de todos os locais de monitorização					
	C.C. na velocidade mínima	C.C. na velocidade média	C.C. na velocidade máxima			
	4 de Abril		3 de Abril	10 de Maio		11 de Maio
Partículas suspensas no ar (PM_{10}) - [mg/m^3]	0,172	0,211	0,150	-	-	-
Dióxido de Carbono (CO_2) - [ppm]	427	413	400	456	441	523
Monóxido de Carbono (CO) - [ppm]	2,8	2,0	2,5	2,7	2,8	3,8
Ozono (O_3) - [ppm]	0,15	0,14	0,13	0,11	0,13	0,12
Formaldeído (CH_2O) - [ppm]	0,00	0,00	0,00	-	-	-
Compostos Orgânicos Voláteis (COV_T) - [mg/m^3]	0,27	0,50	0,85	2,20	1,86	2,49
Micro-organismos: fungos e bactérias - [UFC/ m^3]	-	-	-	-	-	-
Legionella - [UFC/ m^3]	-	-	-	-	-	-
Rádion - [Bq/ m^3]	-	-	75	-	-	-

5.2.2. Conclusões finais do estudo da QAI

5.2.2.1. Poluentes do tipo físico-químico

Dos poluentes analisados e para o período em que incidiu a recolha das amostras conclui-se que as concentrações de três dos poluentes em análise, o Ozono, as partículas PM_{10} e os COV_T apresentaram níveis de concentração acima do valor máximo previsto pelo RSECE, isto em diversos pontos de monitorização.

Relativamente ao ozono, as concentrações apresentadas não variam significativamente com a mudança de estado das centrais de climatização, pelo que se supõe que a fonte de poluição será no interior, mais concretamente devido ao elevado número de equipamentos eléctricos em funcionamento. De realçar também que no exterior a concentração de Ozono é um pouco elevada, que juntamente com o elevado número de maquinaria e a elevada temperatura e baixa humidade relativa do espaço, poderá justificar o valor das concentrações daquele poluente no interior. No entanto, o valor encontrado para a concentração média dos pontos de monitorização excede em 30% (0,13 ppm) o valor máximo de referência, que equivale ao nível máximo (>0,12 ppm), para 8 horas exposição, considerado pela OMS, que induz a efeitos significativos na saúde dos ocupantes.

As partículas PM_{10} apresentaram concentrações em torno do valor máximo de referência, com excepção do ponto 4 que é claramente muito superior, justificado pelo facto de ser o local que apresenta uma maior concentração de artigos, com potencial de libertação de partículas. Estas concentrações apesar de altas são perfeitamente normais, pois numa indústria têxtil, existe libertação de materiais dos artigos em funcionamento, o que resulta numa maior concentração quando não é efectuada a devida limpeza e manutenção nos equipamentos. Um outro factor que contribui para o elevado número de partículas em suspensão no ar é a operação das centrais de climatização na velocidade máxima, situação em que os caudais e velocidades de insuflação e

extracção atingem valores mais elevados, contribuindo directamente para a movimentação de um maior número de partículas que de outra maneira estariam em repouso.

Relativamente às concentrações dos COV_T , têm a particularidade de aumentar aquando o aumento da velocidade das centrais de climatização, o que levou à ponderação de influência do ar exterior, nomeadamente do posicionamento das chaminés do equipamento ZELL e SSM, que são responsáveis pela secagem das telas que foram impregnadas com produtos químicos. Perante este cenário realizou-se um estudo complementar, que pode ser consultado no Anexo C, no sentido de perceber a efectiva influência da QAExterior na QAI. Para tal, foram realizadas diversas amostragens em dias diferentes e em diferentes condições de operação, tendo-se concluído que:

- Com a ZELL parada a concentração de COV_T no ar interior aumentou, em comparação com a medição ocorrida no dia 3 de Abril de 2012 com as centrais de climatização na velocidade máxima;
- Com a SSM parada a concentração a concentração de COV_T no ar interior aumentou, em comparação com a medição ocorrida no dia 3 de Abril de 2012, apresentando valores próximos aos obtidos para a ZELL parada;
- Para a ZELL ou a SSM parada as concentrações de COV_T no ar interior verificadas não variaram significativamente;
- Nos dias em análise, 10 e 11 de Maio de 2012, o ar exterior apresentava elevadas concentrações de COV_T , resultantes provavelmente de factores exteriores como as indústrias na vizinhança, a orientação dos ventos e as temperaturas elevadas que se fizeram sentir.

Perante isto e com os presentes dados conclui-se que aparentemente os equipamentos ZELL e SSM não contribuem directamente para a poluição do ar interior do espaço em estudo, contudo pode contribuir para um agravamento da poluição do ar exterior, juntamente com as indústrias em seu redor.

A limitação da concentração dos COV_T é uma referência do RSECE e não tem paralelo nas referências internacionais consultadas, que apenas apresentam critérios de concentrações máximas para diferentes tipos de COVs, em função do seu carácter prejudicial à saúde humana. Do exposto, pode-se referir que o estudo realizado aos COVs não é conclusivo e para tal seria necessário proceder à identificação individual dos COVs, só possível por recurso ao método cromatografia gasosa. Só mediante análises mais rigorosas e temporalmente mais extensas e por recurso àquele método, será possível retirar uma conclusão válida relativamente às concentrações dos COVs por comparação das concentrações medidas com as concentrações admissíveis na *NP 1796:2007 Segurança e Saúde do trabalho – Valores limite de exposição profissional a agentes químicos*.

Por ausência de equipamento do ISEP para proceder a este tipo de análise, a mesma não foi realizada. No entanto, pensamos ser aconselhável e prudente um seguimento do caso por parte do Departamento de Higiene e Segurança no Trabalho da empresa, para garantir as melhores condições dos ocupantes.

5.2.2.2. *Poluentes do tipo microbiológicos*

Como as centrais de climatização funcionam por arrefecimento evaporativo por intermédio de pulverização da água, considerou-se essencial a análise da *Legionella* na câmara de humidificação, designadamente, ao reservatório de água e aos filtros separadores de gotículas, que poderão ser potenciais fontes de aparecimento deste tipo de bactéria.

A *Legionella* é geralmente encontrada em ambientes aquáticos naturais e sistemas artificiais, como redes de abastecimento/distribuição de água, redes prediais de água quente e fria, ar condicionado e sistemas de arrefecimento (torres de refrigeração, condensadores evaporativos e humidificadores) existentes em edifícios. A infecção deste tipo de bactéria transmite-se por inalação de gotículas de vapor de água contaminada, e aerossóis, de dimensões muito reduzidas que podem facilmente ser encaminhadas para os pulmões, possibilitando a sua deposição nos alvéolos pulmonares e potencializar a doença do legionário, num tipo grave de infecção pulmonar [42].

Para a análise da *Legionella* foram recolhidas duas amostras de modo a verificar os valores encontrados e compará-los com o máximo de referência.

A primeira amostra consistiu na recolha de um litro de água do reservatório de recirculação da água da central de climatização nº 4 (com manutenção realizada à mais tempo), através de um frasco esterilizado com a adição de um neutralizante de biocida. A segunda amostra foi realizada através de uma zaragatoa em tubo, onde se colectou a sujidade e incrustações do filtro separador de gotículas e do biofilme do reservatório. As amostras foram mantidas à temperatura ambiente sem variação da sua temperatura em relação à temperatura de recolha e encaminhada para o laboratório de análise o mais rápido possível.

Os dois meios de recolha utilizados para as recolhas das análises à *Legionella* estão apresentados na figura 5.5 e figura 5.6.



Figura 5.5 – Frasco de recolha de 1 litro.



Figura 5.6 – Zaragatoa em tubo.

O ensaio foi subcontratado a um laboratório devidamente acreditado, pelo Centro de Estudos de Águas da Fundação Politécnico do Porto. Nas duas recolhas foram efectuadas análise a quatro parâmetros em cada amostra, referentes a:

- *Legionella pneumophila serogrupo 1*;
- *Legionella pneumophila serogrupo 2-14*;
- *Legionella sp.:L.longbeachae 1 e 2, L. bozemanii 1 e 2, L. dumoffii, L.gormanii, L. jordanis, L. micdadai e L. anisa*;
- Pesquisa de *Legionella sp.*.

A referência do método utilizado refere-se à norma *ISO 11731:1998* e o método de ensaio realizado foi através da concentração e cultura em meio específico.

Os resultados obtidos para todos os parâmetros realizados das duas amostras confirma a inexistência da bactéria da *Legionella*, pelo que não há razões para se tomarem medidas adicionais àquelas que a empresa já implementa de forma periódica. Contudo é de ressaltar que para longos períodos de paragem das centrais de climatização é aconselhável a sua manutenção, pois para além dos factores potenciais descritos, o facto da água se encontrar sem movimentação potencializa o aparecimento e crescimento da *Legionella*.

No Anexo D pode-se consultar os relatórios das análises efectuadas, com os resultados obtidos.

6. Caso de estudo

Neste capítulo aborda-se o caso em estudo, onde se pode conferir os estudos realizados, tais como o cálculo da carga térmica de arrefecimento com auxílio de folhas programadas em Excel, a simulação energética dinâmica, pelo DesignBuilder, do edifício para caso base com a respectiva análise da carga térmica, variação das temperaturas e humidades relativas e capacidade de arrefecimento do sistema de climatização.

6.1. Cálculo da carga térmica de arrefecimento (manual – método CLTD adaptado)

Os requisitos térmicos durante todo o ano são de arrefecimento, logo houve unicamente necessidade de executar o cálculo da carga térmica de arrefecimento, para saber quais as necessidades máximas de arrefecimento, combatendo os ganhos de calor no espaço em estudo e para se ter base de comparação dos valores obtidos pela simulação energética dinâmica.

O cálculo da carga térmica de arrefecimento foi realizado através do método dos CLTD adaptado, com o auxílio de folhas de cálculo, programadas durante este estudo para o propósito.

Todos os dados considerados, cálculos efectuados, metodologia e resultados intermédios, podem ser consultadas no Anexo E.

O resultado final da CT, resultante do balanço térmico do espaço, estratificado pelas diferentes perdas/ganhos, e subdivididos em sensível e latente, são demonstrados na tabela 6.1. O valor a considerar para dimensionamento do sistema de climatização, ou seja, equipamento de arrefecimento, é dado pelo valor mais alto da CT total (cuja célula está destacada), donde se pode concluir que a CT de arrefecimento do espaço em estudo, acontecerá no dia mais quente do ano (21 de Julho) às 17 horas, com um valor térmico a retirar de 1,26 MW, para se conseguir atingir as condições interiores propostas de 26 °C e 65% de humidade relativa.

Contudo ao valor obtido na carga térmica é necessário estabelecer-se um adicionamento de 10% para garantir as condições de climatização, pelo que o equipamento terá de remover uma potência de 1,39MW.

Tabela 6.1 – Resumo da carga térmica de arrefecimento (calor sensível + calor latente) para o salão 2 do piso 0.

Carga térmica de arrefecimento do Salão 2															W/m ²		
Hora	Q _{parede}	Q _{envidraçado}	Q _{parede int.}	Q _{cobertura}	Q _{pavimento}	Q _{solar}	Q _{ocupação}		Q _{iluminação}	Q _{equipamento}		Q _{ventilação}		Carga térmica			
	Sensível	Sensível	Sensível	Sensível	Sensível	Sensível	Latente	Sensível	Sensível	Latente	Sensível	Latente	Sensível	Latente		Sensível	Latente
1	5.070	-2.637	3.504	57.758	53.765	10.455	1.400	800	29.885	0	1.063.997	-737	860	1.223.457	663	1.224.120	189,0
2	4.685	-3.130	3.504	57.758	53.765	9.052	1.400	800	29.885	0	1.063.997	-737	860	1.221.176	663	1.221.839	188,6
3	4.231	-3.623	3.504	57.758	53.765	8.083	1.400	800	29.885	0	1.063.997	-737	860	1.219.261	663	1.219.924	188,3
4	3.721	-3.904	3.504	57.758	53.765	7.115	1.400	800	29.885	0	1.063.997	-737	860	1.217.500	663	1.218.163	188,1
5	3.232	-4.045	3.504	57.758	53.765	6.146	1.400	800	29.885	0	1.063.997	-737	860	1.215.902	663	1.216.565	187,8
6	2.700	-3.904	3.504	57.758	53.765	14.606	1.400	800	29.885	0	1.063.997	-737	860	1.223.971	663	1.224.633	189,1
7	2.211	-3.482	3.504	57.758	53.765	23.501	1.400	800	29.885	0	1.063.997	-737	860	1.232.799	663	1.233.462	190,4
8	1.746	-2.919	3.504	57.758	53.765	30.790	1.400	800	29.885	0	1.063.997	-737	860	1.240.186	663	1.240.848	191,6
9	1.461	-2.074	3.504	57.758	53.765	35.504	1.400	800	29.885	0	1.063.997	-737	860	1.245.460	663	1.246.123	192,4
10	1.378	-1.229	3.504	57.758	53.765	37.977	1.400	800	29.885	0	1.063.997	-737	860	1.248.696	663	1.249.358	192,9
11	1.443	-314	3.504	57.758	53.765	36.806	1.400	800	29.885	0	1.063.997	-737	860	1.248.503	663	1.249.166	192,9
12	1.677	531	3.504	57.758	53.765	32.958	1.400	800	29.885	0	1.063.997	-737	860	1.245.735	663	1.246.398	192,4
13	2.013	1.164	3.504	57.758	53.765	29.111	1.400	800	29.885	0	1.063.997	-737	860	1.242.857	663	1.243.520	192,0
14	2.407	1.657	3.504	57.758	53.765	29.241	1.400	800	29.885	0	1.063.997	-737	860	1.243.874	663	1.244.537	192,1
15	2.790	1.868	3.504	57.758	53.765	33.274	1.400	800	29.885	0	1.063.997	-737	860	1.248.502	663	1.249.165	192,9
16	3.176	1.939	3.504	57.758	53.765	37.308	1.400	800	29.885	0	1.063.997	-737	860	1.252.991	663	1.253.654	193,5
17	3.562	1.798	3.504	57.758	53.765	39.606	1.400	800	29.885	0	1.063.997	-737	860	1.255.535	663	1.256.198	193,9
18	4.029	1.516	3.504	57.758	53.765	35.731	1.400	800	29.885	0	1.063.997	-737	860	1.251.845	663	1.252.508	193,4
19	4.567	1.164	3.504	57.758	53.765	22.746	1.400	800	29.885	0	1.063.997	-737	860	1.239.046	663	1.239.709	191,4
20	5.116	601	3.504	57.758	53.765	19.406	1.400	800	29.885	0	1.063.997	-737	860	1.235.692	663	1.236.355	190,9
21	5.506	38	3.504	57.758	53.765	17.034	1.400	800	29.885	0	1.063.997	-737	860	1.233.147	663	1.233.810	190,5
22	5.657	-666	3.504	57.758	53.765	15.198	1.400	800	29.885	0	1.063.997	-737	860	1.230.758	663	1.231.420	190,1
23	5.601	-1.300	3.504	57.758	53.765	13.260	1.400	800	29.885	0	1.063.997	-737	860	1.228.131	663	1.228.794	189,7
24	5.398	-2.004	3.504	57.758	53.765	11.858	1.400	800	29.885	0	1.063.997	-737	860	1.225.821	663	1.226.484	189,4

A distribuição horaria/diária da CT de arrefecimento pode ser observada na figura 6.1, onde se verifica o período onde ocorre o valor máximo definido como CT de arrefecimento.

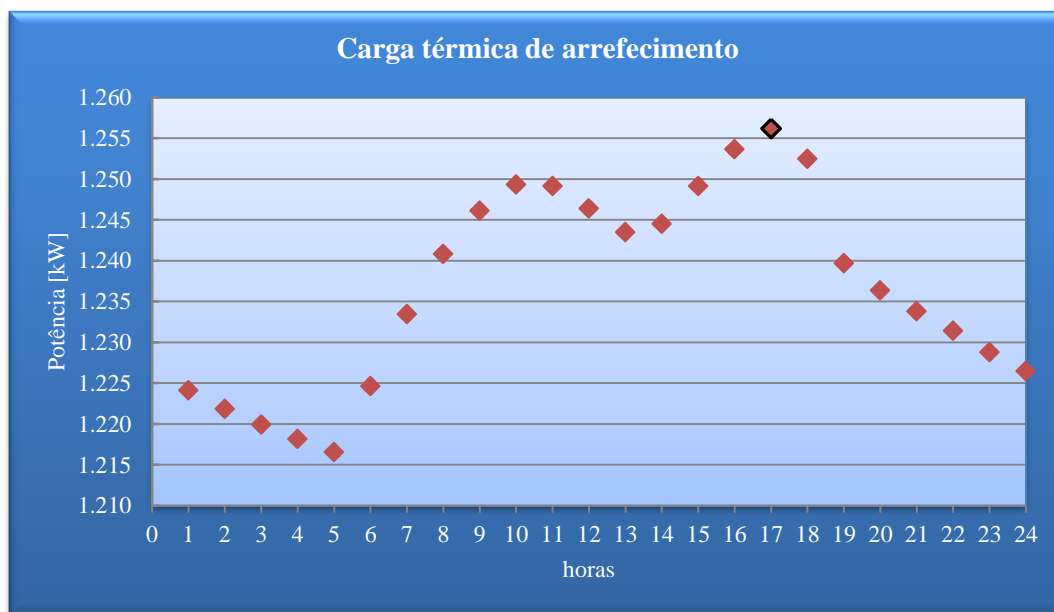


Figura 6.1 – Carga térmica de arrefecimento horária para o salão 2 do piso 0.

A distribuição percentual de cada tipo de perdas/ganhos, que contribuem para a balanço térmico da CT total de arrefecimento é, por sua vez, apresentada na figura 6.2. Conclui-se que os equipamentos de produção são os grandes responsáveis pela libertação de calor para o espaço, contudo é um factor que não pode sofrer alterações, pelo que, em termos de optimização sobram as restantes parcelas, que apresentam contribuições relativamente baixas e que não apresentarão uma influência significativa na alteração do valor global da CT de arrefecimento do espaço, sem no entanto, poderem ser desprezáveis.

De notar que a parcela da ventilação adopta valor quase nulo, pelo facto das condições climáticas exteriores seguirem uma evolução quase adiabática para obtenção da temperatura e humidade relativa estabelecidas. O valor obtido é diminuto pois o balanço térmico pela ventilação inclui calor latente e calor sensível com valores muito próximos mas opostos.

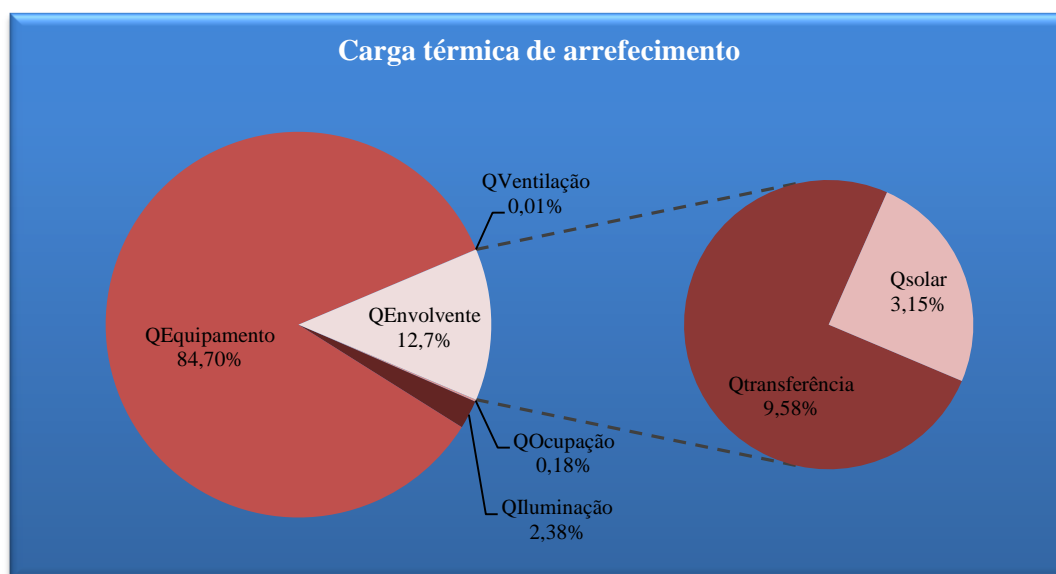


Figura 6.2 – Contribuição das perdas/ganhos para a carga térmica total de arrefecimento.

Face à característica particular do sistema de climatização instalado, quatro centrais de climatização em que cada qual afecta uma zona do espaço em estudo/salão, que apresentam necessidades de funcionamento distintas, foi considerado importante proceder a uma compartimentação virtual do espaço daquelas 4 zonas, de modo a estabelecer uma divisão da carga térmica ponderada por cada zona (figura 6.3).

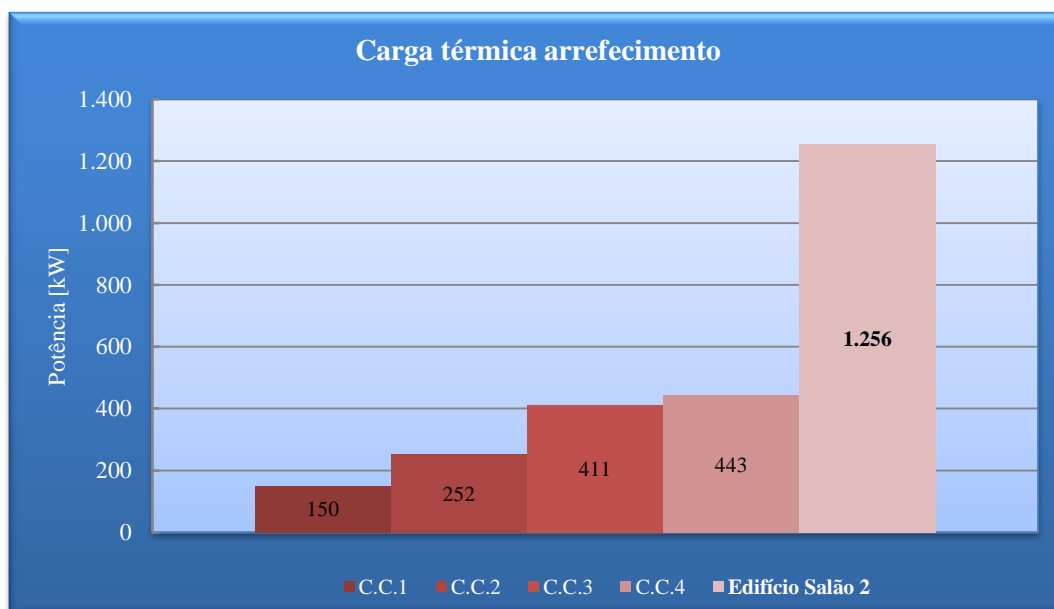


Figura 6.3 – Carga térmica de arrefecimento por zona afecta da C.C.

6.2. Parametrização do modelo de simulação energética dinâmica detalhada (*DesignBuilder*)

Para elaboração de estudos de optimização energética é fundamental proceder a uma análise energética, isto é, uma análise às necessidades energéticas do edifício/espço numa base anual e não à sua situação de ponta, ou seja, à CT. Daqui a necessidade da elaboração de um estudo de simulação energética dinâmica.

As propostas de optimização do sistema de climatização, foram assim obtidas através da realização da simulação energética dinâmica, para o qual foi necessário proceder à elaboração de um modelo do espaço em estudo, pelo que, se torna essencial descrever, em traços gerais, o funcionamento e parametrização efectuada, para a realização da simulação nas condições mais próximas e ideais da realidade.

Os modelos no programa de simulação energética dinâmica *DesignBuilder* são elaborados e organizados numa hierarquia estrutural de seis níveis. O primeiro nível corresponde ao local, onde se insere o edifício, os dados climáticos e as características do terreno. O segundo, consiste na construção do modelo geométrico do edifício, que por sua vez, é subdividido em mais dois níveis adicionais, correspondentes à definição dos blocos e zonas que pretendem reflectir o zoneamento do edifício em função da sua particular orientação ou características de utilização. Os blocos consistem em formas geométricas básicas que são delimitadas pelas paredes externas do modelo, enquanto as zonas são obtidas pela subdivisão dos blocos, e pretendem caracterizar espaços com diferentes características de ocupação, equipamentos ou sistemas AVAC. O quinto nível da hierarquia refere-se, à definição das características térmicas das várias superfícies opacas, que delimitam os blocos e zonas definidos, mais concretamente, paredes, pavimentos e coberturas. No último nível da hierarquia definem-se as aberturas, correspondendo a portas e vãos envidraçados, que podem ser criadas e personalizadas individualmente ou obtidas por pré definição no programa.

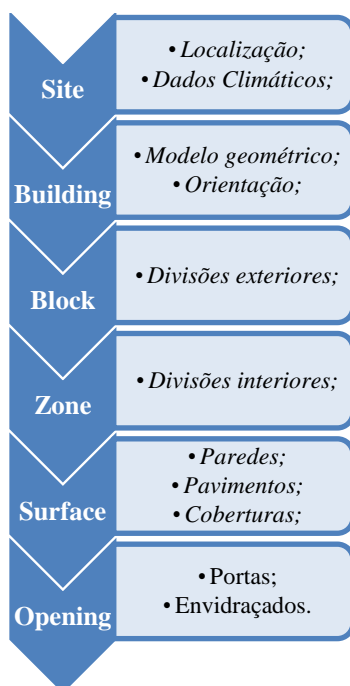


Figura 6.4 – Hierarquia de um modelo criado no *DesignBuilder* [25].

6.2.1. Caracterização do local

Conforme já referido, foi necessário proceder à caracterização da localização do edifício, incluindo os dados climáticos da Trofa (importados e convertidos pelo *DesignBuilder* através da base de dados do *SolTerm*), as coordenadas geográficas, a orientação do edifício, a altitude do solo relativamente ao nível médio do mar, a exposição ao vento, e a hora legal do local, como mostra a figura 6.5.

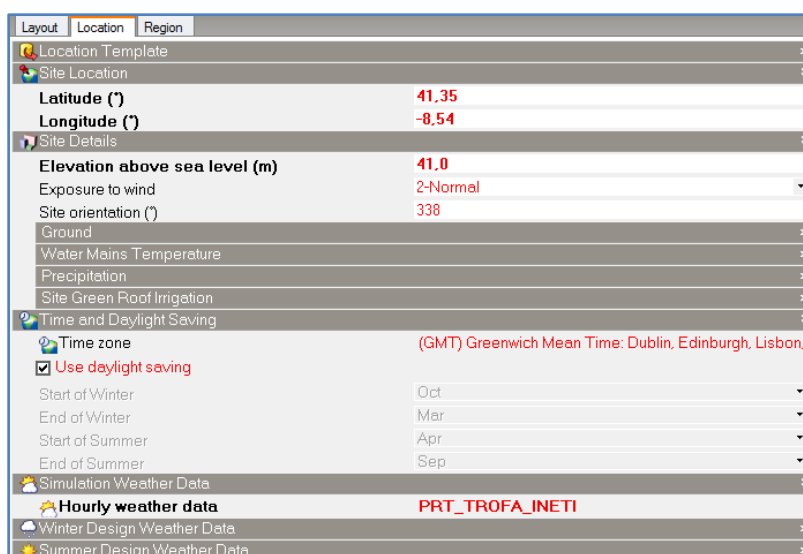


Figura 6.5 – *Template* da localização modificado para o edifício em estudo.

6.2.2. Modelação da geometria tridimensional do edifício

Numa primeira fase foram importadas apenas as plantas dos edifícios que se encontravam desenhados em *AutoCAD*, para, sobre elas, elaborar o modelo geométrico e tridimensional de todo o edifício em estudo, que pode ser observado através das figura 6.6 e figura 6.7 para diferentes ângulos de visualização, enquanto na figura 6.8 e figura 6.9, pelo módulo *Visualize*, é possível visualizar o modelo geométrico final com o sombreamento por sobreposição da carta solar. Em complemento, para uma visualização geral do edifício de diferentes ângulos de visualização e em diferentes dias e horas são apresentadas no Anexo F outras imagens do modelo geométrico.

Apesar de apenas estar em estudo uma zona muito específica do edifício, procedeu-se à modelização de todo o edifício, de modo a contabilizar a influência térmica entre os espaços, os sombreamentos entre corpos /volume, efeitos radiactivos, exposição ao vento, entre outras e, assim obter os valores mais reais e detalhados possíveis da simulação gerada.

As construções representadas a cor roxa, referem-se a edifícios que foram colocados para que se contabilize, apenas o sombreamento e reflexão que estes impõem ao edifício em estudo, enquanto os blocos de cor verde representam o solo, em que parte do salão 2 do piso -1 se encontra localizado, com as geometrias representadas a cinza claro correspondentes aos envidraçados, portas, portões e pilares.

Na construção do modelo geométrico do edifício, procedeu-se à definição dos blocos, correspondente à envolvente exterior, delimitando interiormente o edifício através de paredes interiores para dar origem as variadas zonas interiores, passando posteriormente pela inserção das pontes térmicas planas, nomeadamente os pilares, e desenho e posicionamento de todas as aberturas relativas aos envidraçados, portas e portões. A orientação do edifício, definida aquando a configuração do local, é apresentada com um triângulo no interior do círculo a indicar o Norte.

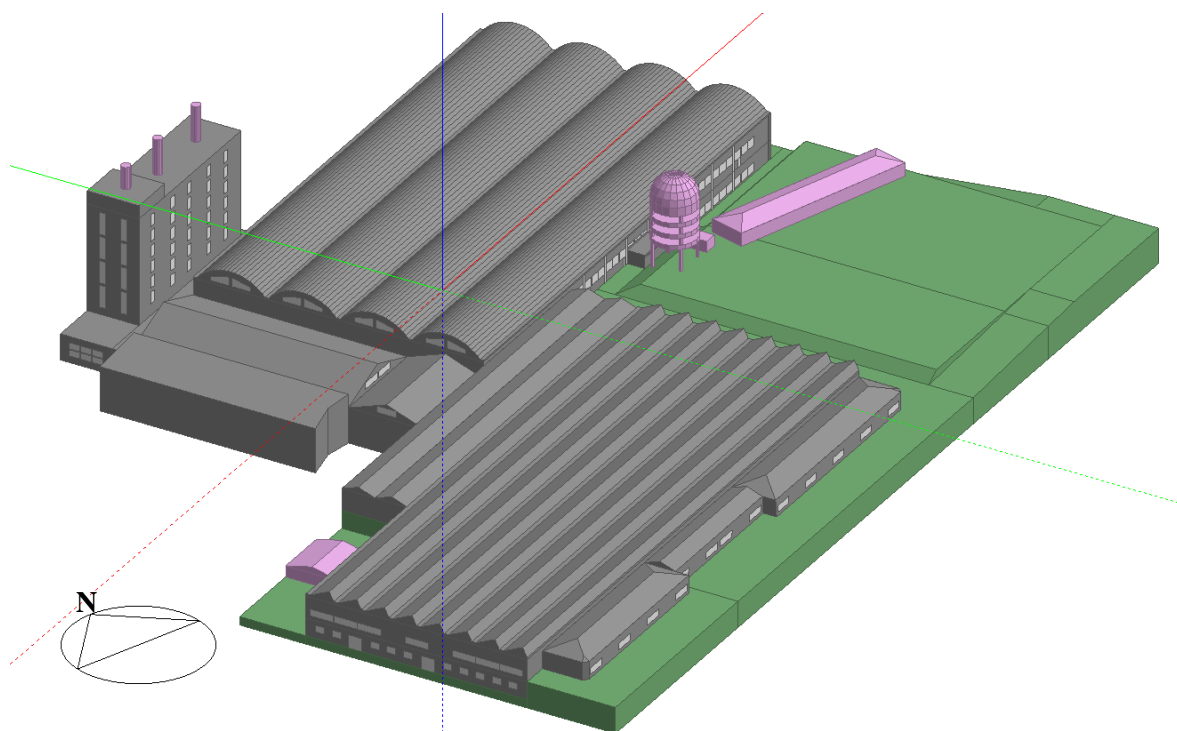


Figura 6.6 – Modelo geométrico do edifício.

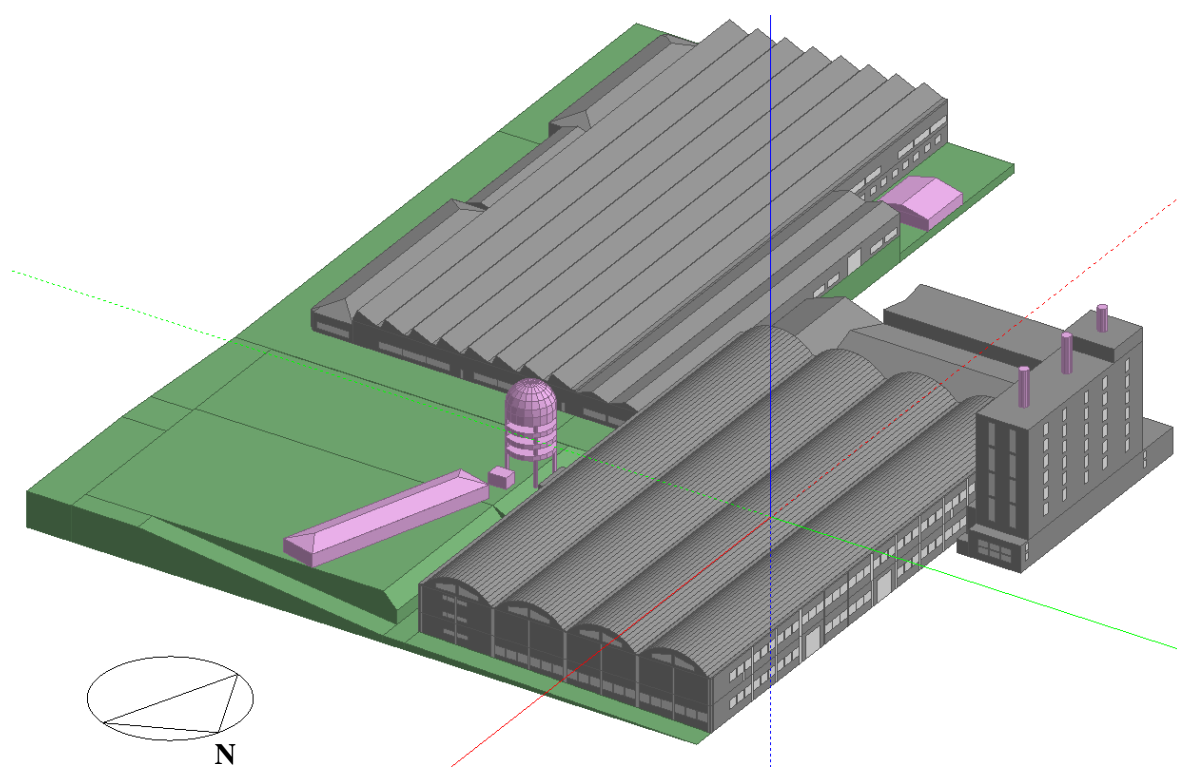


Figura 6.7 – Modelo geométrico do edifício.

Através do módulo *Visualize* que integra o *software DesignBuilder* é possível obter-se o sombreamento entre os corpos do modelo geométrico do edifício, para qualquer hora do ano, figura 6.8.

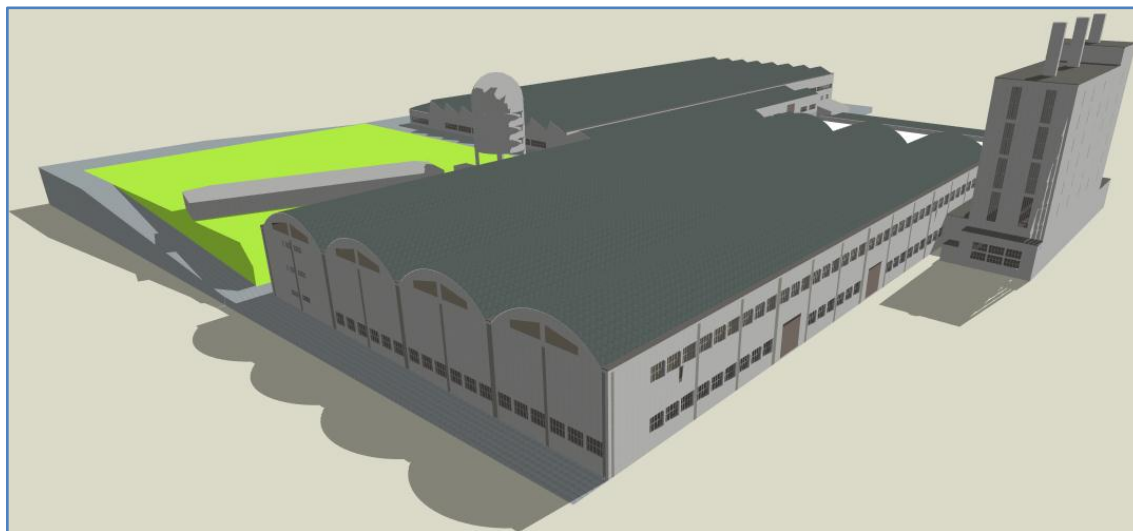


Figura 6.8 – Sombreamento no modelo geométrico, em 21 Julho às 15h (módulo *Visualize*).

Com a sobreposição da carta solar é possível observar a posição do sol hora a hora, ao longo do ano e para os seus dias representativos, e a sua influência no sombreamento.

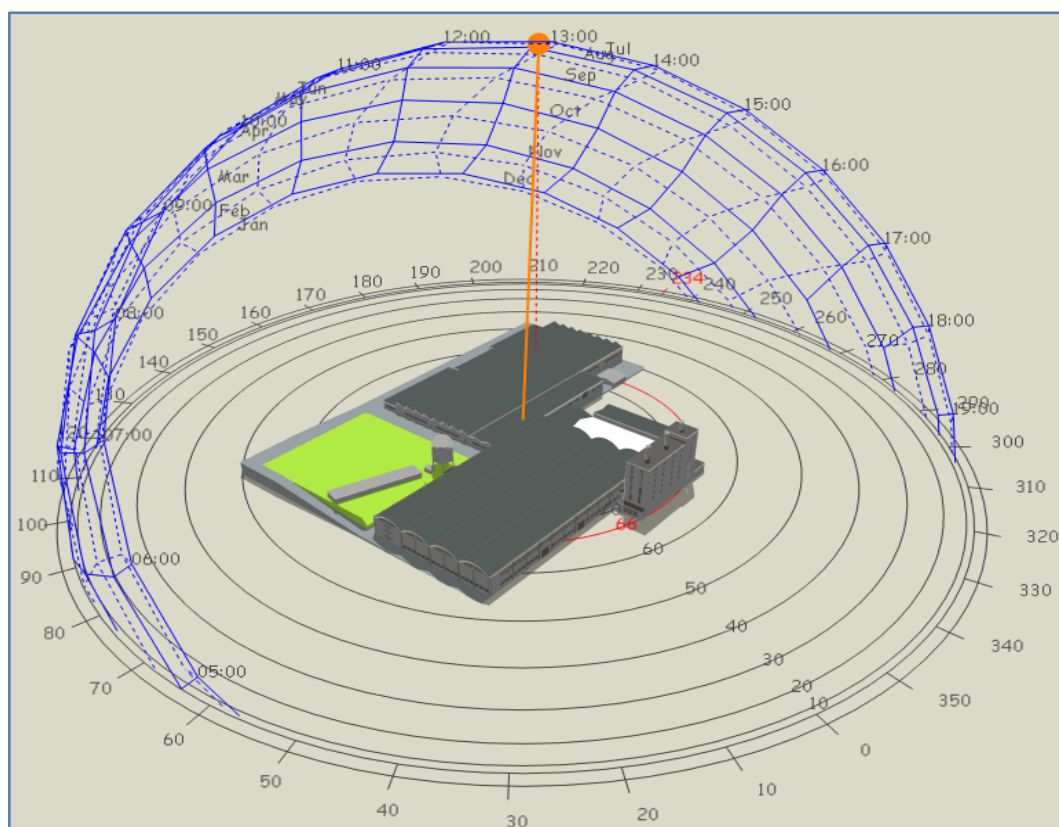


Figura 6.9 – Sombreamento e carta solar do modelo geométrico, a 21 Julho às 13h (módulo *Visualize*).

Na figura 6.10 pode-se observar com maior pormenor o bloco correspondente à zona em estudo, isto é, o salão 2 do piso 0, com as diversas zonas correctamente definidas, através de delimitação das paredes interiores, como inserção dos pilares estruturais existentes ao longo da zona denominada salão.

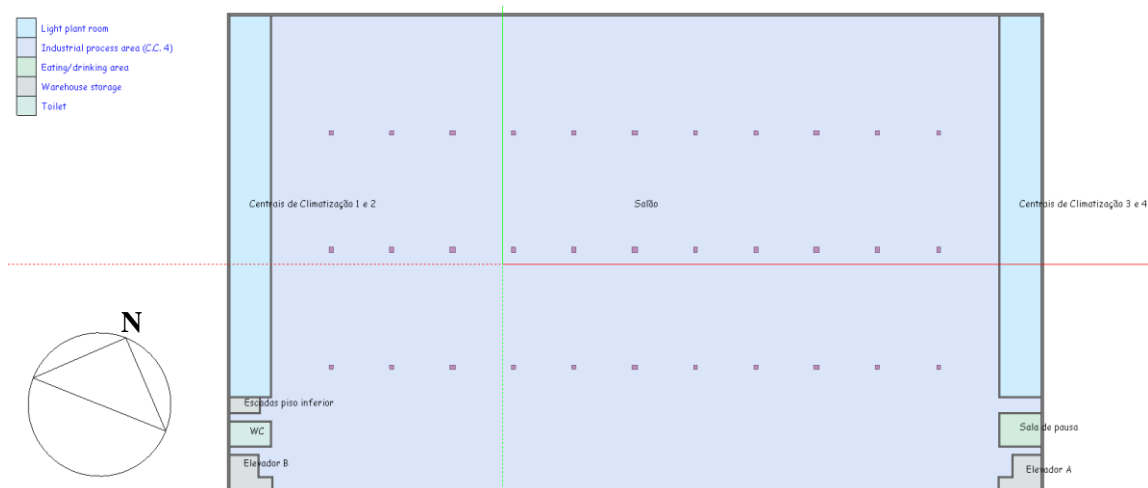


Figura 6.10 – Zona do salão 2 do piso 0.

Numa análise mais pormenorizada à zona em estudo, que pode ser feita por observação da figura 6.11, onde se representa a área afectada às centrais de climatização, visualiza-se a incorporação na construção, dos envidraçados a cor amarela, das pontes térmicas planas a azul-escuro, portas interiores e exteriores a azul claro e aberturas com movimentação e troca mássica entre espaços, a verde.

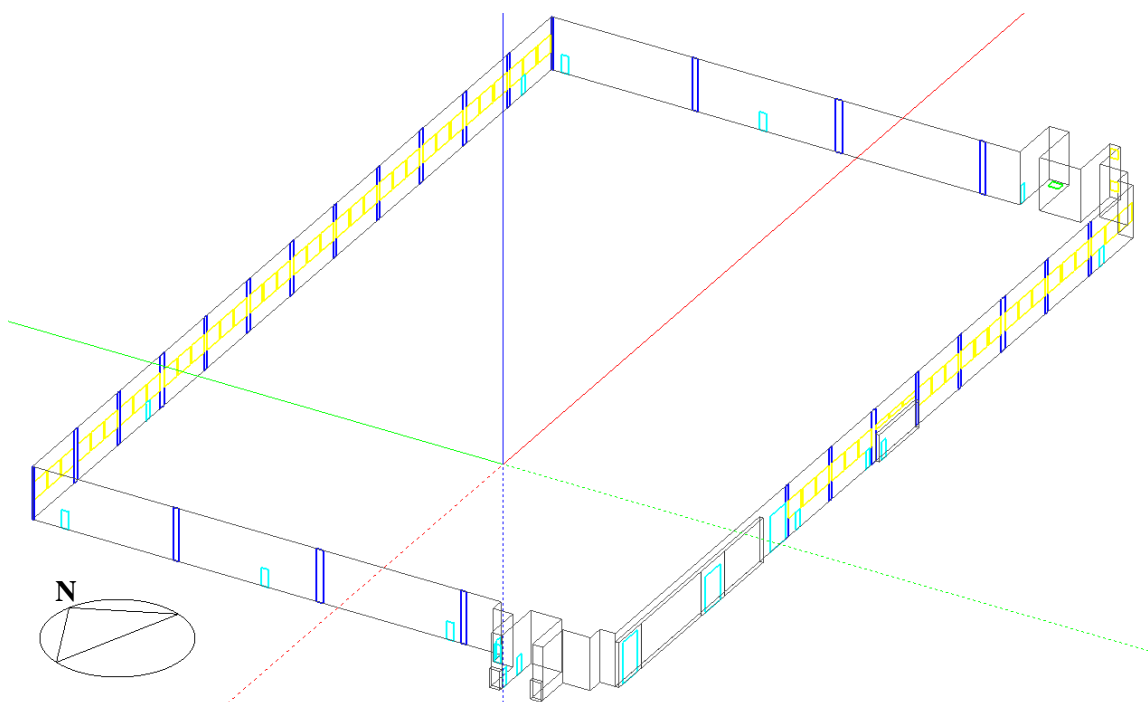


Figura 6.11 – Zona em estudo afectada às C.C. (denominada salão).

Por limitação do próprio *software*, ao restringir a afectação de um equipamento do tipo *Air handling unit* por zona, mas também por uma adequada afectação dos consumos energéticos, houve necessidade de criar quatro partições virtuais correspondentes às zonas de influência de cada uma das centrais de climatização existentes, representadas a cor amarela na figura 6.12. De referir que as partições inseridas são fictícias, em que há movimentação do ar entre as partições, contudo, foi necessário um trabalho extra na divisão das densidades de ocupação, equipamentos e iluminação pelas “novas” quatro zonas.

Da realização destas alterações o espaço em estudo, denominada Salão, deu origem a 4 novas zonas, denominadas por C.C. 1, C.C. 2, C.C.3 e C.C. 4, por analogia à respectiva central de climatização.

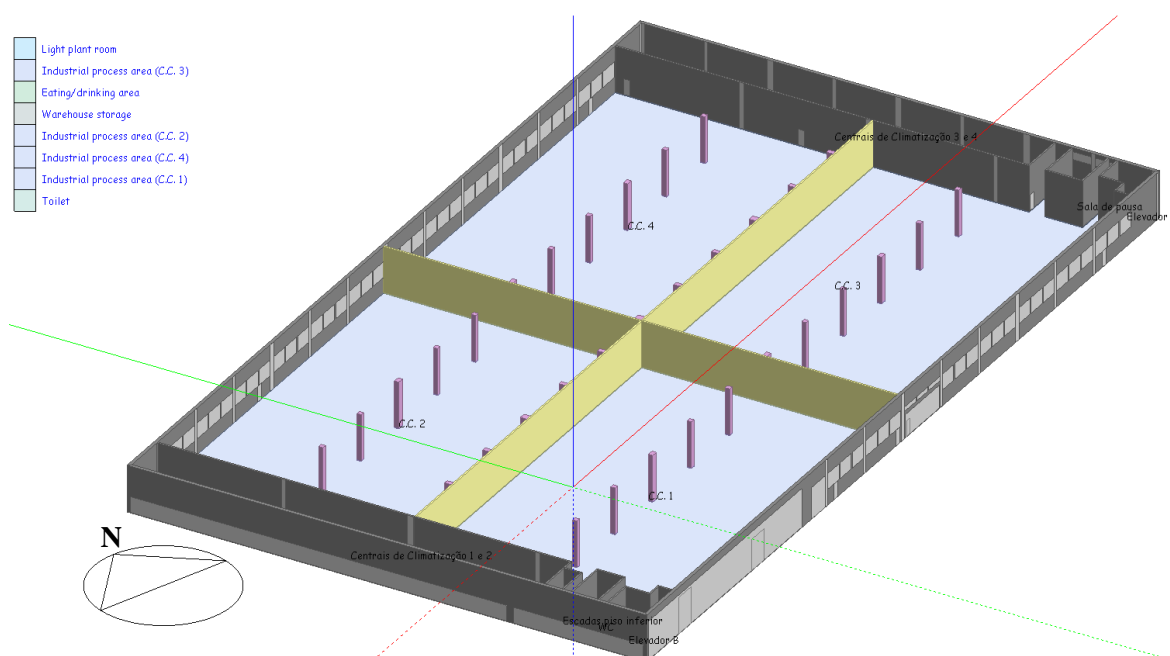


Figura 6.12 – “Novas” zonas em estudo, para ultrapassar as limitações do *software*.

6.2.3. Configuração do modelo

6.2.3.1. Caracterização da Construção

Depois de realizado o modelo geométrico, procedeu-se à parametrização e caracterização de cada elemento opaco da envolvente, através do separador *Construction*, criando e modificando as bibliotecas iniciais do *software*, referentes à construção das várias envolventes (coberturas, pavimentos, paredes interiores e exteriores), de modo a que os materiais de construção utilizados, bem como as suas características, propriedades e forma, fossem os mais próximos e reais do tipo de materiais que caracterizam a construção do edifício em estudo. Na figura 6.13 é possível observar

um exemplo do *template* da construção utilizado para a zona do salão 2 do piso 0, onde vem especificado todas as envolventes consideradas e alteradas.

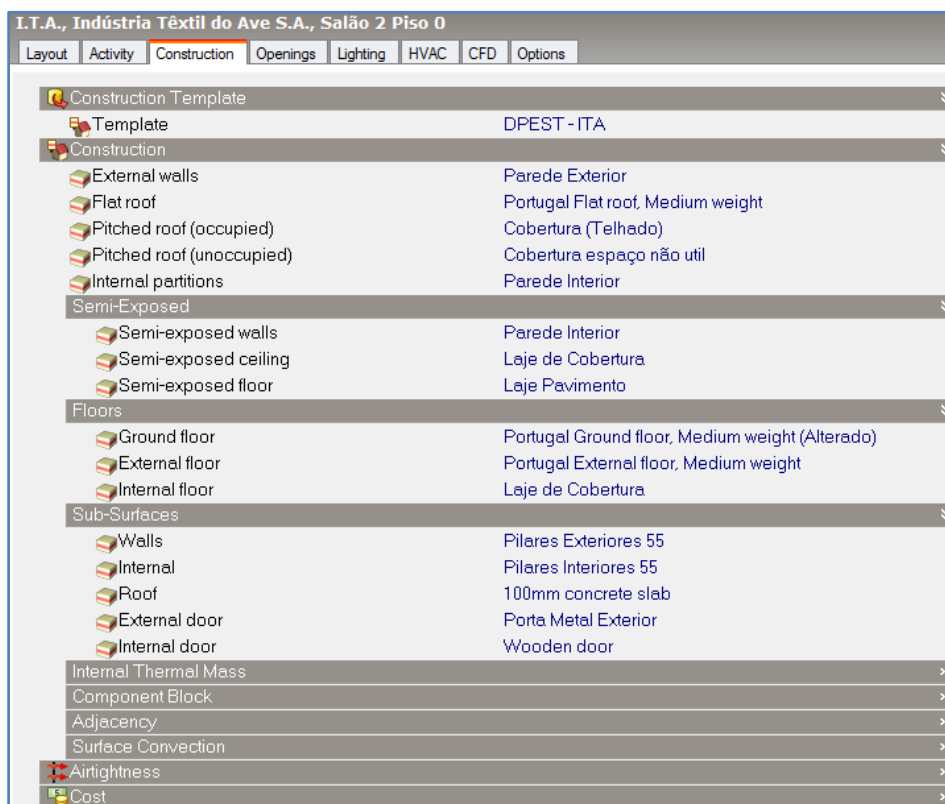


Figura 6.13 – *Template* referente à construção do salão 2 do piso 0.

6.2.3.2. Aberturas – vãos envidraçados e portas

Relativamente aos vãos envidraçados e portas existe um separador específico, denominadas aberturas (*openings*). Neste separador alterou-se os parâmetros relativos à caixilharia, às suas divisões e relevo, o tipo de vidro e parapeito.

As dimensões e quantidade de envidraçados, bem como, das portas foram inseridas anteriormente, aquando da definição da geometria. A figura 6.14 exemplifica o *template* utilizado para a zona salão 2 do piso 0, onde se pode ver as características inseridas, para os parâmetros descritos anteriormente.

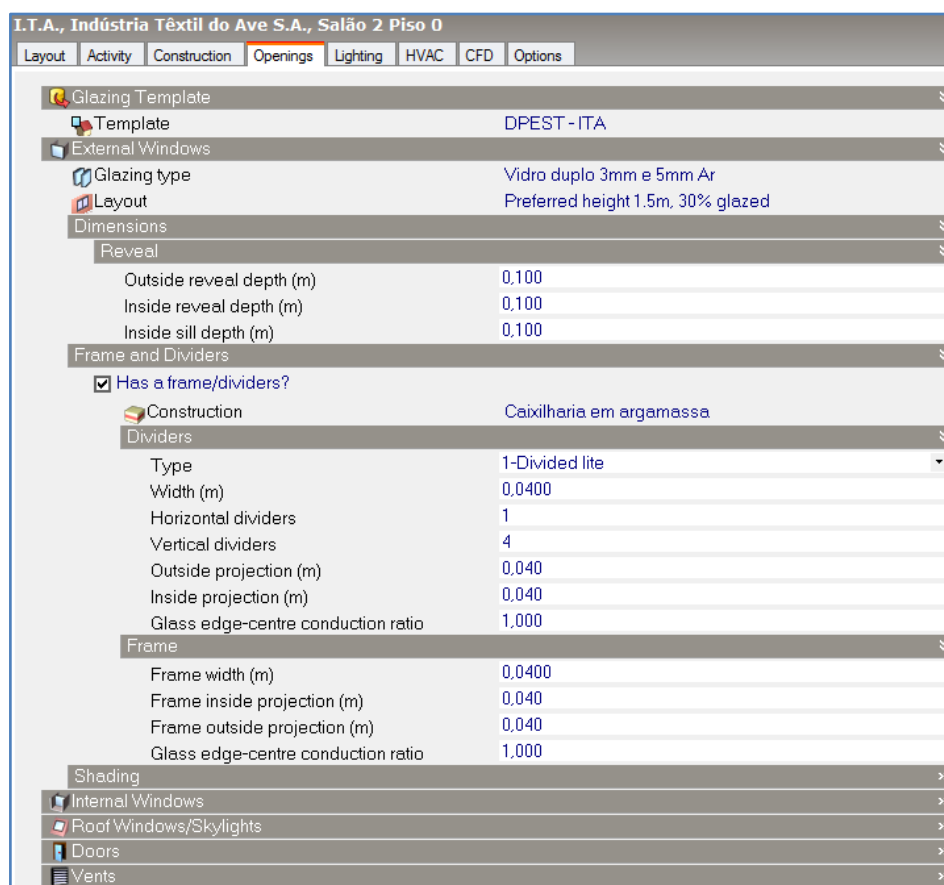


Figura 6.14 – *Template openings* do salão 2 do piso 0.

6.2.3.3. *Actividade, ocupação e equipamentos*

Os *templates* da actividade (separador *Activity*), também foram modificados de acordo com as variadas zonas estabelecidas, tendo sido introduzidos os valores reais ao nível da densidade de ocupação, do tipo de metabolismo e vestuário utilizado pelos ocupantes, do controlo ambiente e dos ganhos pelos equipamentos. Um exemplo desse *template*, pode ser consultado na figura 6.15, criado para a zona C.C. 1, onde é possível observar os valores dos parâmetros considerados.

Outro factor considerado e definido neste *template*, mas que engloba todo o edifício, corresponde aos dias de paragens do edifício, contabilizando assim as paragens relativas ao período de Natal e Ano Novo, em que a fábrica encerra totalmente a sua actividade produtiva.

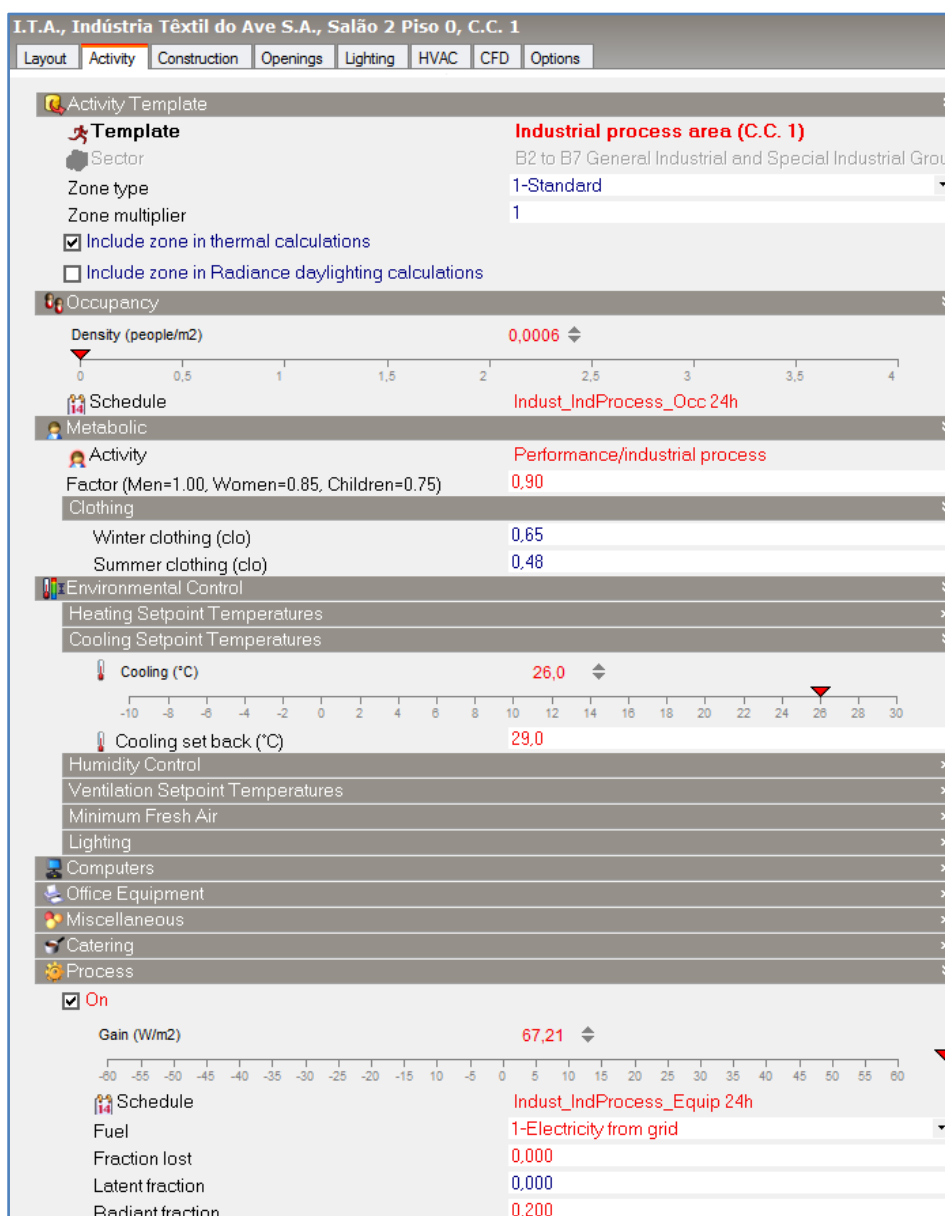


Figura 6.15 – Template da actividade para o C.C. 1.

6.2.3.4. Horários de funcionamento e ocupação

Foi ainda necessário caracterizar o horário de funcionamento, em modo compacto, conforme exemplo do *template* apresentado na figura 6.16, que permite maior detalhe e liberdade de caracterização, definido para todas as zonas do edifício, relativo à ocupação, iluminação e equipamentos, indicando para os dias de paragens e para os dias correspondentes à estação de aquecimento para o módulo da carga térmica (*Heating Design*) uma densidade de 0%, adoptando nos restantes dias a densidade 100%.

No módulo de simulação, que foi o utilizado durante o decorrer do estudo, são contabilizadas todas as parcelas de ganhos e perdas durante todos os dias do ano, pois pretende-se simular com o maior detalhe possível e assim reflectir o mais fielmente a realidade do edifício.

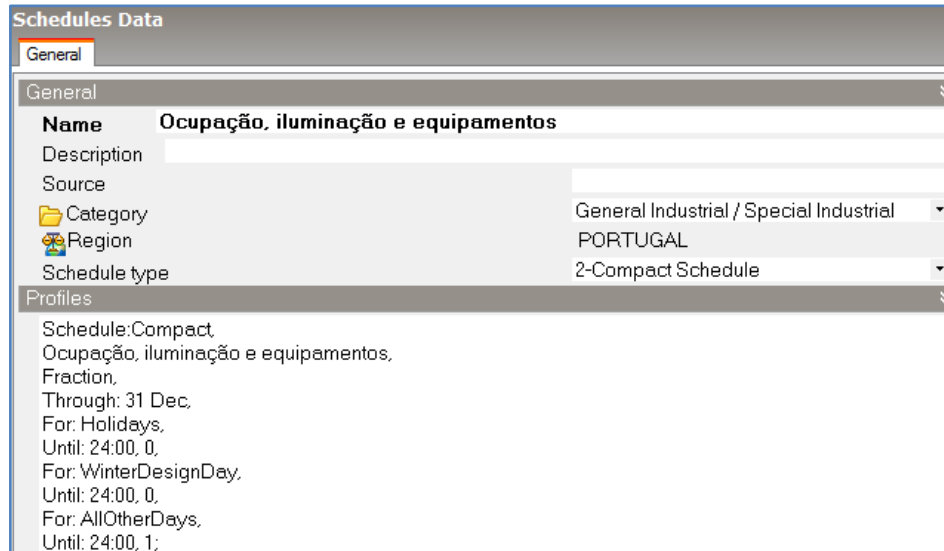


Figura 6.16 – *Template* do horário de funcionamento para o edifício, ocupação equipamentos iluminação.

6.2.4. Configuração dos sistemas AVAC

Ao nível dos sistemas AVAC foi utilizado o módulo do *software* “HVAC Detailed”, que permite uma parametrização e definição dos sistemas muito mais pormenorizada e complexa, apresentando contudo uma maior dificuldade na sua aprendizagem, realização e afinação.

Neste módulo foi caracterizado o sistema de climatização existente por quatro *Air handling unit*, com possibilidade de funcionamento em volume de ar variável, constituídas por um ventilador de insuflação e um ventilador de extracção associados a variadores de velocidade, e um painel de arrefecimento evaporativo directo que contem uma bomba de recirculação, que corresponde à câmara de humificação. Cada componente utilizado foi alterado para as características reais, nomeadamente caudais máximos, eficiências, perdas de carga, entre outros. Cada uma destas quatro unidades está afectada a cada uma das zonas definidas e denominadas por C.C.1, C.C.2, C.C.3 e C.C.4. Na figura 6.17 está representado os sistemas de climatização e as respectivas zonas a climatizar.



Figura 6.17 – Módulo HVAC *Detailed*, com o esquema de princípio das quatro centrais de climatização a servir o espaço em estudo.

A ilustração de todos os constituintes do sistema de climatização que afecta uma das zonas definidas anteriormente, encontra-se representada figura 6.18.

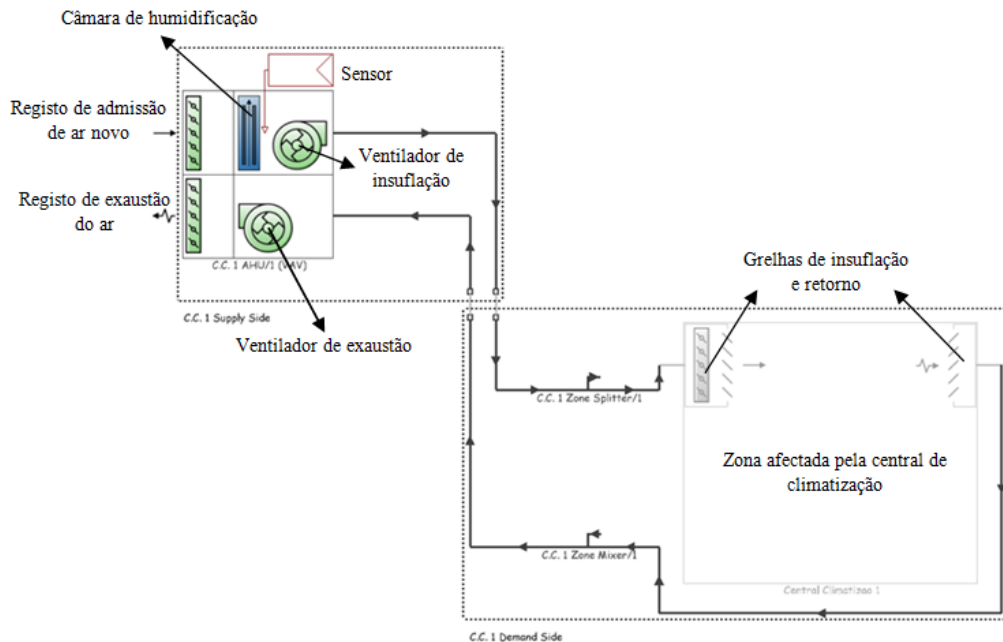


Figura 6.18 – Componentes da central de climatização e ligação à zona a tratar.

Para os sistemas AVAC também foram criados horários de funcionamento, figura 6.19, que caracterizam a operação destes sistemas durante todos os dias com excepção aos dias de paragens, previamente definidos.

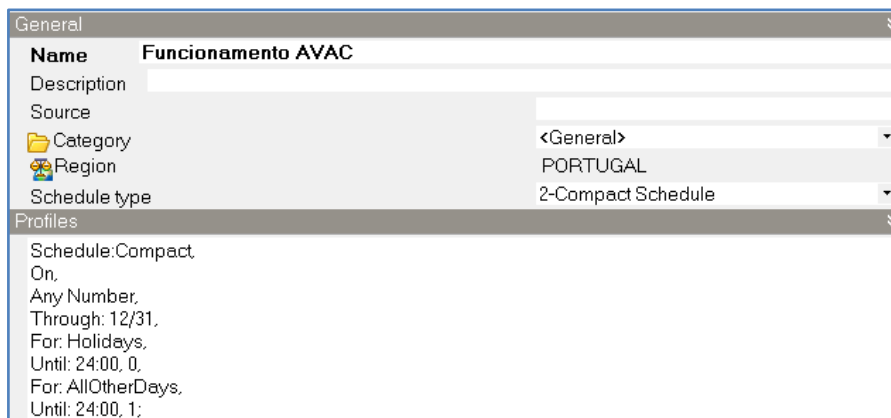


Figura 6.19 – Horário de funcionamento dos sistemas AVAC.

6.2.5. Critérios de simulação

Nos critérios de simulação energética dinâmica, figura 6.20, estabeleceram-se simulações anuais, com intervalos de tempo por hora (resultados de hora em hora), motor de simulação *EnergyPlus* (ponto 3.1), e seis iterações por hora, “*time steps per hour*”, (recomendado para simulações com sistemas AVAC, apesar do incremento do tempo de simulação resultar cinco vezes superior a uma simulação com dois “*time steps per hour*”). O modo de controlo estabelecido foi o da temperatura para o ar interior. Foram também seleccionadas as opções de contabilização das sombras de todos os corpos do edifício e a reflexão solar no solo e edifícios em redor.

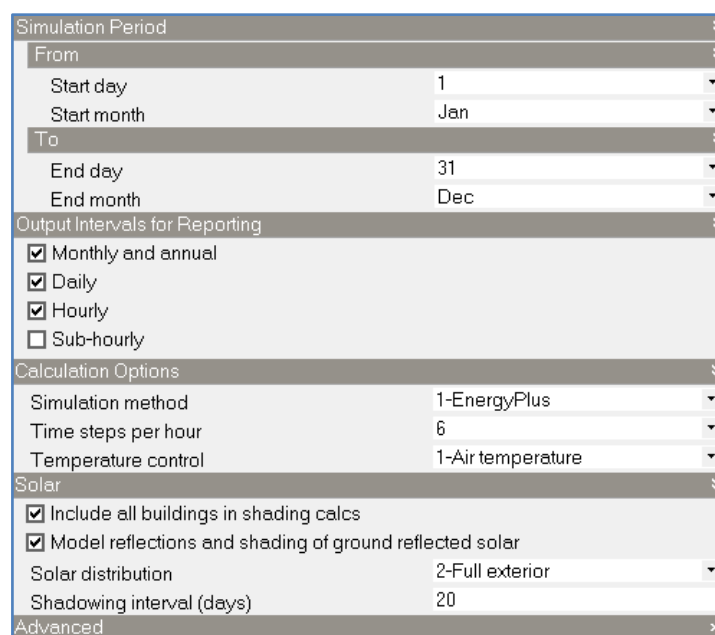


Figura 6.20 – Opções da simulação.

6.2.6. Hierarquia do caso em estudo

A hierarquia do modelo em estudo, referida no início do capítulo, está representada na figura 6.21, onde se observa os diferentes níveis que os constituem.

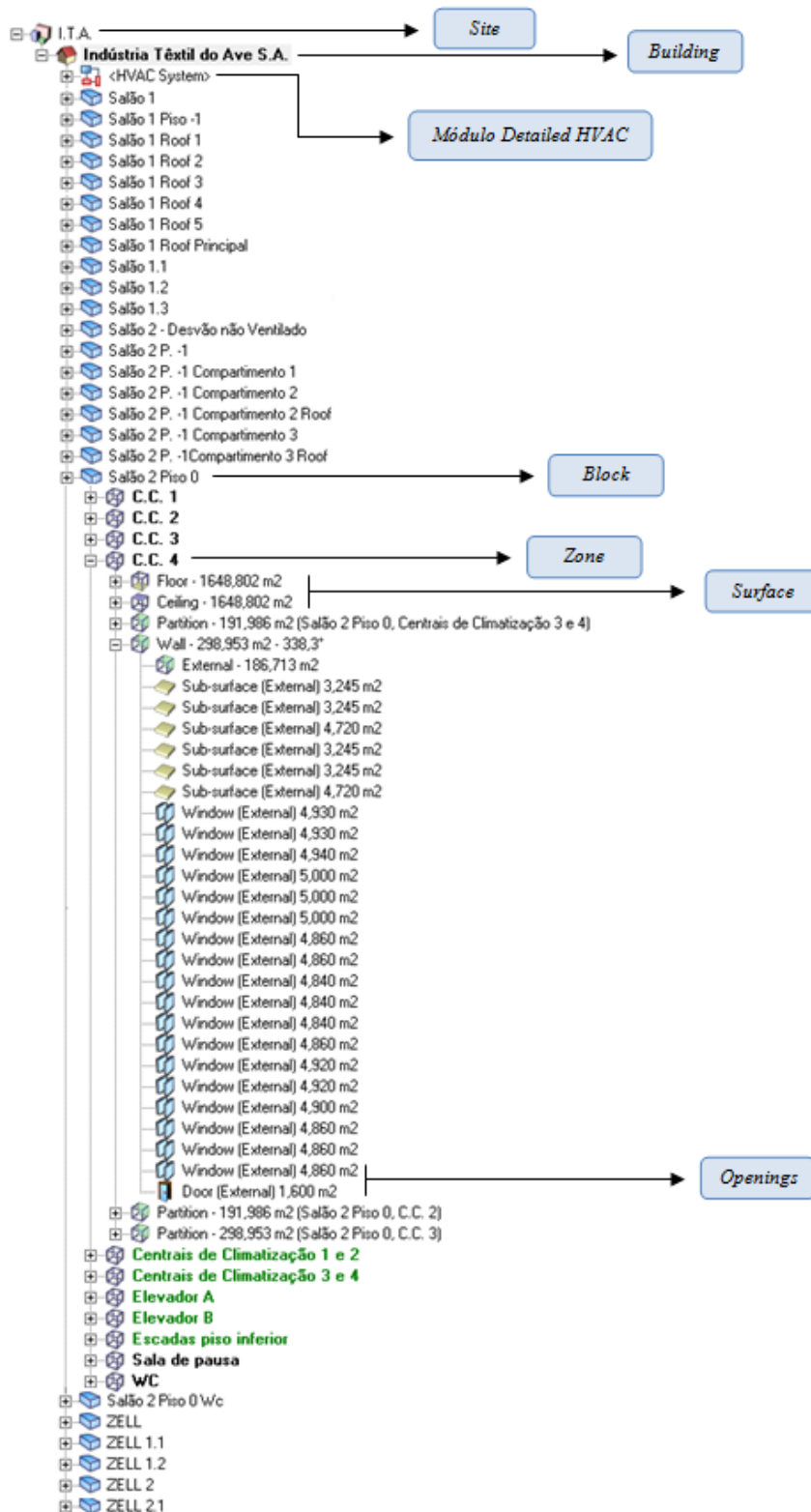


Figura 6.21 – Hierarquia do modelo em estudo.

6.3. Simulação energética dinâmica do caso base – situação real

A simulação realizada para o caso base consistiu na modelização e parametrização do edifício para a situação mais próxima possível da realidade, tendo sido necessária a introdução de algumas aproximações, relativas, quer à variação do caudal de insuflação (que na realidade é assegurado manualmente aquando a sensação de frio ou calor por parte dos ocupantes), quer à eficiência dos motores dos ventiladores, quer, ainda, à eficiência de saturação da câmara de humidificação.

Para a obtenção do caso base foi necessária a realização de várias simulações intermédias, para conseguir uma correcta afinação do modelo, de modo a garantir as melhores aproximações de consumos do sistema de climatização, da simulação à realidade.

A aproximação final a que se chegou relativamente ao caudal de insuflação, correspondeu aos valores transcritos na tabela 6.2, obtidos através de várias simulações intermédias, em que se comparou os consumos globais de cada central de climatização, obtidos por simulação e os consumos reais disponíveis pelo sistema de aquisição de dados da empresa para o ano de 2011. Esta comparação apenas foi possível para 8 meses, visto que só esses meses é que possuíam contabilização de valores fidedignos, tendo-se considerado e extrapolado essa variação para os 12 meses, conseguindo-se assim um desvio de 5,5% para a central nº1, 3,4% para a central nº2, 3,9% para a central nº3 e 5,9% para a central nº4, totalizando um desvio final no consumo global de 4,6%, valor perfeitamente aceitável de desvio, para estudos de simulação energética dinâmica.

O desvio obtido pode ainda ser justificado pelo facto de na situação real existirem paragens para manutenção ou similares que na simulação não estão previstas, funcionando continuamente.

Tabela 6.2 – Aproximações realizadas ao nível do caudal insuflado.

Designação	Frequência do ventilador	Caudal mínimo em relação ao máximo
C.C. 1	20,0 Hz - 50,0 Hz	40%
C.C. 2	35,0 Hz - 50,0 Hz	70%
C.C. 3	37,5 Hz - 50,0 Hz	75%
C.C. 4	30,0 Hz - 50,0 Hz	60%

Relativamente aos motores dos ventiladores foram consideradas eficiências de 85,2% para a extracção e 85,8% para a insuflação, resultante da consulta da eficiência mínima para motores de classe IE1 ao qual foi posteriormente retirado 5% de eficiência resultante da idade e período de funcionamento, bem como das rebobinagens efectuadas.

Para a câmara de humidificação considerou-se uma eficiência de humidificação de 90%, apesar dos valores calculados resultante das medições efectuadas, se ter obtido um valor de 98%. Foi, no

entanto, considerado prudente, o valor de 90%, para compensar as possíveis heterogeneidades da humidade do ar nos diferentes pontos posteriores à câmara de humidificação.

A temperatura interior máxima requerida foi de 26 °C, apesar de esta não ser sempre cumprida, devido à limitação técnica (em especial na capacidade de refrigeração) do sistema AVAC.

Da simulação do caso base, resultou a obtenção de uma série de dados que permite conhecer com pormenor o funcionamento, características e influências do edifício e do sistema de climatização. A simulação energética dinâmica permitiu identificar os consumos energéticos de todos os equipamentos, iluminação e sistemas de AVAC e, ainda, calcular o valor da carga térmica de arrefecimento, bem como, a variação das temperaturas interiores e a sua estratificação e a performance dos sistemas AVAC.

As condições exteriores, designadamente a temperatura exterior do bolbo seco, a temperatura do ponto de orvalho, altura e azimute solar, radiação solar directa e difusa e direcção do vento, exibidas na figura 6.22, têm um papel fundamental na caracterização do modelo e nos resultados da simulação, pois influenciam directamente as fachadas do edifício, contribuindo para a variação das condições interiores.

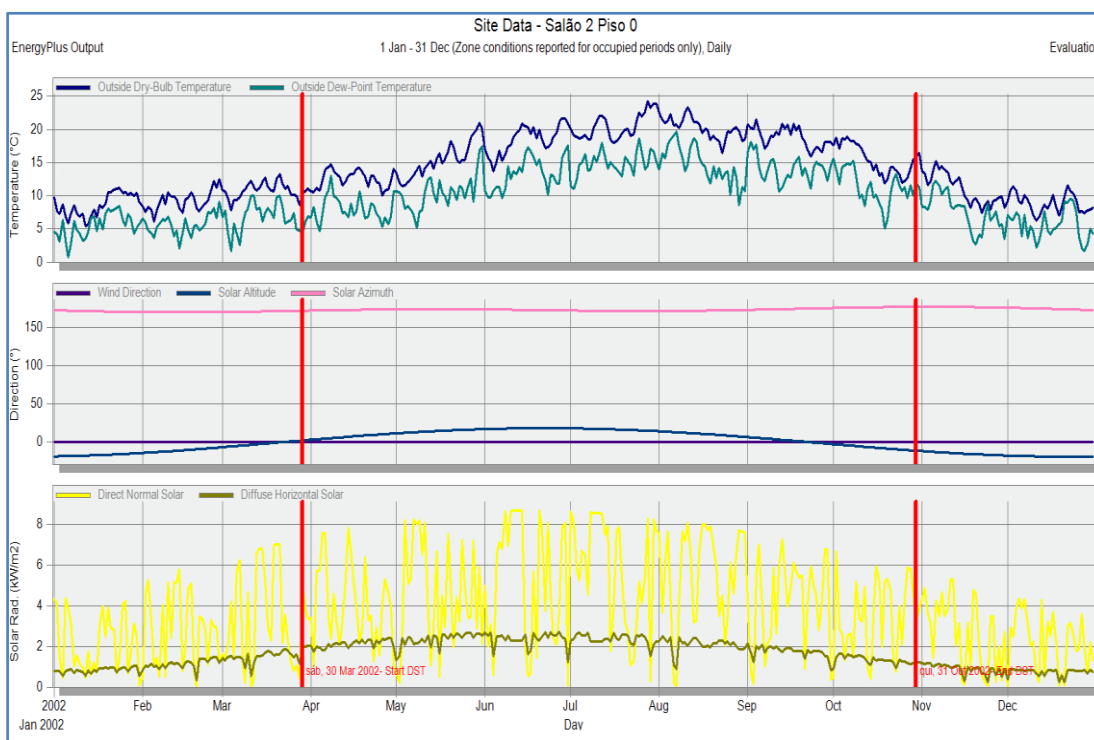


Figura 6.22 – Influência das condições exteriores no edifício em estudo.

6.3.1. Dia mais quente no interior do espaço em estudo

As necessidades arrefecimento desagregada, para a hora do dia mais quente do ano no interior do espaço em estudo (12 de Agosto), por zona de afectação de cada central de climatização, são demonstradas na figura 6.23

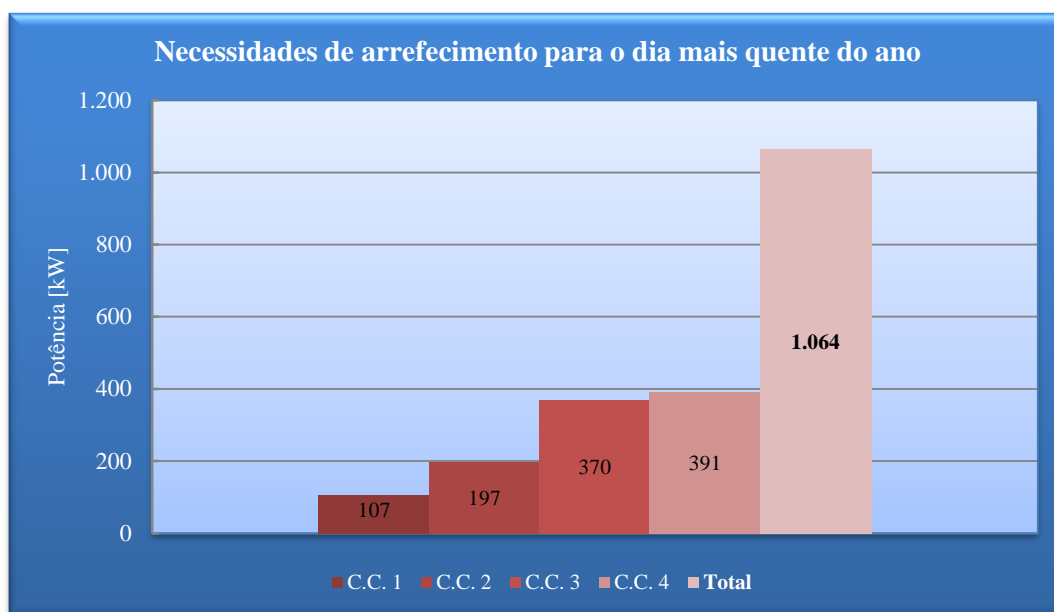


Figura 6.23 – Necessidades de arrefecimento no dia mais quente do ano no interior da zona em estudo.

Relativamente à envolvente, percebe-se que está a contribuir para a diminuição da carga de arrefecimento, pois o seu valor é negativo, o que significa que está a ceder calor ao exterior por condução, visto que a temperatura no interior é quase sempre superior à temperatura no exterior.

Apesar de negativos as perdas da envolvente são muito pouco significantes, em semelhança com os ganhos internos por ocupação e ganhos solares. De todos os ganhos, é notória a elevada contribuição dos equipamentos de produção, para o aumento da carga térmica de arrefecimento, contudo como são equipamentos essenciais ao propósito da empresa não existe possibilidade de reduzir essa parcela.

A zona C.C. 3 é a mais afectada pelos ganhos solares, apresentando mais do dobro dos ganhos quando comparando com as demais zonas, o que é explicado pelo facto de ter uma fachada exterior com envidraçados orientados a Sul, à semelhança da zona C.C. 1, mas que ostenta menores ganhos, devido a ter uma pequena porção de envidraçados na fachada exterior.

Posto isto, e para simplificar o exposto anteriormente é possível observar a figura 6.24.



Figura 6.24 – Distribuição desagregada das necessidades de arrefecimento para o dia mais quente do ano (12 Ago.) no interior do espaço em estudo.

6.3.2. Carga térmica de arrefecimento

Contudo as necessidades de arrefecimento na hora em que a temperatura interior é máxima não correspondem à carga térmica de arrefecimento, pelo que, é relevante analisar essa componente, exibida na figura 6.25.

Fazendo uma análise mais detalhada da distribuição da carga térmica pelas várias zonas, é notório que a contribuição das zonas C.C. 1 e C.C. 2 é bastante inferior das zonas C.C. 3 e C.C. 4, contribuindo para o total da carga térmica com valores de 12%, 19%, 33% e 36%, respectivamente. Dos valores obtidos, conclui-se que, apesar de se estar num “*open space*”, distinguem-se duas regiões ligeiramente diferentes correspondendo, na primeira à zona das C.C. 1 e 2, com a segunda região correspondendo à zona das C.C. 3 e 4, devido às diferentes densidades de ganhos térmicos pelos equipamentos, pois a primeira região engloba apenas 31% da carga térmica total, que corresponderá a uma menor operação das centrais de climatização 1 e 2.

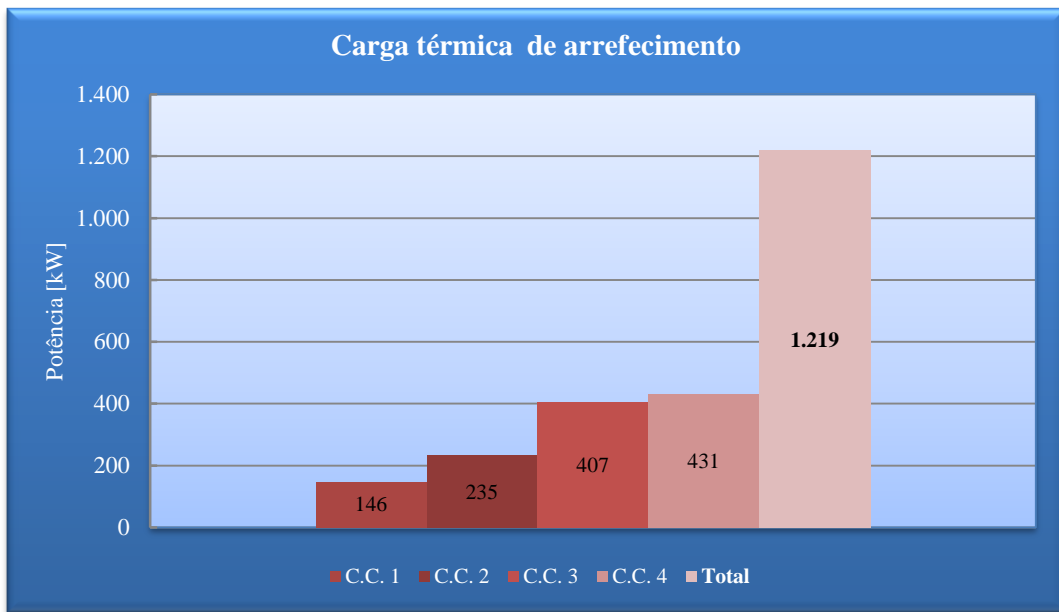


Figura 6.25 – Carga térmica de arrefecimento.

Também é possível concluir, através da análise da figura 6.26, as diferentes contribuições relativas à envolvente, ganhos solares e ganhos internos. Os valores obtidos na carga térmica são mais elevados comparados com as necessidades do dia mais quente, devido ao facto da envolvente estar a contribuir para o seu aumento, apesar da inexistência dos ganhos solares.

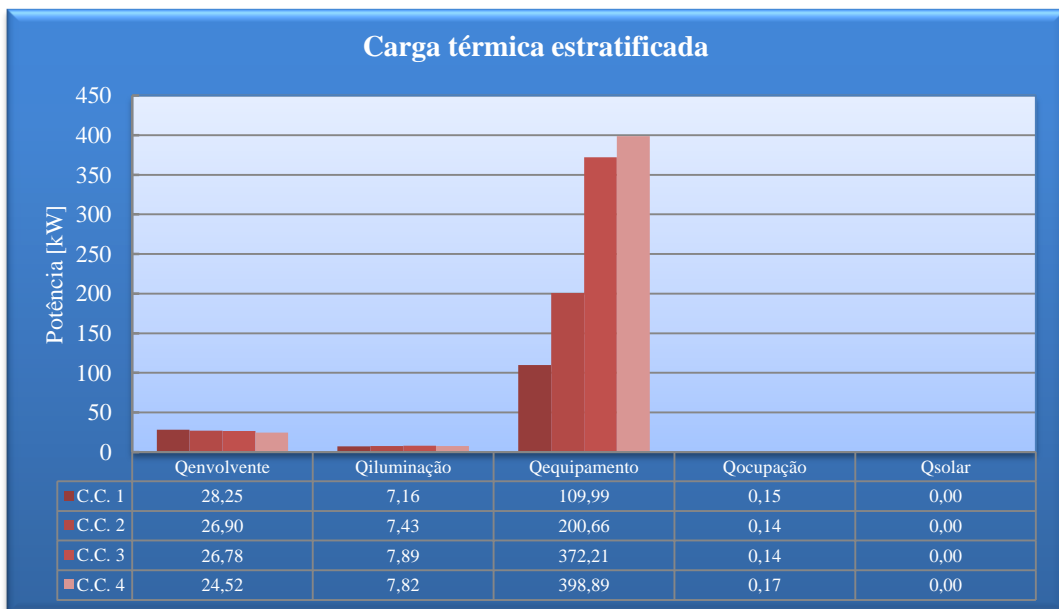


Figura 6.26 – Distribuição desagregada da carga térmica de arrefecimento.

Para a aferição detalhada da contribuição por tipo de ganhos e perdas de calor, no interior da zona em estudo, a figura 6.27 ilustra através de um gráfico, a distribuição percentual de cada uma daquelas parcelas.

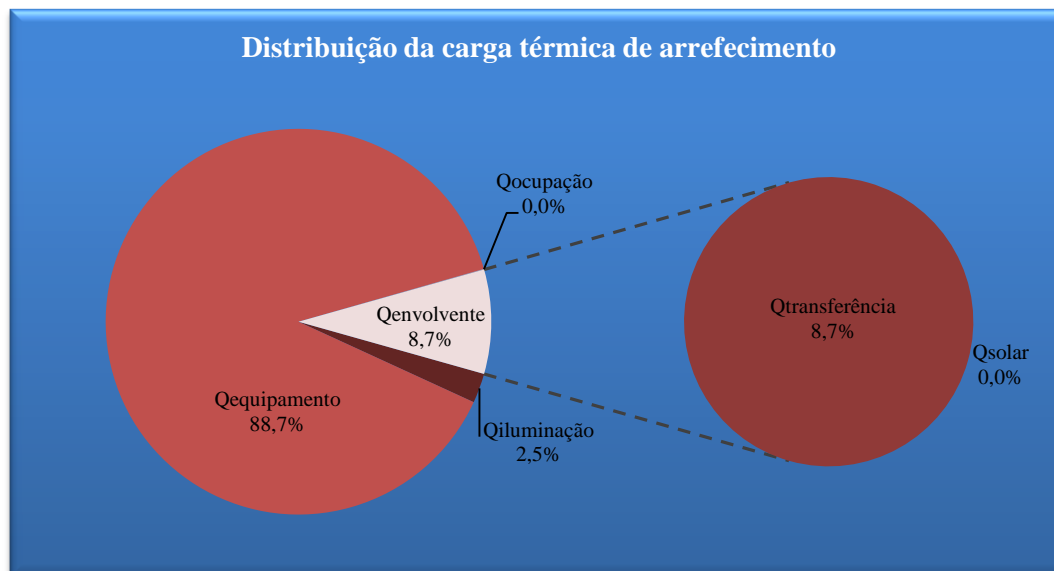


Figura 6.27 – Distribuição percentual das diversas parcelas, da carga térmica de arrefecimento

6.3.3. Condições interiores ambiente

Analisando as condições interiores de temperatura constata-se que o número de horas, num ano, em que o sistema não é capaz de atingir essa temperatura, cifra-se em 142 horas para a zona da C.C. 1, 547 horas para a zona da C.C.2, 2.322 horas para a zona da C.C.3 e 2.729 horas para a zona da C.C.4 (figura 6.28).

Os valores acima vêm confirmar uma evidência que é sentida pelos utilizadores da fábrica, mas permitindo quantificar a incapacidade do sistema em remover as cargas térmicas para as condições ideais de temperatura e que se traduz num total de 2729 horas anuais, ou seja 33% das horas de laboração da fábrica.

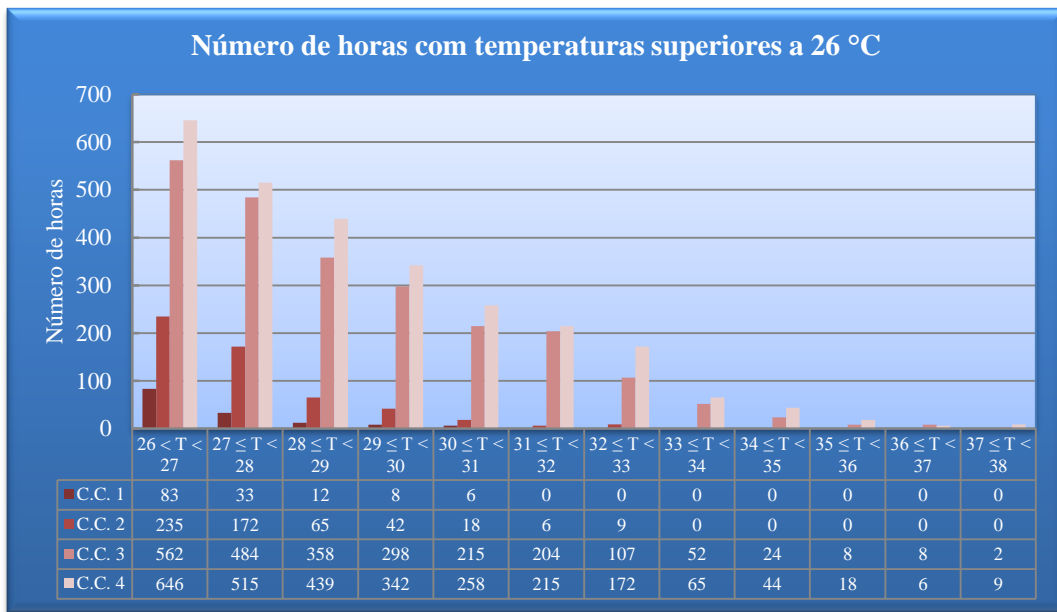


Figura 6.28 – Número de horas em que a temperatura é superior a 26 °C, numa escala de grau a grau.

Do ponto de vista da humidade relativa, outro parâmetro a controlar e que deveria variar entre os 50% e 65% nas 4 zonas em estudo, verifica-se que nas zonas C.C. 1 e 2 o valor da humidade relativa oscila, entre o intervalo dos 60% a 65%, na zona da C.C. 3 os valores situam-se entre os 45% e os 50% cumprindo de um modo geral com o intervalo estabelecido, enquanto a zona da C.C. 4 apresenta valores entre os 35% e 50%, revelando-se a zona crítica no controlo deste parâmetro. Esta exposição pode ser verificada através da consulta da figura 6.29.

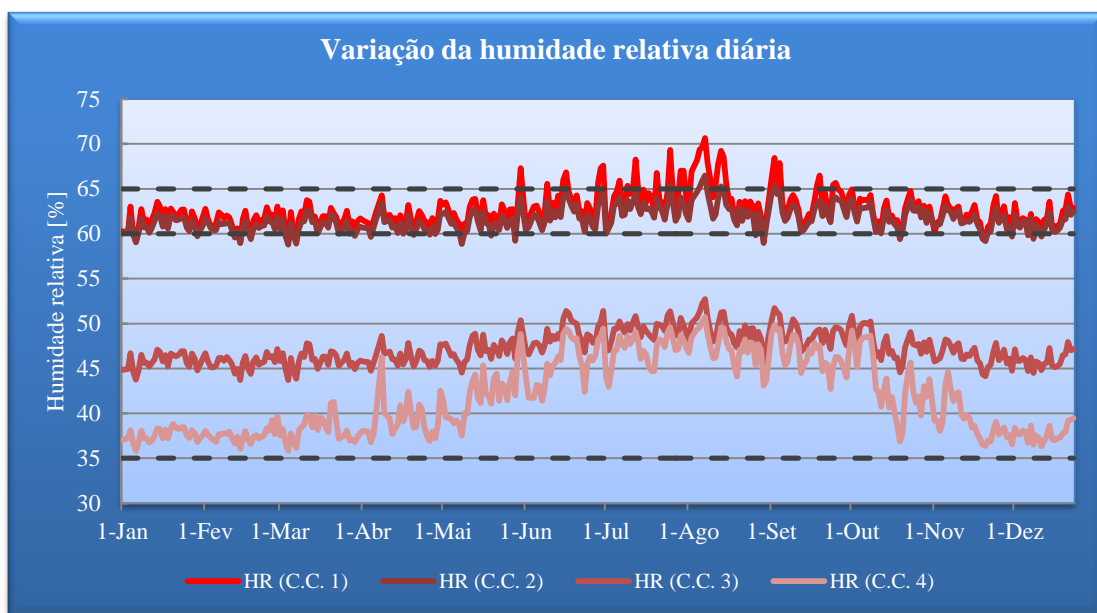


Figura 6.29 – Variação da humidade relativa nas 4 zonas do espaço em estudo.

6.4. Validação da carga térmica de arrefecimento – método manual CLTD adaptado versus software DesignBuilder

Confrontando a carga térmica de arrefecimento obtida por simulação energética dinâmica (1219 kW) com a carga térmica calculada manualmente pelo método CLTD adaptado (1256 kW), figura 6.30, no global o desvio foi de apenas 3,25%, sendo que o desvio das cargas térmicas zona a zona varia entre um máximo de 6,7% para a C.C. 2, e um mínimo de 1,0% para a C.C.3.

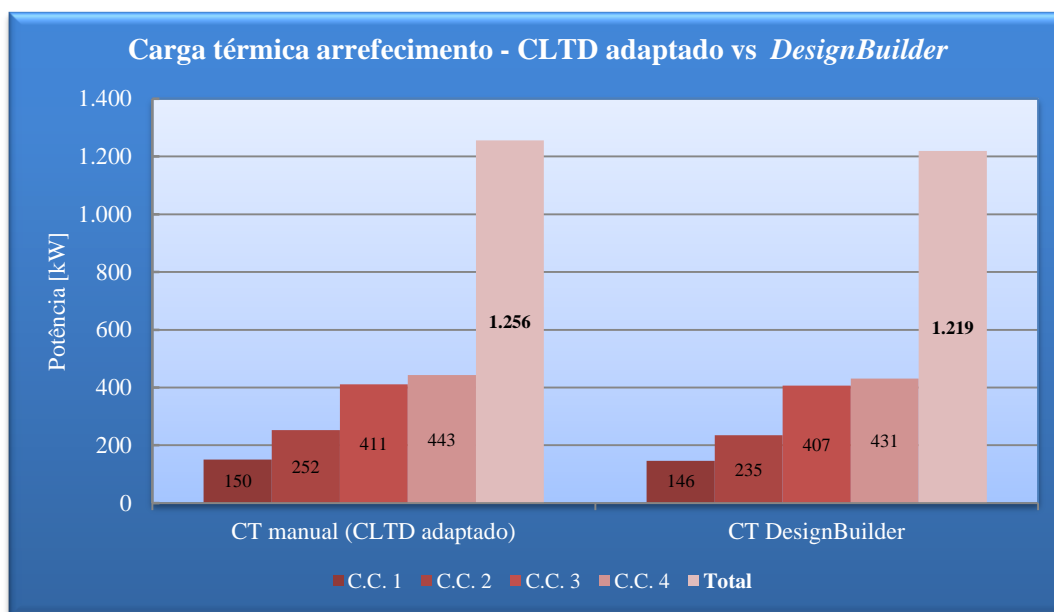


Figura 6.30 – Carga térmica de arrefecimento por zona de afectação das C.C. pelo método manual (CLTD adaptado) e por simulação energética dinâmica (DesignBuilder).

6.5. Capacidade do sistema de climatização

Face aos resultados e à sua análise, tentou-se perceber a razão pela qual as centrais de climatização não conseguem eliminar a carga térmica do espaço, climatizando-o para 26 °C. A resposta assenta no facto da conjugação da temperatura e humidade relativa exterior, em algumas horas de certos dias, não ser a apropriada para o método de arrefecimento evaporativo directo, pois o ar exterior ao passar pela câmara de humidificação não consegue arrefecer o suficiente, para valores consideravelmente inferiores a 26 °C, de modo a que o diferencial de temperatura do ar de insuflação seja o necessário para promover a remoção da carga térmica do espaço.

Para um melhor diagnóstico, e tomando por base a zona onde o número de horas em que o sistema não consegue atingir o valor desejável é menor, ou seja, a zona C.C.1, filtrou-se os dados obtidos para os quais a temperatura apresentava valores superiores aos 26,5 °C no interior e temperatura

exterior superior a 30 °C, estimando assim a temperatura de bolbo húmido e humidade relativa exteriores e calculando a temperatura do ar à saída da câmara de humidificação, tabela 6.3.

Tabela 6.3 – Temperatura de insuflação à saída da central de climatização.

Data/hora	Exterior			Interior	
	Temperatura bolbo seco [° C]	Humidade relativa [%]	Temperatura bolbo húmido [° C]	Temperatura ar [° C]	Temperatura insuflação [° C]
29-06-2002 15:00	30,4	50,0	22,3	27,0	23,1
29-06-2002 16:00	30,1	52,0	22,4	26,9	23,2
02-08-2002 15:00	30,5	48,0	22,0	26,8	22,9
02-08-2002 16:00	30,3	49,0	22,1	26,7	22,9
04-08-2002 14:00	30,0	59,0	23,7	28,1	24,3
04-08-2002 15:00	30,6	59,0	24,2	28,5	24,8
04-08-2002 16:00	30,4	60,0	24,2	28,5	24,8
05-08-2002 15:00	30,1	56,0	23,2	27,6	23,9
09-08-2002 14:00	31,1	44,0	21,7	26,8	22,6
09-08-2002 15:00	31,7	44,0	22,2	27,0	23,2
09-08-2002 16:00	31,5	45,0	22,2	27,0	23,1
09-08-2002 17:00	30,3	50,0	22,2	26,7	23,0
11-08-2002 13:00	33,5	36,0	21,9	27,3	23,0
11-08-2002 14:00	35,5	33,0	22,6	27,9	23,9
11-08-2002 15:00	36,3	32,0	22,9	28,2	24,3
11-08-2002 16:00	36,0	34,0	23,2	28,2	24,5
11-08-2002 17:00	34,5	38,0	23,0	27,8	24,2
11-08-2002 18:00	31,9	45,0	22,6	27,1	23,5
12-08-2002 13:00	32,9	51,0	24,6	29,3	25,4
12-08-2002 14:00	34,9	48,0	25,6	30,2	26,5
12-08-2002 15:00	35,7	47,0	26,0	30,6	27,0
12-08-2002 16:00	35,4	49,0	26,2	30,6	27,1
12-08-2002 17:00	33,9	53,0	25,8	30,2	26,6
12-08-2002 18:00	31,3	60,0	24,9	29,2	25,5
13-08-2002 14:00	30,1	71,0	25,8	29,8	26,2
13-08-2002 15:00	30,8	70,0	26,2	30,2	26,7
13-08-2002 16:00	30,6	71,0	26,2	30,2	26,6
19-09-2002 14:00	30,4	50,0	22,3	27,1	23,1
19-09-2002 15:00	31,1	49,0	22,7	27,5	23,5
19-09-2002 16:00	30,9	51,0	22,2	27,4	23,0

Da análise daqueles valores, resumidos na tabela 6.3, conclui-se que a temperatura do ar à saída da central de climatização é muito elevada e próxima ou mesmo superior aos 26 °C, cujo diferencial entre esta e a temperatura de *set-point* estabelecida não permite a eliminação da carga térmica do espaço, que traduz num significativo aumento da temperatura interior.

As células destacadas correspondem às temperaturas de insuflação superiores a 26 °C, que correspondem às situações mais críticas e que nunca permitiu atingir os 26 °C, mesmo com a insuflação de elevados caudais de ar, permitindo baixar um pouco a temperatura interior mas, como seria de esperar, sempre para valores superiores a 26 °C.

Confirma-se assim que, o método de arrefecimento evaporativo directo, quando os valores de temperatura e humidade relativa do ar exterior são elevados, não apresenta um bom desempenho, pelo que a necessidade de se climatizar a 26 °C ou próximo dessas temperaturas imporá necessariamente uma estratégia diferente para os sistemas de climatização, através por exemplo de um chiller com uma potência de arrefecimento adequada ao valor encontrado da carga térmica total.

7. Oportunidades de melhoria

Neste capítulo foram estudadas acções de melhoria que visam a optimização do caso em estudo, através de propostas de alteração das envolventes e centrais de climatização, recorrendo-se, para tal, ao modelo de simulação que permitiu análise comparativas entre o caso base e aquelas soluções.

Como já se conclui, o sistema da climatização não é adequado para garantir em permanência os valores de temperatura e humidade. Contudo, é objecto tentar minimizar os consumos anuais e eventualmente melhorar as condições interiores sem no entanto alterar o conceito e a definição da empresa.

7.1. Optimização da envolvente

7.1.1. Envolvente opaca

Os materiais que constituem a fachada exterior de um edifício, influenciam as condições interiores de um espaço, nomeadamente a inércia térmica e o valor de isolamento à transferência de calor.

Em consequência, a optimização da envolvente opaca foi objecto de consideração, mas não foi realizada nenhuma solução de modelação da construção e posterior simulação, devido ao valor anual da sua contribuição para a carga térmica, apresentar valores negativos. Desta forma, constata-

se que o edifício em estudo está a ceder calor, por condução, para o exterior, o que neste caso se revela benéfico, visto que o edifício apresenta excesso de carga térmica no interior.

Verificou-se também que se fosse aplicado isolamento nas envolventes, com o objectivo de limitar as trocas térmicas, este iria prejudicar o edifício pois não o deixaria perder tanto calor para o exterior, agravando assim a carga térmica a eliminar e, claro, o custo do material e sua aplicação.

7.1.2. Vãos envidraçados

Os vãos envidraçados, no seu geral, também são responsáveis por perdas e ganhos significativos de calor, mas a sua modificação deve ser devidamente estudada, para que durante o Inverno a absorção dos ganhos solares seja máxima e, no Verão se consiga obter uma boa protecção contra a radiação solar, apresentando contudo valores de condutibilidade térmica baixos, para que a energia despendida para climatizar o espaço interior não seja transferida para o exterior.

No modelo do caso base, realizou-se uma estudo de optimização dos envidraçados, que consistiu na adição de uma película de protecção solar ao vidro duplo, de modo a reduzir os ganhos solares durante todo o ano. Foram realizadas diferentes modelações com diferentes tipos de películas (diferentes factores solares e transmissibilidade luminosa), seleccionando-se películas de baixa protecção dos ganhos internos para o exterior, de modo a não limitar a transferência de calor do interior para o exterior. Contudo, mesmo antes do resultado das simulações, percebeu-se que este possível melhoramento, traria um redução de consumos do sistema de climatização insignificante, devido à baixa contribuição dos ganhos solares para a carga térmica de arrefecimento total, à semelhança das envolventes.

Esta confirmação, foi posteriormente, evidenciada ao analisar os resultados obtidos pela simulação, cuja melhor película, baixou o consumo energético das centrais de climatização em apenas 0,05%, eliminando assim uma oportunidade de melhoria e o respectivo estudo da viabilidade económica, podendo, no entanto, todo o seu estudo ser consultado no Anexo G.

7.2. Minimização dos ganhos internos

Neste subcapítulo apenas foi realizado um estudo de minimização dos ganhos internos relativo à componente da iluminação, visto que na componente dos equipamentos não há espaço para alteração devido à sua preponderância na laboração do produto, enquanto a componente da ocupação para além de ostentar a mesma razão dos equipamentos, também não contribui significativamente para a parcela dos ganhos internos.

7.2.1. Sensores de iluminação

A análise aos sensores de iluminação pretendeu aferir a economia de energia eléctrica com a aplicação de sensores de iluminação. Na empresa estes sensores já se encontram instalados mas, não estão a ser utilizados, pelo que o custo de aquisição e viabilidade económica está posta de parte. Consequentemente, pretendeu-se verificar os resultados da sua utilização, ou seja, demonstrar que com o seu funcionamento se consegue uma poupança que se pode considerar “dupla”, referente ao consumo das luminárias e ao consumo das centrais de climatização.

Os sensores responsáveis pelo controlo da iluminação encontram-se juntos das janelas da fachada noroeste e sudeste, afectando apenas uma área correspondente às três primeiras fileiras, mais próximas de cada fachada.

Com a acção de ligar os controladores de iluminação e resultado da simulação realizada, resultou uma redução de consumos em iluminação de 30.524 kWh/ano, correspondendo a uma diminuição de 12%, figura 7.1.

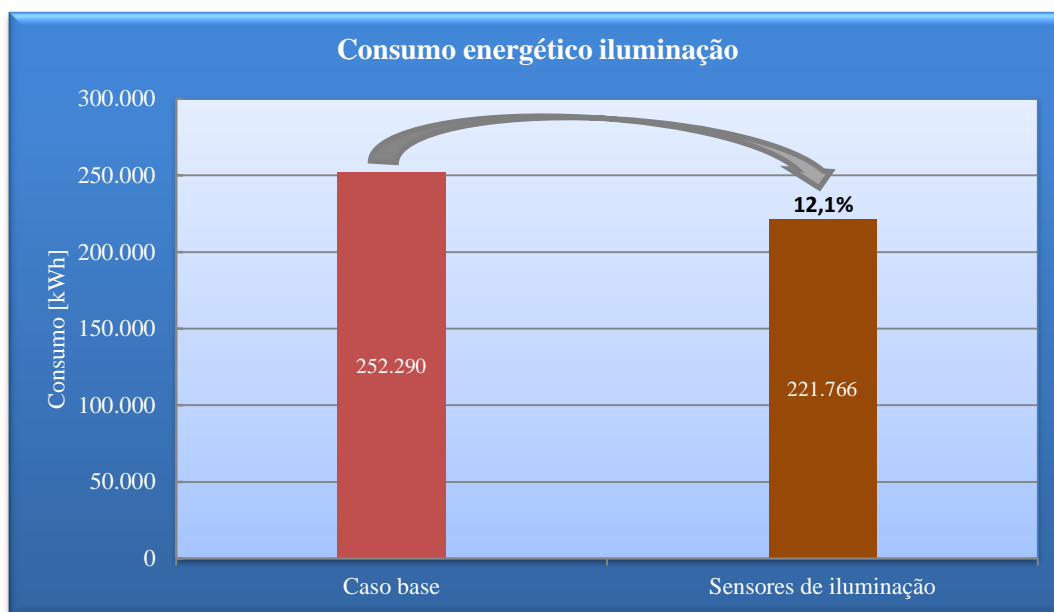


Figura 7.1 – Comparação de consumo das luminárias.

Esta acção influencia as centrais de climatização através de uma diminuição dos ganhos internos que, consequentemente afecta a operação das centrais de climatização, resultado de uma menor necessidade de arrefecimento, apresentando uma diminuição de 1.184 kWh/ano (0,06%), que apesar de parecer insignificante é de se considerar pois com esta modificação não é necessário qualquer custo de aplicação, figura 7.2.

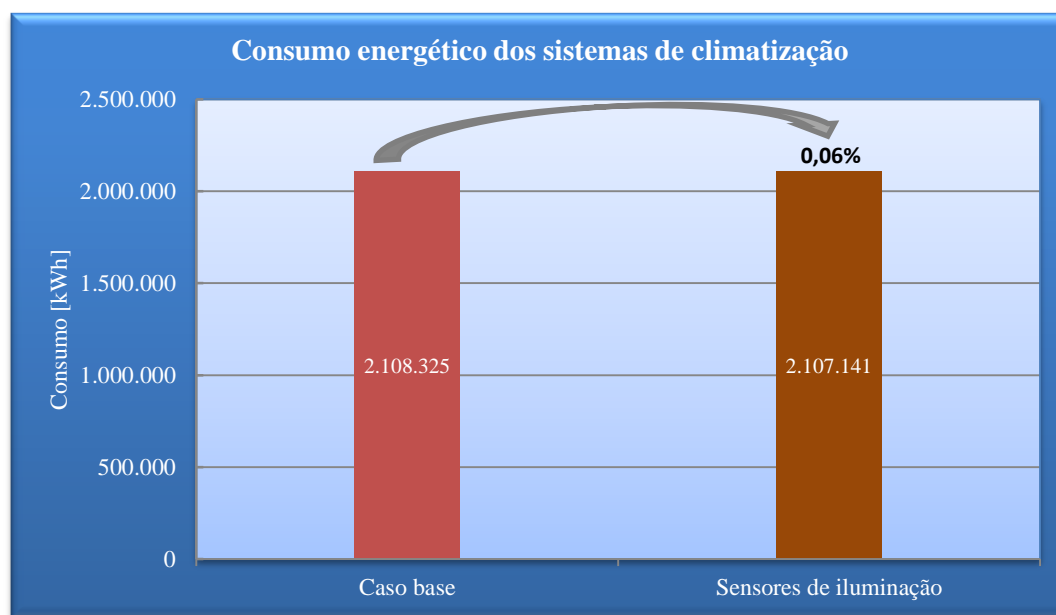


Figura 7.2 – Consumo energético do sistema de climatização para o caso base e para a minimização dos ganhos internos com sensores de iluminação.

7.3. Optimização do funcionamento das centrais de climatização

Neste subcapítulo foram propostas soluções que visam a optimização de funcionamento das centrais de climatização, recorrendo-se, para tal, ao modelo de simulação que permitiu análise comparativas entre o caso base e aquelas soluções. Pretendeu-se assim, avaliar as soluções de optimização isoladamente, mas também realçando que as condições de benefício do conjunto de optimizações não significam a soma dos benefícios das optimizações unitárias.

7.3.1. Aplicação de motores de alta eficiência – IE2 e IE3

Uma medida de optimização que contribui para a eficiência energética, com o objectivo da minimização das perdas energéticas inerentes, recai sobre os ventiladores, utilizando motores eléctricos de alta eficiência que apresentam rendimentos e factores de potência mais elevados que os convencionais. Dentro desta medida, também existem diversos factores a considerar, que recaem sobre a utilização de variadores de frequência para ajustar os motores às suas necessidades, utilização de arrancadores suaves de modo a evitar picos de corrente durante o arranque, dimensionamento correcto dos motores e a garantia dum plano de manutenção adequado, periódico e preventivo.

Visto que os motores dos ventiladores já estão dotados de inversores de frequência que permitem uma elevada poupança energética e arranques suaves, decidiu-se realizar a modulação de duas

simulações de optimização alterando apenas os motores dos ventiladores, por motores de classe de eficiência energética IE2 e IE3, para aferir e comparar os seus consumos.

Um outro factor a considerar na mudança dos motores, passa pelo facto de os motores estarem enclausurados no interior da conduta de insuflação, pelo que são responsáveis pelo incremento da temperatura de insuflação. Com o exposto e tendo em conta a limitação física do sistema de climatização, este factor vai ser ainda mais prejudicial para a obtenção de temperaturas aceitáveis no espaço.

Pela consulta das especificações dos ventiladores, estes necessitam de motores com uma potência 37 kW e rotação de 1000 rpm para o ventilador de insuflação e 30 kW e 1000 rpm para o ventilador de extracção, o que significa motores de 6 polos.

Com isto, consultou-se a Directiva Europeia 640/2009 e a norma IEC 60034-30 do qual a Directiva se baseia, para obter a eficiência mínima das classes de motores IE2 e IE3, tabela 7.1, para a permitir a parametrização dos dois modelos de simulação.

Tabela 7.1 – Classes de eficiência IEC 60034-30 (2008) [43].

50 Hz									
	IE1 – Standard Efficiency			IE2 – High Efficiency			IE3 – Premium Efficiency		
kW	2-pole	4-pole	6-pole	2-pole	4-pole	6-pole	2-pole	4-pole	6-pole
22	89.9	89.9	89.2	91.3	91.6	90.9	92.7	93.0	92.2
30	90.7	90.7	90.2	92.0	92.3	91.7	93.3	93.6	92.9
37	91.2	91.2	90.8	92.5	92.7	92.2	93.7	93.9	93.3
45	91.7	91.7	91.4	92.9	93.1	92.7	94.0	94.2	93.7

Os resultados obtidos perante as simulações apresentaram reduções de consumos energéticos consideráveis, figura 7.3, cuja substituição dos motores pela classe IE2 acarreta uma diminuição nos consumos do sistema de climatização em 4,4%, enquanto a classe IE3 reduz em 5,3%, sendo esta a situação mais favorável em comparação com o caso base.

As reduções aferidas do sistema de climatização correspondem na sua totalidade à parcela dos ventiladores, pois a parcela da câmara de humidificação permanece inalterada, visto não se ter efectuado nenhuma alteração nos seus componentes.

A redução de consumos apresentada pela substituição de motores de alta eficiência é obtida por duas razões fundamentais, uma directa e uma indirecta. A directa passa pelo facto dos motores serem mais eficientes, com menos perdas energéticas, conseguindo reduções dos consumos de energia para o mesmo estado de operação. Já a segunda razão é devido à condicionante do motor libertar menos calor para o ar de insuflação, o que vai influenciar ligeiramente o caudal a insuflar

para climatizar o espaço, pois como a temperatura do ar é inferior, vai ser necessário um menor caudal, que conseqüentemente implica menores necessidades de operação dos ventiladores e com isto menor consumo.

A análise detalhada deste conjunto de simulações pode ser consultada no Anexo H, onde se demonstra as reduções do incremento médio da temperatura, o aumento máximo que o ar de insuflação pode estar sujeito após passagem pelo ventilador, e a diminuição do número de horas em que o *set-point* não é cumprido anualmente e para o dia mais quente no interior do edifício.

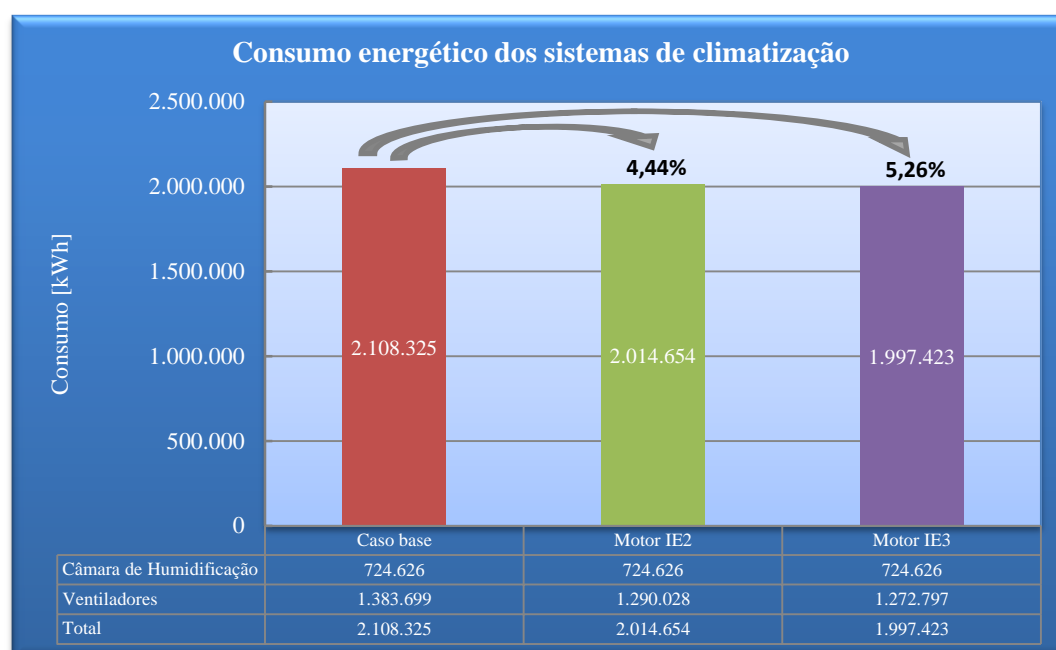


Figura 7.3 – Consumo do sistema de climatização por classe de eficiência do motor.

7.3.2. Aplicação de motores de alta eficiência – IE3 com desacoplamento de motor do ventilador de insuflação

Neste estudo pretendeu-se demonstrar a redução dos consumos e a diminuição da temperatura de insuflação, com a opção de desacoplar o motor do ventilador. Esta solução não tem a pretensão de ser executável a curto prazo, mas sim apenas na necessidade de substituição total do conjunto do ventilador, no caso de avaria ou alguma situação similar, permitindo ponderar as vantagens e desvantagens entre o sistema actual e um novo sistema de accionamento.

Para a realização desta simulação, consideraram-se motores IE3 para os ventiladores de exaustão e insuflação, em que apenas os ventiladores de insuflação foram desacoplados, não influenciando assim o ar de insuflação.

Dos resultados obtidos pela simulação e comparando-os com o caso base, observou-se uma redução de consumos de 5,32%, figura 7.4. Contudo, perante a comparação entre o caso base e a solução motores IE3 com accionamento directo, a sua redução é de 5,26%, podendo parecer errado, mas que é facilmente explicado. Com o desacoplamento do motor o consumo energético irá sempre aumentar em relação ao mesmo motor com accionamento directo, mas pelo facto do motor desacoplado não incrementar o ar de insuflação, as necessidades de operação do ventilador serão inferiores, pelo que o aumento de consumo ao desacoplar o motor, é sobreposto à redução de consumo obtida pela redução do incremento da temperatura do ar de insuflação.

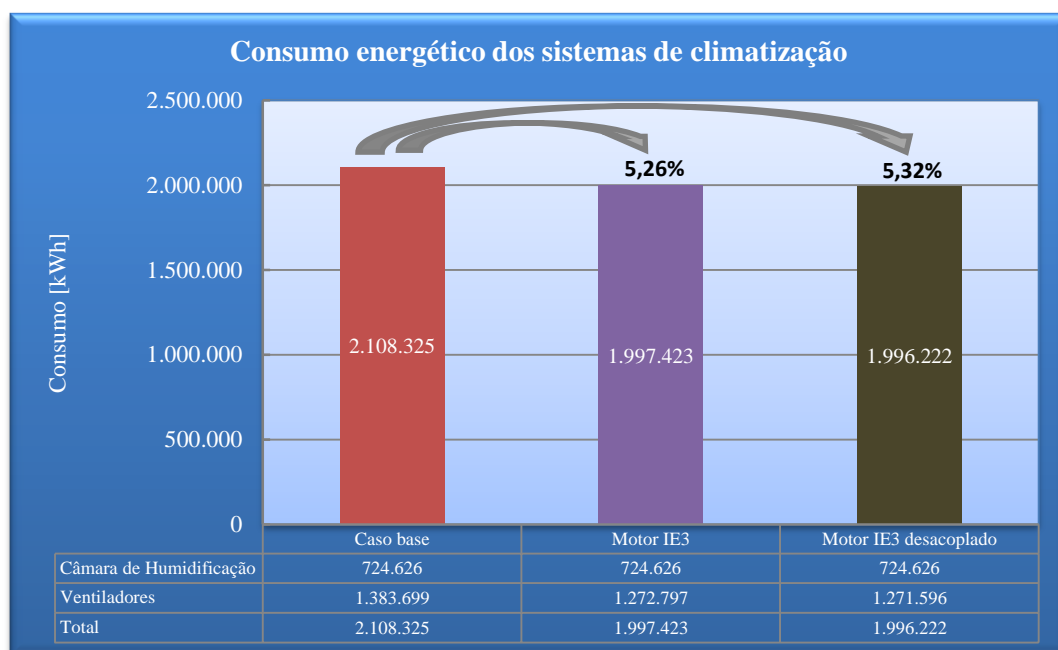


Figura 7.4 – Comparação de consumos relativo aos sistemas de climatização, entre o caso base e o motor IE3 desacoplado (insuflação).

Para uma abordagem mais detalhada da influência do motor estar desacoplado e fora do raio de acção do ar de insuflação, o Anexo I, agrega as comparações do incremento de temperatura do ar de insuflação após passagem pelo ventilador e o número de horas em que o *set-point* não foi cumprido.

7.3.3. Variação automática do caudal de acordo com as necessidades

Neste estudo analisou-se o consumo energético dos sistemas AVAC, no caso de estes variarem o caudal hora a hora de acordo com as necessidades de arrefecimento do espaço, com uma limitação do caudal mínimo de insuflação de 0,1 do caudal máximo (em concordância com um caudal mínimo por ocupante de $60 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$). Esta variação automática de caudais, permite ao sistema de climatização uma maior liberdade de funcionamento para obter as condições interiores,

favorecendo energeticamente devido às menores potências absorvidas, principalmente na estação de Inverno, pois permite uma menor operação e movimentação de caudal, para a obtenção da temperatura estabelecida no *set-point*.

Foram realizadas também modelações de simulação nas mesmas condições da proposta anterior, mas para diferentes temperaturas interiores, variando apenas o *set-point* do interior da zona em estudo.

A solução de variação de caudal automática obteve uma redução do consumo global do sistema de climatização de 25,8%, correspondendo a aproximadamente 536.363 kWh/ano, em comparação com o caso base, figura 7.5. Com a variação automática de caudal, incrementando o *set-point* interior em 1 °C verificou-se uma economia de consumos entre os 3,5 e 4,0% entre eles, como é possível observar pela figura 7.5.

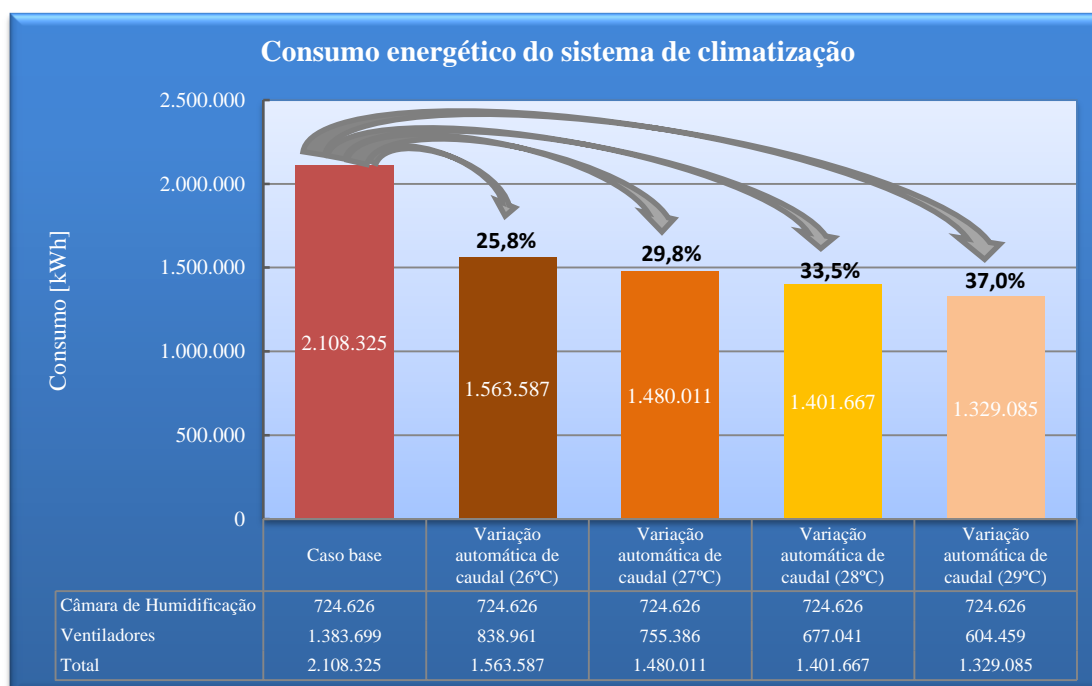


Figura 7.5 – Consumo das centrais de climatização com a variação automática de caudal.

Através da realização desta série de propostas de optimização, é possível concluir que do caso base para a variação automática de caudal com um *set-point* de 26 °C, existe um maior controlo da temperatura no Verão e principalmente no Inverno, durante todas as horas do dia. Estas conclusões podem ser mais perceptíveis a partir do gráfico apresentado na figura 7.6, onde se verifica a variação diária da temperatura média do salão em estudo, para todas as simulações. No caso base vê-se claramente que a temperatura interior acompanha a variação da temperatura exterior, enquanto no caso da variação automática de caudal é perceptível uma variação da temperatura mais

uniforme e constante, em torno do valor do *set-point* de arrefecimento, cujos picos superiores correspondem aos dias em que a média dos valores horários, apresentam temperaturas interiores ambiente superiores à estipulada no *set-point*, devido à limitação da capacidade de arrefecimento do sistema de climatização.

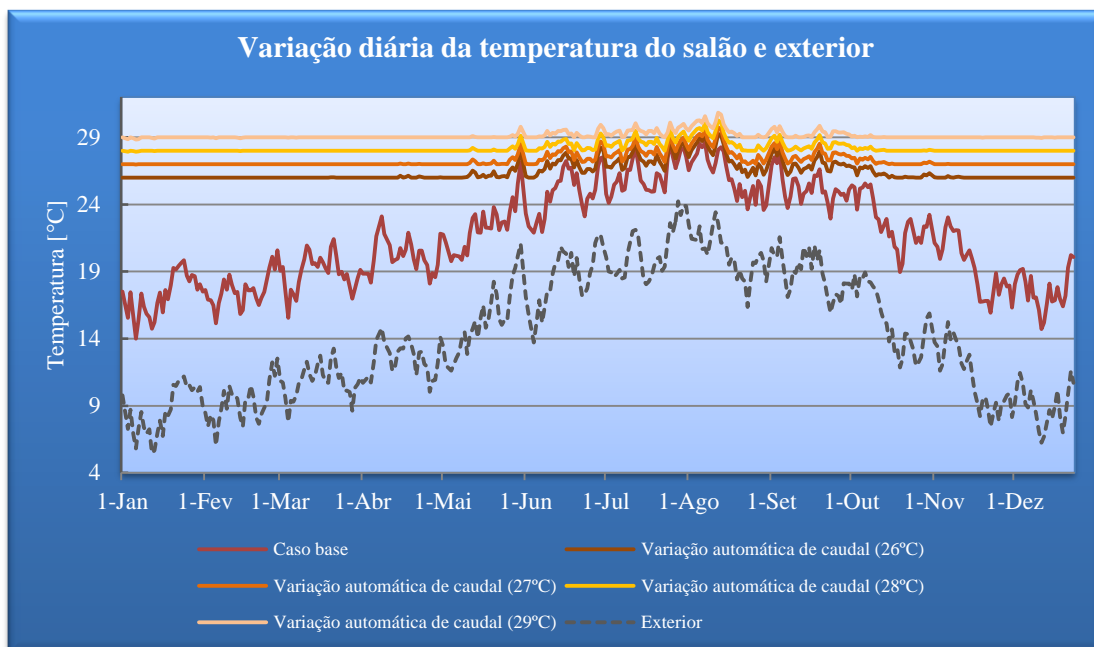


Figura 7.6 – Variação média diária da temperatura no interior da zona em estudo e exterior.

Através do Anexo J, é possível consultar a restante análise efectuada ao nível da variação da temperatura para as 4 zonas afectas pelas centrais de climatização e a evolução do número de horas em que o *set-point* não foi cumprido dependendo da solução realizada.

7.3.4. Recirculação do ar interior

Este estudo pretendeu avaliar a potencialidade de recircular parte do ar de retorno, para as situações em que as condições do ar exteriores são mais desfavoráveis que a temperatura do ar de retorno, incorporando assim esta potencialidade no caso da optimização da solução-controlo da T/HR. A recirculação do ar possibilitaria a obtenção de melhores consumos energéticos pois, o ar interior apresentando melhores condições de arrefecimento, possibilitava que os ventiladores trabalhassem a menor capacidade. No entanto após a análise efectuada, conclui-se que esta medida não seria proveitosa, apresentando custos iniciais ao nível do autómato e de um sistema *bypass* a aplicar à central, que nunca seriam compensados, visto que o consumo energético seria superior. Esta solução apenas seria benéfica, em muito poucas ocasiões, no caso da humidade relativa, pois

permitiu o seu aumento mas com valores irrelevantes. Portanto, a análise efectuada foi remetida para o Anexo K, devido a não constituir relevância primordial.

7.4. Outras estratégias

7.4.1. *Free cooling*

Este tipo de oportunidade de melhoria pretendeu aplicar a estratégia de controlo por *free-cooling*, com o intuito de limitar o funcionamento da câmara de humidificação em situações benéficas do ar exterior. Assim para temperaturas exteriores baixas e humidades relativas altas, permite o desligamento da câmara de humidificação, principalmente no período nocturno da estação de Inverno.

Procedeu-se então, à realização de diversas soluções com diferentes *set-points* de funcionamento da câmara de humidificação, em que se estabelecia a temperatura exterior máxima, para a qual a câmara entrava em funcionamento. Esses *set-points* foram definidos através de uma afinação do modelo onde se tentou balancear os consumos energéticos e a humidade relativa interior, isto é, tentou-se encontrar as temperaturas exteriores “ideais” limite, para o qual o sistema funciona sem a câmara de humidificação, melhorando os consumos, mas sem deixar baixar a humidade relativa interior o mínimo possível.

7.4.2. Substituição das bombas de água

O sistema de bombagem é um elemento a considerar para a optimização energética das centrais de climatização, pois na sua constituição existem equipamentos com perdas energéticas, cuja sua eficiência total depende dos seus constituintes. Com isto, é importante avaliar quais os sistemas que necessitam de ser substituídos, por razões de: desgaste, folgas, dimensionamentos, eficiências, entre outras.

Um factor muito importante neste tipo de sistema, recai sobre a pressão disponível nos atomizadores, pois quanto mais elevada esta for, menor será o diâmetro das gotas de água e maior serão o número de gotas de baixo diâmetro que formará a névoa necessária para uma boa humidificação. A eficiência de humidificação é incrementada devido ao aumento da área de contacto e da troca de energia entre a gota e a massa de ar circundante. Em conjunto com a pressão, o caudal a alimentar os atomizadores também assume um papel importante, pois deve-se assegurar

apenas o mínimo indispensável requerido pelo atomizador, pois quanto maior for o caudal maior será o diâmetro da gota de água.

Com isto e através da consulta das características dos atomizadores, tabela 7.2, pode-se ver a diminuição do tamanho das gotas de acordo com o caudal e pressão de operação. De referir que apesar de só estar representado nas características um limite de pressão de 5 bar, os atomizadores podem operar até um limite de 20 bar.

Tabela 7.2 – Características da névoa criada pelo atomizador [19].

Single fluid nozzles	Liquid pressure [bar]					
	1		2		5	
	Flow rate V̇ [l/min]	Droplet size [μm]	Flow rate V̇ [l/min]	Droplet size [μm]	Flow rate V̇ [l/min]	Droplet size [μm]
Eccentric flow hollow cone nozzle	-	-	1	320	1,44	240
	1,8	700	25	640	36	490

De acordo com a consulta de bibliografia sobre as características a adoptar para os lavadores de ar, seguiu-se a publicação: CIBSE - *Guide B; Heating, Ventilating, Air Conditioning and Refrigeration* e a publicação da ASHRAE - *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration*.

A primeira publicação recomenda uma pressão mínima nos bicos atomizadores de 2 bar para a obtenção de um bom grau de atomização e eficiência de saturação, utilizando um caudal de água de $0.0007 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ para um caudal de ar de $1 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$, com velocidade na secção de humificação na ordem dos $2,5 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

Quanto à segunda publicação já recomenda uma pressão nos bicos atomizadores de 3,77 bar para se obter uma atomização refinada e elevadas eficiências de saturação, cujo rácio de caudal mássico de água-ar usual é de 0,3 a 0,6 ($0,000534 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ para um caudal de ar de $1 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$), com uma velocidade a atravessar a secção de humificação entre os 2,5 e os $4,0 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1}$.

De acordo com o exposto, anteriormente, e seguindo as recomendações conjugadas e mais críticas das duas publicações, a pressão mínima a impor nos atomizadores será na ordem dos 4bar, que terão de ser alimentados por um caudal de água mínimo de $78,2 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, com um rácio de caudal mássico de água-ar mínimo de 0,6, para a obtenção de elevadas eficiências de saturação, mas que terá de estar em concordância com o caudal mínimo necessário a alimentar os atomizadores.

Por conseguinte realizou-se uma avaliação de dimensionamento do sistema actual, “filtrando” os dias mais críticos com temperaturas elevadas e humidades relativas baixas, como o intuito de avaliar o correcto dimensionamento da bomba de água, conferindo o débito de caudal necessário, para a ocorrência de uma humificação perfeita, com uma eficiência de 100%. Resultado deste

estudo, verificou-se que as actuais bombas permitem uma saturação de 100% até nas piores condições, encontrando-se sobredimensionadas em quase 50%.

Assim, conclui-se que seria benéfico a substituição das bombas de água, visto serem bombas antigas e pouco eficientes, apresentando também, desgaste resultante do elevado número de anos de idade e do tempo de funcionamento em contínuo a que estão sujeitas. É então necessário, considerar a baixa eficiência energética tanto da bomba como do motor eléctrico de accionamento, e o facto de as bombas não serem as mais apropriadas para o conjunto de atomizadores presentes, visto debitar mais caudal (156 e $132,4 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$) do que o necessário para a pressão que consegue assegurar nos atomizadores ($\approx 2,5 \text{ bar}$), facto de consideração, pois o correcto dimensionamento da bomba da água ditará uma maior eficiência de humidificação e consumo de água.

Consequentemente, a pressão de operação a seleccionar vai depender de uma análise de custos, pois com o aumento da pressão nos atomizadores vai requerer uma bomba de água com um grande valor de coluna de água que em conjugação com os baixos valores de caudal a movimentar, são de grande dispêndio económico nos quesitos de aquisição e operação. Assim elaborou-se a e os respectivos totais para as pressões correspondentes. a selecção da bomba de água terá de ser estuda pela respectiva viabilidade económica para uma pressão nos atomizadores acima de 4 bar , pois abaixo desse valor, a pressão não é a mais recomendável como já explicado.

tabela 7.3, que nos indica os caudais por atomizador e os respectivos totais para as pressões correspondentes. A selecção da bomba de água terá de ser estuda pela respectiva viabilidade económica para uma pressão nos atomizadores acima de 4 bar , pois abaixo desse valor, a pressão não é a mais recomendável como já explicado.

Tabela 7.3 – Caudal de água total para a pressão de operação a seleccionar.

Atomizadores Lechler - tangencial flow hollow cone nozzles											
Pressão [bar]	0,5	1	2	3	4	5	6	7	10	15	20
<i>Caudal [l/min]</i>	1,58	2,23	3,15	3,86	4,46	4,98	5,46	5,89	7,04	8,62	9,96
<i>Caudal por atomizador [m³/h]</i>	0,095	0,134	0,189	0,232	0,268	0,299	0,328	0,353	0,422	0,517	0,598
<i>Caudal por lado [l/min]</i>	299	421	595	730	843	941	1032	1113	1331	1629	1882
<i>Caudal por lado [m³/h]</i>	18	25	36	44	51	56	62	67	80	98	113
<i>Caudal total [l/min]</i>	597	843	1191	1459	1686	1882	2064	2226	2661	3258	3765
<i>Caudal total [m³/h]</i>	36	51	71	88	101	113	124	134	160	196	226

Assim, considerando-se a hipótese de substituição das bombas de água por bombas de alta eficiência, estabeleceram-se três opções: uma pressão de 4 bar nos atomizadores e um caudal de $101 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$; ou uma pressão de 5 bar e um caudal de $113 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$; ou uma pressão de 6 bar com um

caudal de $124 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, que se pode analisar na tabela 7.4. Contudo também se faz referência para uma bomba de água capaz de impor uma pressão nos atomizadores igual ao do actual sistema.

Tabela 7.4 – Características das bombas de água a considerar.

Designação	Classe motor	Potência absorvida [kW]	Pressão nos atomizadores [bar]	Caudal [m^3/h]	Pressão equipamento [m.c.a.]
<i>Bomba de água alta eficiência</i>	IE3	9,7	2,5	71	27
<i>Bomba de água alta eficiência</i>	IE3	19,3	4	101	47
<i>Bomba de água alta eficiência</i>	IE3	29,0	5	113	57
<i>Bomba de água alta eficiência</i>	IE3	35,8	6	124	67

7.4.3. Isolamento exterior das condutas de insuflação

O isolamento das condutas de insuflação é uma possível optimização a considerar, pois limitam as trocas de calor (ganho ou perda de calor) entre o fluido que circula no interior das condutas com o meio circundante, e assim evita ou diminui a possibilidade de aumentar a temperatura no interior da conduta, bem como evita problemas de condensação, que no seu conjunto contribuirão para a minimização da energia requerida para a distribuição do calor necessário no interior do espaço a climatizar.

Esta solução irá garantir que a temperatura do ar tratado se mantenha o mais constante possível ao longo dos troços de conduta, reduzindo as variações e flutuações da temperatura, sendo o fluido insuflado sem sofrer um grande incremento, evitando assim o ganho de calor desnecessário e diminuindo os recursos económicos, através da conservação de energia.

Como as centrais de climatização em certas circunstâncias estas limitadas na sua capacidade de arrefecimento, um ligeiro incremento da temperatura de insuflação ao longo das condutas sem isolamento e para os elevados caudais em operação, influenciaria significativamente o ar interior, pelo que é essencial garantir que a temperatura de insuflação seja aproximadamente a mesma que à saída da câmara de humificação.

O isolamento a considerar terá de ser especialmente concebido para a componente térmica, sem requisitos ao nível da acústica, devendo envolver completamente a conduta, em que todas as juntas devem ser correctamente tratadas de modo a evitar perdas pelo local, figura 7.7. A espessura mínima a aplicar segundo o RSECE (meramente orientador neste caso) será de 50 mm quando as condutas estão colocadas no exterior, e de 30 mm quando colocadas no interior do edifício.

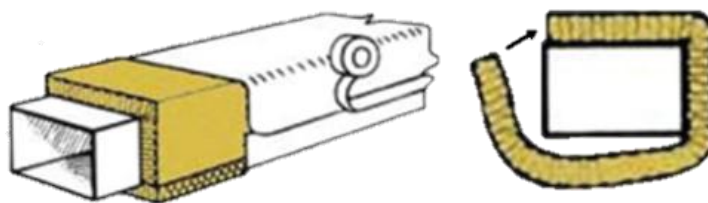


Figura 7.7 – Método de isolamento conduta rectangular.

Na selecção do tipo de isolamento a utilizar, é importante recolher informações sobre a sua capacidade de isolamento, nomeadamente a condutibilidade térmica, massa volúmica e temperatura de utilização. De notar que quanto mais baixa for a condutibilidade térmica mais eficaz é o isolamento para uma determinada espessura.

Com isto realizou-se um estudo, através de uma série de folhas de cálculo programadas e compiladas, que dependendo da temperatura do ar de insuflação e da temperatura exterior, mostra a economia de quantidade de calor que não é desperdiçado, dependendo da espessura do isolamento, como já foi provado cientificamente.

Para este estudo foi considerado a condutibilidade térmica do isolamento constante e igual a $0,040 \text{ W/m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$ (correspondendo à lã de rocha e lã de vidro), ignorou-se os ganhos por radiação e ignorou-se a transferência de calor por condução aquando o cálculo dos ganhos de calor pela conduta sem isolamento pelo facto da condutibilidade térmica dos metais ser muito elevada e assim a sua resistência por condução ser desprezável.

Foram considerados a temperaturas média do ar de insuflação anual e a temperatura média anual do espaço onde está localizado a rede de condutas de insuflação, ambas obtidas pela consulta dos resultados obtidos pela modelização no *software DesignBuilder*, do qual também se reteve a capacidade de arrefecimento anual do sistema de climatização e o respectivo consumo energético.

8. Optimização da operação do sistema de climatização instalado

Neste capítulo são analisadas detalhadamente as soluções de melhoria, identificados no capítulo anterior mas, agora, numa perspectiva da sua adopção conjunta e apenas daquelas que se demonstraram com potencial de utilização e que resultará numa proposta de optimização final.

Desde logo, é prevista a activação do sistema de controlo da iluminação, já instalado e que induz às poupanças contabilizadas e apresentadas no capítulo anterior, quer devido ao menor número de horas de funcionamento do sistema de iluminação, quer por via da redução dos ganhos internos.

No que concerne ao sistema de climatização, a solução proposta corresponde à adopção de um conjunto de medidas encontradas, ao longo do estudo, que se considerou contribuir de forma objectiva para a optimização da operação do sistema de climatização e que se caracteriza por:

- Substituição dos actuais motores por outros de elevada eficiência (classe IE3);
- Modulação automática do caudal de ar a insuflar em função das necessidades de arrefecimento controlando, o par de parâmetros T/HR;
- Estratégia de controlo por *free-cooling* aliada ao ponto anterior;
- Substituição do sistema de bombagem da secção de humedificação;
- Isolamento térmico exterior da rede de condutas de insuflação de ar.

Optimização Energética de um Sistema de Climatização Industrial

Capítulo 8 – Optimização da operação do sistema de climatização instalado

A adopção desta solução integrada potencia uma redução do consumo energético, associado à climatização da nave industrial, estimada em cerca de 23%, conforme se observa da figura 8.1, ao que corresponde uma redução de 42.169 € por ano aos custos de exploração. Este valor é obtido para a consideração do sistema de bombagem que garante 4 bar nos atomizadores, podendo este valor sofrer alteração dependendo da substituição do sistema de bombagem seleccionado.

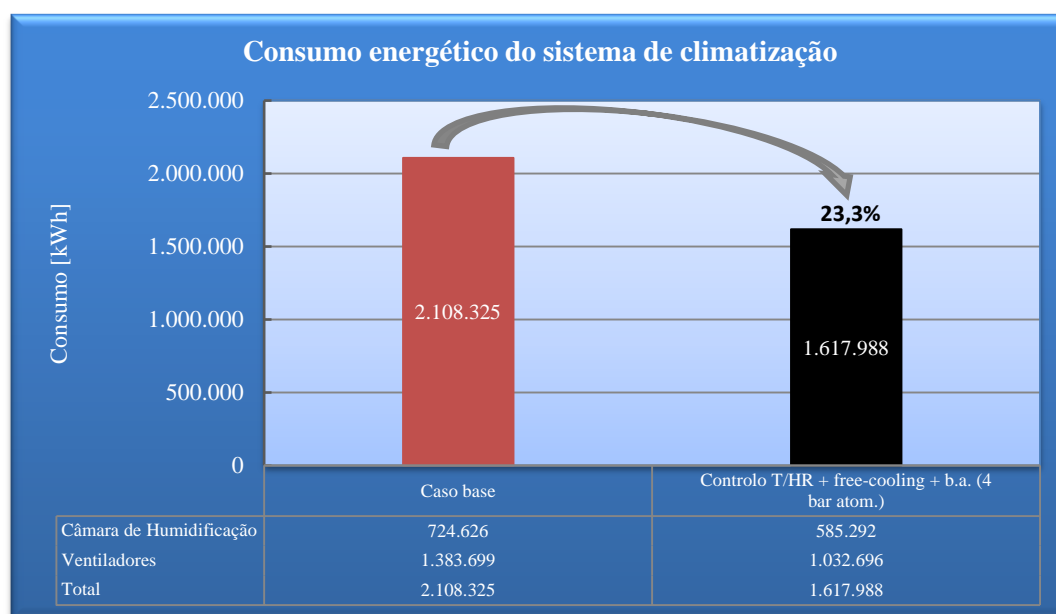


Figura 8.1 – Consumo energético do sistema AVAC.

A adopção das estratégias de controlo que estão subjacentes à proposta de optimização final resultou ainda a definição de diferentes *set-points* de temperatura para as diferentes zonas a climatizar, tabela 8.1, cuja adopção é fundamental na estratégia de gestão, e, por tal, à sua parametrização. Da tabela 8.1 também é possível verificar o intervalo da humidade relativa encontrado durante os períodos considerados para os *set-points* definidos.

Tabela 8.1 – Set-point das zonas a climatizar estabelecido.

Data	Horário	Zona C.C. 1		Zona C.C. 2		Zona C.C. 3		Zona C.C. 4	
		T [° C]	HR [%]	T [° C]	HR [%]	T [° C]	HR [%]	T [° C]	HR [%]
De 1 Janeiro a 15 Março	Das 0h às 9h	18,0	29,7 - 62,6	18,0	29,7 - 62,7	18,0	29,2 - 50,4	18,0	93,2 - 48,4
	Das 9h às 23h	21,0	29,8 - 63,3	21,0	29,3 - 63,3	22,0	29,9 - 50,5	22,0	29,9 - 48,7
De 15 Maio a 10 Outubro	Das 0h às 1h	22,0	33,0 - 72,5	22,0	33,0 - 65,1	24,0	31,8 - 51,3	24,0	31,8 - 49,3
	Das 1h às 9h	18,0	34,8 - 77,3	18,0	34,3 - 67,9	20,0	32,8 - 52,3	20,0	32,9 - 50,6
	Das 9h às 23h	22,0	32,8 - 76,7	22,0	32,8 - 67,5	24,0	31,9 - 52,3	24,0	31,9 - 50,7
De 10 Outubro a 15 Outubro	Das 9h às 23h	26,0	32,3 - 70,2	26,0	32,1 - 66,5	26,0	32,9 - 52,3	26,0	32,8 - 50,3
	Das 2h às 9h	24,0	29,0 - 72,9	24,0	29,8 - 68,1	25,0	29,4 - 53,5	25,0	30,4 - 51,4
	Das 9h às 23h	26,0	35,4 - 81,1	26,0	34,9 - 71,7	26,0	34,7 - 56,9	26,0	34,6 - 54,7
De 15 Outubro a 15 Novembro	Das 9h às 23h	23,0	32,2 - 68,9	23,0	32,1 - 62,7	25,0	30,7 - 50,2	25,0	30,7 - 48,4
	Das 2h às 9h	18,0	30,7 - 71,6	18,0	29,3 - 66,5	21,0	29,2 - 51,1	21,0	29,2 - 49,2
	Das 9h às 23h	23,0	32,2 - 69,7	23,0	33,4 - 65,7	25,0	31,3 - 51,5	25,0	31,4 - 49,7
De 15 Novembro a 31 Dezembro	Das 0h às 9h	18,0	30,4 - 56,2	18,0	30,4 - 56,0	18,0	28,7 - 49,9	18,0	28,5 - 47,8
	Das 9h às 23h	21,0	29,8 - 58,6	21,0	30,7 - 58,7	22,0	29,7 - 51,1	22,0	29,6 - 49,1

Ainda que, por limitações físicas das actuais centrais de climatização se mantenha um número de horas anuais em que as condições óptimas de T/HR não são atingidas, nas restantes horas atinge-se um melhor compromisso T/HR e próxima da ideal mas induzindo a menores custos de exploração.

Através da análise dos valores constata-se que o número de horas num ano em que a temperatura é superior aos 26 °C é similar para o caso base e para a solução optimizada final, figura 8.2, ocorrendo principalmente no Verão devido á limitação física das centrais de climatização que são mais perceptíveis nas zonas críticas de necessidade de arrefecimento (zona C.C.3 e C.C.4).

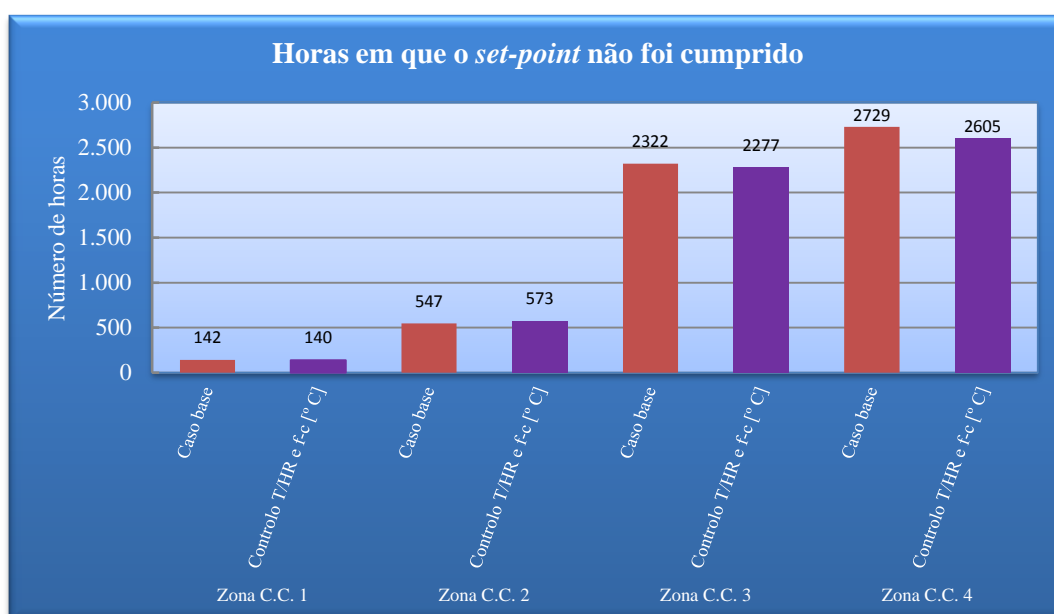


Figura 8.2 – Número de horas em que a temperatura é superior ao estabelecido.

Relativamente ao número de horas num ano cuja temperatura é inferior a 18 °C, conclui-se que a solução optimizada final cumpre sempre com os limites inferiores dos *set-points*, isto é, existe um controlo do sistema de climatização que interage com a zona a climatizar não deixando a temperatura do espaço em estudo baixar dos valores pré definidos de *set-points* enunciados anteriormente. É nesta componente que o caso base-situação real é crítica, pois como não existe um controlo automático da temperatura, esta baixa significativamente aquando as necessidades de arrefecimento são mais reduzidas, sendo mais perceptível estas ocorrências durante o período nocturno e/ou Inverno para as zonas menos críticas (zona C.C. 1 e C.C. 2) de necessidade de arrefecimento da nave industrial,

figura 8.3.

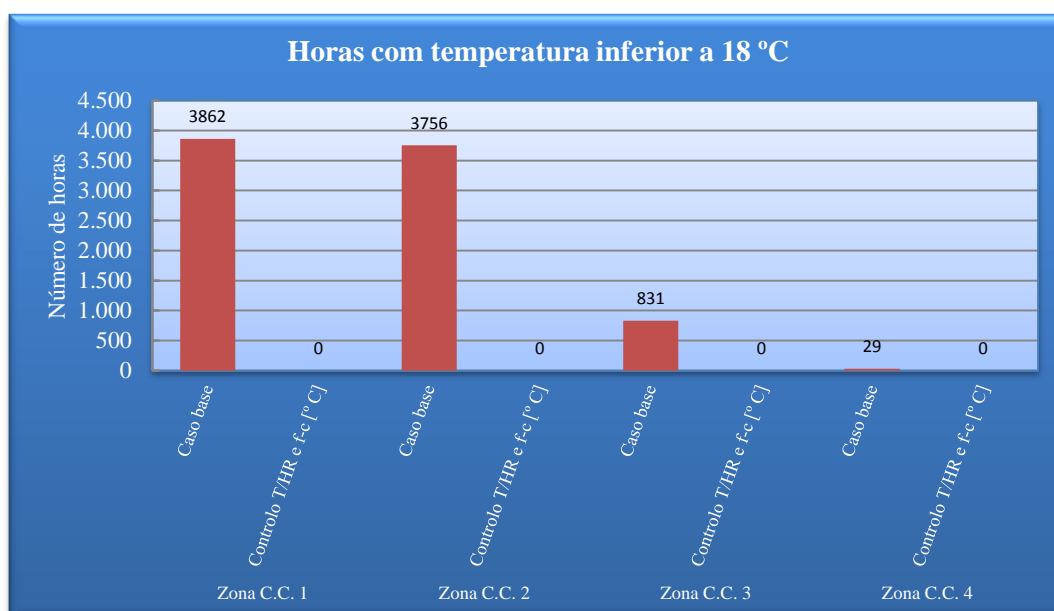


Figura 8.3 – Número de horas em que a temperatura é inferior a 18 °C.

A solução optimizada final, já depois de sofrer o controlo do parâmetro da humidade relativa, ainda apresenta um número de horas em que o intervalo da humidade relativa não é o “ideal”, devido ao facto do caudal de ar insuflado ser mais baixo em comparação com o caso base. Contudo o intervalo é razoável e acima do limite para aparecimento de problemas de electricidade estática. No entanto, a zona da C.C.4 resultado do controlo efectuado, conseguiu uma redução do número horas, em comparação com o caso base no intervalo entre os 35% e 45%, conseguindo um maior número de horas em torno do intervalo “ideal”.

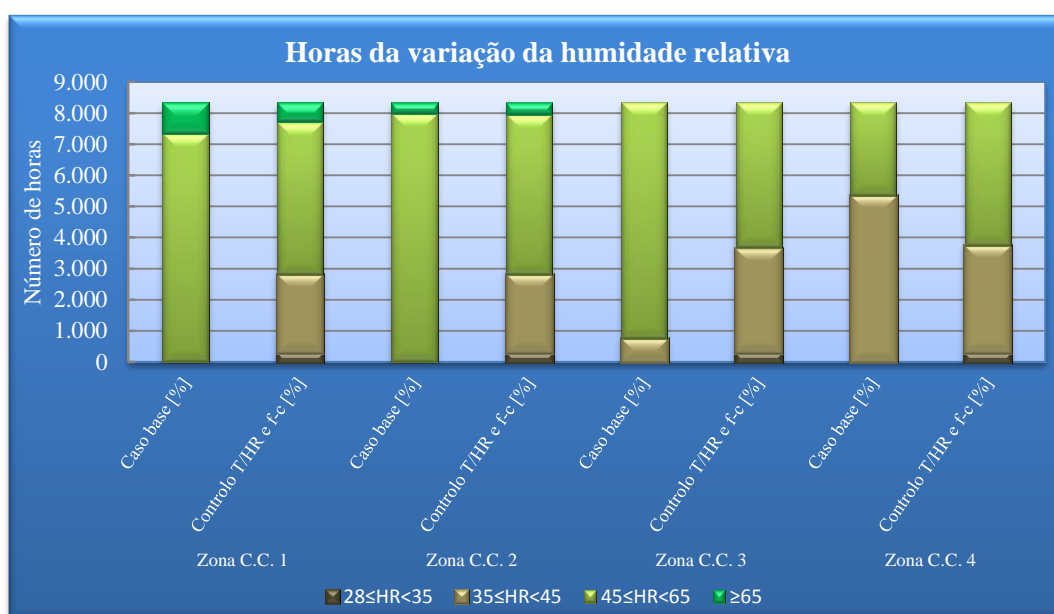


Figura 8.4 – Intervalos da humidade relativa e respectivo número de horas associado.

8.1. Apresentação dos resultados que levaram à solução otimizada

Neste subcapítulo pretendeu-se estudar e analisar o comportamento das centrais de climatização, aquando a aplicação das oportunidades de melhoria, identificadas no capítulo anterior e que deram origem à solução final.

8.1.1. Optimização da solução – apenas com controlo da T

Na optimização da solução – controlo da temperatura obtiveram-se reduções de consumos, rondando os 30%, que equivale a uma poupança energética 618.321 kWh/ano, e com temperaturas constantes em torno dos 26 °C em grande parte do tempo para as zonas da C.C. 1 e C.C. 2.

Apesar dos bons resultados divulgados, esta optimização acarreta uma desvantagem ao nível da humidade relativa, visto que o sistema varia o caudal de insuflação, dependentemente da carga térmica a eliminar para a obtenção da temperatura interior requerida de 26 °C. Em algumas situações, nomeadamente no Inverno e em dias mais frios, o caudal é muito reduzido o que faz com que a humidade no interior do edifício atinja valores abaixo dos 35% num número significativo de horas.

Com o exposto, esta solução apesar de interessante e benéfica em termos de consumos energéticos, não permite o controlo da humidade relativa para os valores considerados ideais ou próximos destes, factor considerativo para a empresa, pelo que se tornou necessário adaptar esta solução e

aumentar a humidade relativa interior. Contudo o aumento da humidade relativa acarreta uma variação de temperatura e do caudal a insuflar, devido à limitação do arrefecimento evaporativo, que não permite o controlo da humidade, pois esta é dependente das condições climatológicas exteriores.

8.1.2. Optimização da solução – controlo T/HR

Em consequência do ponto imediatamente anterior, houve necessidade de impor o controlo da humidade relativa ao sistema de climatização.

Para reduzir esta limitação teve-se de realizar diversas simulações para afinar o modelo, com diferentes *set-points* interiores, consoante os meses mais frios e quentes e para as horas diurnas e nocturnas. Pela análise dos dados obtidos a cada hora, para o período diurno, nocturno e mensalmente, verificaram-se as humidades relativas interiores abaixo dos 35 %, definindo-se posteriormente *set-points* de temperatura mais baixos que os 26 °C, forçando assim as centrais a insuflar mais caudal e como consequência aumentar a humidade relativa do espaço em estudo.

De referir que esta afinação foi muito difícil de parametrizar pois todas as variáveis dependem apenas das condições exteriores, sendo necessário chegar a um compromisso para uma boa média da humidade relativa acima dos 35%, limitando também o excesso de ventilação e temperaturas interiores muito baixas, de modo a que os consumos energéticos não aumentassem consideravelmente e o conforto térmico não fosse demasiado afectado.

Como resultado das diversas simulações efectuadas de aproximação ao controlo óptimo, chegou-se a uma estipulação dos *set-points*, que obtiveram os resultados mais apreciáveis, chegando assim a optimização da solução anterior, denominada agora por optimização da solução – controlo da temperatura e humidade relativa.

Posto isto, e após tratamento dos dados, os resultados obtidos, figura 8.5, comparam os consumos energéticos das centrais de climatização entre o caso base, a solução com apenas controlo da temperatura e a solução com controlo da temperatura e humidade relativa.

Com a optimização da solução com controlo T/HR para valores superiores a 35%, houve um incremento significativo do consumo energético, em comparação com a solução com controlo da T, em cerca de 13%, conseguindo mesmo assim uma melhoria substancial, em comparação com o caso base de 17,1%.

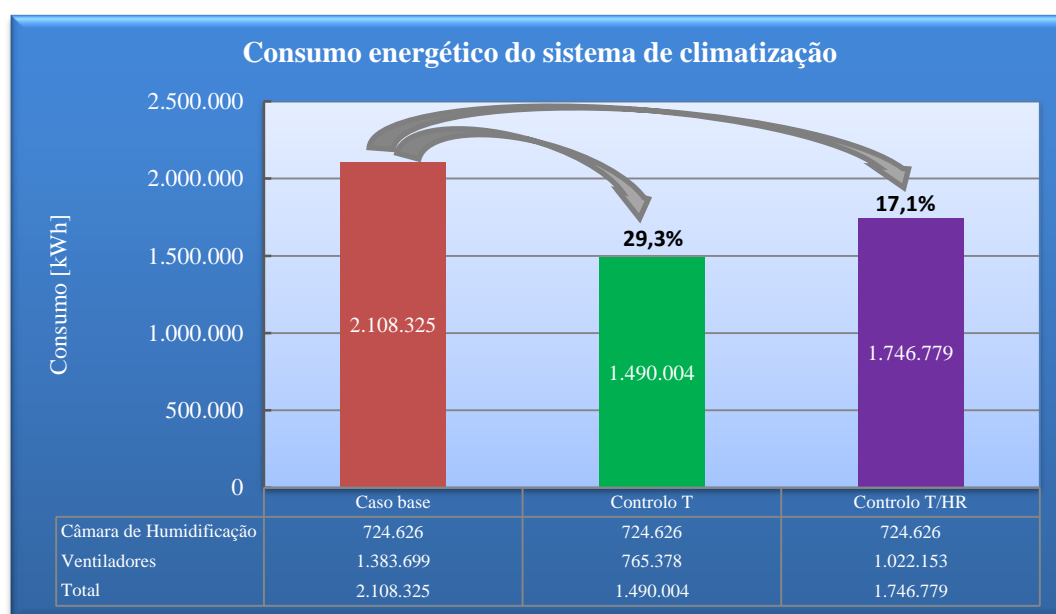


Figura 8.5 – Consumos energéticos do sistema de climatização.

Para o caso base, a humidade relativa apresenta os valores ideais, numa gama de 60% a 70%, contudo a temperatura interior é bastante variável, com temperaturas muito baixas no Inverno, considerando-se como uma desvantagem, pois afecta ao nível de conforto dos funcionários (baixas temperaturas) e prejudica os consumos energéticos das centrais de climatização, pois operam a uma necessidade mais alta do que o necessário.

A solução com controlo da T para além da vantagem da economia energética já demonstrada, apresenta uma temperatura sempre constante em torno do *set-point* definido, não cumprindo com ele apenas nas horas de elevada temperatura exterior. Contudo as baixas humidades relativas que chegam a ser inferiores a 30% em algumas situações contribuem para uma desvantagem preponderante, visto que nessa gama de humidades aumentaria consideravelmente a probabilidade de ocorrência de problemas de electricidade estática, para além dos problemas ao nível do conforto dos funcionários e qualidade do produto em laboração.

Posto isto, a solução com controlo da temperatura e humidade relativa apresenta-se a mais favorável entre as três, pois apresenta também uma boa poupança energética em relação ao caso base, a temperatura mantém-se constante e com um cumprimento do *set-point* aceitável, com um intervalo da humidade relativa muito próximo do ideal para a zona da C.C. 1 e C.C. 2, e um intervalo de humidade relativa razoável para a zona da C.C. 3 e C.C. 4, que apesar de não ser o ideal, oscilando em torno dos 35% e 50%, estão acima do limite de aparecimento de electricidade estática e não estão muito longe da gama ideal de humidades para os produtos em laboração.

De salientar que apesar do intervalo de humidade relativa, para a zona da C.C. 4 não ser o ideal, este é mais satisfatório até que o caso base, melhorando assim as condições interiores da zona mais crítica entre as quatro consideradas.

Perante o descrito e para uma abordagem mais detalhada as figura 8.6, figura 8.7 e figura 8.8 apresentam a variação diária dos parâmetros T/HR para a zona menos critica (C.C. 1), para a zona mais crítica (C.C.4) e para o espaço que engloba as 4 zonas virtuais.

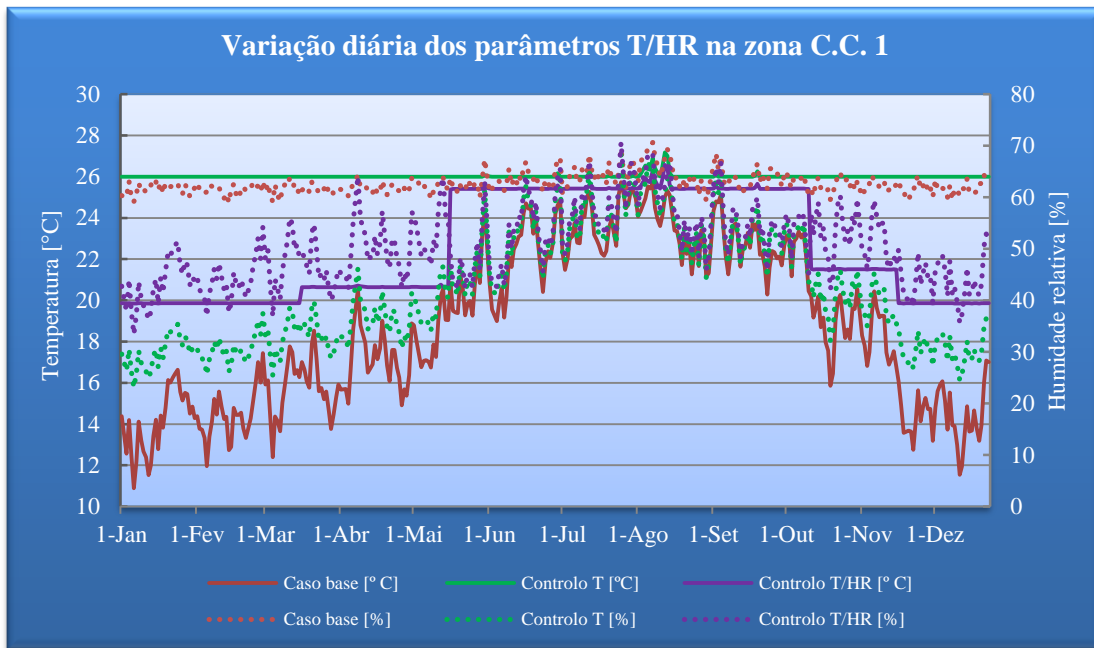


Figura 8.6 – Variação da temperatura e humidade relativa média diária da zona C.C. 1.

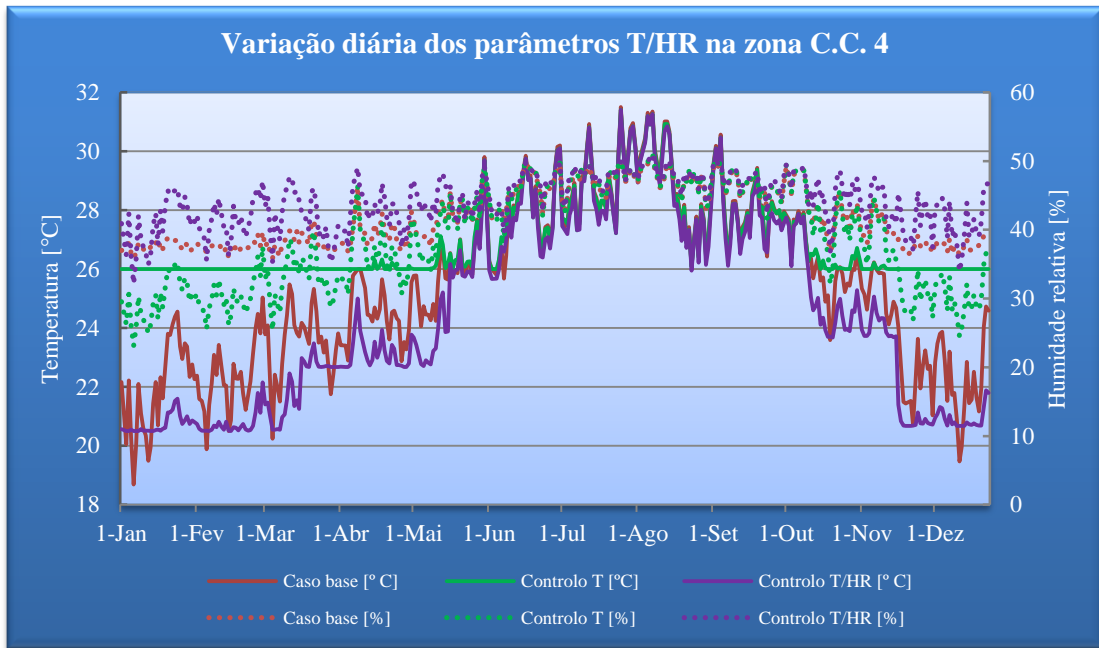


Figura 8.7 - Variação da temperatura e humidade relativa média diária da zona C.C. 4.

A evolução em média de cada dia, para os parâmetros T/HR, relativos ao salão global em estudo, pode ser visualizada através da figura 8.8.

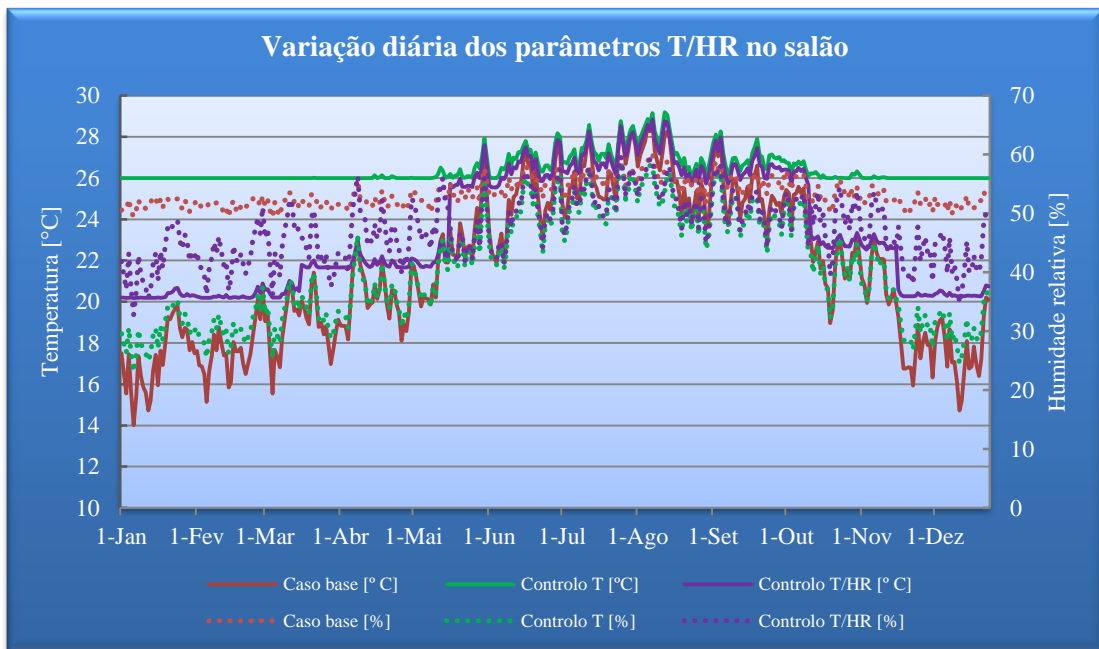


Figura 8.8 – Variação da temperatura e humidade relativa média diária do salão em estudo.

Para complementar a análise da humidade relativa interior, a tabela 8.2, reúne o número de horas, num ano, em que cada simulação teve valores inferiores e superiores a 35%. Visualiza-se então a distribuição da humidade relativa nos três casos simulados, do qual é notória o baixo número de

horas, quase insignificante, em que a solução com controlo da temperatura e humidade relativa, apresentou valores inferiores a 35%, com a contabilização total de 215 horas, para as zonas mais críticas C.C. 3 e C.C. 4.

Tabela 8.2 - Contabilização do número de horas para os intervalos de humidade relativa considerados.

Designação		30≤HR<45	35≤HR<45	45≤HR<65	≥65
Zona C.C. 1	Caso base [%]	0	0	7347	981
	Controlo T [%]	2679	2606	2546	497
	Controlo T/HR [%]	52	2453	5212	611
Zona C.C. 2	Caso base [%]	0	0	7992	336
	Controlo T [%]	2685	2606	2775	262
	Controlo T/HR [%]	60	2457	5446	365
Zona C.C. 3	Caso base [%]	0	761	7567	0
	Controlo T [%]	2689	2612	3027	0
	Controlo T/HR [%]	215	3443	4670	0
Zona C.C. 4	Caso base [%]	0	5337	2991	0
	Controlo T [%]	2689	2634	3005	0
	Controlo T/HR [%]	215	3533	4580	0

Relativamente ao dia mais quente do ano no interior do salão em estudo, a figura 8.9, demonstra de hora a hora, a evolução da temperatura e humidade relativa das três soluções em análise, com a solução otimizada HR, durante a madrugada a baixar em 1 °C a temperatura interior, para que a humidade relativa se mantenha acima dos 45%, com um pico de temperatura de 35 °C às 15h para todos os casos simulados, devido à já explicada incapacidade do sistema em eliminar os ganhos térmicos presentes no interior.

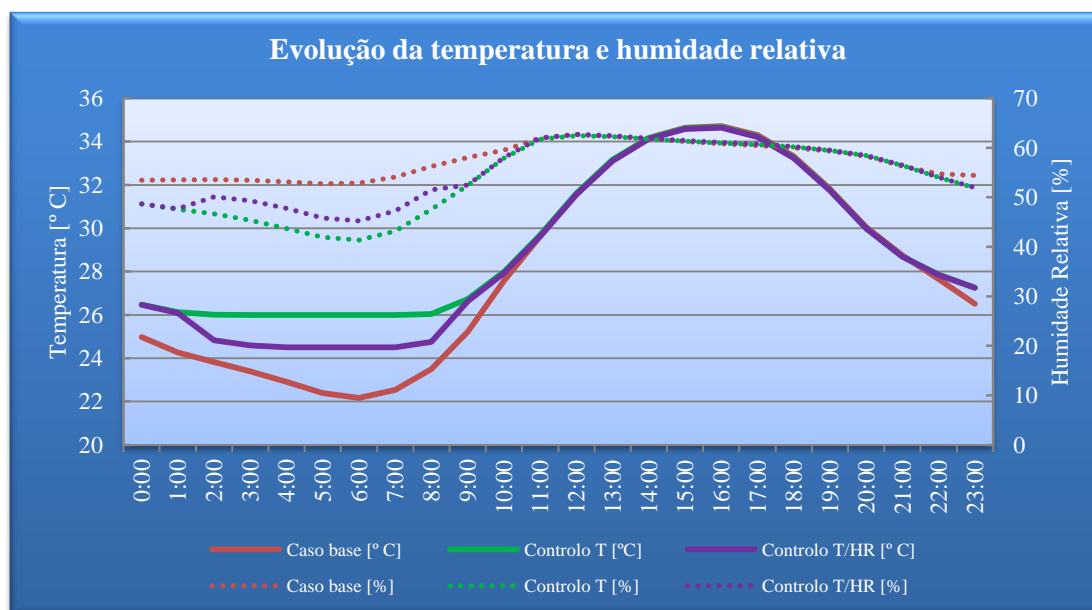


Figura 8.9 – Evolução da temperatura e humidade relativa interior no dia mais quente do ano no interior do espaço em estudo.

Considerou-se relevante verificar a evolução da temperatura e humidade relativa no mês mais frio no interior do espaço em estudo e comparar entre o caso base e os dois processos de optimização da solução.

Para o caso base conclui-se que a temperatura é baixa, variando entre o intervalo dos 10 °C e 20 °C para a C.C. 1 e C.C. 2, causando os já enunciados consumos energéticos elevados e desconforto térmico. Já a humidade relativa tem bons resultados, com valores muito constantes entre os 60% e 65%, fruto das baixas temperaturas e elevados caudais insuflados desnecessários. Relativamente à zona da C.C. 3 a temperatura varia dos 15 °C a 23 °C e a humidade relativa situa-se num intervalo bom, entre os 45% e 50%. No entanto, para a zona da C.C. 4 a temperatura varia entre os 19 °C e os 26 °C, e com a humidade relativa a entre os 35% e 40%.

No caso da solução com controlo da T e para todas as zonas, a temperatura é controlada para os 26 °C, apresentando-se sempre constante, mas analisando a humidade relativa, esta é prejudicial apresentando valores de 20% o que torna esta optimização inviável, apesar da redução de consumos energéticos “apetecível”.

Posto isto, a solução com controlo da T/HR é mais viável, pois apresenta as melhores características dos dois casos anteriores, com uma boa redução dos consumos energéticos e um boa “gama” de temperaturas e humidades relativas que se colocam entre as duas soluções anteriores. No caso da zona C.C. 1 e C.C. 2 a temperatura varia nos períodos nocturnos e diurnos entre os 18 °C e 21 °C respectivamente, que consequentemente controla a humidade relativa entre os 35% e os 50%. Para a zona da C.C. 3 e C.C. 4 a temperatura varia entre os 18 °C e os 22 °C permitindo assim um bom ajuste da humidade relativa entre os 35% e 47%, conseguindo inclusive melhores resultados de humidade em comparação com os dois outros casos para a zona da C.C. 4.

Perante o descrito e para uma abordagem mais detalhada as figura 8.10, figura 8.11 e figura 8.12 apresentam a variação dos parâmetros T/HR no mês mais frio do ano (Fevereiro) para a zona menos critica (C.C. 1), para a zona mais crítica (C.C.4) e para o espaço que engloba as 4 zonas virtuais.

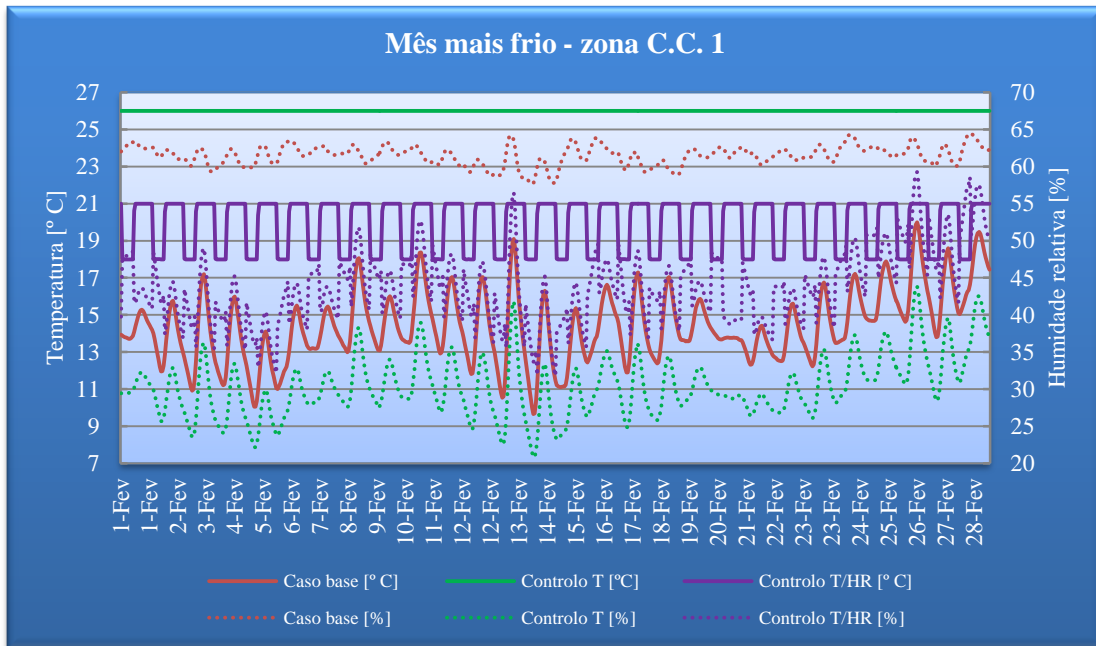


Figura 8.10 – Evolução da temperatura e humidade relativa interior no mês mais frio do ano no interior do edifício.

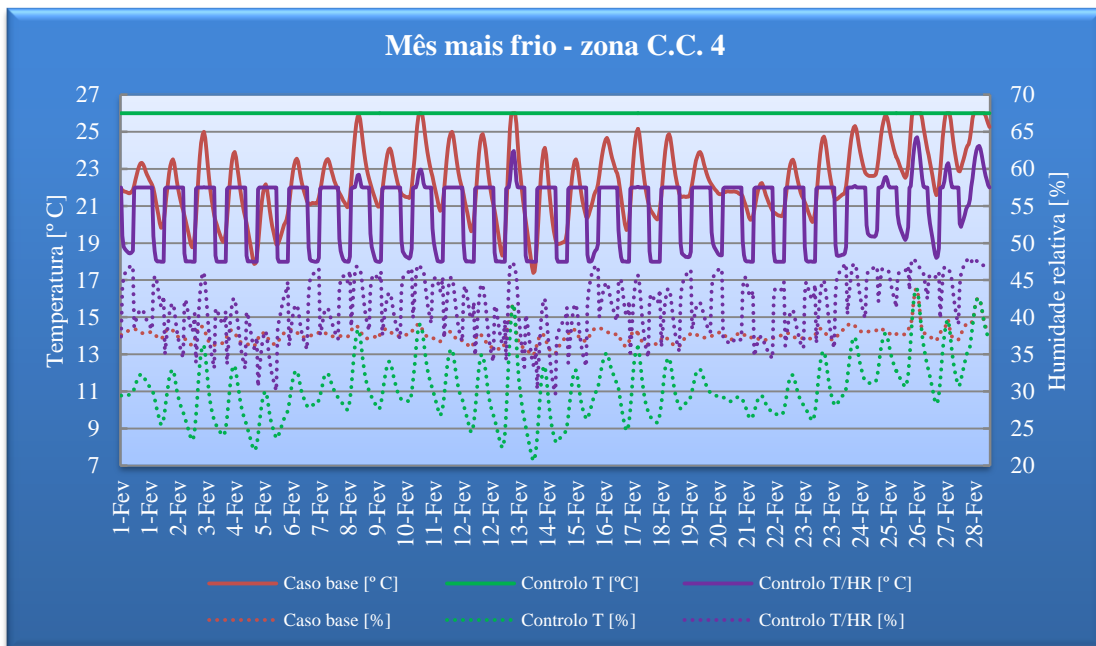


Figura 8.11 – Evolução da temperatura e humidade relativa interior no mês mais frio do ano no interior do edifício.

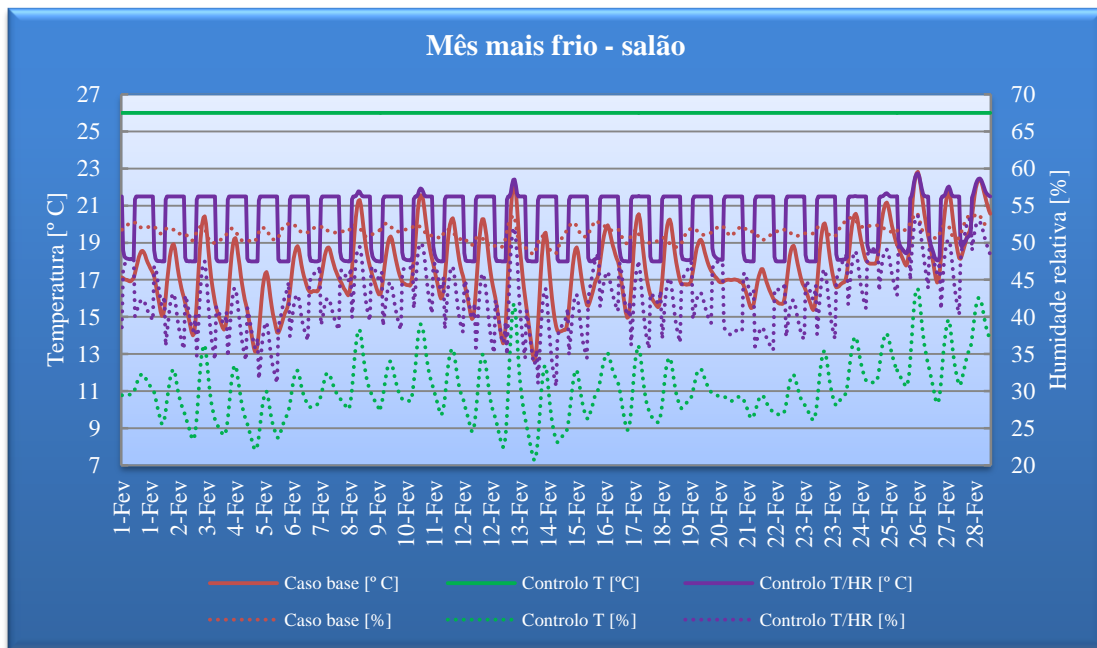


Figura 8.12 – Evolução da temperatura e humidade relativa interior no mês mais frio do ano no interior do edifício.

Perante a abordagem anterior ao mês mais frio no espaço em estudo, procedeu-se à mesma análise mas agora para mês mais quente do ano no interior do espaço em estudo.

Na figura 8.13, figura 8.14 e figura 8.15 estão assim, representadas a evolução da temperatura e humidade relativa interior, para o mês mais quente no salão em estudo, na zona C.C.1, C.C. 2, C.C. 3 e C.C. 4, respectivamente.

Para este mês as zonas da C.C. 1 e C.C. 2, no caso base, apresentam temperaturas entre os 19 °C e os 26 °C, com um pequeno número de dias em que a temperatura é superior a 26 °C, devido à incapacidade do sistema. Já os valores da humidade relativa são os ideais compreendidos entre os 60% e 70%.

No caso da solução otimizada com controlo da T, esta varia apenas da solução otimizada com controlo da T/HR no período nocturno, pois o controlo da T/HR ajusta o *set-point* para os 24 °C na zona C.C. 1 e C.C. 2, de modo a regular a humidade relativa para valores superiores aos 45%.

Relativamente à zona C.C. 3 as duas soluções optimizadas são muito similares com um ligeiro benefício da humidade relativa nos períodos nocturnos na solução com controlo da T/HR, mas quando comparadas com o caso base, este último exhibe em algumas circunstâncias temperaturas inferiores a 26°C que contribui para que o caso base seja mais prejudicial nos consumos eléctricos.

Para a zona C.C. 4, os três casos mostram uma variação da temperatura e humidade relativa quase coincidente, pois nesta zona a temperatura é superior aos 26 °C estipulados, que conduz a um funcionamento dos ventiladores no máximo da sua capacidade, daí as condições interiores serem aproximadamente iguais.

Assim e como forma de complementar esta análise as apresentam a variação dos parâmetros T/HR no mês mais quente do ano (Agosto) no espaço em estudo, para a zona menos critica (C.C. 1), para a zona mais crítica (C.C.4) e para o espaço que engloba as 4 zonas virtuais.

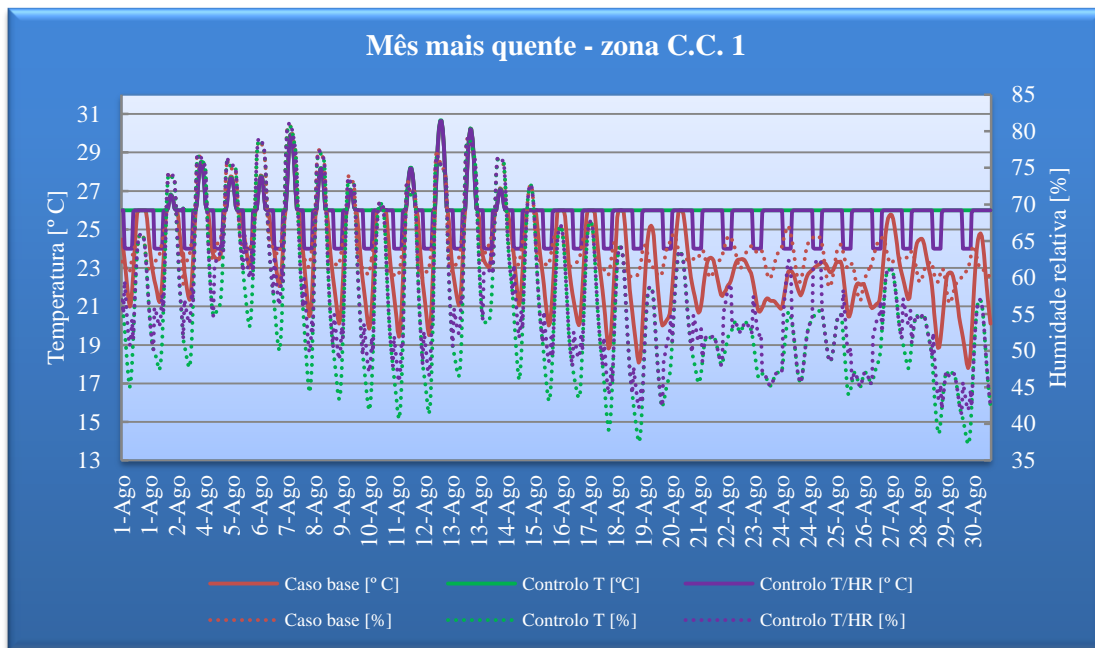


Figura 8.13 – Evolução da temperatura e humidade relativa interior no mês mais quente do ano no interior do edifício.

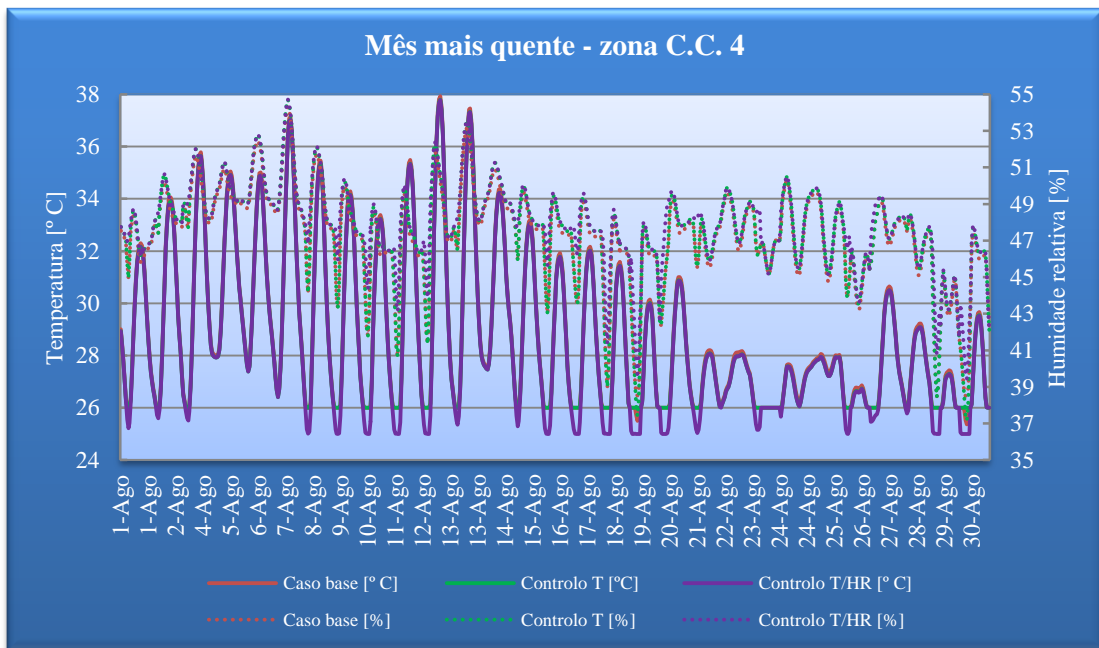


Figura 8.14 – Evolução da temperatura e humidade relativa interior no mês mais quente do ano no interior do edifício.

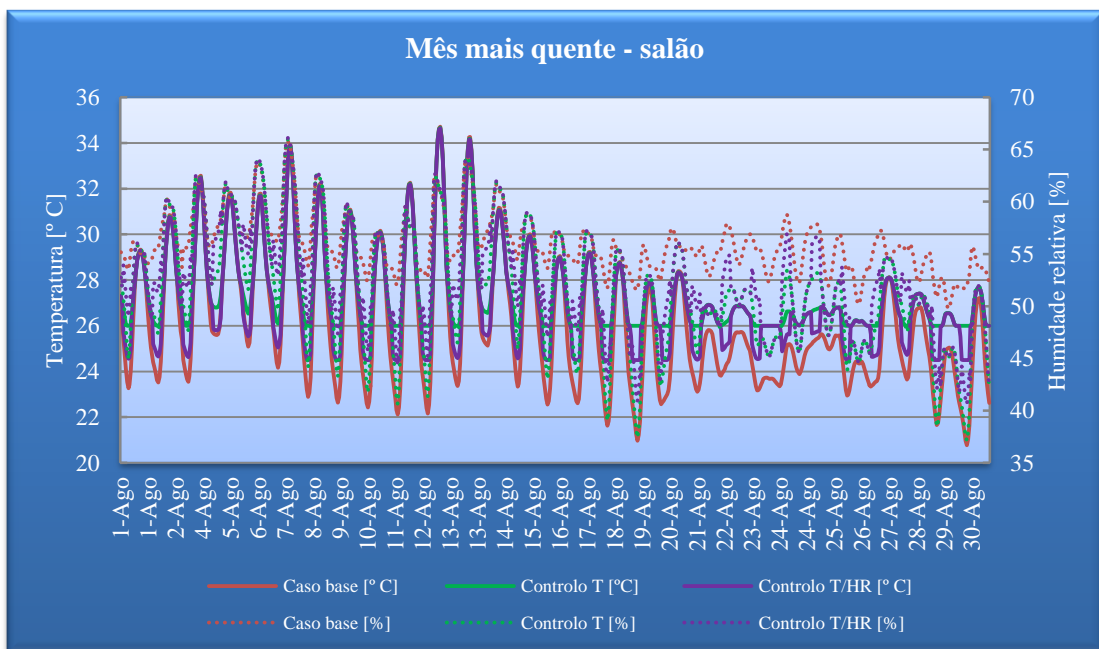


Figura 8.15 – Evolução da temperatura e humidade relativa interior no mês mais quente do ano no interior do edifício.

8.1.3. Optimização da solução – Controlo T/HR e *free-cooling*

Resultado da conjugação da optimização da solução com controlo T/HR com a estratégia *free-cooling* numa nova modulação e posterior simulação conclui-se que o consumo global diminui ligeiramente, comparando com a solução com controlo da T/HR, com um valor 3,3%, resultado da diminuição do consumo da bomba de recirculação em 11%, mas com um ligeiro aumento do consumo dos ventiladores em 1%, fruto da necessidade de movimentar mais caudal para a obtenção das condições interiores impostas.

Analogamente ao caso base, com a introdução da estratégia *free-cooling*, atinge-se 1/5 de redução de consumos, mais concretamente 20,5%, cujo valor de 431.731kWh anuais confere essa dimensão.

Uma desvantagem a considerar, prende-se no facto das humidades relativas baixaram ligeiramente, para as horas em que a câmara de humidificação não funcionava, principalmente na C.C. 1 e C.C.2, pois para estas centrais a estratégia *free-cooling* actuou durante um maior número de horas, em que também as humidades relativas interiores já eram baixas.

Pelas considerações acima transcritas, adicionando o facto não muito significativo de quando a câmara de humidificação desligada não promover a lavagem do ar exterior, conclui-se que é razoável considerar a aplicação do *free-cooling*, podendo ser devidamente validado através da figura 8.16 que expõe as reduções de consumos e a tabela 8.3 que demonstra e contabiliza o número de horas para cada intervalo de humidade relativa interior.

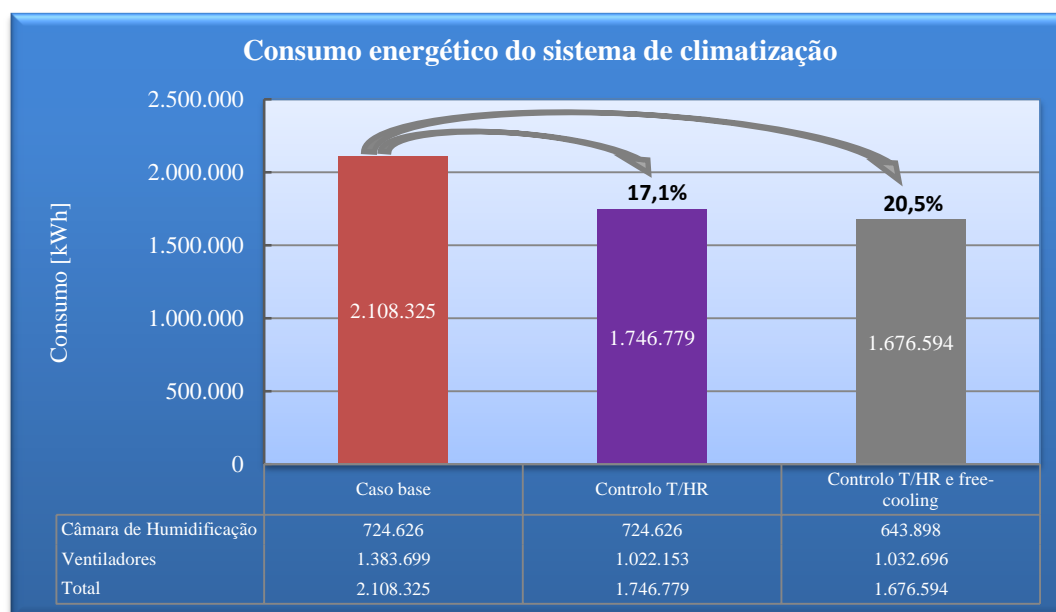


Figura 8.16 – Consumo total do sistema de climatização.

Tabela 8.3 – Contabilização do número de horas para os intervalos de humidade relativa considerados.

Designação		28≤HR<35	35≤HR<45	45≤HR<65	≥65
Zona C.C. 1	Caso base [%]	0	0	7347	981
	Controlo T/HR [%]	52	2453	5212	611
	Controlo T/HR e f-c [%]	295	2497	4925	611
Zona C.C. 2	Caso base [%]	0	0	7992	336
	Controlo T/HR [%]	60	2457	5446	365
	Controlo T/HR e f-c [%]	303	2496	5164	365
Zona C.C. 3	Caso base [%]	0	761	7567	0
	Controlo T/HR [%]	215	3443	4670	0
	Controlo T/HR e f-c [%]	298	3363	4667	0
Zona C.C. 4	Caso base [%]	0	5337	2991	0
	Controlo T/HR [%]	215	3533	4580	0
	Controlo T/HR e f-c [%]	299	3451	4578	0

Conclui-se que ao nível da humidade relativa o caso base apresenta os melhores resultados, com 0 horas para a humidade relativa mínima, que se situa entre os 30% e 35%. Comparativamente, no caso da solução com controlo da T/HR, para as C.C. 1 e 2 o número de horas foi aproximadamente de 60 horas, com as C.C. 3 e 4 a exibirem 200 horas. Relativamente à solução optimizada com estratégia *free-cooling*, todas as centrais de climatização apresentam humidades relativas mínimas, no intervalo de 28% a 35% de aproximadamente 300 horas.

As condições impostas para a realização de *free-cooling* e o número de horas em que esteve em funcionamento, foram resumidas na tabela 8.4.

Tabela 8.4 – Condições e horas de funcionamento da estratégia *free-cooling*.

Designação	Temperatura exterior para <i>free-cooling</i> [°C]	Horas em <i>free-cooling</i>
C.C. 1	< 8	1160
C.C. 2	< 8	1160
C.C. 3	< 6	333
C.C. 4	< 6	333

8.1.4. Solução optimizada-proposta final

A solução optimizada proposta, conforme já adiantado na introdução deste capítulo, é resultado de diferentes etapas de optimização e avaliação do respectivo impacto no desempenho da instalação e que resultou na solução do ponto 8.1.3, caracterizada por:

- Substituição dos actuais motores por outros de elevada eficiência (classe IE3);
- Modulação automática do caudal de ar a insuflar em função das necessidades de arrefecimento controlando o par de parâmetros T/HR;
- Possibilidade de operação em modo de *free-cooling*.

Complementadas agora, pela substituição das bombas associadas às secções de humidificação das centrais de climatização e pelo isolamento térmico exterior das condutas de insuflação de ar.

Perante o exposto, a substituição do sistema de bombagem cuja pressão nos atomizadores é de 4 bar pareceu a adopção mais adequada conseguindo uma redução energética do sistema de climatização de 23,3%, quando comparada com o caso base-situação real. Com esta substituição é conseguido uma redução dos consumos em quase 3% da solução optimizada com controlo T/HR e *free-cooling* (8.1.3).

No entanto a substituição do sistema de bombagem poderá ser ponderada entre outros tipos, representadas na tabela 8.5, de acordo com a pressão a impor nos atomizadores, lembrando que a actual pressão de 2,5 bar não é a mais recomendável para uma boa eficiência e evaporação da água. Contudo quando analisada no conjunto do sistema de climatização, consegue uma redução energética de 37,1% da solução optimizada – proposta final em comparação com o caso base-situação real.

A substituição do sistema de bombagem cuja pressão nos atomizadores é superior a 4 bar, deixa de ser viável, afectando a solução proposta final para uma redução de consumos máxima de 9,3% em relação ao caso base.

Tabela 8.5 – Consumos energéticos associados à substituição das bombas da secção de humidificação.

Designação	Pressão nos atomizadores [bar]	Potência absorvida [kW]	Economia energética após substituição [kWh/ano]	Economia energética com <i>free-cooling</i> [kWh/ano]	Consumo sistema de climatização (proposta final) [kWh/ano]	Economia proposta final vs caso base
<i>Bomba de água alta eficiência</i>	2,5	9,7	401.166	349.432	1.327.162	37,1%
<i>Bomba de água alta eficiência</i>	4	19,3	81.704	58.606	1.617.988	23,3%
<i>Bomba de água alta eficiência</i>	5	29,0	-	-	1.912.150	9,3%
<i>Bomba de água alta eficiência</i>	6	35,8	-	-	2.118.367	-0,5%

Relativamente ao isolamento exterior das condutas de insuflação do ar, e como sequencia do exposto no ponto 7.4.3, elaborou-se um gráfico, figura 8.17, resultante dessa análise, que para a curva a laranja (12,1 °C do ar insuflação e 23 °C do espaço a envolver as condutas), vê-se uma clara diminuição de ganhos térmicos no fluido de insuflação através da conduta, aquando a aplicação de 10 mm de isolamento correspondendo a 50% (335.196 kWh) em comparação com a conduta sem isolamento, diminuição essa que continua a baixar à medida que se aumenta a espessura de isolamento, conseguindo-se obter 81% (548.617 kWh) para 50 mm de isolamento e 92% (620.216 kWh) para 150 mm.

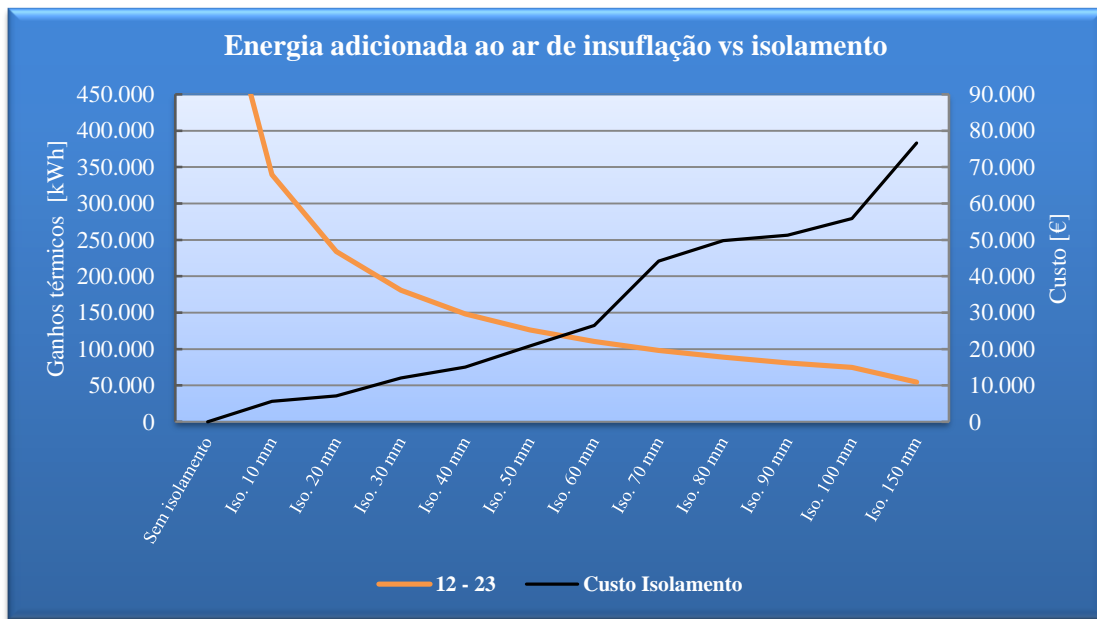


Figura 8.17 – Ganhos energéticos do ar insuflado, através da rede de condutas.

Da intercepção da curva do custo do isolamento total com a curva dos ganhos térmicos do ar a ser insuflado é perceptível que o isolamento entre os 50 e 60 mm é o ideal pois é o indicado como a espessura económica de isolamento, contribuindo para uma redução das perdas térmicas, no mínimo de 81%, ou seja, um aproveitamento absoluto das necessidades energéticas em 6%, que de outra forma seria desperdiçado.

Com o exposto e após uma verificação detalhada dos valores obtidos, chegou-se a uma melhoria de performance de 3%, ao passar do isolamento de 50 mm para 60 mm, sendo necessário uma reflexão e ponderação destes valores, em conjunto com a análise de viabilidade económica, segundo benefício-custo.

9. Estudo económico das soluções apresentadas

Neste capítulo foram realizados os respectivos estudos de viabilidade económica da solução de optimização final, bem como as oportunidades de melhoria que a englobam.

As soluções apresentadas devem ser sempre avaliadas numa visão global que incorpore não só ganhos/perdas de ordem económico-financeira mas também outro tipo de variáveis, nomeadamente as relacionadas com a sustentabilidade ambiental das mesmas.

Contudo, a análise económico-financeira tende a ser o principal elemento no momento de escolha da solução a adoptar, procurando-se sempre realizar uma escolha racional e que, a longo prazo, permita obter maiores ganhos económicos.

Para este estudo foram realizadas dois tipos de análises, para um período temporal de 10 anos (2012-2021): período de retorno simples sem efeito da taxa de inflação e período de retorno simples considerando o impacto da inflação nos custos da energia eléctrica. Nesta segunda análise considerou-se uma taxa de inflação estimada de 2,6% para o ano 2012, e 1,0% para 2013, as quais foram retiradas do documento do Banco de Portugal “Projeções para a economia portuguesa: 2012-2013” [44, 45], no qual a inflação é medida pelo crescimento do Índice Harmonizado de Preços no Consumidor (IHPC). Para os anos posteriores a 2013 assumiu-se uma taxa de inflação de 2,6%.

Para os cálculos efectuados consideraram-se apenas duas variáveis, para cada uma das opções: investimento efectuado e poupança energética obtida (consumo após implementação da solução *versus* consumo actual).

Os dados introduzidos no cálculo – consumo antes e após - foram obtidos pelas simulações realizadas anteriormente, através do *software* de simulação energética dinâmica. Foi efectuada uma afinação do caso base, que corresponde à realidade do edifício, cujo consumo dos sistemas de climatização incorpora um desvio total dos consumos na ordem dos 4,6%, para o ano de 2011. Após a realização das operações de optimização, é retirado o consumo do sistema de climatização, sendo a esse valor subtraído o valor obtido no caso base, para se calcular a respectiva redução de consumo, subjacente à optimização efectuada. Esse valor é convertido em valor monetário através da sua multiplicação pelo custo do kWh. O valor base do kWh considerado é de 0,086€/kWh calculado através da média ponderada dos consumos e custos efectivos do ano de 2011.

Para estimar o valor do investimento a efectuar em cada uma das soluções de optimização, consultou-se empresas especializadas em equipamentos AVAC. Foi efectuado o pressuposto de que o investimento seria realizado na totalidade com recurso a fundos próprios e de que a instalação seria executada com recurso a mão-de-obra da própria empresa. Ao valor de aquisição dos equipamentos foi contabilizado o respectivo IVA em vigor de 23%.

De salientar que não se incorporou no modelo quaisquer custos de manutenção uma vez que:

- Nos casos de substituição de equipamento não existe alteração do valor de manutenção dos equipamentos face à situação actual;
- Nos restantes casos não existe custos com manutenção.

As medidas consideradas com viabilidade económica serão aquelas, cujo resultado do período de retorno simples, seja igual ou inferior a 8 anos.

9.1. Oportunidades de melhoria

9.1.1. Motores IE2 e IE3

No estudo económico realizado, tabela 9.1, considerou-se a substituição de 4 motores de 37 kW que serão acoplados nos ventiladores de insuflação e 4 motores de 30 kW a acoplar nos ventiladores de exaustão, para as classes de eficiência IE2 e IE3. Considerou-se para o investimento, motores trifásicos de indução com 6 polos e carcaça em ferro fundido.

Tabela 9.1 – Viabilidade económica para substituição dos motores dos ventiladores.

Designação	Custo do equipamento [€]	Economia energética [kWh/ano]	Economia após substituição [€/ano]	Sem inflação		Com inflação	
				Economia em 10 anos [€]	Payback	Economia em 10 anos [€]	Payback
<i>Motor IE2</i>	18.535 €	93.671	8.056	80.557 €	2,3	99.629 €	2,3
<i>Motor IE3</i>	22.984 €	110.902	9.538	95.376 €	2,4	117.956 €	2,4

Perante o exposto, conclui-se que o período de retorno máximo é de dois anos e cinco meses para os motores IE3, reduzindo-se esse tempo em três meses e meio no caso do motor IE2. No entanto, é mais benéfica a aplicação de motores IE3 pois a partir do momento em que se recupera o investimento, existe uma maior poupança face à aplicação dos motores IE2 de cerca de 1.500€.

9.1.2. Variação automática do caudal de acordo com as necessidades

Neste caso foi analisada a viabilidade económica, incluindo o período de retorno do investimento efectuado, após a aplicação de um sistema de gestão técnica centralizada (GTC). Este autómato é responsável pelo controlo dos ventiladores e bomba de água, dependendo dos “sinais” obtidos pelos sensores interiores e exteriores de temperatura e humidade relativa.

Tabela 9.2 – Viabilidade económica perante implementação do sistema GTC.

Designação	Custo do equipamento [€]	Economia energética [kWh/ano]	Economia após substituição [€/ano]	Sem inflação		Com inflação	
				Economia em 10 anos [€]	Payback	Economia em 10 anos [€]	Payback
<i>GTC</i>	1.225 €	267.246	22.983	229.832 €	0,1	284.244 €	0,1

Pela análise da viabilidade económica, tabela 9.2, conclui-se que esta medida é a mais apreciável devido ao seu baixo custo de aplicação e à redução dos consumos energéticos. A redução dos custos de operação é no mínimo de 22.983€ com um período de retorno inferior a 1 mês.

9.1.3. Substituição das bombas de água

O estudo de viabilidade económica neste caso assentou apenas na hipótese de substituição do sistema de bombagem actual por um capaz de impor uma pressão nos atomizadores até 4 bar, pelo fato de a partir desse valor o consumo energético aumentar em relação ao caso base-situação real.

As bombas de água seleccionadas foram as bombas de alta eficiência com motores eléctricos IE3 e inversores de frequência integrados. A análise em questão, tabela 9.3, pressupõe apenas a modificação do sistema de bombagem do caso base-situação real.

Tabela 9.3 – Viabilidade económica perante substituição do sistema de bombagem.

Designação	Custo do equipamento [€]	Economia energética [kWh/ano]	Economia após substituição [€/ano]	Sem inflação		Com inflação	
				Economia em 10 anos [€]	Payback	Economia em 10 anos [€]	Payback
<i>Bomba de água alta eficiência</i>	20.251 €	401.166	34.500	345.003 €	0,6	426.681 €	0,6
<i>Bomba de água alta eficiência</i>	35.350 €	81.704	7.027	70.265 €	5,0	86.901 €	4,8

Do estudo reteve-se que para a substituição mais apropriada – bomba com pressão nos atomizadores de 4 bar - o período de retorno é no máximo de 5 anos, momento a partir do qual se começa a economizar nos custos de operação o valor de 7.027€.

9.1.4. Isolamento exterior das condutas de insuflação

O isolamento exterior das condutas de insuflação de ar permitirá uma redução das perdas térmicas pelo sistema de distribuição do ar, o que possibilita a diminuição dos desperdícios energéticos associados às mesmas.

Tabela 9.4 – Viabilidade económica para isolamento da rede de condutas de insuflação de ar.

Designação	Custo do isolamento [€]	Economia energética [kWh/ano]	Economia após substituição [€/ano]	Sem inflação		Com inflação	
				Economia em 10 anos [€]	Payback	Economia em 10 anos [€]	Payback
<i>Isolamento 50 mm</i>	20.820 €	99.902	8.592	85.916 €	2,4	106.256 €	2,3
<i>Isolamento 60 mm</i>	26.487 €	102.802	8.841	88.410 €	3,0	109.340 €	3,0

De acordo com a espessura de isolamento a colocar, os períodos de retorno serão sempre inferiores a 3 anos, com a particularidade de num ano se poupar no máximo 8.841€, que de uma outra forma seriam desperdiçados sem cumprir com o propósito de climatizar o espaço em estudo.

9.2. Optimização da operação do sistema de climatização instalado

9.2.1. Optimização da solução – controlo T/HR

Nesta optimização da solução, que engloba a substituição de motores IE3 e a aplicação do sistema GTC, foi realizado o estudo económico para aferir a redução dos custos de operação anuais e o período de retorno do conjunto destas medidas.

Tabela 9.5 – Viabilidade económica para a optimização da solução – controlo T/HR.

Designação	Custo do equipamento [€]	Economia energética [kWh/ano]	Economia após substituição [€/ano]	Sem inflação		Com inflação	
				Economia em 10 anos [€]	Payback	Economia em 10 anos [€]	Payback
<i>GTC + motor IE3</i>	24.209 €	361.546	31.093	310.929 €	0,8	384.541 €	0,8

Através deste estudo apresentado na tabela 9.5, conclui-se que o período de retorno é de 9 meses e meio com uma redução de custos ao ano de 31.093€.

9.2.2. Optimização da solução – controlo T/HR e *free-cooling*

Relativamente a esta optimização da solução, adicionou-se o modo de operação com estratégia *free-cooling* ao estudo indicado acima.

Tabela 9.6 – Viabilidade económica para a optimização da solução – controlo T/HR e *free-cooling*.

Designação	Custo do equipamento [€]	Economia energética [kWh/ano]	Economia após substituição [€/ano]	Sem inflação		Com inflação	
				Economia em 10 anos [€]	Payback	Economia em 10 anos [€]	Payback
<i>GTC + motor IE3 + free-cooling</i>	24.209 €	431.731	37.129	371.289 €	0,7	459.190 €	0,7

Como seria de esperar o período de retorno baixou para 8 meses, pois não há custos adicionais com os equipamentos já que o sistema de GTC permite a sua parametrização. Com esta aplicação, os custos de operação anual são reduzidos em 6.036€ em comparação com o caso anterior. Os valores referidos podem ser consultados na tabela 9.6.

9.2.3. Solução optimizada-proposta final

Na solução final proposta foi efectuado o estudo de viabilidade para a hipótese da optimização conjunta, que inclui:

- A substituição dos motores pela classe de eficiência IE3;
- A aplicação do sistema de gestão técnica centralizada;
- Modo de operação com estratégia *free-cooling*;
- Substituição do sistema de bombagem.

O isolamento exterior das condutas de insuflação só foi considerado no investimento inicial, pois na realidade não permite uma redução dos custos de operação, mas sim, uma redução de desperdícios térmicos, que assim, são aproveitados para a sua função de arrefecimento, que mesmo assim fica aquém do necessário.

Tabela 9.7 – Viabilidade económica para a optimização da solução – proposta final.

Designação	Custo do equipamento [€]	Economia energética [kWh/ano]	Economia após substituição [€/ano]	Sem inflação		Com inflação	
				Economia em 10 anos [€]	Payback	Economia em 10 anos [€]	Payback
<i>GTC + motor IE3 + bomba A.E. (4 bar) + free-cooling + isol.50 mm</i>	80.380 €	490.337	42.169	421.690 €	1,9	521.524 €	1,9

Esta solução permite um período máximo de retorno do investimento efectuado de 1 ano e 11 meses, perante um investimento inicial em equipamentos no valor de 80.380€. Os custos anuais de operação são reduzidos, com a aplicação desta medida, em 42.169€/ano. O estudo efectuado nesta solução está representado na tabela 9.7.

10. Recomendações complementares

O presente capítulo refere algumas recomendações que poderão ser facilmente implementadas mediante a introdução de simples rotinas ou de pequenas alterações, que contribuem para melhorar o funcionamento do espaço em estudo, quer ao nível energético, quer económico.

10.1. Sistema de medição de consumo energético

A existência de facturas de energia eléctricas detalhadas e por diferentes edifícios ou tipo de actividade e/ou recolha de contagens parciais, ajuda no diagnóstico e controlo da eficiência energética.

Assim, é recomendável que o actual sistema de monitorização de consumos da empresa seja adequadamente implementado, e que esteja associado por tipo de actividade em cada edifício.

Assegurando a correcta medição dos consumos energéticos de todos os equipamentos, iluminação, equipamentos AVAC e restantes instalações, permite uma adequada desagregação dos consumos e posterior análise e controlo dos mesmos.

Nesse sentido, propõe-se que se estude a possibilidade de contabilizar separadamente os consumos do salão 2 do piso 0, do salão 2 do piso -1, salão 1, salão 1 piso -1, edifício ZELL, zona de escritórios, recepção, cantina e escritórios encontrados no salão 1, com a desagregação destes para equipamentos de produção, iluminação, e sistemas de climatização.

10.2. Pressurização do espaço climatizado

Se a zona em estudo se apresentar pressurizada, isto é, se a pressão estática do ar interior for superior à pressão junto das fachadas exteriores ou edifícios adjacentes, as infiltrações serão diminuídas ou mesmo anuladas, minimizando a influência do ar exterior ou dos outros edifícios adjacentes e, contribuindo assim para a redução das cargas térmicas e controlo da renovação do ar interior reduzindo também os custos de operação. Contudo será necessário que as portas e janelas da zona em estudo permaneçam fechadas, sempre que não são utilizadas de modo a permitir a pressurização efectiva do espaço.

O sistema de AVAC nas condições base de funcionamento, opera com uma pressurização de aproximadamente 9%, de acordo com os cálculos efectuados, o que corresponde a uma infiltração de 0 de acordo com a altura e classe de exposição do edifício, fruto do maior caudal movimentado pelo ventilador de insuflação em comparação com o de extracção, seguindo a metodologia de cálculo do RSECE para edifícios de serviços.

Face ao exposto, é fundamental que se garanta sempre a relação entre o caudal insuflado e o caudal extraído, isto é, associado a uma modificação do caudal de insuflação, seja garantido a mesma modificação no caudal de extracção, ou seja, se houver uma redução no variador de frequência associado ao ventilador de insuflação, num dado valor (correspondente a uma diminuição do caudal de insuflação), é necessária a alteração para o mesmo valor no variador de frequência do ventilador de extracção.

Com esta estratégia é possível, o uso de apenas um variador de frequência para os ambos ventiladores de uma mesma central de climatização, pois assegura-se sempre a mesma alteração para ambos os ventiladores, ao que se alia o aproveitamento de material electrónico, nomeadamente dois inversores de frequência em excesso, para uso noutras aplicações em que seja necessário.

11. Estudo complementar

No presente capítulo é realizado um estudo complementar que adiciona mais informação sobre o sistema de climatização, resultado de um aumento da capacidade de insuflação de ar pelo método de arrefecimento evaporativo directo.

11.1. Incremento do ar de insuflação

Neste tópico o estudo incide na análise das condições interiores do espaço em estudo, no caso de se aumentar o caudal de insuflação, através de novos ventiladores ou pela adição de unidades de arrefecimento evaporativo com uma eficiência de humidificação aproximadamente igual ao das centrais de climatização.

O estudo abrangeu duas opções simuladas, correspondendo a diferentes caudais suplementares, cuja tabela 11.1, transcreve os caudais adicionais considerados, com a desagregação entre centrais.

Tabela 11.1 – Caudal de insuflação adicional.

Designação central	Caudal insuflado adicional [m ³ /h]	
	Opção 1	Opção 2
C.C. 1	20.000	40.000
C.C. 2	40.000	80.000
C.C. 3	60.000	120.000
C.C. 4	60.000	120.000

A conclusão a retirar deste estudo é obtido através da verificação do número de horas em que o *set-point* não foi cumprido, figura 11.1, de modo a apurar a ponderação da insuflação de um maior caudal, para se obter melhores condições interiores, implicando sempre um maior consumo energético.

Contudo, o problema já enunciado relativo à limitação do processo de arrefecimento evaporativo directo não será eliminado, sendo a sua resolução apenas possível, em caso de necessidade, com recurso a sistemas de climatização mais comuns, como chiller ou VRF, de modo a complementar as centrais de climatização nesses períodos.

Do resultado das simulações realizadas foi perceptível uma significativa diminuição das horas em que o *set-point* não foi cumprido relativo à Opção 1 em analogia à optimização da solução – controlo T/HR e *free cooling*. Esta diminuição é considerável para as C.C. 3 e C.C. 4 com percentagem de 60 % e para a C.C. 2 com 50%, com uma menor redução no caso da C.C. 1 que ostenta 26%. Quando comparada a Opção 1 com a Opção 2, esta reflecte novamente uma diminuição, que pode não ser justificável, devido ao caudais adicionais dobrarem em relação à Opção 1.

Perante o exposto importa referir que a redução do número de horas, cujo *set-point* é superior a 26 °C, é conseguida por intermédio da insuflação de grandes caudais, que logicamente terá um consumo energético significativo, para além do custo de aquisição dos equipamentos. Em complemento convém mencionar que a substituição dos actuais ventiladores por novos ventiladores com maior capacidade de movimentação de ar forçará a reestruturação da rede de condutas e do sistema de difusão, enquanto a adição de torres de arrefecimento evaporativo directo ditará o acondicionamento no espaço a climatizar de um densa rede de condutas.

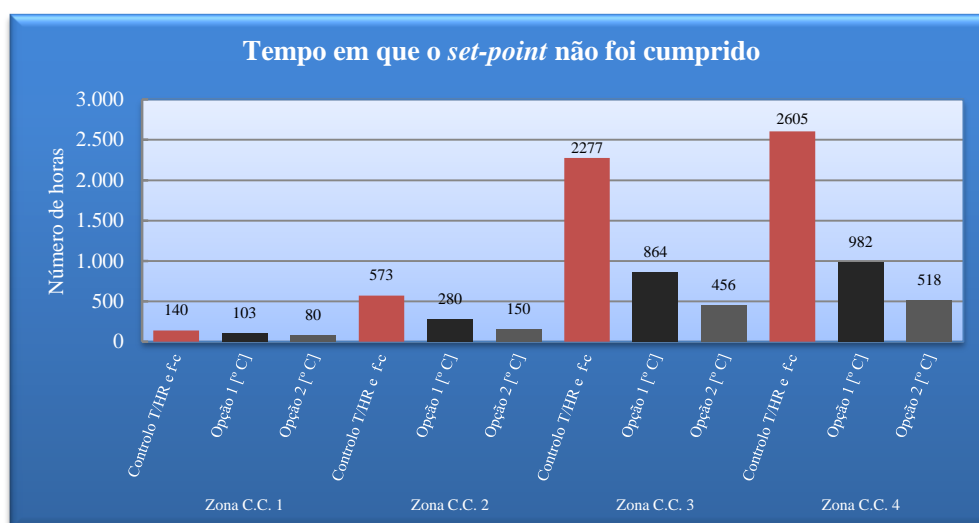


Figura 11.1 – Número de horas cujo *set-point* não foi atingido.

12. Considerações finais

Neste capítulo é efectuada uma breve reflexão ao estudo efectuado.

A realização deste trabalho permitiu uma aplicação importante de conceitos apreendidos durante todo o percurso académico, na área da climatização, permitindo a exploração e obtenção de novos conhecimentos relevante na perspectiva futura de um percurso profissional.

Possibilitou também um contacto com o ambiente industrial, resultante da exploração e recolha de dados essenciais ao projecto, com a realização de estudos intermédios que permitiram um maior conhecimento da laboração da empresa e o funcionamento e influência dos seus equipamentos, a utilização de equipamentos de QAI, medição de potências, caudais humidades e temperaturas, o método de recolha de análises para a *Legionella*, bem como a passagem de conhecimentos e experiências dos colaboradores e engenheiros da empresa.

A exploração de um *software* de simulação energética dinâmica, como o *DesignBuilder*, foi também parte integrante deste projecto, que permitiu o contacto, aprendizagem e exploração de um *software* com uma elevada potencialidade e em constante actualização, que apesar das elevadas dificuldades e adversidades encontradas, estas foram sempre solucionadas devido ao bom suporte do *software* ao nível do sítio na web, bem como ao seu completo *help*. De realçar que este *software* permitiu com os seus módulos integrantes, nomeadamente o *HVAC Detailed*, efectuar análises detalhadas ao nível dos sistemas AVAC, pese embora, uma maior dificuldade e dispêndio de tempo na sua aprendizagem e parametrização.

A pesquisa bibliográfica também foi considerável, mas fundamental ao sustentar uma primeira fase de aquisição de conhecimentos necessários para a realização do estudo, servindo também como suporte de validação em alguns temas abordados.

13. Conclusões

Neste capítulo são realizadas as conclusões finais do estudo realizado.

O trabalho realizado na presente dissertação pretendeu reunir o estudo e análise de possíveis propostas de optimização energética, de um sistema de climatização constituído por quatro centrais de climatização adiabáticas, que utilizam o método de arrefecimento evaporativo directo através do sistema de lavadores de ar. As centrais de climatização asseguram a climatização de um salão, que pode ser dividido em quatro zonas virtuais consoante o raio de influência de cada central, de uma indústria têxtil onde se efectua a bobinagem e torcedura do fio, cujos equipamentos de produção são responsáveis pela dissipação de elevadas quantidades de calor.

Numa primeira abordagem realizou-se o estudo da qualidade do ar interior tendo-se observado que um conjunto de poluentes do ar, designadamente a PM_{10} , o ozono e os COV_{totais} , são superiores aos limites de referência.

No entanto, convém salientar que os níveis de ozono e PM_{10} , resultam das características da indústria, que têm na sua estrutura produtiva equipamentos eléctricos de grandes potências e elevada quantidade de produtos têxteis responsáveis pela libertação de partículas, sem descurar as elevadas temperaturas registadas aquando as análises e que potencializam a concentração dos poluentes.

No que respeita aos valores dos COV_{totais} , estes apresentaram-se também acima dos valores de referência, no entanto, este valor só por si não indica, necessariamente, um problema de QAI. Apenas uma análise por recurso à técnica de cromatografia gasosa, que fornece uma identificação dos COVs presentes, permitira concluir se estamos perante um aspecto a corrigir como também identificar a principal fonte de propagação e, se necessário, proceder a uma intervenção que permita mitigar de algum modo a sua emissão. Contudo por limitações de disponibilidade de equipamentos que permitissem aquela análise a mesma não foi realizada, não deixando, no entanto, de recomendar a sua realização.

Quanto à optimização do sistema de climatização, foi necessário o reconhecimento, levantamento e análise de vários factores e informações relativos ao salão em estudo. Do levantamento desta informação realizou-se, no *software* de simulação energética dinâmica, *DesignBuilder*, o modelo base que após adequado processo de parametrização e calibragem permitiu o estudo e avaliação de diferentes hipóteses de solução.

Do caso base, obteve-se a carga térmica de arrefecimento que cada central de climatização teria de remover na respectiva zona de influência, tendo-se concluído que para um número significativo de horas anuais, em especial no período de Verão, as centrais de climatização não são capazes de climatizar o espaço para uma temperatura interior requerida de 26 °C. Tal situação, surge também associada à limitação do arrefecimento evaporativo directo aquando temperaturas e humidades relativas elevadas, pois não permite obter uma temperatura do ar de insuflação suficiente baixa que assegure a eliminação da carga térmica total. Esta situação não será, no entanto significativamente alterada, apenas diagnosticada e quantificada, uma vez, que implícito do, presente trabalho esteve, desde inicio, a não alteração do sistema de climatização mas antes a maximização do seu potencial e a minimização dos seus custos operacionais. A climatização do espaço durante todas as horas do ano para o par de T/HR ideal impõe necessariamente a alteração do actual sistema de climatização por um outro que não utilize o método de arrefecimento evaporativo directo.

Partindo do caso real, procedeu-se à identificação de várias soluções de optimização do sistema de climatização, nomeadamente a troca de motores mais eficientes, a automatização e controlo da variação do caudal necessário a insuflar, a recirculação do ar interior e a limitação de funcionamento da bomba de recirculação da água, da câmara de humidificação. Posteriormente, realizaram-se as simulações para cada hipótese de solução separadamente, para aferição de todas as vantagens e inconvenientes de modo a eleger as melhores soluções que, em conjugação, permitiram identificar uma proposta de solução optimizada à operação das centrais de climatização.

A proposta de solução otimizada caracteriza-se pela:

- Substituição dos actuais motores por outros de elevada eficiência (classe IE3);
- Modulação automática do caudal de ar a insuflar em função das necessidades de arrefecimento controlando o par de parâmetros T/HR;
- Possibilidade de operação em modo de *free-cooling*;
- Substituição do sistema de bombagem.

A optimização proposta reflecte uma melhoria substancial das condições interiores ao nível da temperatura e humidade, resultando, ainda assim, numa redução de consumos energéticos na ordem dos 23% (490.337 kWh), isto é, uma poupança anual de 42.169€ aos custos de exploração e com um período de retorno de 1 ano e 11 meses.

A alteração da classe de eficiência dos motores dos ventiladores das centrais de climatização para IE3, traduz-se por um melhor rendimento energético e um menor incremento da temperatura do ar de insuflação, devido ao facto de aqueles operarem com menores perdas de calor. Por seu lado, o controlo do caudal através de um autómato que assegura a variação do caudal de insuflação de ar, de acordo com as necessidades de aquecimento, através da variação da operação dos ventiladores, traduz-se numa apreciável diminuição dos consumos, assegurando as condições da temperatura interior de 26 °C, em conjugação com o controlo dos níveis de humidade relativa para valores não prejudiciais ao bom funcionamento dos equipamentos e qualidade de laboração dos produtos.

A possibilidade de operação em modo *free-cooling*, ou seja, a limitação do funcionamento da bomba de recirculação sempre que as condições do ar exterior, sejam por si só favoráveis à climatização do espaço, condição que se verifica principalmente no período nocturno do Inverno, permitiu um decréscimo adicional das necessidades energéticas.

Foram ainda, analisadas as condições de operação das bombas de recirculação da água, da câmara de humidificação, tendo-se concluído que o seu sobredimensionamento e a baixa pressão de operação contribuem para o desperdício de água e maior dificuldade de evaporação, devido ao elevado tamanho das gotas atomizadas. Procedeu-se assim a um dimensionamento de novas bombas de água para uma pressão a disponibilizar ao atomizador mais apropriada e com o correcto caudal a disponibilizar. A selecção da bomba de água incidiu em bombas de alta eficiência, com o intuito de minimizar os desperdícios de operação, factor também negativo no actual sistema de bombagem.

Em complemento o isolamento das condutas de insuflação resultou numa redução mínima proposta de 81% das perdas da energia térmica pelas condutas em comparação com a rede de condutas sem

isolamento, ou seja, um aproveitamento absoluto das necessidades energéticas em 6%, que de outra forma seria desperdiçado.

Finalmente e em complemento à solução otimizada proposta, são sugeridas algumas medidas que podem, ainda, contribuir para uma melhor gestão dos consumos e controlo das condições do espaço a climatizar, nomeadamente, o melhoramento do sistema de registo dos consumos energéticos o que permitirá o controlo e aferição energético de todos os equipamentos e, ainda, a manutenção da pressurização do espaço de modo a limitar as infiltrações não controladas de ar, no salão, minimizando o desperdício de energia em climatização.

14. Trabalhos futuros

14.1. Eficiência da difusão do ar

A pretensão deste estudo recai numa abordagem da eficiência de ventilação da climatização, com a intenção de verificar o comportamento da difusão do ar através das grelhas de insuflação e se a mistura do ar de insuflação e extracção se dá homoganeamente por toda a zona em estudo.

A realização do estudo teria necessariamente de ser efectuado como auxílio de *software Computational fluid dynamics*, como o caso do *OpenFoam* e realizando uma análise comparativa com o módulo CFD do *software DesignBuilder*.

14.2. Estudo da iluminação natural

A realização do estudo pretende analisar a possibilidade de uma limitação suplementar da iluminação artificial, em prol da iluminação natural. Com o aproveitamento máximo da iluminação exterior, proporcionaria a redução o consumo energético associado às luminárias, bem como às centrais de climatização devido à existência de menores ganhos internos, que proporcionaria uma menor operação.

14.3. Equipamento de climatização complementar

O propósito deste trabalho terá como base a obtenção de um equipamento complementar às centrais de climatização, que apenas seria accionado nas situações mais críticas (meses mais quentes do Verão) em que o sistema não consegue a climatização apropriada do espaço. As varias soluções propostas terão de ser ponderadas entre os critérios de eficiência energética e viabilidade económica.

Referências Documentais

- [1] Continental, “Continental,” [Online]. Available: Continental. [Acedido em 27 06 2012].
- [2] S. Indústria Têxtil do Ave, Manual de acolhimento, Lousado, 2010.
- [3] C. Mabor, Interviewee, *Continental Mabor é história de sucesso em Portugal*. [Entrevista]. 16 Abril 2011.
- [4] J. Leite, “Restos de Coleção (Mabor - Manufatura Nacional de Borracha),” 10 Janeiro 2012. [Online]. Available: <http://restosdecoleccion.blogspot.pt/2012/01/mabor-manufatura-nacional-de-borracha.html>. [Acedido em 26 Abril 2012].
- [5] “Wikipedia,” [Online]. Available: http://en.wikipedia.org/wiki/Textile_manufacturing_by_pre-industrial_methods. [Acedido em 16 4 2012].
- [6] “Wikipedia,” [Online]. Available: <http://en.wikipedia.org/wiki/Weaving>. [Acedido em 16 03 2012].
- [7] CIBSE, Guide B - Heating, ventilating, air conditioning and refrigeration, 2005.
- [8] ASHRAE, “HVAC System Analysis and Selection,” em *HVAC System & Equipment*, 2008.
- [9] P. D. J. R. Camargo, “Sistemas de resfriamento evaporativo e evaporativo-adsortivo aplicados ao condicionamento do ar,” Guaratinguetá, 2003.
- [10] “AZEVAP,” [Online]. Available: <http://www.azevap.com/history-technology.php>. [Acedido em 8 4 2012].
- [11] Y. A. Cengel e M. A. Boles, *Thermodynamics*, 6th Edition.
- [12] F. P. Incropera, D. P. Dewitt, A. S. Lavine e T. L. Bergman, *Fundamentals of Heat and Mass Transfer*, 6ª Edição ed., John Wiley & Sons Inc, 2006.
- [13] “CYTSoft Psychrometric Chart 2.2,” [Online]. Available: <http://www.cytsoft.com/psychrometric%20chart.htm>.
- [14] ASHRAE, “Chapter 51 - Evaporative Cooling,” em *HVAC Applications*, 2007.
- [15] P. C. N. E. J.D. Palmer, *Evaporative Cooling Design Guidelines Manual*, 2002.
- [16] S. K. Wang, *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration*, McGraw-Hill.
- [17] R. Haines e M. Myers, *HVAC Systems Design Handbook*, 5ª Edição ed.
- [18] R. McDowall, *Fundamentals of HVAC Systems*, 2007.
- [19] “Lechler,” [Online]. Available: http://www.lechler.de/index-en_US. [Acedido em 22 04

- 2012].
- [20] “TeeJet Technologies,” [Online]. Available: <http://www.teejet.com/english/home.aspx>. [Acedido em 22 04 2012].
- [21] “swamp-cooler-covers,” [Online]. Available: <http://swamp-cooler-covers.com/>. [Acedido em 22 04 2012].
- [22] “Indoor Comfort Supply,” [Online]. Available: <http://indoorcomfortsupply.com>. [Acedido em 22 04 2012].
- [23] “Munters,” [Online]. Available: <http://www.munters.com/en/Global/>. [Acedido em 22 04 2012].
- [24] U. D. o. Energy, “EnergyPlus Energy Simulation Software,” [Online]. Available: http://apps1.eere.energy.gov/buildings/energyplus/energyplus_about.cfm. [Acedido em 7 Junho 2012].
- [25] “DesignBuilder,” [Online]. Available: <http://www.designbuilder.co.uk/content/view/7/13/>. [Acedido em 7 Junho 2012].
- [26] LNEG, *Manual SolTerm 5.1.4*, 2012.
- [27] “mygreenbuildings,” [Online]. Available: <http://www.mygreenbuildings.org/2009/06/07/energyplus-designbuilder-simulazione-edificio-impianto-regime-dinamico.html>. [Acedido em 8 Junho 2012].
- [28] I. N. d. M. e. G. -. LNEC, *Temperaturas Exteriores de Projecto e Números de Graus-Dias*, Lisboa, 1989.
- [29] A. S. 55P, *Thermal Environmental Conditions for Human Occupancy*, 2003.
- [30] I. 7730, *Ergonomics of the thermal environment — Analytical determination and interpretation of thermal comfort using calculation of the PMV and PPD indices and local thermal comfort criteria*, 2005.
- [31] ASHRAE, “Chapter 09 - Thermal Comfort,” em *Fundamentals*, 2009.
- [32] B. Purushothama, *Humidification and ventilation management in textile industry*, Woodhead Publishing India (P) Ltd, 2009.
- [33] ASHRAE, “Chapter 19 - Textile Processing Plants,” em *HVAC Applications*, 2007 .
- [34] “Agência Portuguesa do Ambiente,” [Online]. Available: <http://www.qualar.org>. [Acedido em 21 Março 2012].
- [35] W. H. Organization, *Air Quality Guidelines Global Update 2005*, 2006.
- [36] W. H. Organization, *Air Quality Guidelines for Europe*, Copenhagen, 2000.
- [37] W. H. Organization, *Guidelines for Air Quality*, Geneva, 2000.
- [38] A. P. d. Ambiente, “Qualidade do Ar em Espaços Interiores,” Amadora, Janeiro de 2009.

- [39] A. P. d. Ambiente e A. Direcção Geral de Energia e Geologia, Metodologia para auditorias periódicas de QAI em edifícios de serviços existentes no âmbito do RSECE (NOTA TÉCNICA NT-SCE-02).
- [40] “Ar Condicionado Split,” [Online]. Available: <http://www.arcondicionadosplit.org>. [Acedido em 22 Março 2012].
- [41] ANSI/ASHRAE, “Standard 62.1-2010 - Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality”. Patente Standard 62.1, 2010.
- [42] D.-L. n. 79/2006, *Regulamento dos Sistemas Energéticos de Climatização em Edifícios*.
- [43] Maria João Benoliel, Ana Luísa Almaça da Cruz Fernando e Paulo Diegues, “Prevenção e Controlo de Legionella nos Sistemas de Água ,” Instituto Português da Qualidade, 2010.
- [44] B. D. A. D. H. Botele, Motor MEPS Guide, Zurich, 2009.
- [45] B. d. Portugal, “Projeções para a economia portuguesa,” em *Textos de Política e situação Económica*, 2012, pp. 7-27.
- [46] B. d. Portugal, “<http://www.bportugal.pt>,” [Online]. Available: <http://www.bportugal.pt/pt-PT/OBancoeoEurosistema/ComunicadoseNotasdeInformacao/Paginas/combp20110710.aspx>. [Acedido em 02 10 2012].
- [47] C. P. d. S. Á. R. C. H. H. G. E. M. Susana Camelo, Manual de apoio à aplicação do RCCTE, Lisboa: INETI, 2006.
- [48] D.-L. n. 80/2006, *Regulamento das Características de Comportamento Térmico dos Edifícios*.
- [49] L. M. B. d. M. e. Lopes, “Caracterização das Cargas Térmicas de A. em Edifícios Pesados,” Porto, 1995.
- [50] I. Sarmiento, “Apontamentos Climatização,” em *Mestrado em Energias Sustentáveis*, ISEP, 2011-2012.
- [51] ASHRAE, “Chapter 18 - Nonresidential cooling and heating load calculations,” em *Fundamentals*, 2009.

Anexos

Anexo A. Caracterização da envolvente

Envolvente exterior:

- Paredes exteriores (figura A. 1) – Parede dupla em alvenaria de tijolo, blocos cerâmicos furados, de 7 cm e 10 cm, 15 cm de espaço de ar, rebocada com 1,5 cm;
- Pilares exteriores (figura A. 2) – Pilar em betão armado com 55 cm, rebocado no interior e exterior com 1,5 cm;
- Janelas embutidas na fachada com vidro duplo de 3 mm, espaço de ar com 5 mm e caixilharia em argamassa (figura A. 3);
- Porta simples de metal ($0,8 \times 2$ m);
- Portão em chapa de metal (3×4 m).

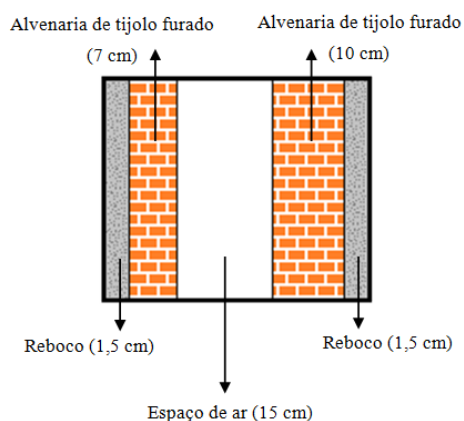


Figura A. 1 – Envolvente exterior (parede).

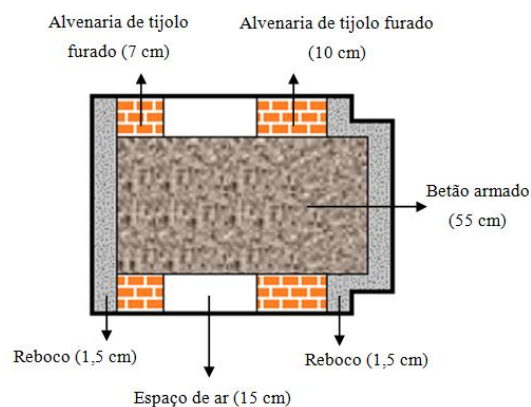


Figura A. 2 – Envolvente exterior (pilar).

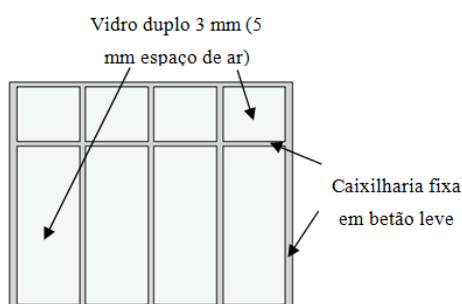


Figura A. 3 – Envolvente exterior (envidraçado).

Envolvente interior:

- Paredes interior (figura A. 4) – Parede simples em alvenaria de tijolo, blocos cerâmicos furados, de 22 cm e rebocada com 1,5 cm de cada lado;
- Pilares exteriores (figura A. 5) – Pilar em betão armado com 55 cm, rebocado no interior e exterior com 1,5 cm;

- Laje de piso intermédio (figura A. 6) – Laje aligeirada de blocos cerâmicos de 23 cm, 2 cm de betão de regularização, rebocada (1 cm) na parte inferior, rebocada (1 cm) e pintada na parte superior com tinta à base de resina;
 - A laje apresenta ao longo da sua área e posteriormente ao reboco inferior, vigas de reforço estruturais de modo a suportar todas as solicitações impostas ao pavimento.
- Laje da cobertura, tecto (figura A. 7) – Laje aligeirada de blocos cerâmicos de 15 cm, betão de regularização de 2 cm para a parte superior e rebocada com 1 cm, na parte inferior;
- Portas – Porta madeira simples e maciça (0,8 × 2 m);
- Porta Wc – Porta de madeira com vidro simples e com área inferior a 30% da área total da porta (0,8 × 2 m);
- Portas corta-fogo (2,85 × 4 m) e (2,8 × 4,6 m).

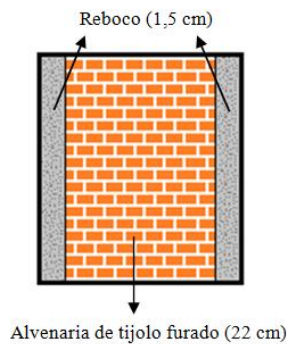


Figura A. 4 – Envoltório interior (parede).

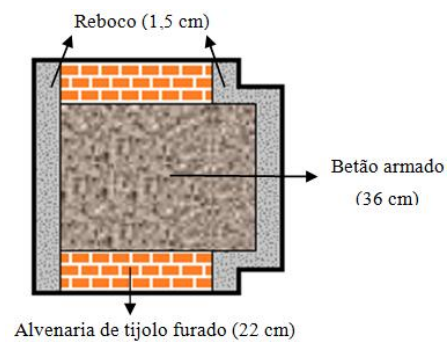


Figura A. 5 – Envoltório interior (pilar).

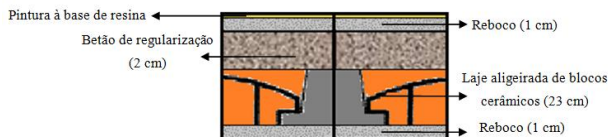


Figura A. 6 – Envoltório interior (pavimento intermédio).

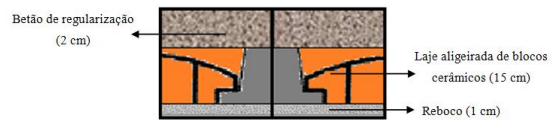


Figura A. 7 – Envoltório interior (laje de cobertura).

Anexo B. Estudos complementares de obtenção da potência calorífica dissipada

Para aferir e compreender o funcionamento e comportamento dos equipamentos de produção, realizaram-se dois estudos que facilitaram a obtenção do calor dissipado por parte destes.

Com isto procedeu-se a leituras da potência instantânea consumida relativamente aos *ICBT* e *VOLKMANN* com o aparelho *Power Measurement 7300 ION*, sendo que para as bobinadeiras foram realizadas medições com o aparelho *Micro VIP 3 Phase Energy Analyser*. Os valores recolhidos acarretam consigo uma margem de erro pois os valores poderão variar dependendo do tipo de artigo (*decitex*⁵ do artigo) que se encontra no equipamento e do estado do jogo (quando o jogo está no início as bobinas estão vazias e exercem menos peso no equipamento o que traduz numa força motriz menor e como consequência um menor consumo, sendo que quando o jogo está no fim exerce o efeito contrário).

Os dados recolhidos relativos à potência absorvida pelo equipamento no instante da leitura e o respectivo cálculo do consumo médio mensal, pode ser observado na tabela B. 1, em que se considerou para o cálculo 346 dias de laboração.

Foram realizados dois tipos de medições nos equipamentos, correspondente aos ventiladores de extracção, associados aos equipamentos, para a situação em que estes se encontravam desligados e ligados, de modo a verificar o comportamento com esta variante. Os ventiladores de extracção associados ao equipamento são responsáveis por extrair uma parcela dos ganhos caloríficos do equipamento e reencaminhá-los para a central de climatização. Para os equipamentos de produção, que não apresentam valores, deveu-se ao facto de não terem nenhum ventilador associado ao equipamento, com a excepção dos torcedores *ROSEATE* e *RITM* que apesar de não terem nenhum ventilador, não foram contabilizados pois não era possível a sua leitura directa, e apresenta consumos muito baixos e quase insignificantes em relação aos restantes, devido ao pouco tempo de funcionamento e à sua baixa potência.

⁵ *Decitex* corresponde à massa do fio em gramas para 10.000 metros de fio ($10.000 \text{ decitex} = 10.000 \text{ m} \div 1 \text{ g}$), o que significa que quanto maior o *decitex* maior vai ser o peso do artigo para os mesmos 10.000 metros.

Tabela B. 1 – Potência absorvida e consumo médio mensal.

Potência obtida pela medição do consumo instantâneo com um determinado artigo					
Equipamento	Designação	Potência medida vent. ON [kW]	Consumo médio mensal vent. ON [kWh]	Potência medida vent. OFF [kW]	Consumo médio mensal vent. OFF [kWh]
ICBT	Torcedor Nº 1	90,0	62.301	79,8	55.242
ICBT	Torcedor Nº 2	147,2	101.862	136,7	94.596
ICBT	Torcedor Nº 3	150,9	104.423	139,9	96.811
ICBT	Torcedor Nº 4	146,0	101.032	135,3	93.628
ICBT	Torcedor Nº 5	108,1	74.805	97,8	67.643
ICBT	Torcedor Nº 6	84,9	58.723	75,2	52.045
ICBT	Torcedor Nº 7	108,0	74.736	97,0	67.103
ICBT	Torcedor Nº 8	100,7	69.684	90,3	62.453
ICBT	Torcedor Nº 9	99,2	68.626	88,6	61.284
ICBT	Torcedor Nº 10	-	-	-	-
ICBT	Torcedor Nº 11	144,2	99.786	138,5	95.842
ICBT	Torcedor Nº 12	137,8	95.358	130,1	90.029
RIETER	Torcedor Nº 13	118,8	82.210	112,7	77.988
RIETER	Torcedor Nº 14	136,2	94.250	130,3	90.168
RIETER	Torcedor Nº 15	-	-	62,17	43.022
RITM	Torcedor Nº 16	119,5	82.694	113,3	78.404
RITM	Torcedor Nº 17	115,6	79.995	110,8	76.674
RITM	Torcedor Nº 18	49,68	34.379	43,49	30.095
VOLKMANN	Torcedor Nº 1	-	-	25,52	17.660
VOLKMANN	Torcedor Nº 2	-	-	27,44	18.988
VOLKMANN	Torcedor Nº 3	-	-	27,11	18.760
VOLKMANN	Torcedor Nº 4	-	-	25,85	17.888
SCHWETER	Bobinadeira Nº1	-	-	4,38	3.031
SCHWETER	Bobinadeira Nº2	-	-	4,31	2.983
SCHWETER	Bobinadeira Nº3	-	-	4,26	2.948
SCHWETER	Bobinadeira Nº4	-	-	3,80	2.630
SCHW	Bobinadeira Nº5	-	-	1,53	1.059
SCHW	Bobinadeira Nº6	-	-	1,48	1.024
ROSEATE	Bobinadeira	-	-	-	-
RITM	Torcedor	-	-	-	-

Dos valores obtidos pela leitura da potência com os ventiladores de exaustão dos equipamentos desligados e ligados, foi possível efectuar o cálculo para saber o valor da potência dos ventiladores e o respectivo consumo médio mensal, cujos resultados podem ser consultados na tabela B. 2.

Tabela B. 2 – Potência e consumo associado aos ventiladores de exaustão dos equipamentos ICBT.

Equipamento	Designação	Potência associada aos ventiladores [kW]	Consumo médio mensal associado aos vent. [kWh]
ICBT	Torcedor Nº 1	10,2	7.058
ICBT	Torcedor Nº 2	10,5	7.266
ICBT	Torcedor Nº 3	11,0	7.612
ICBT	Torcedor Nº 4	10,7	7.404
ICBT	Torcedor Nº 5	10,4	7.162
ICBT	Torcedor Nº 6	9,7	6.678
ICBT	Torcedor Nº 7	11,0	7.633
ICBT	Torcedor Nº 8	10,5	7.231
ICBT	Torcedor Nº 9	10,6	7.342
ICBT	Torcedor Nº 10	-	-
ICBT	Torcedor Nº 11	5,7	3.944
ICBT	Torcedor Nº 12	7,7	5.328
RIETER	Torcedor Nº 13	6,1	4.221
RIETER	Torcedor Nº 14	5,9	4.083
RIETER	Torcedor Nº 15	-	-
RITM	Torcedor Nº 16	6,2	4.290
RITM	Torcedor Nº 17	4,8	3.322
RITM	Torcedor Nº 18	6,2	4.283
VOLKMANN	Torcedor Nº 1	-	-
VOLKMANN	Torcedor Nº 2	-	-
VOLKMANN	Torcedor Nº 3	-	-
VOLKMANN	Torcedor Nº 4	-	-
SCHWETER	Bobinadeira Nº1	-	-
SCHWETER	Bobinadeira Nº2	-	-
SCHWETER	Bobinadeira Nº3	-	-
SCHWETER	Bobinadeira Nº4	-	-
SCHW	Bobinadeira Nº5	-	-
SCHW	Bobinadeira Nº6	-	-
ROSEATE	Bobinadeira	-	-
RITM	Torcedor	-	-

Com os valores da leitura da potência absorvida pelos equipamentos e com a contagem do número de fusos a funcionar nesse instante consegue-se o cálculo da potência absorvida total estimada, ou seja, a potência total que o equipamento absorve se estivesse com todos os fusos a funcionar a 100%. Estes valores podem ser consultados na tabela B. 3.

Tabela B. 3 – Potências totais estimadas dos equipamentos.

Equipamento	Designação	Potência obtida por estimativa dos valores encontrados nas medições anteriores para o funcionamento de todos os fusos do equipamento		
		Potência total estimada vent. ON [kW]	Potência total estimada vent. OFF [kW]	Potência estimada associada aos vent. [kW]
ICBT	Torcedor Nº 1	102	90	12
ICBT	Torcedor Nº 2	151	141	10
ICBT	Torcedor Nº 3	152	141	11
ICBT	Torcedor Nº 4	150	139	11
ICBT	Torcedor Nº 5	108	98	10
ICBT	Torcedor Nº 6	85	76	10
ICBT	Torcedor Nº 7	109	98	10
ICBT	Torcedor Nº 8	101	91	10
ICBT	Torcedor Nº 9	102	91	11
ICBT	Torcedor Nº 10	-	-	-
ICBT	Torcedor Nº 11	145	140	6
ICBT	Torcedor Nº 12	146	138	8
RIETER	Torcedor Nº 13	121	114	6
RIETER	Torcedor Nº 14	138	132	6
RIETER	Torcedor Nº 15	-	63	-
RITM	Torcedor Nº 16	134	127	7
RITM	Torcedor Nº 17	120	115	5
RITM	Torcedor Nº 18	54	47	7
VOLKMANN	Torcedor Nº 1	-	26,2	-
VOLKMANN	Torcedor Nº 2	-	28,2	-
VOLKMANN	Torcedor Nº 3	-	27,9	-
VOLKMANN	Torcedor Nº 4	-	28,2	-
SCHWETER	Bobinadeira Nº1	-	4,4	-
SCHWETER	Bobinadeira Nº2	-	4,3	-
SCHWETER	Bobinadeira Nº3	-	4,3	-
SCHWETER	Bobinadeira Nº4	-	4,6	-
SCHW	Bobinadeira Nº5	-	1,5	-
SCHW	Bobinadeira Nº6	-	1,5	-
ROSEATE	Bobinadeira	-	-	-
RITM	Torcedor	-	-	-

Contudo e como a ITA dispõe de um sistema de registo dos consumos, procedeu-se a uma compilação e ajuste desses dados, para determinar o consumo mensal do ano 2011, bem como a potência média absorvida por cada equipamento. Esses valores obtidos, tabela B. 4, foram os utilizados para o cálculo final da potência calorífica dissipada para o espaço, pois são os mais fidedignos e os que mais se ajustam à realidade.

Tabela B. 4 – Consumos médios mensais e potências médias dos equipamentos relativos ao no de 2011.

Equipamento	Designação	Consumo médio mensal 2011 [kWh]	Potência média total vent. ON [kW]
ICBT	Torcedor Nº 1	86.732	125
ICBT	Torcedor Nº 2	92.400	134
ICBT	Torcedor Nº 3	86.313	125
ICBT	Torcedor Nº 4	91.886	133
ICBT	Torcedor Nº 5	75.328	109
ICBT	Torcedor Nº 6	66.437	96
ICBT	Torcedor Nº 7	81.782	118
ICBT	Torcedor Nº 8	68.355	99
ICBT	Torcedor Nº 9	74.526	108
ICBT	Torcedor Nº 10	69.501	100
ICBT	Torcedor Nº 11	88.322	128
ICBT	Torcedor Nº 12	76.611	111
RIETER	Torcedor Nº 13	79.949	116
RIETER	Torcedor Nº 14	68.959	100
RIETER	Torcedor Nº 15	31.442	45
RITM	Torcedor Nº 16	66.022	95
RITM	Torcedor Nº 17	59.304	86
RITM	Torcedor Nº 18	55.983	81
VOLKMANN	Torcedor Nº 1	19.041	28
VOLKMANN	Torcedor Nº 2	17.691	26
VOLKMANN	Torcedor Nº 3	18.613	27
VOLKMANN	Torcedor Nº 4	17.801	26
SCHWETER	Bobinadeira Nº1	3.154	5
SCHWETER	Bobinadeira Nº2	3.103	4
SCHWETER	Bobinadeira Nº3	3.125	5
SCHWETER	Bobinadeira Nº4	3.283	5
SCHW	Bobinadeira Nº5	1.102	2
SCHW	Bobinadeira Nº6	1.066	2
ROSEATE	Bobinadeira	-	-
RITM	Torcedor	-	-

Com os valores encontrados, referentes à tabela B. 4, procedeu-se à obtenção das características dos ventiladores e à medição do caudal e temperatura no interior da conduta imediatamente a seguir ao ventilador, para saber a energia dissipada da máquina que é extraída pelos ventiladores e reencaminhada para as centrais de climatização onde depois é exaurida. As medições foram realizadas através de um anemómetro com um sonda molinete enquanto as temperaturas interiores ambientes, que também foram adquiridas foram obtidas por um termo-higrómetro.

A potência calorífica total dissipada para o espaço, para o caso em que os ventiladores não funcionem e para a situação real de funcionamento contínuo dos ventiladores estão apresentados na tabela B. 5.

De realçar que os equipamentos contam com diferentes ventiladores, onde foi realizada uma média para a potência calorífica a adoptar e considerar. A eficiência dos ventiladores que apresentam o valor de 71% foi obtida pela consulta do catálogo do fabricante enquanto a eficiência relativa aos ventiladores com 60% foi considerado de acordo com a eficiência usual média atribuída ao tipo de ventiladores em questão e definido pela ASHRAE, devido à ausência do catálogo do fabricante.

Tabela B. 5 – Potência calorífica total dissipada para o espaço em estudo.

Equipamento	Designação	Potência média total vent. ON [kW]	Nº de Ventiladores	Eficiência	Potência dissipada vent. [kW]	Pot. dissipada para a exaustão [kW]	Potência dissipada para o espaço [kW]	Potência total dissipada pelo equipamento [kW]
ICBT	Torcedor Nº 1	125,3	2	60%	7,7	40	73,8	113,8
ICBT	Torcedor Nº 2	133,5	2	60%	7,0	40	83,0	123,0
ICBT	Torcedor Nº 3	124,7	2	60%	7,3	40	73,7	113,7
ICBT	Torcedor Nº 4	132,8	2	60%	7,1	40	82,1	122,1
ICBT	Torcedor Nº 5	108,9	2	60%	6,9	40	58,5	98,5
ICBT	Torcedor Nº 6	96,0	2	60%	6,5	40	46,3	86,3
ICBT	Torcedor Nº 7	118,2	2	60%	6,9	40	67,9	107,9
ICBT	Torcedor Nº 8	98,8	2	60%	7,0	40	48,3	88,3
ICBT	Torcedor Nº 9	107,7	2	60%	7,1	40	57,1	97,1
ICBT	Torcedor Nº 10	100,4	2	60%	7,0	40	49,9	89,9
ICBT	Torcedor Nº 11	127,6	1	71%	2,3	60	61,9	121,9
ICBT	Torcedor Nº 12	110,7	1	71%	3,3	60	42,5	102,5
RIETER	Torcedor Nº 13	115,5	1	71%	2,5	60	49,3	109,3
RIETER	Torcedor Nº 14	99,7	1	71%	2,4	60	33,7	93,7
RIETER	Torcedor Nº 15	45,4	Não tem	-	-	-	45,4	45,4
RITM	Torcedor Nº 16	95,4	1	71%	2,8	60	28,4	88,4
RITM	Torcedor Nº 17	85,7	1	71%	2,0	60	20,7	80,7
RITM	Torcedor Nº 18	80,9	1	71%	2,8	60	14,2	74,2
VOLKMANN	Torcedor Nº 1	27,5	Não tem	-	-	-	27,5	27,5
VOLKMANN	Torcedor Nº 2	25,6	Não tem	-	-	-	25,6	25,6
VOLKMANN	Torcedor Nº 3	26,9	Não tem	-	-	-	26,9	26,9
VOLKMANN	Torcedor Nº 4	25,7	Não tem	-	-	-	25,7	25,7
SCHWETER	Bobinadeira Nº1	4,6	Não tem	-	-	-	4,6	4,6
SCHWETER	Bobinadeira Nº2	4,5	Não tem	-	-	-	4,5	4,5
SCHWETER	Bobinadeira Nº3	4,5	Não tem	-	-	-	4,5	4,5
SCHWETER	Bobinadeira Nº4	4,7	Não tem	-	-	-	4,7	4,7
SCHW	Bobinadeira Nº5	1,6	Não tem	-	-	-	1,6	1,6
SCHW	Bobinadeira Nº6	1,5	Não tem	-	-	-	1,5	1,5
ROSEATE	Bobinadeira	-	Não tem	-	-	-	-	-
RITM	Torcedor	-	Não tem	-	-	-	-	-
							1064,0	1884,0

Anexo C. Qualidade do ar interior

Tabela C. 1 – Principais fontes e efeitos na saúde dos factores responsáveis pela má QAI [35, 37, 42].

Factor	Principais fontes	Efeitos na saúde
Valores extremos de temperatura e humidade	Colocação imprópria dos dispositivos de medição (termostatos), deficiente controlo de humidade, inércia térmica do edifício, número de equipamentos instalados e a densidade de ocupação.	Desconforto térmico, tonturas, mucosas e olhos secos, gripe, câimbras, esgotamento, fadiga térmica, AVC.
Dióxido de carbono	Número de ocupantes (suor/transpiração, respiração, digestão); Queima de combustíveis fósseis.	Aumento da frequência respiratória, cansaço, tonturas, náuseas, perda de consciência
Monóxido de carbono	Processos de combustão; Fumo de tabaco; Emissões de veículos e máquinas agrícolas.	Dificuldades respiratórias, dores de cabeça, náuseas, cansaço, efeitos no sistema nervoso e cardiovascular.
Ozono	Fotocopiadoras; Impressoras a laser; Aparelhos de limpeza; Reacções fotoquímicas; Desinfectante da água.	Problemas respiratórios, irritação nos olhos, dores de cabeça, alterações da vigilância e da actuação, edema pulmonar se a exposição for prolongada ou repetida, reacções asmáticas e alérgicas, secura da boca e garganta, pressão no peito e tosse.
Formaldeído	Desinfectantes; Pesticidas; Produtos derivados da madeira; Espumas de isolamento; Materiais de construção; Mobiliário; Isolantes, adesivos, colas e tintas; Material têxtil; Papel químico; Solventes de lacas e resinas.	Irritação dos olhos, nariz, garganta e pele, problemas respiratórios, dores de cabeça, enjoos, fadiga.
Partículas PM 10	Processos de combustão; Ocupantes; Sistemas AVAC; Resíduos de água;	Problemas respiratórios, olhos secos, alergias, irritação da pele, nariz e garganta, tosse e espirros.

	<p>Carpetes e tapetes;</p> <p>Entradas/infiltrações de ar;</p> <p>Fumo de tabaco;</p> <p>Papel.</p>	
<p>Compostos Orgânicos Voláteis (COVs)</p>	<p>Colas, solventes, tintas, resinas e vernizes;</p> <p>Produtos de limpeza;</p> <p>Carpetes e tapetes;</p> <p>Desinfectantes, desodorizantes, perfume, laca;</p> <p>Insecticidas, pesticidas e fungicidas;</p> <p>Material de construção;</p> <p>Mobiliário, fumo de tabaco;</p> <p>Computadores, impressoras e fotocopiadoras;</p> <p>Bombas de gasolina e outras actividades.</p>	<p>Odores, sintomas de alergia, náuseas, leucemia, cancro da pele e pulmão, olhos vermelhos, secura das mucosas do nariz e garganta, dores de cabeça, fadiga, vertigens.</p>
<p>Radão</p>	<p>Solo de zonas graníticas;</p> <p>Materiais de construção;</p> <p>Solos contaminados.</p>	<p>Aumenta o risco de cancro no pulmão.</p>
<p>Bactérias e fungos</p>	<p>Sistemas AVAC;</p> <p>Materiais de construção e decoração;</p> <p>Pólen;</p> <p>Zonas húmidas do edifício, pêlos, penas e excrementos de insectos;</p>	<p>Alergias – rinite, sinusite, asma;</p> <p>Infecções – tuberculose, pneumonia, criptococose;</p> <p>Efeitos irritantes – olhos, nariz, garganta e pele;</p> <p>Dores de cabeça, febre, irritação cutânea (fungos), fadiga e dores musculares</p>
<p>Legionella</p>	<p>Temperatura da água entre 20°C e 45°C, sendo a óptima entre os 35 °C e 45 °C;</p> <p>pH entre 5 e 8;</p> <p>Humidade relativa superior a 60%;</p> <p>Zonas de reduzida circulação de água;</p> <p>Presença de outros organismos (e.g. algas, amibas, protozoários) em águas não tratadas ou com tratamento deficiente;</p> <p>Existência de um bio filme nas superfícies em contacto com a água;</p> <p>Processos de corrosão ou incrustação;</p>	<p>Doença do legionário e febre Pontiac – <i>Legionella</i>.</p>
<p>Ventilação inadequada</p>	<p>Medidas de poupança de energia e manutenção, projecto do sistema de AVAC, alteração de funcionamento do sistema AVAC pelos ocupantes, baixa taxa de ventilação para o número de ocupantes.</p>	<p>Dores de cabeça, cansaço e falta de ar</p>

C.1. Definição de zonas de medição no edifício [37, 38]

Para a realização de uma avaliação dos parâmetros de qualidade do ar interior, fixados no RSECE, num edifício ou fracção autónoma objecto de análise, deve-se dividir os espaços por zonas ocupadas e efectuar pelo menos uma medição para cada parâmetro exigido.

Na definição das zonas de medição no edifício, podem ser aplicados diversos critérios de selecção, tendo sido utilizado para este estudo os seguintes parâmetros abaixo listados:

- Os espaços a englobar na mesma zona devem ser adjacentes e ser servidos pela mesma UTA ou sistema de ventilação;
- Os espaços numa mesma zona podem ainda apresentar determinadas características comuns, nomeadamente:
 - Apresentarem níveis e tipos semelhantes de actividades, cargas térmicas e fontes de emissão de poluentes;
 - Compartimentação e organização dos espaços; *open space*, gabinetes, entre outros;
 - Valores semelhantes das assimetrias e das gamas de variação de cada um dos parâmetros a medir (assimetria da temperatura radiante);
 - Aleatoriamente.

No caso do edifício em estudo, o salão 2 do piso 0, foi dividido em apenas uma zona ocupada com uma área total de 6477 m². Optou-se por esta solução pois para o espaço útil a considerar não existem compartimentos e apresentam a mesma actividade industrial ao longo de toda a área a considerada.

C.2. Determinação do número mínimo de pontos de amostragem por zona [37, 38]

Para uma estimativa do número mínimo de pontos (locais) de amostragem utilizou-se a seguinte expressão, arredondado o resultado para a unidade:

$$N_i = 0,15 \times \sqrt{A_i} \leftrightarrow N_i = 0,15 \times \sqrt{6477} \leftrightarrow N_i = 12,07 \approx 12 \quad (\text{C.1})$$

Onde:

N_i – n.º de locais de medida na zona i ;

A_i – área da zona i , em m².

Da resolução da expressão anterior resultaram doze pontos de amostragem (valor mínimo a considerar) para a avaliação da qualidade do ar interior no espaço em estudo, que foram distribuídos uniformemente pela área a considerar.

C.3. Critérios de monitorização [37, 38]

Para além da determinação do número mínimo de pontos de amostragem, também se teve em conta outros critérios importantes e relevantes, tais como:

- A monitorização/amostragem foi conduzida em locais representativos das actividades ocupacionais;
- Os locais foram seleccionados de modo a minimizar o impacto nas actividades extra laborais;
- Tentou-se que as localizações não estivessem a menos de 1 metro das fontes de contaminação, tais como equipamentos de produção;
- Todas as medições foram realizadas na proximidade do nível das vias respiratórias, estando a uma altura superior a 1,5 m acima do chão;
- Os locais estavam a pelo menos 0,5 m de cantos de paredes e das janelas;
- Os locais estavam a pelo menos 0,5 m das paredes, divisórias e de outras superfícies verticais.
- Os locais não se encontravam na zona de influência directa (por baixo) das grelhas de insuflação de ar;
- Os locais não obstruíam nem interferiam com as saídas dos ocupantes da área de estudo nas situações normais e de emergência;
- Os locais eram fixos e equidistantes entre eles.

C.4. Metodologia e resultados das medições da QAI

Em cada ponto de monitorização foram utilizados três aparelhos diferentes, cuja tabela C. 2, indica a informação do aparelho e o respectivo poluente que analisa, com as suas imagens representadas na figura C. 1 e figura C. 2.

Tabela C. 2 – Equipamentos utilizados na análise QAI.

Poluente	Equipamento Utilizado
<i>Partículas suspensas no ar (PM10)</i>	Lighthouse Worldwide Solutions - Handheld 3016 -IAQ
<i>Dióxido de Carbono (CO₂)</i>	GrayWolf Sensing Solutions - Indoor Air IQ-610 Quality Probe
<i>Monóxido de Carbono (CO)</i>	GrayWolf Sensing Solutions - Indoor Air IQ-610 Quality Probe
<i>Ozono (O₃)</i>	GrayWolf Sensing Solutions - Indoor Air IQ-610 Quality Probe
<i>Formaldeído (CH₂O)</i>	PPM Formaldemeter <i>htV-m</i>
<i>Compostos Orgânicos Voláteis (COVs)</i>	GrayWolf Sensing Solutions - Indoor Air IQ-610 Quality Probe
<i>Micro-organismos: fungos e bactérias</i>	-
<i>Legionella</i>	-
<i>Rádón</i>	Sarad Radon Scout



Figura C. 1 – Handheld 3016 – IAQ.



Figura C. 2 – Air IQ-610 Quality Probe PPM.



Figura C. 3 – Sarad Radon Scout.



Figura C. 4 – Formaldemeter htV-m.

As medições nos 12 pontos de monitorização foram realizadas três vezes, isto porque optou-se pela realização destas medições com as centrais de climatização em diferentes estados, nomeadamente numa situação em que estivessem a funcionar na velocidade mínima, numa situação intermédia e na velocidade máxima.

C.5. Critérios de conformidade [37, 38]

A conformidade legal dos parâmetros medidos deve ser verificada mediante observação das condições descritas de seguida:

- Como “Parâmetro” entenda-se a concentração de cada um dos poluentes a medir;
- Como $[\text{Parâmetro}]_{MR}$ entenda-se a concentração máxima de referência para cada um dos poluentes em causa;
- Como $[\text{Parâmetro}]_{Ext}$ considere-se a concentração média temporal do poluente em análise medida no exterior do edifício;
- Como $[\text{Parâmetro}]_{MaxT}$ considere-se valor máximo obtido de todos os pontos de amostragem/medição no edifício;

- Como $[\text{Parâmetro}]_{\text{MaxE}}$ considere-se valor máximo de todas as médias temporais obtidas para todos os espaços do edifício/fracção.

1. Critério de conformidade para os poluentes PM_{10} , CO , O_3 , HCHO

$$[\text{Parâmetro}]_{\text{MaxT}} \leq [\text{Parâmetro}]_{\text{MR}}$$

2. Critério de conformidade para o poluente CO_2

$$([\text{CO}_2]_{\text{MedT}} - [\text{CO}_2]_{\text{Ext}}) \times \frac{N_{\text{ocup.max}}}{N_{\text{ocup}}} + [\text{CO}_2]_{\text{Ext}} \leq [\text{CO}_2]_{\text{MR}}$$

3. Critério de conformidade para o poluente $\text{COV}_{\text{Totais}}$

$$[\text{COV}_{\text{totais}}]_{\text{MaxT}} \leq [\text{COV}_{\text{totais}}]_{\text{MR}}$$

C.6. Informações necessárias relativas às centrais de climatização a ter em consideração, no momento das medições

- Na central de climatização nº 1 apenas o ventilador de exaustão esteve em funcionamento, devido ao ventilador de insuflação se encontrar danificado, não havendo necessidade de funcionar a bomba de água.
- A central de climatização nº 2 apresentava também algumas limitações no ventilador de insuflação não sendo aconselhável a operação a altas velocidades.
- A central de climatização nº 3 é limitada em termos de controlo pois apresenta apenas um inversor de frequência para o conjunto de ventilador de insuflação e extracção, resultando alteração simultânea do ventilador de insuflação e extracção para o mesmo valor de velocidade.
- A central de climatização nº 4 apresenta a mesma limitação em termos de controlo que a central de climatização nº 3, tendo ainda condicionante de não poder operar a velocidades elevadas por razões de segurança e limitação técnica do equipamento.
- O funcionamento da bomba de água funcionou sempre no máximo em todas as centrais de climatização e todas as opções de funcionamento, com excepção da central nº 1, pelas razões já expostas.

C.7. Poluentes do tipo físico-químico

C.7.1. Estudo da QAI para as centrais de climatização a funcionarem na velocidade mínima

As medições começaram às 10.45h do dia 4 de Abril de 2012 e tiveram a duração aproximada de uma hora e trinta minutos. As centrais de climatização foram reguladas através do selector associado a cada central de climatização para a posição mínima, estando apresentada na tabela C. 3 a pormenorização da situação de funcionamento.

Tabela C. 3 – Funcionamento das centrais de climatização.

Central de Climatização	Situação de funcionamento das Centrais de Climatização
1	Só o ventilador de exaustão a funcionar (10,3 Hz)
2	Ventilador de insuflação a 10 Hz, ventilador de extração a 10 Hz e bomba da água no máximo (50 Hz)
3	Ventiladores de insuflação e extração a 9 Hz e bomba de água no máximo (50 Hz)
4	Ventiladores de insuflação e extração a 6 Hz e bomba de água no máximo (50 Hz)

Da análise dos resultados obtidos, tabela C. 4, é possível verificar a vermelho quais os poluentes que ultrapassaram os valores máximos de referência e em que pontos de monitorização, cujo valor a negrito e sublinhado corresponde ao valor máximo obtido no conjunto dos pontos de monitorização.

Neste conjunto de recolhas destacam-se o ozono e as partículas Pm₁₀ que ultrapassam o valor máximo de referência em vários pontos monitorizados.

Tabela C. 4 – Resultados obtidos das medições efectuadas.

Pontos de Monitorização	CO ₂ [ppm]	CO [ppm]	O ₃ [ppm]	Formaldeído [ppm]	COV _T [mg/m ³]	T [°C]	HR [%]	Pm ₁₀ [mg/m ³]
1	391	1,3	0,10	0,00	0,31	23,0	30,9	0,179
2	398	1,8	0,12	0,00	0,20	26,6	26,5	0,162
3	391	1,9	0,15	0,00	0,18	31,1	26,1	0,238
4	396	2,7	0,16	0,00	0,52	31,5	26,5	0,283
5	401	1,3	0,12	0,00	0,54	26,8	30,7	0,133
6	381	0,9	0,11	0,00	0,25	24,7	30,2	0,161
7	452	3,3	0,16	0,00	0,35	33,8	23,4	0,153
8	478	4,0	0,17	0,00	0,32	32,7	22,4	0,148
9	455	3,9	0,18	0,00	0,16	32,7	21,5	0,133
10	469	4,1	0,14	0,00	0,12	26,7	27,0	0,157
11	481	4,2	0,17	0,00	0,20	32,3	23,0	0,193
12	435	3,9	0,17	0,00	0,14	33,8	21,3	0,129
Média Monitorização	427	2,8	0,15	0,00	0,27	29,6	25,8	0,172
Exterior	337	0,4	0,07	-	0,09	21,4	31,4	0,018

Critério de conformidade

PM₁₀:

$$[PM_{10}]_{MaxT} \leq [PM_{10}]_{MR} \leftrightarrow 0,283 \leq 0,15 \quad \text{Não verifica}$$

CO:

$$[CO]_{MaxT} \leq [CO]_{MR} \leftrightarrow 4,2 \leq 10,7 \quad \text{Verifica}$$

O₃:

$$[O_3]_{MaxT} \leq [O_3]_{MR} \leftrightarrow 0,18 \leq 0,10 \quad \text{Não verifica}$$

HCHO:

$$[HCHO]_{MaxT} \leq [HCHO]_{MR} \leftrightarrow 0,00 \leq 0,08 \quad \text{Verifica}$$

CO₂:

$$([CO_2]_{MedT} - [CO_2]_{Ext}) \times \frac{N_{ocup,max}}{N_{ocup}} + [CO_2]_{Ext} \leq [CO_2]_{MR} \leftrightarrow (427 - 337) \times \frac{14}{10} + 337 \leq 984 \leftrightarrow 463 \leq 984$$

Verifica

COV_{Totais}:

$$[COV_{totais}]_{MaxT} \leq [COV_{totais}]_{MR} \leftrightarrow 0,54 \leq 0,6 \quad \text{Verifica}$$

C.7.2. Estudo da QAI para as centrais de climatização a funcionarem na velocidade média

As medições começaram às 16 horas do dia 4 de Abril de 2012 e tiveram a duração aproximada de uma hora e trinta minutos, com as centrais de climatização reguladas através da alteração nos inversores de frequência, apresentando na tabela C. 5 a situação de funcionamento pormenorizada.

Tabela C. 5 – Funcionamento das centrais de climatização.

Central de Climatização	Situação de funcionamento das Centrais de Climatização
1	Só o ventilador de exaustão a funcionar (25 Hz)
2	Ventilador de insuflação a 15 Hz, ventilador de extração a 25 Hz e bomba da água no máximo (50 Hz)
3	Ventiladores de insuflação e extração a 25 Hz e bomba de água no máximo (50 Hz)
4	Ventiladores de insuflação e extração a 25 Hz e bomba de água no máximo (50 Hz)

Os resultados obtidos estão apresentados na tabela C. 6, onde é possível verificar a vermelho novamente quais os poluentes que ultrapassam os valores máximos de referência e em que pontos de monitorização.

Para a situação em que as centrais de climatização estão numa situação intermédia os valores de ozono continuam a exceder o máximo de referência, mas com um valor máximo inferior ao da situação em que as centrais se encontravam no mínimo, com um valor de 0,15 ppm para os pontos de monitorização 3, 5, 7, 10 e 12.

Relativamente as PM_{10} , mantiveram-se novamente acima do máximo de referência com valores superiores à situação anterior. Contudo surgiu um novo poluente que em dois pontos de monitorização ultrapassam o limite máximo de referência, correspondente aos COV_T .

Tabela C. 6 – Resultados obtidos das medições efectuadas.

Pontos de Monitorização	CO_2 [ppm]	CO [ppm]	O_3 [ppm]	Formaldeído [ppm]	COV_T [mg/m ³]	T [°C]	HR [%]	PM_{10} [mg/m ³]
1	363	1,1	0,11	0,00	0,19	24,0	34,0	0,288
2	368	1,1	0,12	0,00	0,27	24,8	35,1	0,223
3	365	1,4	0,15	0,00	0,58	29,8	33,1	0,248
4	394	2,1	0,14	0,00	0,99	30,1	35,1	0,321
5	496	2,6	0,15	0,00	0,64	29,4	30,6	0,237
6	352	0,7	0,10	0,00	0,47	23,4	37,2	0,209
7	407	2,6	0,15	0,00	0,58	31,1	31,2	0,157
8	387	1,9	0,14	0,00	0,49	29,4	35,3	0,140
9	428	2,5	0,14	0,00	0,34	27,6	43,8	0,205
10	513	2,3	0,15	0,00	0,45	29,5	33,5	0,165
11	413	2,6	0,14	0,00	0,50	28,5	34,9	0,173
12	471	2,9	0,15	0,00	0,45	28,9	32,7	0,168
Média Monitorização	413	2	0,14	0,00	0,50	28,0	34,7	0,211
Exterior	489	0,9	0,06	-	0,07	16,6	40,6	0,018

Critério de conformidade

PM_{10} :

$$[PM_{10}]_{MaxT} \leq [PM_{10}]_{MR} \leftrightarrow 0,321 \leq 0,15 \quad \text{Não verifica}$$

CO :

$$[CO]_{MaxT} \leq [CO]_{MR} \leftrightarrow 2,9 \leq 10,7 \quad \text{Verifica}$$

O_3 :

$$[O_3]_{MaxT} \leq [O_3]_{MR} \leftrightarrow 0,15 \leq 0,10 \quad \text{Não verifica}$$

HCHO:

$$[HCHO]_{MaxT} \leq [HCHO]_{MR} \leftrightarrow 0,00 \leq 0,08 \quad \text{Verifica}$$

CO_2 :

$$([CO_2]_{MedT} - [CO_2]_{Ext}) \times \frac{N_{ocup,max}}{N_{ocup}} + [CO_2]_{Ext} \leq [CO_2]_{MR} \leftrightarrow (413 - 489) \times \frac{14}{10} + 489 \leq 984 \leftrightarrow 382,6 \leq 984$$

Verifica

COV_{Totais} :

$$[COV_{totais}]_{MaxT} \leq [COV_{totais}]_{MR} \leftrightarrow 0,99 \leq 0,6 \quad \text{Não verifica}$$

C.7.3. Estudo da QAI para as centrais de climatização a funcionarem na velocidade máxima

As medições começaram às 17 horas do dia 3 de Abril de 2012 e tiveram a duração aproximada de uma hora e trinta minutos, com as quatro centrais de climatização a funcionarem na velocidade máxima possível, com a tabela C. 7 a resumir a situação de funcionamento para todas as centrais.

Tabela C. 7 – Funcionamento das centrais de climatização.

Central de Climatização	Situação de funcionamento das Centrais de Climatização
1	Só o ventilador de exaustão a funcionar e no máximo (50 Hz)
2	Ventilador de insuflação a 15 Hz, ventilador de extração a 50 Hz e bomba da água no máximo (50 Hz)
3	Ventiladores de insuflação e extração a 45 Hz e bomba de água no máximo (50 Hz)
4	Ventiladores de insuflação e extração a 35 Hz e bomba de água no máximo (50 Hz)

Relativamente aos resultados deste conjunto de monitorização realizado, tabela C. 8, conclui-se que valores de ozono a continuarem a passar o máximo de referência, com um máximo inferior ao da situação das centrais na velocidade mínima e ligeiramente superior à situação de velocidade intermédia das centrais.

Com o incremento das centrais de climatização para o máximo houve um incremento ainda maior dos COV_T, com quase todos os pontos de monitorização a excederem os valores de referência, enquanto a concentração de Pm₁₀ reduziu substancialmente, ultrapassando o máximo de referência em apenas três pontos de monitorização.

Durante estas medições, realizaram-se três medições para o poluente rádon, com a duração unitária de uma hora. O seu resultado foi bastante inferior ao limite como seria de esperar, pois apesar do edifício estar localizado no Norte de Portugal, a zona em estudo é no piso intermédio e na sua constituição não apresenta pedra granítica.

Tabela C. 8 – Resultados obtidos das medições efectuadas.

Pontos de Monitorização	CO ₂ [ppm]	CO [ppm]	O ₃ [ppm]	Formaldeído [ppm]	COV _T [mg/m ³]	T [°C]	HR [%]	Pm ₁₀ [mg/m ³]	Rádon [Bq/m ³]
1	443	1,4	0,11	0,00	0,83	24,6	37,2	0,140	-
2	381	2,1	0,12	0,00	0,57	25,8	32,9	0,141	-
3	381	2,2	0,14	0,00	1,06	29,1	36,1	0,202	72
4	374	2,8	0,14	0,00	1,46	30,4	35,0	0,308	-
5	404	1,8	0,12	0,00	1,24	27,1	37,2	0,182	-
6	423	1,6	0,11	0,00	0,94	25,8	36,3	0,110	-
7	404	2,7	0,14	0,00	0,41	29,8	30,4	0,091	-
8	392	2,5	0,14	0,00	0,70	29,7	33,8	0,121	63
9	402	3,3	0,16	0,00	1,05	32,6	31,1	0,128	-
10	373	3,7	0,15	0,01	0,68	30,0	31,2	0,127	-
11	396	3,1	0,13	0,00	0,73	28,1	35,1	0,112	-
12	425	2,9	0,12	0,00	0,51	25,6	35,6	0,136	90
Média Monitorização	400	2,5	0,13	0,00	0,85	28,2	34,3	0,150	75
Exterior	391	2,2	0,09	-	0,05	14,9	34,0	0,039	-

Critério de Conformidade

PM₁₀

$$[PM_{10}]_{MaxT} \leq [PM_{10}]_{MR} \leftrightarrow 0,308 \leq 0,15 \quad \text{Não verifica}$$

CO

$$[CO]_{MaxT} \leq [CO]_{MR} \leftrightarrow 3,7 \leq 10,7 \quad \text{Verifica}$$

O₃

$$[O_3]_{MaxT} \leq [O_3]_{MR} \leftrightarrow 0,16 \leq 0,10 \quad \text{Não verifica}$$

HCHO

$$[HCHO]_{MaxT} \leq [HCHO]_{MR} \leftrightarrow 0,01 \leq 0,08 \quad \text{Verifica}$$

CO₂

$$([CO_2]_{MedT} - [CO_2]_{Ext}) \times \frac{N_{ocup,max}}{N_{ocup}} + [CO_2]_{Ext} \leq [CO_2]_{MR} \leftrightarrow (400 - 391) \times \frac{11}{10} + 391 \leq 984 \leftrightarrow 400,9 \leq 984$$

Verifica

COV_{Totais}

$$[COV_{totais}]_{MaxT} \leq [COV_{totais}]_{MR} \leftrightarrow 1,46 \leq 0,6 \quad \text{Não verifica}$$

C.7.4. Estudo complementar

Como consequência das concentrações anormais de COV_T presentes no edifício em estudo e pela razão de estes aumentarem proporcionalmente com o aumento do caudal de ar, resultante do aumento da velocidade das centrais de climatização, procedeu-se a um novo estudo para este poluente.

Pretendeu-se verificar a influência da máquina ZELL e SSM que trabalham na impregnação de telas com produtos químicos e a posterior secagem, cuja libertação de gases pelas suas chaminés se encontram muito próximas das admissões de ar das centrais de climatização, pelo que é imprescindível a verificação e despistagem da sua influência num dia de paragem dos referidos equipamentos.

Como a máquina ZELL e a SSM só param durante oito horas, em sete dias, para a sua manutenção e nunca ao mesmo tempo, procedeu-se à medição das concentrações de COV_T quando a ZELL parada, verificando-se novamente as concentrações passado 3 horas da ZELL ter iniciado. Relativamente à possível influência da SSM foram realizadas medições com ela parada num dia diferente ao da ZELL.

Como o aparelho utilizado para a medição do poluente de COV_T também realiza simultaneamente a medição de outros poluentes como o dióxido de carbono, monóxido de carbono e ozono, estes também foram registados.

A situação de funcionamento das centrais de climatização ao longo deste estudo mantiveram-se sempre constantes e a funcionarem na velocidade máxima possível com a tabela C. 9 a resumir a situação destas.

Tabela C. 9 – Funcionamento das centrais de climatização.

Central de Climatização	Situação de funcionamento das Centrais de Climatização
1	Só o ventilador de exaustão a funcionar e no máximo (50 Hz)
2	Ventilador de insuflação a 25 Hz, ventilador de extração a 50 Hz e bomba da água no máximo (50 Hz)
3	Ventiladores de insuflação e extração a 45 Hz e bomba de água no máximo (50 Hz)
4	Ventiladores de insuflação e extração a 40 Hz e bomba de água no máximo (50 Hz)

C.7.4.1. Estudo da QAI para as centrais de climatização na velocidade máxima e com a máquina ZELL parada

As medições começaram às 10.30h do dia 10 de Maio de 2012 e tiveram a duração aproximada de uma hora, em que estas funcionaram no máximo possível e com a ZELL parada para manutenção.

Pela análise dos resultados obtidos, tabela C. 10, conclui-se que as concentrações de dióxido de carbono e monóxido de carbono não ultrapassam as concentrações máximas regulamentares em nenhum dos pontos de monitorização, mas apresentam uma concentração média de todos os pontos de monitorização ligeiramente superior ao valor obtido no dia 3 de Abril de 2012 em que a ZELL e a SSM estavam em funcionamento. Um outro dado de destaque é o facto das concentrações destes dois poluentes serem superior no exterior do que no interior do edifício, o que leva a concluir que o ar exterior estará em piores condições do que o analisado no dia 3 de Abril de 2012.

Relativamente ao Ozono, apresenta uma média nas monitorizações mais baixa em comparação com os dados do dia 3 de Abril, sendo a sua concentração exterior também ligeiramente inferior.

Relativamente ao ponto de foco, os COV_T apresentaram concentrações muito superiores ao máximo regulamentar, que é mais perceptível pela verificação da média dos pontos de monitorização que apresenta um valor de $2,20 \text{ mg.m}^{-3}$, enquanto o estudo do dia 3 de Abril de 2012 apresentava $0,85 \text{ mg.m}^{-3}$. A comparação do valor no exterior também apresenta grande discrepância de $1,60 \text{ mg.m}^{-3}$ para $0,05 \text{ mg.m}^{-3}$. De notar que as concentrações apresentadas em

todos os pontos de monitorização são superiores ao máximo de referência ($0,6 \text{ mg.m}^{-3}$), sendo que o valor mínimo encontrado de $1,61 \text{ mg.m}^{-3}$ fica muito aquém.

Tabela C. 10 – Resultados obtidos das medições efectuadas.

Pontos de Monitorização	CO ₂ [ppm]	CO [ppm]	O ₃ [ppm]	COV _T [mg/m ³]	T [°C]	HR [%]
1	478	1,9	0,08	2,36	25,4	52,4
2	464	2,2	0,10	2,19	25,9	50,5
3	459	2,3	0,11	2,23	28,2	52,2
4	455	2,7	0,11	2,24	28,6	53,8
5	456	2,1	0,11	2,31	26,7	55,9
6	455	1,5	0,08	2,80	24,3	56,3
7	466	3,2	0,12	1,81	30,0	43,9
8	455	3,1	0,13	2,09	29,9	47,3
9	430	3,1	0,12	2,34	29,9	52,1
10	426	3,3	0,11	2,14	28,4	52,8
11	468	3,1	0,12	2,24	28,6	47,9
12	462	3,5	0,13	1,61	29,2	41,9
Média Monitorização	456	2,7	0,11	2,20	27,9	50,6
Exterior	474	3,8	0,10	1,60	26,5	49,9

C.7.4.2. Estudo da QAI para as centrais de climatização na velocidade máxima e com a máquina ZELL a trabalhar há 3 horas

As medições começaram às 16.30h do dia 10 de Maio de 2012 e tiveram a duração aproximada de uma hora, para a situação em as quatro centrais de climatização funcionavam na velocidade máxima possível e com a ZELL trabalhar há 3 horas.

Dos valores obtidos neste conjunto de monitorização, tabela C. 11, verificou-se que a concentração média das monitorizações dos COV_T foi superior ao máximo regulamentar, mas ligeiramente inferiores aquando a ZELL para, devido provavelmente ao valor no seu exterior ser inferior ao valor encontrado aquando a ZELL para, continuando, no entanto, a obter-se nos vários pontos monitorizados concentrações também superiores ao limite.

Relativamente às concentrações de dióxido de carbono, monóxido de carbono e Ozono apresentaram concentrações parecidas com as concentrações em que a ZELL estava para.

Tabela C. 11 – Resultados obtidos das medições efectuadas.

Pontos de Monitorização	CO ₂ [ppm]	CO [ppm]	O ₃ [ppm]	COV _T [mg/m ³]	T [°C]	HR [%]
1	439	1,6	0,11	2,05	26,7	50,1
2	433	2,0	0,11	2,00	27,5	47,1
3	436	2,8	0,14	2,11	30,7	46,6
4	442	2,4	0,12	2,18	30,1	51,2
5	427	1,6	0,11	2,10	28,1	54,2
6	419	1,1	0,10	2,02	26,3	52,5
7	465	3,7	0,15	1,36	31,9	35,8
8	456	3,5	0,14	1,83	31,2	42,3
9	438	3,2	0,14	2,16	31,8	48,2
10	455	3,6	0,13	2,01	30,2	46,3
11	437	3,6	0,14	1,74	30,1	42,1
12	439	3,9	0,14	0,74	31,8	31,0
Média Monitorização	441	2,8	0,13	1,86	29,7	45,6
Exterior	591	4,2	0,11	0,91	28,5	40,4

C.7.4.3. Estudo da QAI para as centrais de climatização na velocidade máxima e com a máquina SSM parada para manutenção.

As medições começaram às 9.15h do dia 11 de Maio de 2012 e tiveram a duração aproximada de uma hora, com as quatro centrais de climatização a funcionarem no máximo possível e com a SSM parada.

Os resultados dos COV_T neste conjunto de medições, tabela C. 12, continuaram com concentrações, em todos os pontos de monitorização, superiores ao máximo de referência, com uma concentração média das monitorizações muito próxima da concentração obtida aquando a ZELL parada. Já a concentração de COV_T no exterior apresentava um valor de 2,01 mg.m⁻³, que é superior ao valor registado no caso da ZELL parada.

Tabela C. 12 – Resultados obtidos das medições efectuadas.

Pontos de Monitorização	CO ₂ [ppm]	CO [ppm]	O ₃ [ppm]	COV _T [mg/m ³]	T [°C]	HR [%]
1	511	1,9	0,08	3,12	24,9	58,7
2	529	2,9	0,11	2,61	27,2	51,1
3	557	4,0	0,13	2,47	31,2	44,6
4	520	3,1	0,12	2,52	29,9	52,6
5	506	2,6	0,09	2,84	27,6	52,6
6	501	1,7	0,08	2,88	24,5	61,1
7	541	5,0	0,13	2,23	31,3	42,4
8	535	5,0	0,13	2,33	31,4	44,4
9	524	4,4	0,15	2,46	32,4	45,2
10	493	4,7	0,13	2,18	30,9	46,2
11	526	5,1	0,12	2,21	30,8	44,2
12	535	5,1	0,13	1,98	30,7	44,8
Média Monitorização	523	3,8	0,12	2,49	29,4	49,0
Exterior	489	4,6	0,10	2,01	25,9	48,7

Todas as medições registadas para centrais de climatização na velocidade máxima, entre os diferentes casos de funcionamento dos equipamentos ZELL e SSM foram resumidas na tabela C. 13, de modo a ser perceptível a evolução dos poluentes entre medições.

Tabela C. 13 – Concentrações médias e comparação para o estudo complementar.

Data	Pontos de Monitorização	CO ₂ [ppm]	CO [ppm]	O ₃ [ppm]	COV's [mg/m ³]	T [°C]	HR [%]	Observações
4 de Abril	Média Monitorização Exterior	400	2,5	0,13	0,85	28,2	34,3	C.C. máximo, ZELL e SSM a trabalhar
10 de Maio	Média Monitorização Exterior	456	2,7	0,11	2,20	27,9	50,6	C.C. máximo, ZELL parada e SSM a
10 de Maio	Média Monitorização Exterior	441	2,8	0,13	1,86	29,7	45,6	C.C. máximo, ZELL e SSM a trabalhar
11 de Maio	Média Monitorização Exterior	523	3,8	0,12	2,49	29,4	49,0	C.C. máximo, ZELL a trabalhar e SSM parada
11 de Maio	Média Monitorização Exterior	489	4,6	0,10	2,01	25,9	48,7	

C.8. Descrição dos poluentes críticos em estudo [37]

Ozono

O ozono é um gás, cuja concentração varia com a altitude e latitude, formado na estratosfera através da acção dos raios ultravioleta. A sua concentração mesmo em quantidades pequenas pode causar dores no peito, tosse, respiração acelerada e irritação na garganta.

As fontes interiores de ozono mais comuns podem ser identificadas como geradores de ozono, purificadores de ar electrostáticos, fotocopiadoras, impressoras a laser, entre outros, pelo que a sua concentração pode variar entre os 0,12 e os 0,80 ppm. No entanto a fonte de ozono exterior é o maior responsável pelas concentrações do poluente no interior, podendo registar entre 10% a 80% dos níveis exteriores.

PM₁₀

As partículas ou aerossóis em suspensão no ar são designados como matéria sólida ou líquida, com um diâmetro aerodinâmico compreendido entre os 0,005 e 100 microm.

As partículas sólidas são constituídas por fumo e organismos como: vírus, grãos de pólen, bactérias e esporos de fungos. Já as partículas líquidas são as substâncias que se encontram no estado de vapor

As partículas provenientes do exterior podem ser introduzidas num edifício por infiltrações ou pelas suas aberturas. Relativamente aos sistemas de ventilação estes podem também introduzir ar exterior poluído ou mesmo potencializar a concentração de poluentes devido a aditivos usados na

fase da humidificação, desinfetantes, inibidores de crescimento biológico, materiais isolantes empregues nas tubagens e condutas, entre outros.

As fibras sintéticas ou naturais são também classificadas como partículas pelo que é necessário a sua consideração e minimização.

A gama de tamanhos das partículas ou aerossóis preocupantes para a saúde humana é de 0,1 a 10 microm, em que as partículas inferiores a 0,1 são geralmente inaladas, enquanto as partículas superiores a 10 são filtradas pelo nariz. Geralmente as partículas pequenas que chegam à região torácica, são responsáveis pela maioria dos efeitos adversos na saúde tais como causar reacções alérgicas, olhos secos, irritações de nariz e pele, tosse, espirros e dificuldades respiratórias.

COVs

Os compostos orgânicos voláteis (COVs) são os compostos orgânicos que têm pontos de ebulição entre os 50 a 250 °C, podendo ser naturais, químicos ou sintéticos.

A medição e a identificação individual dos COVs são dispendiosas e consome tempo pois os COVs presentes em concentrações muito baixas são difíceis de identificar, ou de medir. O conceito de COVs totais (COV_T) pretende registar o total de COVs presentes sem distinguir os diferentes compostos, pois a identificação e medição individual dos COVs são dispendiosas e para concentrações baixas, de difícil identificação e medição consumindo elevado tempo.

As fontes de COVs, estão normalmente associadas a diversos objectos do quotidiano tais como os plásticos, fumo de cigarro, cera do chão, produtos de limpeza, substâncias associadas há combustão, impressoras fotocopadoras, entre outras.

A Comunidade Europeia apontou como objectivo para COV_T um valor de $0,3 \text{ mg.m}^{-3}$, onde nenhum COV individual deve exceder os 10% da concentração de COV_T . No entanto estudos realizados na Europa e nos Estados Unidos da América afirmam que numa gama de exposição de $0,3$ a 3 mg.m^{-3} , podem surgir odores, irritação, desconforto térmico e “*stress*”. Para valores superiores a 3 mg.m^{-3} existiram queixas por parte dos ocupantes e acima de 25 mg.m^{-3} desconforto temporário e irritação respiratória.

Anexo D. Relatórios *Legionella*



Rua Dr. António Bernardino de Almeida, 537 - 4200-072 Porto
 Telefone +351 228340536/516 . Fax +351 228340516

RELATÓRIO DE ENSAIO

Industria Textil do Ave, S. A.

PROCESSO Nº: 1214818

Rua António José da Costa, 200 - Apartado 5001
 4761-906 Lousado

RELATÓRIO DE ENSAIO Nº: 28963

IDENTIFICAÇÃO DA AMOSTRA					
A2/1214818	Central de climatização - Recolha no filtro separador de gotículas				
Classe de Amostra:	Zaragatoa	Legislação Aplicável:	Legislação não definida		
Tipo de Amostragem:	Pontual	Efectuada por:	Cliente		
Colheita:	03/07/2012	Recepção:	03/07/2012	Início da análise:	03/07/2012
Fim da análise:	16/07/2012			Emissão do Relatório:	16/07/2012

Este boletim não pode ser parcialmente reproduzido sem autorização por escrito dada pela direcção do nosso Laboratório. Os resultados referem-se exclusivamente às amostras recebidas e ensaiadas. Qualquer extrapolação é da exclusiva responsabilidade do cliente.

PARÂMETRO	Valor Obtido	Unidade	Referência do Método	Método de Ensaio	Valor de Referência
Legionella pneumophila serogrupo 1***	Não detectado	UFC/zaragatoa	ISO 11731:1998	Concentração e cultura em meio específico	N/A
Legionella pneumophila serogrupo 2-14***	Não detectado	UFC/zaragatoa	ISO 11731:1998	Concentração e cultura em meio específico	N/A
Legionella sp.: L. longbeachae 1 e 2, L. bozemanii 1 e 2, L. dumoffii, L. gormanii, L. jordanis, L. micdadai e L. anisa***	Não detectado	UFC/zaragatoa	ISO 11731:1998	Concentração e cultura em meio específico	N/A
Legionella sp. - outras Legionellaceae***	Não detectado	UFC/zaragatoa	ISO 11731:1998	Concentração e cultura em meio específico	N/A
Pesquisa de Legionella sp.***	Não detectado	/zaragatoa	ISO 11731:1998	Concentração e cultura em meio específico	N/A

Notas - O ensaio assinalado com * não está incluído no âmbito da acreditação; O ensaio assinalado com ** foi subcontratado a um laboratório com o parâmetro não acreditado; O ensaio assinalado com *** foi subcontratado a um laboratório com o parâmetro acreditado; Os resultados expressos na forma <X>, na coluna designada "Valor Obtido", são inferiores ao limite da quantificação do método; A amostragem não está incluída no âmbito da acreditação. N/A - Não aplicável. SMEWW - Standard Methods for the Examination of Water and Wastewater - 21ª Edição
 LCEA-PEXXX - Código interno do método.

Observações:

Comentários:

A Directora do Laboratório do CEA

Rosária Santos, Eng^a Química

RELATÓRIO DE ENSAIO

Industria Textil do Ave, S. A.

PROCESSO Nº: 1214818

Rua António José da Costa, 200 - Apartado 5001
4761-906 Lousado

RELATÓRIO DE ENSAIO Nº: 28962

IDENTIFICAÇÃO DA AMOSTRA					
A1/1214818	Central de climatização - Recolha no tanque da câmara de humificação				
Classe de Amostra:	Água de processo	Legislação Aplicável:	Legislação não definida		
Tipo de Amostragem:	Pontual	Efectuada por:	Cliente	Início da análise:	03/07/2012
Colheita:	03/07/2012	Recepção:	03/07/2012	Emissão do Relatório:	16/07/2012
Fim da análise:	16/07/2012				

Este boletim não pode ser parcialmente reproduzido sem autorização por escrito dada pela direcção do nosso Laboratório. Os resultados referem-se exclusivamente às amostras recebidas e ensaiadas. Qualquer extrapolação é da exclusiva responsabilidade do cliente.

PARÂMETRO	Valor Obtido	Unidade	Referência do Método	Método de Ensaio	Valor de Referência
Legionella pneumophila serogrupo 1***	Não detectado	UFC/1000mL	ISO 11731:1998	Concentração e cultura em meio específico	N/A
Legionella pneumophila serogrupo 2-14***	Não detectado	UFC/1000mL	ISO 11731:1998	Concentração e cultura em meio específico	N/A
Legionella sp.: L. longbeachae 1 e 2, L. bozemanii 1 e 2, L. dumoffii, L. gormanii, L. jordanis, L. micdadai e L. anisa**	Não detectado	UFC/1000mL	ISO 11731:1998	Concentração e cultura em meio específico	N/A
Legionella sp. - outras Legionellaceae***	Não detectado	UFC/1000mL	ISO 11731:1998	Concentração e cultura em meio específico	N/A
Pesquisa de Legionella sp.***	Não detectado	/1000mL	ISO 11731:1998	Concentração e cultura em meio específico	N/A

Notas - O ensaio assinalado com * não está incluído no âmbito da acreditação; O ensaio assinalado com ** foi subcontratado a um laboratório com o parâmetro não acreditado; O ensaio assinalado com *** foi subcontratado a um laboratório com o parâmetro acreditado; Os resultados expressos na forma <X, na coluna designada "Valor Obtido", são inferiores ao limite da quantificação do método; A amostragem não está incluída no âmbito da acreditação. N/A - Não aplicável. SMEWW - Standard Methods for the Examination of Water and Wastewater - 21ª Edição
LCEA-PEXXX - Código interno do método.

Observações:
Comentários:

A Directora do Laboratório do CEA



Rosária Santos, Eng^a Química

Anexo E. Cálculo da carga térmica de arrefecimento (manual – método CLTD adaptado)

E.1 Dados climáticos

A transferência de calor através da envolvente dos edifícios depende das condições interiores e do clima exterior. Face a variabilidade das condições do clima exterior, o manual RCCTE apresenta dados climáticos médios para cada concelho de Portugal Continental e para as Regiões Autónomas, distinguindo três zonas climáticas, na estação de arrefecimento (zonas climáticas de Verão: V_1 , V_2 e V_3).

De seguida, na figura E. 1, encontra-se o mapa de Portugal com referência ao zoneamento climático de Verão, pois será nesta estação as situações mais críticas de arrefecimento.

Relativamente aos dados climáticos para o edifício em estudo optou-se pelo concelho da Trofa pois é o local mais próximo considerado na lista do RCCTE, pois a localidade Lousado não está representada.

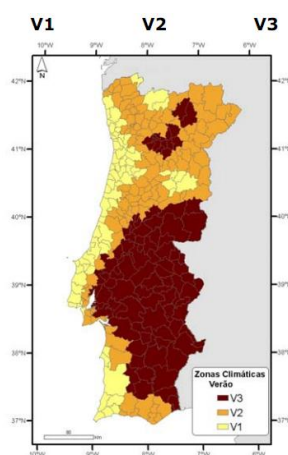


Figura E. 1 – Mapa das zonas de climáticas de Verão [46].

Com isto é possível verificar que a zona do edifício em estudo assenta numa zona climática de Verão V_1 N.

A caracterização geográfica e climática do local para a estação de arrefecimento utilizada nas folhas de cálculo foi retirada do RCCTE e é apresentada na tabela E. 1.

Tabela E. 1 – Caracterização geográfica e climática do local para a estação de arrefecimento [47].

Concelho	Zona climática de Inverno	Número de graus-dias (GD) (°C.dias)	Duração da estação de aquecimento (meses)	Zona climática de Verão
Trancoso	I ₃	2 450	7,7	V ₂
Trofa	I ₂	1 670	7	V ₁
Vagos	I ₁	1 470	6,7	V ₁

E.2 Definição das envolventes

Envolvente exterior

É o conjunto dos elementos do edifício ou da fracção autónoma que estabelecem a fronteira entre o espaço interior e o ambiente exterior.

Envolvente interior

É a fronteira que separa a fracção autónoma de ambientes normalmente não climatizados (espaços anexos “não úteis”), tais como garagens ou armazéns, bem como de outras fracções autónomas adjacentes em edifícios vizinhos.

Espaço não útil

É o conjunto dos locais fechados, fortemente ventilados ou não, que não se encontram englobados na definição de área útil de pavimento e que não se destinam à ocupação humana em termos permanentes e, portanto, em regra, não são climatizados.

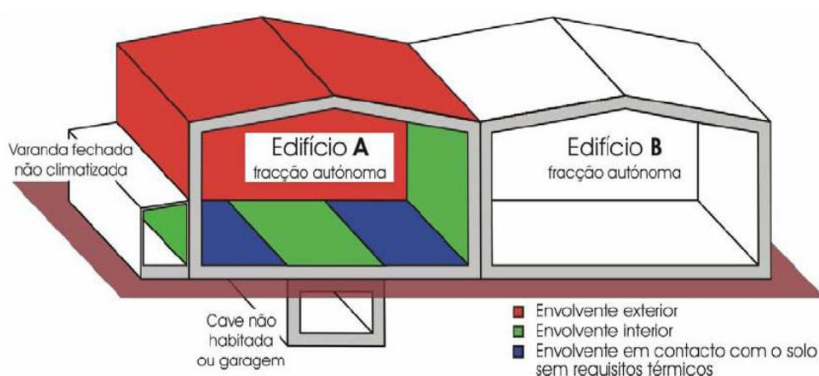


Figura E. 2 – Definição de envolventes [46].

E.3 Coeficiente de τ

As perdas térmicas através dos elementos da envolvente interior e dos principais espaços não aquecidos (nomeadamente, circulações comuns, espaços comerciais, armazéns, garagens, varandas, marquises fechadas e desvãos não habitados sob coberturas inclinadas), são afectadas do correspondente coeficiente τ .

Os valores convencionais de τ têm em consideração os dois factores preponderantes no valor atingido pela temperatura do local não útil (não aquecido) (θ_a):

- A relação A_i/A_u entre as áreas do elemento que separa o espaço útil interior do espaço não útil (A_i) e do elemento que separa o espaço não útil do ambiente exterior (A_u);
- O grau de renovação de ar do local não útil (espaço não aquecido).

Os valores do coeficiente de τ são retirados da publicação do RCCTE e são apresentados na tabela E. 2.

Para o estudo foram utilizados 4 tipos de espaços não uteis com os diferentes valores de tau. Os espaços utilizados referem-se:

- À parede de divisão do local onde se encontram as centrais de climatização e o nosso espaço útil referente ao salão 2, do qual se considerou que o tipo de espaço não útil será de armazém.
- À laje da cobertura que faz fronteira do desvão não ventilado com o espaço útil (salão 2), do qual se considerou que o tipo de espaço não útil será coberturas sobre desvão não habitado (acessível ou não), com a subcategoria de desvão não ventilado;
- À laje do pavimento que faz fronteira do armazém do piso inferior com o espaço útil (salão 2), do qual se considerou o tipo de espaço não útil, armazém.
- À parede de separação entre o Wc (considera espaço não útil) com o salão 2, do qual se considerou que o tipo de espaço não útil será varandas, marquises e similares.

Tabela E. 2 – Valores do coeficiente de tau [46].

Tipo de espaço não-útil	$A_i/A_u^{(1)}$			
	0 a 1	1 a 10	> 10	
1. CIRCULAÇÃO COMUM				
1.1 sem abertura directa para o exterior	0,6	0,3	0	
1.2 com abertura permanente para o exterior (p.ex., para ventilação ou desenfumagem)	a) Área de aberturas permanentes / volume total < 0,05 m ² /m ³	0,8	0,5	0,1
	b) Área de aberturas permanentes / volume total ≥ 0,05 m ² /m ³	0,9	0,7	0,3
2. ESPAÇOS COMERCIAIS				
	0,8	0,6	0,2	
3. EDIFÍCIOS ADJACENTES				
	0,6	0,6	0,6	
4. ARMAZÉNS				
	0,95	0,7	0,3	
5. GARAGENS				
5.1 Privada	0,8	0,5	0,3	
5.2 Colectiva	0,9	0,7	0,4	
5.3 Pública	0,95	0,8	0,5	
6. VARANDAS, MARQUISES E SIMILARES (2)				
	0,8	0,6	0,2	
7. COBERTURAS SOBRE DESVÃO NÃO HABITADO (ACESSÍVEL OU NÃO) (2)				
7.1 Desvão não ventilado	0,8	0,6	0,4	
7.2 Desvão fracamente ventilado	0,9	0,7	0,5	
7.3 Desvão fortemente ventilado		1,0		

Cálculo do tau

Tipo de espaço não útil: armazém (espaço técnico das centrais de climatização)

$$A_i = 52,0 \times 6,1 = 317,1 \text{ m}^2$$
$$A_u = 5,5 \times 6,1 = 33,6 \text{ m}^2$$
$$\frac{A_i}{A_u} = \frac{317,078}{33,55} = 9,5 \rightarrow \text{tau} = 0,7$$

Tipo de espaço não útil: desvão não ventilado

$$A_i = 6477,3 \text{ m}^2$$
$$A_u = 16062,1 \text{ m}^2$$
$$\frac{A_i}{A_u} = \frac{6477,3}{16062,2} = 0,4 \rightarrow \text{tau} = 0,8$$

Tipo de espaço não útil: armazém

$$A_i = 6477,3 \text{ m}^2$$
$$A_u = 2116,4 \text{ m}^2$$
$$\frac{A_i}{A_u} = \frac{6477,3}{2116,4} = 3,1 \rightarrow \text{tau} = 0,7$$

Tipo de espaço não útil: varandas, marquises e similares (Wc)

$$A_i = 7,7 \times 3 = 23,1 \text{ m}^2$$
$$A_u = ((3,8 \times 3) \times 2) + (7,7 \times 3) + (3,8 \times 7,7) = 75,1 \text{ m}^2$$
$$\frac{A_i}{A_u} = \frac{23,1}{75,1} = 0,3 \rightarrow \text{tau} = 0,8$$

E.4 Conforto térmico e temperatura interior ambiente

As condições interiores consideradas no cálculo para a estação de arrefecimento encontram-se na tabela E. 3. De referir que os valores a impor serão iguais nas duas estações devido ao fato de termos sempre necessidades de arrefecimento e também de modo a contribuímos para uma maior eficiência e otimização energética e económica.

Tabela E. 3 – Resumo da temperatura interior anual.

Condições Interiores:	
Salão 2	
<i>Temperatura do Ar [°C]</i>	26
<i>Humidade relativa [%]</i>	65

E.5 Perdas por renovação do Ar (qualidade do ar interior e caudais a insuflar)

De acordo com variadas publicações, normas e entidades nomeadamente RSECE, ASHRAE 62.1-2010, Organização Mundial de Saúde, entre outras, é necessário a insuflação de um caudal mínimo de ar novo de modo que os ocupantes estejam em pleno conforto e assim assegurar a qualidade do ar interior.

Assim, e como o espaço não é abrangido pelo RSECE e este não apresenta o tipo de actividade em questão, procedeu-se à leitura de bibliografia de modo a verificar quais os parâmetros recomendados para a indústria têxtil.

Da consulta efectuada por diversa bibliografia para o número de renovações horárias utilizadas, chegou-se à conclusão que seria necessário um número entre 20 e 30 renovações por hora, do qual optou-se pelas 20 rph, devido ao facto desta têxtil não apresentar muitos resíduos/ partículas resultantes da produção, apresentando-se quase como um tipo de indústria têxtil “limpa”.

Da consulta do livro “*Humidification and ventilation management in textile industry*”, confirmou-se que para o sector da indústria têxtil onde se realizada a bobinagem e torcedura de artigos, as rph usuais seriam no valor das 20, tabela E. 4.

Tabela E. 4 – Número de renovações de ar por hora, utilizados pela indústria têxtil [31].

Department	Number of air changes per hour
Blow room, drawing, combing and roving	15
Carding	20
Spinning	45
Winding	30
Twisting, warping, sizing and weaving	20

Com o apresentado anteriormente, obteve-se o caudal mínimo a insuflar através do volume do espaço em estudo. O valor final do caudal resulta da situação mais comprometedor do caudal mínimo, e da eficiência de arrefecimento.

- Eficiência de ventilação em arrefecimento (*mixing: supply at high level, exhaust at low-level* (<-5)).

Como as centrais de climatização já estão implementadas e com um caudal de insuflação máximo unitário de aproximadamente $111.664 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ e um caudal de extracção de $101.545 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ (sobre pressurização de 9%), obteve-se o valor de 12 renovações por hora de ar novo. O valor obtido de rph será o utilizado na CT para o cálculo das perdas/ganhos por ventilação.

E.6 Inércia térmica

A inércia térmica de um edifício traduz-se na sua capacidade de contrariar as variações de temperatura no seu interior, isto é, oferece uma resistência à tentativa de mudança do seu estado termodinâmico com solicitações de carácter periódico, traduzindo-se assim num amortecimento das ondas de calor e num desfasamento entre as solicitações e resposta do edifício, que estão directamente dependentes dos materiais constituintes do edifício.

Quanto maior for a inércia de um edifício maior será a sua capacidade de absorver as solicitações, conseguindo assim armazenar a energia recolhida por períodos mais longos e assim suavizar o efeito da transferência de calor entre o meio exterior e o edifício.

A inercia térmica do edifício em estudo foi calculada segundo o método transcrito na publicação RCCTE, com as classes de inércia apresentadas na tabela E. 5, em que o resultado final dessa aplicação encontra-se resumido na tabela E. 6 com o resultado de inércia térmica média.

Foram considerados os seguintes elementos para o cálculo realizado:

➤ EL₁ – Elemento da envolvente exterior

Paredes Exteriores [com $M_{SI} = 150 \text{ kg/m}^2$ (valor de 324 kg/m^2 era maior que o limite imposto, logo utiliza-se o limite de 150 kg/m^2) e $r = 1$ para todas as paredes;

PTP_Pilares [com $M_{SI} = 150 \text{ kg/m}^2$ (valor de 1250 kg/m^2 era maior que o limite imposto, logo utiliza-se o limite de 150 kg/m^2) e $r = 1$ para todos os pilares.

➤ EL₂ – Elemento de construção em contacto com outra fracção autónoma ou com espaços não úteis

Paredes em contacto com espaços não úteis [com $M_{SI} = 150 \text{ kg/m}^2$ (valor de 324 kg/m^2 era maior que o limite imposto, logo utiliza-se o limite de 150 Kg/m^2) e $r = 1$ para todas as paredes;

Pavimentos sobre espaços não úteis [com $M_{SI} = 150 \text{ kg/m}^2$ (valor de 372 kg/m^2 era maior que o limite imposto, logo utiliza-se o limite de 150 kg/m^2) e $r = 1$ devido ao pavimento ser composto por argamassa e pintura plástica perfazendo uma resistência térmica do revestimento superficial de $0,008 \text{ m}^2 \cdot \text{°C/W}$];

Tectos sob espaços não úteis [com $M_{SI} = 150 \text{ kg/m}^2$ (valor de 334 kg/m^2 era maior que o limite imposto, logo utiliza-se o limite de 150 Kg/m^2) e $r = 1$;

PTP_Pilares em contacto com espaços não úteis [com $M_{SI} = 150 \text{ kg/m}^2$ (valor de 813 kg/m^2 era maior que o limite imposto, logo utiliza-se o limite de 150 kg/m^2) e $r = 1$ para todos os pilares.

➤ EL₃ – Elementos interiores (de compartimentação)

PTP_Pilares de compartimentação [com $M_{SI} = 300 \text{ kg/m}^2$ (valor de 1273 kg/m^2 e 1825 kg/m^2 eram maiores que o limite imposto, logo utiliza-se o limite de 300 kg/m^2) e $r = 1$ para todos os pilares.

➤ Elementos entre fracções autónomas

Parede entre o Salão 1 e o Salão 2 [com $M_{SI} = 150 \text{ kg/m}^2$ (valor de 324 kg/m^2 era maior que o limite imposto, logo utiliza-se o limite de 150 kg/m^2) e $r = 1$;

PTP_Pilares entre o Salão 1 e o Salão 2 [com $M_{SI} = 150 \text{ kg/m}^2$ (valor de 1273 kg/m^2 era maior que o limite imposto, logo utiliza-se o limite de 150 kg/m^2) e $r = 1$ para todos os pilares.

$$\text{Inércia Térmica} = \frac{\sum(A \times M_{SI} \times r)}{A_p} \quad (\text{E.1})$$

Tabela E. 5 – Classe de inércia térmica [47].

Classe de inércia	Massa superficial útil por metro quadrado da área de pavimento (kg/m^2)
Fraca	$I_t < 150$
Média	$150 \leq I_t \leq 400$
Forte	$I_t > 400$

Tabela E. 6 – Resumo da inércia térmica do edifício em estudo.

Inércia Térmica		Média
It	$\frac{\sum(A \times M_{SI} \times r)}{A_p}$	343
	A_p	
$\sum(A \times M_{SI} \times r)$		2.219.511
Área do Pavimento (A_p)		6.477

E.7 Carga térmica de arrefecimento – Método, expressões de cálculo e resultados

A carga térmica de arrefecimento de um espaço é a potência térmica que é necessária retirar desse mesmo espaço de modo que a temperatura no seu interior seja constante e igual à estabelecida como condição de projecto.

O cálculo da carga térmica de arrefecimento é realizado em regime não estacionário, para as condições mais desfavoráveis de temperatura do ar exterior, que ocorre, no dia mais quente do ano, com radiação solar em céu limpo e contabilizando todos os ganhos internos.

A probabilidade de ocorrência escolhida para a temperatura exterior é a mais baixa ocorrida com o valor 2,5%, significando que apenas 75 horas no Verão é que vão ter a temperatura igualada ou excedida.

As cargas térmicas de arrefecimento têm várias origens

- Condução de calor através dos elementos opacos da envolvente;
- Ganhos solares directos através dos envidraçados;
- Ganhos de calor associados às infiltrações;
- Ganhos associados à ventilação mecânica;
- Ganhos internos, derivados de ocupantes, equipamentos e iluminação artificial.

A **carga térmica total de arrefecimento** de um espaço/edifício é resultado da soma das cargas térmicas sensível e latente:

$$CT_{\text{Arrefecimento}} = CT_{\text{Sensível}} + CT_{\text{Latente}} \quad (\text{E.2})$$

A componente sensível reflecte-se na temperatura do ar, enquanto, a componente latente se reflecte no teor de humidade do ar.

$$CT_{\text{Arrefecimento}} = \sum CT_{\text{Envolvente}} + \sum CT_{\text{Ganhos internos}} - \sum CT_{\text{Ventilação}} \quad (\text{E.3})$$

O método de cálculo utilizado é o da diferença de temperatura (CLTD ou CLTD/SCL/CLF - *Cooling Load Temperature Difference/Solar Cooling Load factor/Cooling Load Factor*, 1977).

Carga térmica de arrefecimento: envolvente Exterior

$$CT_{\text{Envolvente Exterior}} = \sum U_i \times A_i \times CLTD_i [\text{W}] \quad (\text{E.4})$$

Com;

- i – Parede, cobertura, pavimento, envidraçado;
- CLTD (*Cooling Load Temperature Difference*, em °C ou K) – Factor que corresponde à diferença de temperatura teórica entre o exterior e o interior, que contabiliza a diferença de temperatura entre o ar interior e o ar exterior, a amplitude térmica diária, a radiação solar e a acumulação de calor na construção (inércia).

$$CLTD_{\text{Corregido}} = (CLTD + LM) \times K + (25 - T_{\text{Int.}}) + (T_m - 25,5) \quad (\text{E.5})$$

Com,

- LM – Correção da latitude-mês;
- K – 1, 0,83,0,65 (para cores escuras, medias ou claras, respectivamente).

Para a obtenção do valor do CLTD no caso em estudo procedeu-se à consulta da tabela E. 7 para verificar qual o grupo a que pertencia o tipo de parede exterior, para que fosse possível obter

segundo a orientação das paredes os valores dos CLTD respectivos, através da consulta da tabela E. 8.

Tabela E. 7 – Atribuição do grupo para visualização dos CLTD (classificação das paredes) [48].

Grupo	Tipo de parede	DT _e med (°C)	Hr Min (h)	Hr Max (h)	DT _e Min (°C)	DT _e Max (°C)
4	Dup. tij. fur. (15+11 cm) s/ is.	5,8	11	21	-0,2	12,2
	Dup. tij. fur. (11+15 cm) s/ is.	5,9	11	21	-0,2	12,2
	Dup. bl. bet. nor. (10+15 cm) s/ is.	5,9	11	21	0,2	11,8
	Dup. bl. bet. nor. (15+10 cm) s/ is.	5,9	11	21	0,2	11,8
	Dup. tij. perfur. ou maciço/fur. (11+11 cm) s/ is.	5,9	11	21	0,4	11,5
	Dup. tij. fur. (11+11 cm) c/ is.	6,0	11	21	-0,3	12,4
	Dup. bet. nor. (10/20cm) e tij. fur. (11cm) s/ is.	6,1	10	20	-0,3	12,3
	Dup. bet. nor. (10/20cm) e bl. bet. (10cm) s/ is.	6,1	11	20	-0,2	12,3
	Tij. duplex (22 cm) c/ is. ext.	6,2	10	20	0,8	11,3
	Dup. bl. bet. leve (15+10 cm) s/ is.	6,3	11	20	-0,6	12,8
	Dup. bl. bet. leve (10+15 cm) s/ is.	6,3	11	20	-0,6	12,9
	Dup. tij. fur. (15+7 cm) c/ is.	6,3	10	19	-0,6	12,7
	Tij. duplex (22 cm) c/ is. int.	6,3	10	20	0,2	11,9
	Bl. bet. leve (20 a 25 cm) c/ is. ext.	6,7	10	20	0,1	12,0
	Tij. simples (22 cm) c/ is. ext.	6,7	10	20	0,4	11,7
	Bl. bet. nor. (20 a 25 cm) c/ is. ext.	6,7	10	20	1,1	10,9
	Dup. bl. bet. leve (10+10 cm) c/ is.	7,0	10	20	-1,3	13,7
	Bl. bet. leve (20 a 25 cm) c/ is. int.	7,0	10	19	-0,5	12,7
	Tij. simples (22 cm) c/ is. int.	7,0	10	19	-0,4	12,5
	Bl. bet. nor. (20 a 25 cm) c/ is. int.	7,0	10	19	0,1	12,0
	Dup. tij. fur. (11+11 cm) s/ is.	7,1	10	20	-1,2	13,5
	Dup. tij. fur. (15+7 cm) s/ is.	7,2	10	19	-1,4	13,7

Tabela E. 8 – Valores de CLTD utilizados para as diferentes orientações das paredes exteriores (Parede 4 – Espaço com inércia térmica média) [48].

Hora	N	NE	E	SE	S	SW	W	NW
1	6,1	8,3	10,8	10,3	8,4	13,1	14,9	11,1
2	5,7	7,7	10,0	9,5	7,9	12,3	14,0	10,5
3	5,2	7,1	9,1	8,7	7,2	11,4	13,0	9,7
4	4,6	6,3	8,2	7,8	6,5	10,4	11,9	8,8
5	4,0	5,5	7,3	7,0	5,7	9,3	10,8	7,9
6	3,4	4,8	6,3	6,0	4,9	8,3	9,6	7,0
7	2,7	4,0	5,5	5,2	4,1	7,3	8,5	6,1
8	2,2	3,6	4,9	4,5	3,4	6,3	7,5	5,2
9	1,8	3,8	5,1	4,3	2,8	5,5	6,6	4,5
10	1,6	4,5	6,1	4,7	2,4	4,8	5,8	4,0
11	1,6	5,4	7,5	5,6	2,3	4,4	5,3	3,6
12	1,7	6,4	9,1	6,8	2,4	4,2	5,0	3,5
13	2,0	7,1	10,6	8,3	3,0	4,2	5,0	3,5
14	2,4	7,7	11,7	9,6	3,9	4,6	5,1	3,8
15	2,9	8,2	12,4	10,7	5,1	5,3	5,5	4,2
16	3,6	8,6	12,9	11,5	6,3	6,5	6,4	4,8
17	4,2	9,1	13,2	12,0	7,5	8,1	7,7	5,6
18	4,8	9,4	13,4	12,4	8,4	9,9	9,6	6,7
19	5,4	9,7	13,4	12,5	9,1	11,7	11,7	8,2
20	6,0	9,8	13,3	12,5	9,5	13,1	13,7	9,8
21	6,4	9,8	13,1	12,4	9,6	14,1	15,2	11,0
22	6,6	9,6	12,7	12,0	9,6	14,4	15,9	11,7
23	6,6	9,3	12,1	11,6	9,3	14,2	16,0	11,8
24	6,4	8,9	11,5	11,0	8,9	13,8	15,6	11,6
Hr Máx	22	20	18	19	21	22	23	23
Máx	6,6	9,8	13,4	12,5	9,6	14,4	16,0	11,8
Hr Mín	10	8	8	9	11	12	12	12
Mín	1,6	3,6	4,9	4,3	2,3	4,2	5,0	3,5
ΔT _e	3,5	8,0	11,4	9,9	5,8	7,6	8,0	5,7

Relativamente aos valores dos CLTD para os envidraçados estes dependem da inércia térmica do edifício e forma obtidos perante a consulta da tabela E. 9.

Tabela E. 9 – Valores instantâneos de CLTD dos envidraçados utilizados para as diferentes orientações das paredes exteriores [48].

Hora	Inércia Forte	Inércia Média	Inércia Fraca
1	-1.3	-1.9	-2.8
2	-2.0	-2.6	-3.8
3	-2.5	-3.3	-4.5
4	-2.8	-3.7	-5.0
5	-3.0	-3.9	-5.1
6	-2.9	-3.7	-4.8
7	-2.5	-3.1	-4.0
8	-1.8	-2.3	-2.8
9	-0.9	-1.1	-1.3
10	0.1	0.1	0.4
11	1.1	1.4	2.0
12	2.1	2.6	3.5
13	2.9	3.5	4.7
14	3.4	4.2	5.5
15	3.7	4.5	5.8
16	3.8	4.6	5.9
17	3.7	4.4	5.6
18	3.4	4.0	5.0
19	3.0	3.5	4.2
20	2.4	2.7	3.1
21	1.7	1.9	2.0
22	1.0	0.9	0.7
23	0.2	0.0	-0.5
24	-0.6	-1.0	-1.7
Hr Máx	16	16	16
Máx	3.8	4.6	5.9
Hr Mín	5	5	5
Mín	-3.0	-3.9	-5.1
DTe	2.6	3.1	4.0

Como o nosso caso de estudo não tinha os valores de referência de CLTD foi necessária a correcção desses valores, que para isso considerou-se:

- LM = 0 (o valor da correcção da latitude - mês assume valor 0 devido à consulta da tabela E. 10)
- K = 0,65 devido a cor de toda a envolvente exterior ser clara.

Tabela E. 10 – Correcção latitude-mês [49].

Lat.	Mês	N	NNE/NNW	NE/NW	E/ENE/WWN	EW	ESSE/WSW	SE/SW	SSE/SSW	S	HOR
32	Dez.	-2.7	-3.8	-5.5	-6.1	-4.4	-2.7	1.1	5.0	6.6	-9.4
	Jan/Nov.	-2.7	-3.8	-5.0	-6.1	-4.4	-2.2	1.1	5.0	6.6	-8.3
	Fev./Out.	-2.2	-3.3	-3.8	-4.4	-2.2	-1.1	2.2	4.4	6.1	-5.5
	Mar./Set.	-1.6	-2.2	-2.2	-2.2	-1.1	-0.5	1.6	2.7	3.8	-2.7
	Abr./Ago.	-1.1	-1.1	-0.5	-1.1	0.0	-0.5	0.0	0.5	0.5	-0.5
	Mai./Jul.	0.5	0.5	0.5	0.0	0.0	-0.5	-0.5	-1.6	-1.6	0.5
	Jun.	0.5	1.1	1.1	0.5	0.0	-1.1	-1.1	-2.2	-2.2	1.1
40	Dez.	-3.3	-4.4	-5.5	-7.2	-5.5	-3.8	0.0	3.8	5.5	-11.6
	Jan/Nov.	-2.7	-3.8	-5.5	-6.6	-5.0	-3.3	0.5	4.4	6.1	-10.5
	Fev./Out.	-2.7	-3.8	-4.4	-5.0	-3.3	-1.6	1.6	4.4	6.6	-7.7
	Mar./Set.	-2.2	-2.7	-2.7	-3.3	-1.6	0.5	2.2	3.8	5.5	-4.4
	Abr./Ago.	-1.1	-1.6	-1.1	-1.1	0.0	0.0	1.1	1.6	2.2	1.6
	Mai./Jul.	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.0	0.5	0.5
	Jun.	0.5	0.5	0.5	0.0	0.5	0.0	0.0	-0.5	-0.5	1.1
48	Dez.	-3.3	-4.4	-6.1	-7.7	-7.2	-5.5	-1.6	1.1	3.3	-13.8
	Jan/Nov.	-3.3	-4.4	-6.1	-7.2	-6.1	-4.4	-0.5	2.7	4.4	-13.3
	Fev./Out.	-2.7	-3.8	-5.5	-6.1	-4.4	-2.7	0.5	4.4	6.1	-10.0
	Mar./Set.	-2.2	-3.3	-3.3	-3.8	-2.2	-0.5	2.2	4.4	6.1	-6.1
	Abr./Ago.	-1.6	-1.6	-1.6	-1.6	-0.5	0.0	2.2	3.3	3.8	-2.7
	Mai./Jul.	0.0	-0.5	0.0	0.0	0.5	0.5	1.6	1.6	2.2	0.0
	Jun.	0.5	0.5	1.1	0.5	1.1	0.5	1.1	1.1	1.6	1.1

Carga térmica arrefecimento: envolvente interior

$$CT_{\text{Envolvente Interior}} = \sum U_i \times A_i \times (T_{\text{Ext.}} - T_{\text{Int.}}) \times \tau \text{ [W]} \quad (\text{E.6})$$

Com,

- i – Parede, cobertura, pavimento, envidraçado;
- $\tau = 0,8$ e $0,7$.

Carga térmica arrefecimento: ocupação

$$CT_{\text{Ocupação}} = CT_{\text{Ocupação Sensível}} + CT_{\text{Ocupação Latente}} \text{ [W]} \quad (\text{E.7})$$

$$CT_{\text{Ocupação Sensível}} = N_{\text{Pessoas}} \times Q_{\text{Sensível}} \times CLF_{\text{pessoas}} \text{ [W]} \quad (\text{E.8})$$

$$CT_{\text{Ocupação Latente}} = N_{\text{Pessoas}} \times Q_{\text{Latente}} \text{ [W]} \quad (\text{E.9})$$

CLF_{Pessoas} – por hora de ocupação; $CLF = 1$ se o edifício está ocupado 24h/dia e/ou o sistema de arrefecimento estiver desligado à noite ou durante os fins-de-semana.

O valor considerado do calor sensível e calor latente para o espaço em estudo é de 80 W/pessoa e 140 W/pessoa, respectivamente, resultantes da consulta da tabela E. 11.

Tabela E. 11 – Taxas de ganhos de calor latente e sensível da ocupação e dependendo do tipo de actividade [50].

Degree of Activity		Total Heat, W		Sensible Heat, W	Latent Heat, W	% Sensible Heat that is Radiant ^b	
		Adult Male	Adjusted, M/F ^a			Low V	High V
		Seated at theater	Theater, matinee	115	95	65	30
Seated at theater, night	Theater, night	115	105	70	35	60	27
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	58	38
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	49	35
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	54	19
Heavy machine work; lifting	Factory	470	470	185	285		
Athletics	Gymnasium	585	525	210	315		

Carga térmica arrefecimento: iluminação

$$CT_{\text{Iluminação}} = P_{\text{Iluminação}} \times F_u \times F_c + CLF_{\text{Iluminação}} \text{ [W]} \quad (\text{E.10})$$

$CLF_{\text{Iluminação}}$ – por hora de utilização; $CLF = 1$ se o edifício é utilizado 24h/dia e/ou o sistema de arrefecimento estiver desligado à noite ou durante os fins-de-semana;

F_u – factor de utilização da iluminação, 0 a 1;

F_c – factor de carga da iluminação, 0 a 1.

Considerou-se um factor de carga e de utilização da iluminação no valor de 1.

Carga térmica arrefecimento: equipamentos

$$CT_{\text{Equipamentos}} = P_{\text{Equipamento/Sensível}} + P_{\text{Equipamento/Latente}} \text{ [W]} \quad (\text{E.11})$$

$$CT_{\text{Equipamento/Sensível}} = P_{\text{Equipamento/Sensível}} \times F_u \times F_r \times CLF_{\text{Equipamento}} \text{ [W]} \quad (\text{E.12})$$

$$CT_{\text{Equipamento/Latente}} = P_{\text{Equipamento/Latente}} \times F_u \text{ [W]} \quad (\text{E.13})$$

$CT_{\text{Equipamento}}$ – por hora de utilização; $CLF = 1$ se o edifício é utilizado 24h/dia e/ou o sistema de arrefecimento estiver desligado à noite ou durante os fins-de-semana;

F_u – factor de utilização do equipamento, 0 a 1;

F_r – factor de radiação, 0 a 1;

$CT_{\text{latente}} = 0$, se o equipamento estiver sob uma *hotte* de extracção.

Considerou-se um factor de radiação e de utilização dos equipamentos no valor de 1.

Carga térmica arrefecimento: ganhos solares por radiação

$$CT_{\text{g_solar}} = A_{\text{Solar}} \times SC \times G_{\text{Sol}} \times CLF \text{ [W]} \quad (\text{E.14})$$

CLF – Cooling load factor;

SC – Coeficiente de sombra, adimensional = $\frac{g-}{0,87}$;

G_{Sol} – Intensidade de radiação solar incidente num dia de céu limpo (depende do dia, da hora e do local) W/m^2 ;

A_{Solar} – Área do envidraçado.

Os valores utilizados para os ganhos solares correspondem a um $g_{L100\%} = 0,78$ (factor do envidraçado duplo sem protecção interior). Da consulta da tabela E. 12 foi possível chegar aos ganhos de radiação solar incidente dependendo da orientação dos envidraçados. Já da consulta da tabela E. 13 obteve-se os valores dos CLF para os envidraçados que dependem do tipo de inercia térmica do edifício. Os valores de CLF utilizados têm inércia média gr.3 devido ao fato dos envidraçados não terem nem protecção exterior/ interior.

Tabela E. 12 – Valores da intensidade de radiação solar incidente num dia de céu limpo para as orientações dos envidraçados em estudo.

	N	NNE/NNW	NE/NW	NNE/WNW	E/W	EEE/WEW	EE/SW	EWE/SEW	S	HOR
Jan.	63	63	63	233	486	647	760	795	801	420
Fev.	76	76	158	407	587	738	776	770	760	568
Março	91	91	293	533	688	751	745	681	650	704
Abril	107	224	441	599	707	704	640	538	486	795
Maio	117	322	521	637	694	656	552	420	357	836
Junho	151	357	543	647	681	628	508	366	300	842
Julho	120	322	514	625	681	641	536	681	344	827
Agosto	110	224	426	584	681	675	618	536	470	779
Set.	95	95	274	505	640	716	713	659	631	678
Out.	79	79	154	388	568	710	751	745	738	558
Nov.	63	63	63	230	476	634	748	782	789	416
Dez.	57	57	57	189	476	593	732	786	798	357

Tabela E. 13 – Valores instantâneos de CLF para as orientações dos envidraçados em estudo [48].

Orientação Inércia		Hora Solar																							
		1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	21	22	23	24
Sudeste	Leve gr. 1	0.01	0.01	0.01	0.01	0.01	0.25	0.50	0.69	0.79	0.80	0.72	0.55	0.40	0.34	0.29	0.24	0.20	0.14	0.08	0.06	0.05	0.03	0.03	0.02
	Leve gr. 2	0.06	0.05	0.04	0.03	0.03	0.24	0.44	0.59	0.67	0.68	0.62	0.49	0.37	0.34	0.30	0.27	0.23	0.19	0.14	0.12	0.10	0.09	0.07	0.06
	Média gr. 3	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.20	0.35	0.47	0.55	0.58	0.55	0.47	0.39	0.36	0.33	0.30	0.27	0.23	0.19	0.16	0.14	0.13	0.11	0.10
	Média gr. 4	0.12	0.11	0.10	0.09	0.09	0.18	0.29	0.39	0.46	0.49	0.49	0.44	0.38	0.35	0.33	0.31	0.28	0.25	0.22	0.20	0.18	0.16	0.15	0.14
	Forte gr. 5	0.16	0.15	0.14	0.13	0.13	0.17	0.24	0.32	0.38	0.41	0.42	0.40	0.37	0.35	0.33	0.31	0.29	0.27	0.24	0.23	0.21	0.20	0.18	0.17
	Forte gr. 6	0.18	0.17	0.16	0.15	0.14	0.18	0.24	0.30	0.35	0.38	0.39	0.38	0.35	0.34	0.32	0.31	0.29	0.27	0.25	0.24	0.22	0.21	0.20	0.19
Noroeste	Leve gr. 1	0.04	0.03	0.02	0.02	0.01	0.05	0.09	0.12	0.15	0.18	0.19	0.21	0.22	0.29	0.49	0.69	0.80	0.71	0.26	0.19	0.14	0.10	0.08	0.06
	Leve gr. 2	0.09	0.08	0.07	0.06	0.05	0.08	0.11	0.13	0.15	0.17	0.18	0.19	0.20	0.26	0.43	0.60	0.69	0.62	0.24	0.20	0.17	0.15	0.13	0.11
	Média gr. 3	0.13	0.11	0.10	0.09	0.08	0.09	0.11	0.13	0.14	0.16	0.17	0.18	0.19	0.23	0.36	0.49	0.58	0.54	0.29	0.25	0.22	0.19	0.17	0.15
	Média gr. 4	0.16	0.15	0.13	0.12	0.11	0.12	0.13	0.14	0.15	0.16	0.17	0.18	0.18	0.21	0.30	0.41	0.48	0.47	0.31	0.27	0.24	0.21	0.19	0.18
	Forte gr. 5	0.18	0.17	0.16	0.15	0.14	0.14	0.15	0.16	0.17	0.17	0.18	0.18	0.20	0.26	0.32	0.38	0.40	0.32	0.28	0.25	0.23	0.21	0.19	0.19
	Forte gr. 6	0.19	0.18	0.17	0.16	0.15	0.15	0.16	0.16	0.17	0.17	0.18	0.18	0.20	0.24	0.30	0.35	0.37	0.31	0.27	0.25	0.23	0.22	0.20	0.20

Carga térmica arrefecimento: renovação do ar (ventilação)

$$CT_{\text{Ventilação}} = \dot{m} \times \Delta h = Q_{\text{Vent. Sensível}} + Q_{\text{Vent. Latente}} \quad [\text{W}] \quad (\text{E.15})$$

$$CT_{\text{Ventilação Sensível}} = \dot{m} \times c_{p\text{ar}} \Delta T \quad [\text{W}] \quad (\text{E.15})$$

$$CT_{\text{Ventilação Sensível}} = \dot{m} \times (\Delta h - c_{p\text{ar}} \Delta T) \quad [\text{W}] \quad (\text{E.15})$$

Para o cálculo da carga térmica de arrefecimento, componente da ventilação, foi necessário recorrer ao digrama psicrométrico de modo a verificarmos para as condições exteriores de projecto e as condições interiores definidas, se existia humedificação/ desumidificação e assim obter as entalpias e volume específico, em que pode ser consultada na tabela E. 14.

Tabela E. 14 – Valores resultantes da ventilação da zona em estudo com temperatura interior de 26°C.

	Pt Label	DB(deg C)	WB(deg C)	RH(%)	W(g/kg)	h(kJ/kg)	v(m³/kg)	DP(deg C)	d(kg(a)/m³)	dm(kg(m)/m³)	AW(kg/m³)	vp(Pa)
0	Text.	32.0000	21.4000	39.1251	11.7511	62.2632	0.8847	16.3754	1.1303	1.1436	0.0132820	1869.9580
1	Tint.	26.0000	16.9557	40.0000	8.4448	47.6732	0.8628	11.3723	1.1590	1.1688	0.0097878	1350.8769

A carga térmica de arrefecimento desagregada por tipo de perdas, resultante da compilação de uma série de tabelas é apresentada na tabela E. 15.

Tabela E. 15 – Carga térmica de arrefecimento por tipo de perdas.

Carga térmica de arrefecimento do Salão 2									
Hora	Q _{Envolvente} [W]	Q _{Solar} [W]	Q _{Ocupação} [W]	Q _{Iluminação} [W]	Q _{Equipamento} [W]	Q _{Ventilação} [W]	Carga Térmica [W]		
							Sensível	Latente	Total
1	117.461	10.455	2.200	29.885	1.063.997	123	1.223.457	663	1.224.120
2	116.583	9.052	2.200	29.885	1.063.997	123	1.221.176	663	1.221.839
3	115.637	8.083	2.200	29.885	1.063.997	123	1.219.261	663	1.219.924
4	114.844	7.115	2.200	29.885	1.063.997	123	1.217.500	663	1.218.163
5	114.216	6.146	2.200	29.885	1.063.997	123	1.215.902	663	1.216.565
6	113.823	14.606	2.200	29.885	1.063.997	123	1.223.971	663	1.224.633
7	113.758	23.501	2.200	29.885	1.063.997	123	1.232.799	663	1.233.462
8	113.855	30.790	2.200	29.885	1.063.997	123	1.240.186	663	1.240.848
9	114.415	35.504	2.200	29.885	1.063.997	123	1.245.460	663	1.246.123
10	115.177	37.977	2.200	29.885	1.063.997	123	1.248.696	663	1.249.358
11	116.157	36.806	2.200	29.885	1.063.997	123	1.248.503	663	1.249.166
12	117.236	32.958	2.200	29.885	1.063.997	123	1.245.735	663	1.246.398
13	118.205	29.111	2.200	29.885	1.063.997	123	1.242.857	663	1.243.520
14	119.092	29.241	2.200	29.885	1.063.997	123	1.243.874	663	1.244.537
15	119.687	33.274	2.200	29.885	1.063.997	123	1.248.502	663	1.249.165
16	120.142	37.308	2.200	29.885	1.063.997	123	1.252.991	663	1.253.654
17	120.388	39.606	2.200	29.885	1.063.997	123	1.255.535	663	1.256.198
18	120.574	35.731	2.200	29.885	1.063.997	123	1.251.845	663	1.252.508
19	120.759	22.746	2.200	29.885	1.063.997	123	1.239.046	663	1.239.709
20	120.745	19.406	2.200	29.885	1.063.997	123	1.235.692	663	1.236.355
21	120.572	17.034	2.200	29.885	1.063.997	123	1.233.147	663	1.233.810
22	120.019	15.198	2.200	29.885	1.063.997	123	1.230.758	663	1.231.420
23	119.330	13.260	2.200	29.885	1.063.997	123	1.228.131	663	1.228.794
24	118.423	11.858	2.200	29.885	1.063.997	123	1.225.821	663	1.226.484

A desagregação da carga térmica pelas 4 zonas fictícias é apresentada na tabela E. 16.

Tabela E. 16 – Carga térmica de arrefecimento por zona afectada por cada central.

Carga Térmica (W)						W/m ²
Hora	C.C.1	C.C.2	C.C.3	C.C.4	Edifício Salão 2	
1	146.830	241.802	402.886	432.601	1.224.120	189,0
2	146.561	241.110	402.260	431.909	1.221.839	188,6
3	146.292	240.600	401.633	431.399	1.219.924	188,3
4	146.037	240.140	401.047	430.938	1.218.163	188,1
5	145.805	239.724	400.513	430.523	1.216.565	187,8
6	148.033	239.831	406.140	430.629	1.224.633	189,1
7	150.306	240.243	411.870	431.042	1.233.462	190,4
8	152.144	240.701	416.505	431.499	1.240.848	191,6
9	153.440	241.064	419.756	431.863	1.246.123	192,4
10	154.020	241.679	421.183	432.477	1.249.358	192,9
11	153.730	242.116	420.406	432.915	1.249.166	192,9
12	152.692	242.582	417.743	433.381	1.246.398	192,4
13	151.656	242.999	415.067	433.798	1.243.520	192,0
14	151.354	244.074	414.236	434.873	1.244.537	192,1
15	151.006	247.029	413.303	437.827	1.249.165	192,9
16	150.619	249.973	412.290	440.772	1.253.654	193,5
17	150.185	252.018	411.178	442.817	1.256.198	193,9
18	149.576	251.251	409.632	442.049	1.252.508	193,4
19	148.936	245.975	408.025	436.774	1.239.709	191,4
20	148.418	245.204	406.730	436.003	1.236.355	190,9
21	148.045	244.582	405.803	435.380	1.233.810	190,5
22	147.786	243.829	405.178	434.628	1.231.420	190,1
23	147.381	243.212	404.189	434.011	1.228.794	189,7
24	147.106	242.522	403.536	433.321	1.226.484	189,4

Anexo F. Figura do edifício em estudo com o sombreamento e carta solar estereográfica

Através do módulo *Visualize* do *software* de simulação energética dinâmica *DesignBuilder*, é possível obter as figuras seguintes que demonstram a influência do Sol, dependendo da data e hora, no sombreamento do edifício, com a inclusão do diagrama solar.

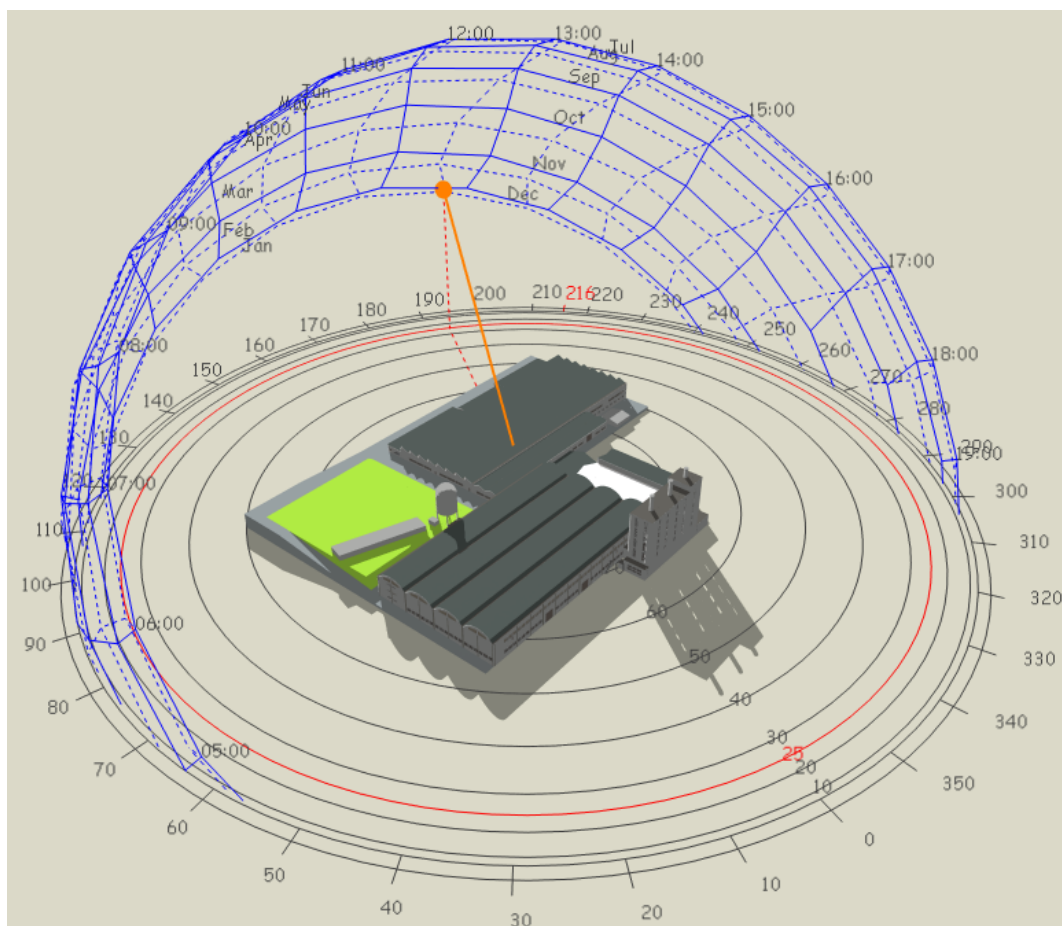


Figura F. 1 – Sombreamento e carta solar do modelo geométrico, num dia típico de Inverno, em 5 Janeiro às 13h (módulo *Visualize*).

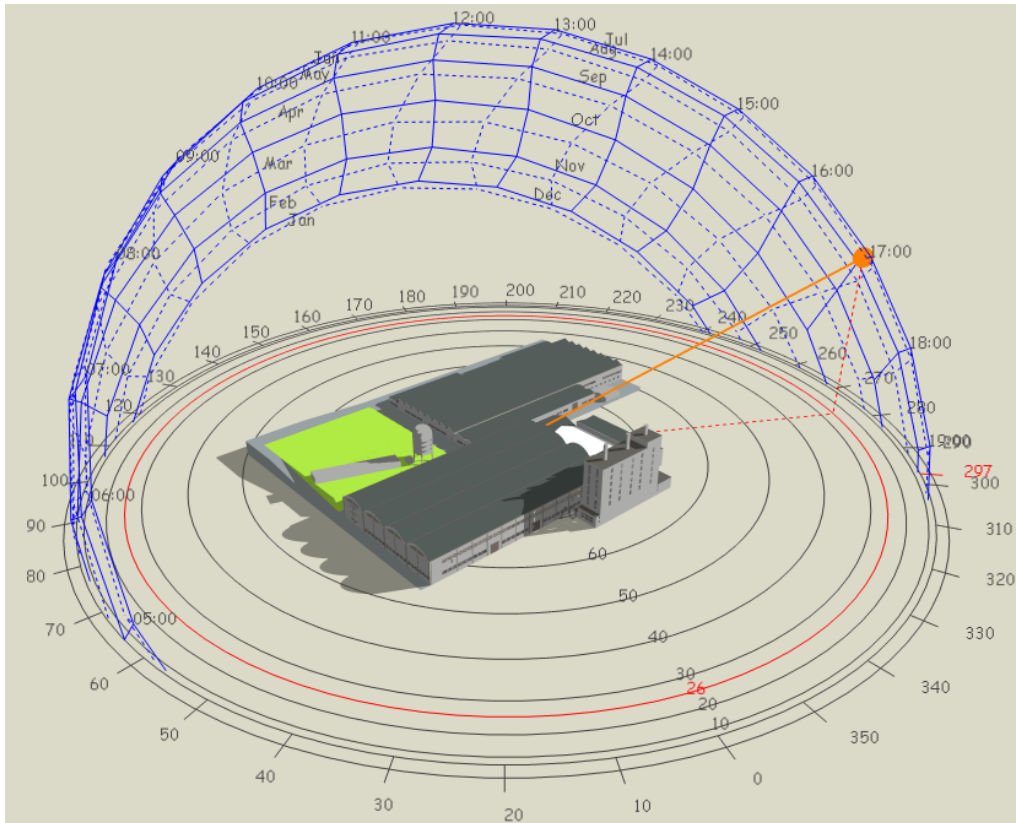


Figura F. 2 – Sombreamento e carta solar do modelo geométrico, numa tarde de Verão, em 21 Julho às 17h (módulo *Visualize*).

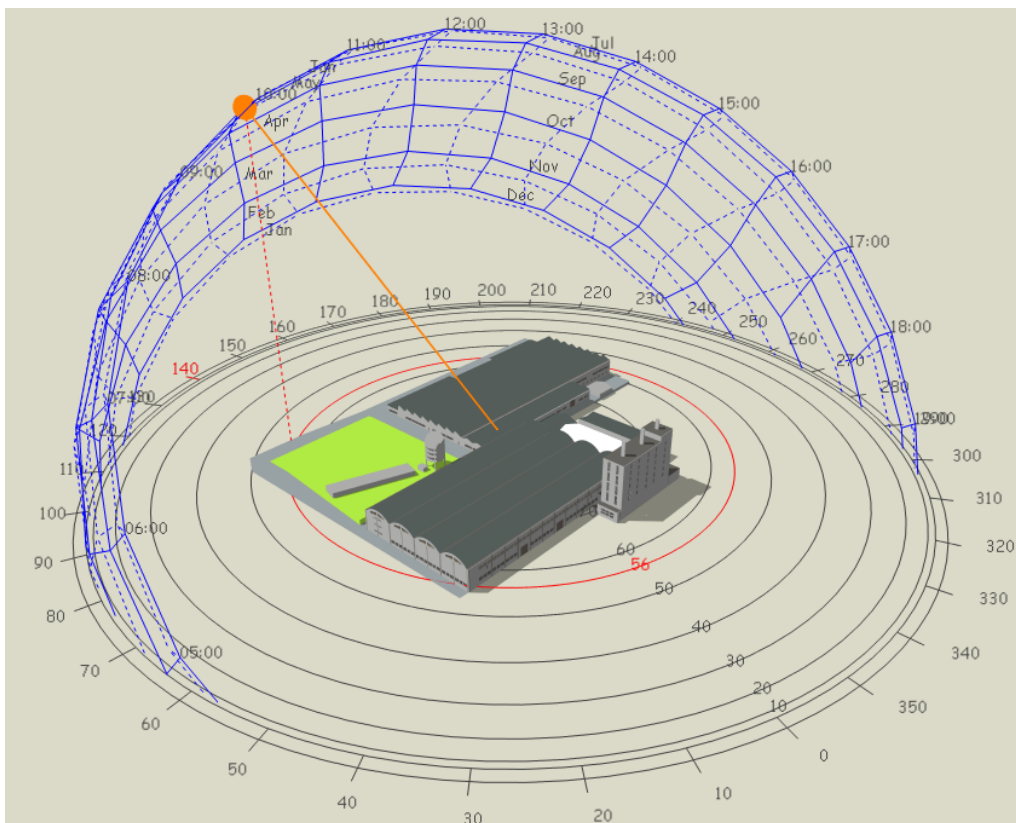


Figura F. 3 – Sombreamento e carta solar do modelo geométrico, numa manhã de Verão, em 21 Julho às 10h (módulo *Visualize*).

Anexo G. Aplicação de películas de protecção solar

As películas simuladas correspondem ao fabricante LLUMAR/ VISTA Window film, onde se seleccionou tipos diferentes dependendo das respectivas características que oferecem, e que podem ser consultadas na tabela G. 1. Teve se em consideração para a selecção da película um baixo factor solar, transmissão visível alta, boas reduções de calor no Verão e más reduções de perdas de calor no Verão (para que o vidro deixe passar para o exterior os grandes ganhos calor).

Tabela G. 1 – Características das películas seleccionadas.

Série	Película	Transmissão Total solar [%]	Reflexão Total Solar [%]	Absorção Total Solar [%]	Transmissão Visível [%]	Reflexão Visível (exterior) [%]	Reflexão Visível (interior) [%]	Factor Solar	Emissividade	Redução dos ganhos de calor solar no Verão	Redução de perdas de calor no Inverno
Vidro sem película	-	70	13	17	81	15	15	0.76	0.84		
NEUTRALS	V45 SR CDF	33	18	49	40	22	15	0.59	0.84	22%	0%
DUAL REFLECTIVES	V33 BR SR CDF	20	38	42	33	29	19	0.40	0.78	48%	2%
LOW-E SERIES	VE35 SR CDF	16	43	41	26	48	36	0.32	0.33	58%	17%
	VE50 SR CDF	30	30	40	46	30	28	0.47	0.36	39%	15%
SPECTRALLY SELECTIVE	VS70 SR CDF	34	25	41	64	15	12	0.53	0.66	31%	6%
REFELECTIVE	R-20 SR CDF	9	36	55	15	55	60	0.33	0.71	53%	2%

Com os resultados das simulações compilou-se o gráfico da figura G. 1, que apresenta os ganhos e perdas por condução pelos envidraçados e os ganhos solares, com o respectivo rácio global destes. Esta compilação permitiu verificar qual a melhor película a aplicar, sendo que um rácio total negativo é o mais eficaz pois permite que a zona em estudo liberte excesso de calor para o exterior, como é o caso da película *refeective*.

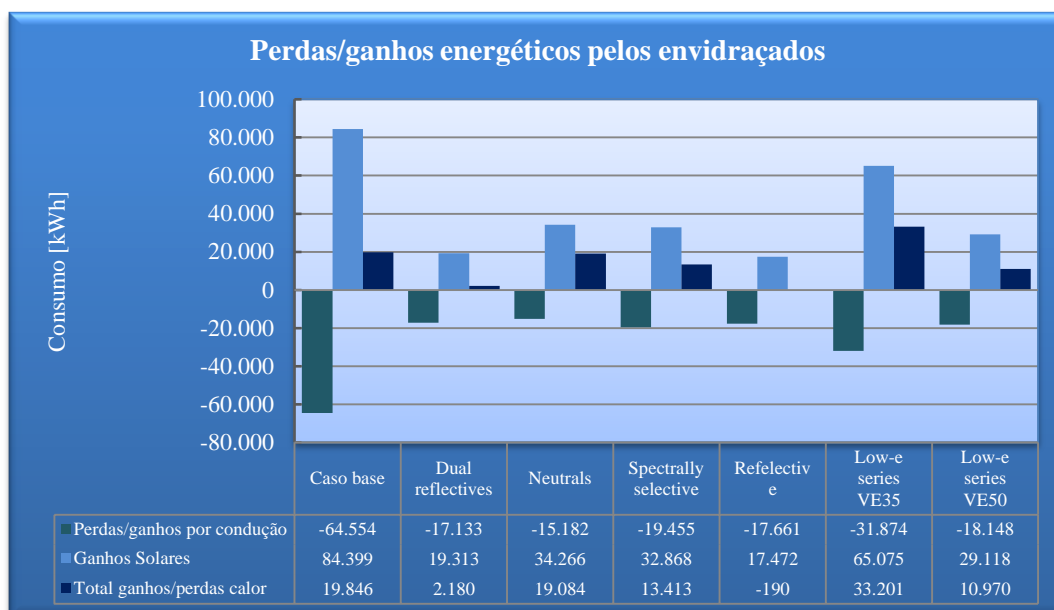


Figura G. 1 – Rácio energético obtido pelos envidraçados.

Contudo pela análise do gráfico da figura G. 2, podemos verificar que o consumo energético das centrais de climatização não apresentou reduções significativas (menores que 0,05%), como seria de esperar, pois a contribuição dos ganhos solares e as perdas/ganhos por condução dos envidraçados apresentam valores muito pouco significativos na percentagem de ganhos internos totais da zona em estudo, dispensando assim o estudo da viabilidade económica e uma possível etapa de optimização.

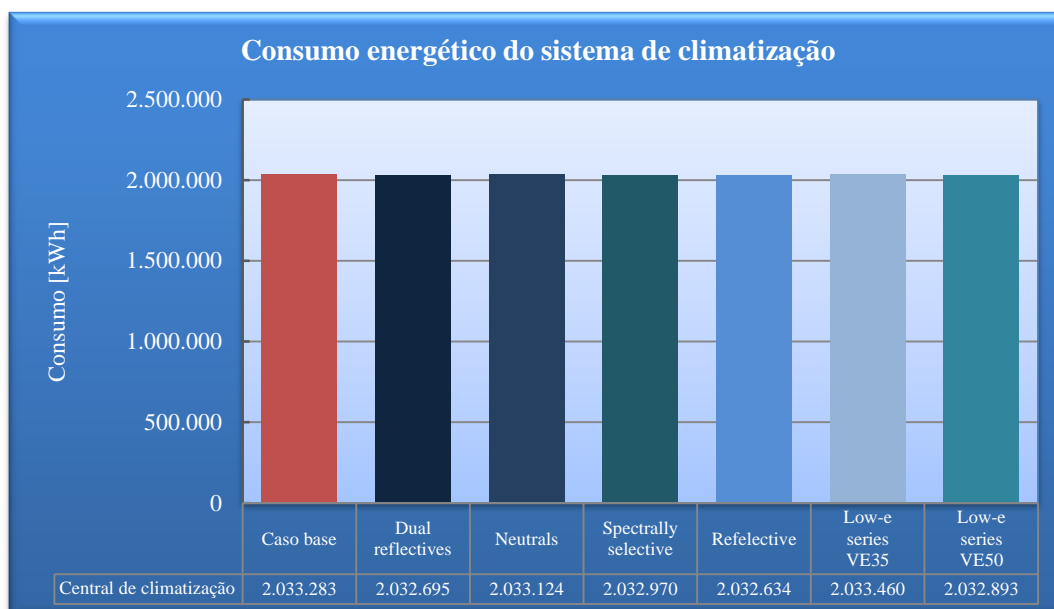


Figura G. 2 – Consumo total de energia das centrais de climatização com a aplicação de diferentes películas nos envidraçados.

Anexo H. Aplicação de motores de alta eficiência – IE2 e IE3

A melhoria indirecta, correspondente à diminuição da temperatura de insuflação é perceptível na figura H. 1, que compara as duas opções simuladas com o caso base, relativamente ao aumento médio anual da temperatura de insuflação, devido à passagem do ar de insuflação pelo ventilador, para as quatro centrais de climatização. A situação que obteve melhores resultados foi para a substituição dos motores pela classe energética IE3, como era de esperar, pois possibilita uma redução desse incremento de temperatura de aproximadamente 8% para todas as centrais, enquanto os motores IE2 apresentam uma redução menor, e entre os 6,5% e os 6,7%.

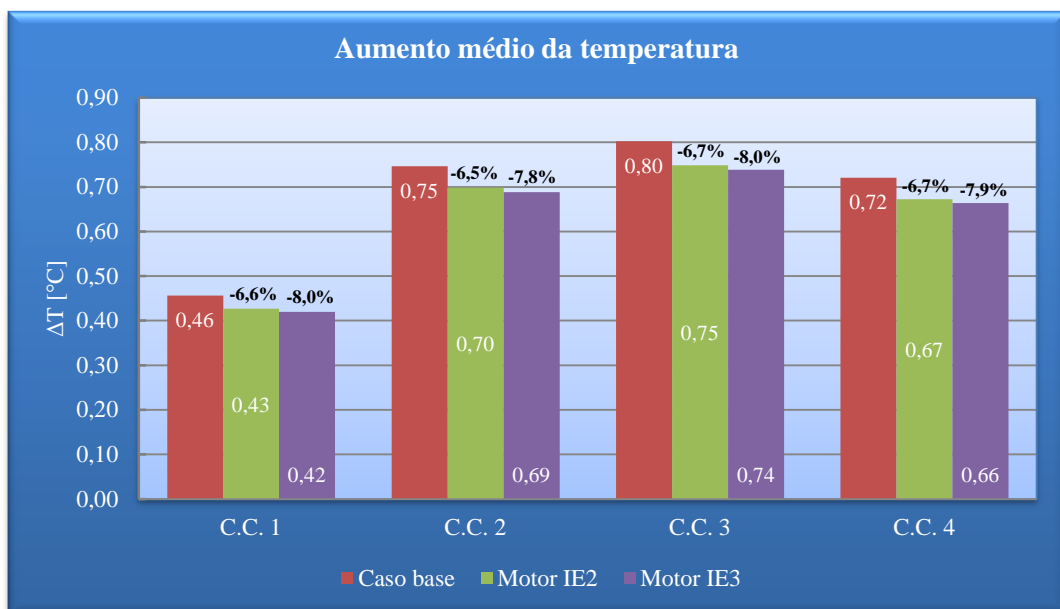


Figura H. 1 – Aumento médio anual da temperatura do ar após passagem pelos ventiladores de insuflação.

O incremento máximo de temperatura, a que o ar de insuflação pode estar sujeito, é exibido na tabela H 1, conseguindo-se obter a influência dos motores dos ventiladores para as situações mais adversas de operação.

Tabela H 1 – Aumento máximo da temperatura de insuflação apos passagem pelo ventilador.

Aumento máximo de temperatura			
Designação	Caso base	Motor IE2	Motor IE3
	$\Delta T [^{\circ}C]$	$\Delta T [^{\circ}C]$	$\Delta T [^{\circ}C]$
C.C. 1	0,88	0,82	0,80
C.C. 2	0,88	0,82	0,81
C.C. 3	0,88	0,82	0,81
C.C. 4	0,88	0,82	0,81

Das simulações efectuadas também foi possível verificar o número de horas em que não se conseguiu atingir o *set-point* de arrefecimento, isto é, o número de horas em que a temperatura do espaço a climatizar foi superior a 26 °C. Para isso realizou-se um gráfico, presente na figura H. 2, que mostra essa vertente, dependendo do caso em simulação. Pela sua observação, conclui-se que a substituição do motor pela classe IE3, apresentam os melhores resultados com reduções, em que o *set-point* não foi cumprido de 3,1% para a central nº 1 e de 0,6% para a central nº4, que apesar de serem valores baixos são consideráveis, visto não ser este o principal propósito da substituição dos motores.

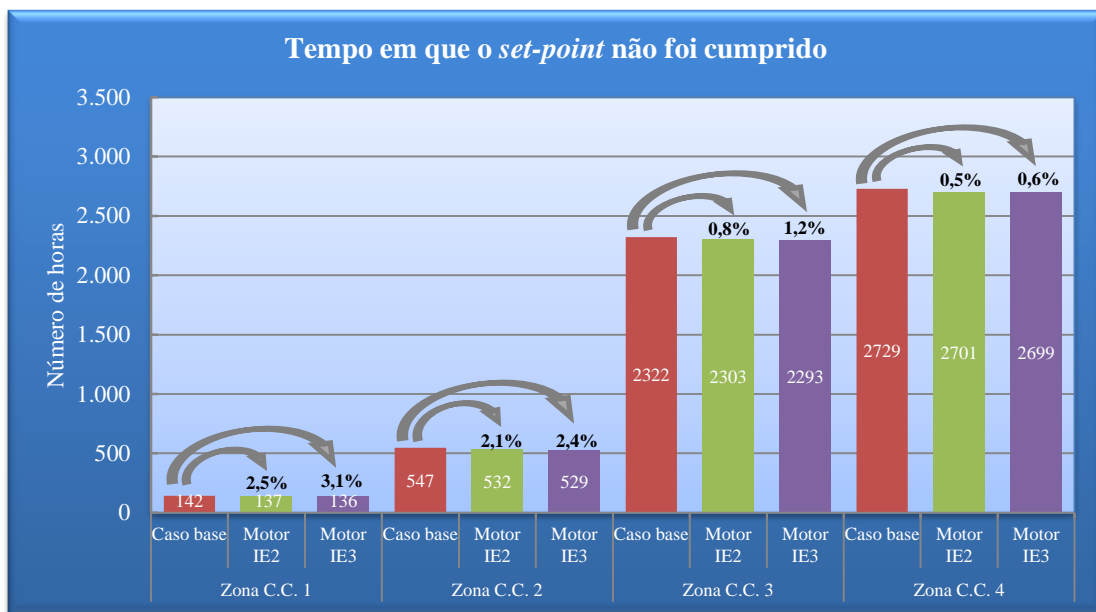


Figura H. 2 – Tempo em que a temperatura interior foi superior ao *set-point* de arrefecimento por C.C.

Anexo I. Aplicação de motores de alta eficiência – IE3 com desacoplamento de motor do ventilador de insuflação

O valor do incremento da temperatura do ar de insuflação após passagem pelo ventilador de insuflação, para o caso de desacoplamento do motor do ventilador de insuflação, é mais baixa aproximadamente 14% em comparação com o caso base e 6% em comparação com o acoplamento directo de motores IE3. A confirmação da redução do incremento da temperatura do ar insuflado é apresentada na figura I. 1 pelo número de horas em que o *set-point* não foi cumprido, número de horas esse, com ligeiras reduções resultante da beneficiação do motor não contribuir para o aquecimento do ar de insuflação.

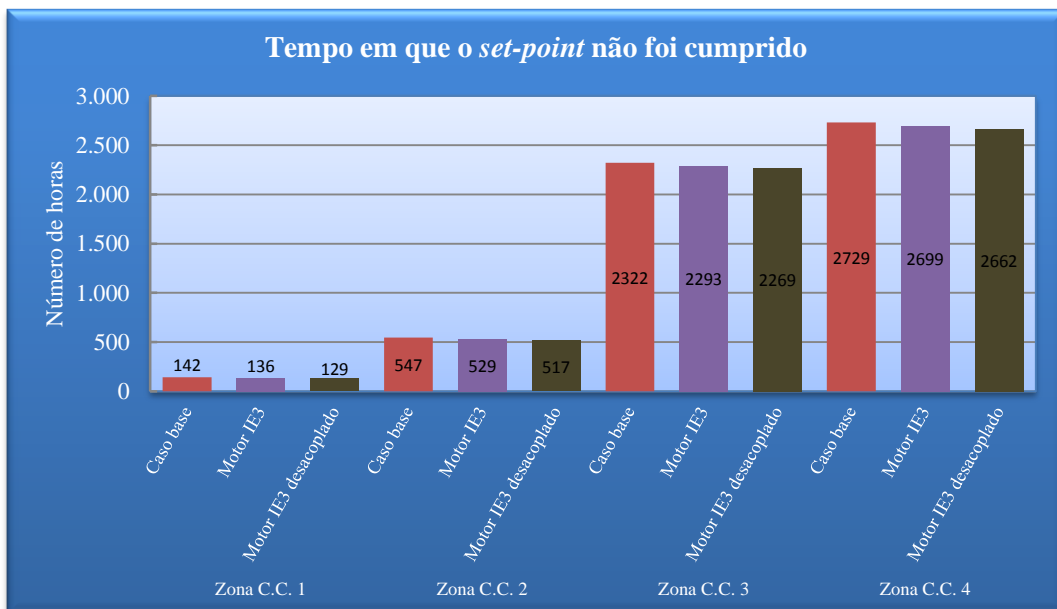


Figura I. 1 – Número de horas em que o *set-point* não foi cumprido.

Anexo J. Variação automática do caudal de acordo com as necessidades

A variação da temperatura média diária ao longo do ano, para a zona menos crítica e mais crítica é apresentada na figura J. 1 e figura J. 2, onde se verifica os picos superiores, em que a temperatura de *set-point* não é cumprida.

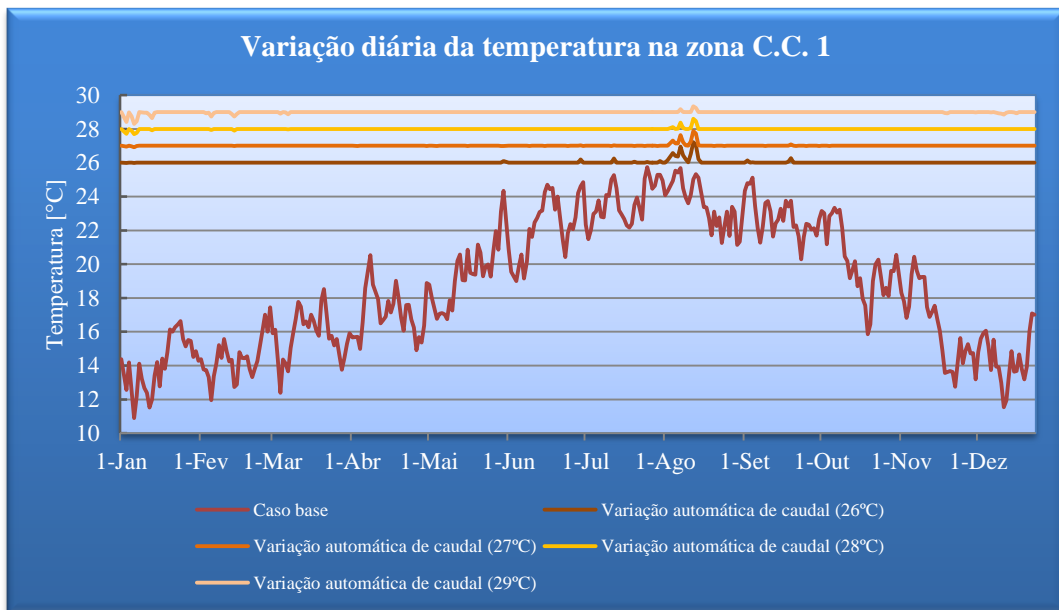


Figura J. 1 – Variação média diária da temperatura na zona afectada à C.C.1

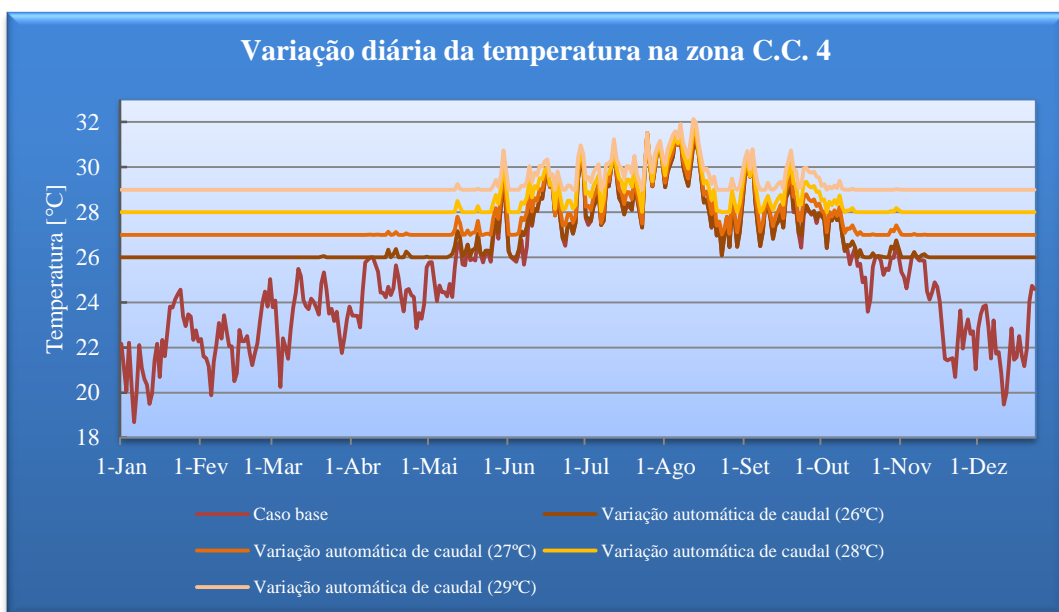


Figura J. 2 – Variação média diária da temperatura na zona afectada à C.C.4.

A evolução do número de horas em que o *set-point* não foi cumprido dependendo da simulação realizada é apresentado na figura J. 3, onde se observa um maior número de horas em que o *set-point* não foi cumprido, para a variação automática de caudal com *set-point* de 26 °C relativamente ao caso base. Este aumento acontece devido essencialmente ao facto de no caso da variação de caudal, as temperaturas permanecerem constantes e em torno dos 26 °C, pelo que à mínima flutuação da temperatura esta já esteja fora do *set-point* proposto. Este ligeiro aumento é insignificante em relação ao caso base, pois o aumento das horas adopta valores superiores em apenas 0,2 °C no máximo.

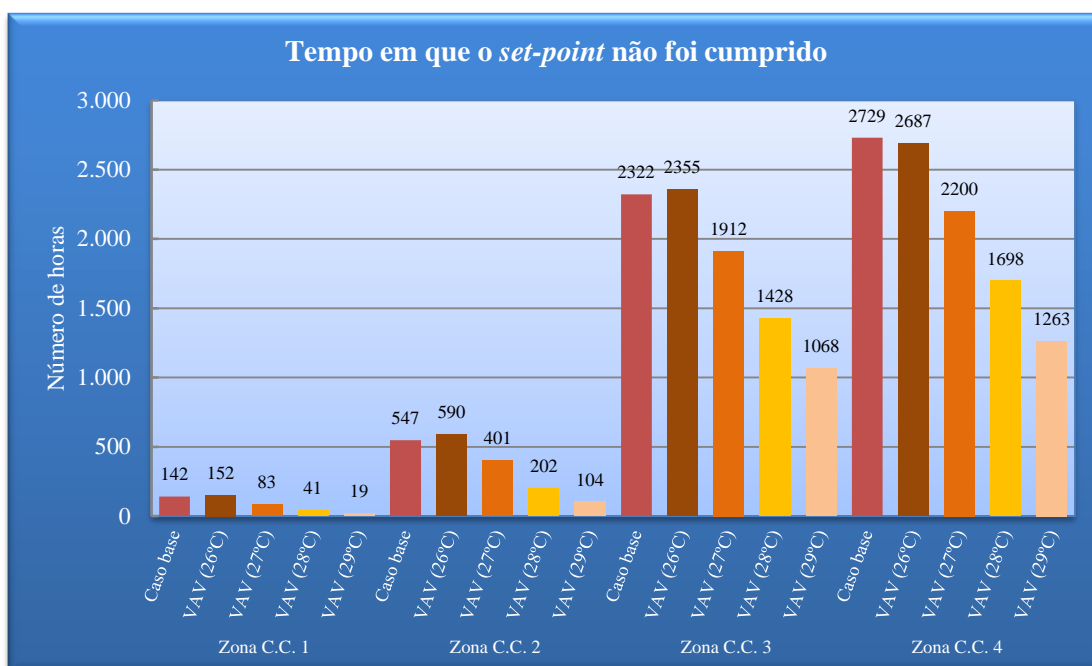


Figura J. 3 – Tempo em que o *set-point* estabelecido não foi cumprido.

Anexo K. Recirculação do ar interior

Para a realização desta medida teria de se efectuar uma mudança ao nível da central de climatização que seria fazer um *bypass* do ar exaurido pelos equipamentos de produção (aproveitamento calorífico das ICBT), directamente para o exterior, para não afectar e incrementar o ar de retorno da zona climatizada, visto que esse ar apresenta valores muito elevados de temperatura.

Na primeira simulação realizada utilizou-se a simulação optimizada com parametrização da humidade relativa, do caso anterior, e estabeleceu-se recirculação com economizador de bolbo seco, isto é, o sistema comparava a temperatura de bolbo seco do ar interior e do ar exterior e se este último fosse superior, o sistema limitaria a entrada de ar exterior e recirculava o ar interior. Contudo após análise dos resultados, verificou-se que o sistema não realizou recirculação pois as condições interiores foram sempre adversas em comparação com o exterior. Posteriormente foi realizada a mesma simulação mas com o economizador de entalpia na recirculação, que comparava a entalpia do ar interior com o ar exterior e se este último tivesse entalpia superior, o sistema recircularia o ar interior limitando o ar exterior admitido, mas após análise dos resultados obtidos, conclui-se que o sistema não recirculou ar interior, devido a não existirem novamente situações benéficas.

Por fim utilizou-se o economizador que junta a comparação de entalpia e bolbo seco do ar exterior e ar interior, conseguindo obter-se algumas horas de recirculação do ar interior, mas os resultados obtidos não foram satisfatórios uma vez que o consumo dos ventiladores aumentou 0,5% em relação à solução optimizada, figura K. 1. A temperatura do espaço em algumas horas também teve um ligeiro aumento, contudo a humidade relativa seguiu a tendência da temperatura nos mesmos dias e aumentou ligeiramente nos picos inferiores, mas que são irrelevantes pois esses picos inferiores apresentam humidades relativas acima dos 45%.

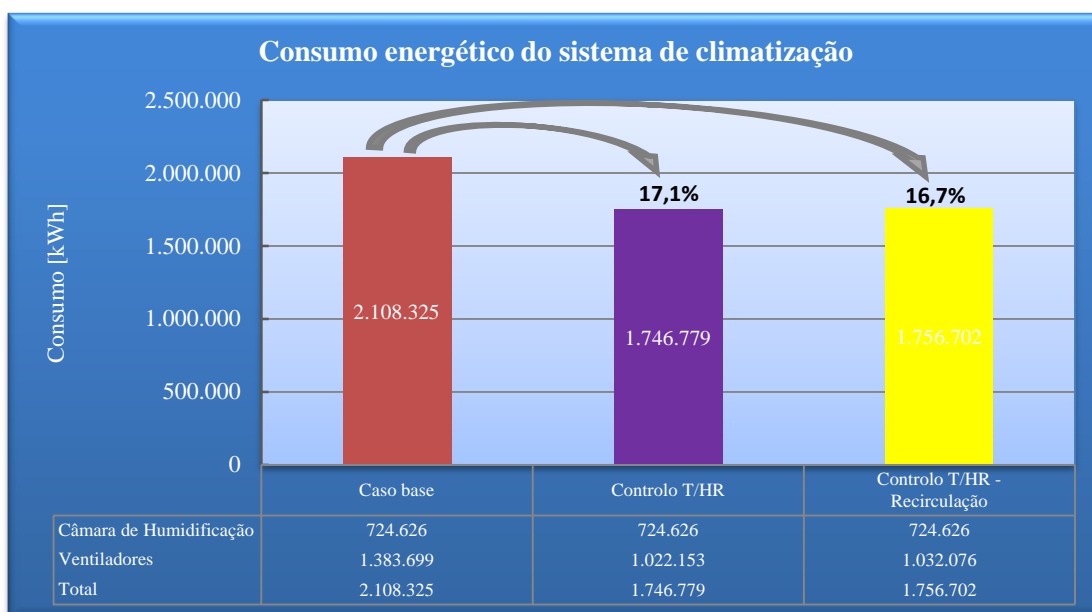


Figura K. 1 – Consumos total das centrais de climatização para as simulações em análise.

A variação da temperatura e humidade relativa foi analisada para as 4 zonas individualmente, chegando à conclusão que não seria benéfico a sua utilização, podendo a figura K. 2 atestar as evoluções das condições interiores ambiente, para a média das 4 zonas (salão 2), respectivamente.

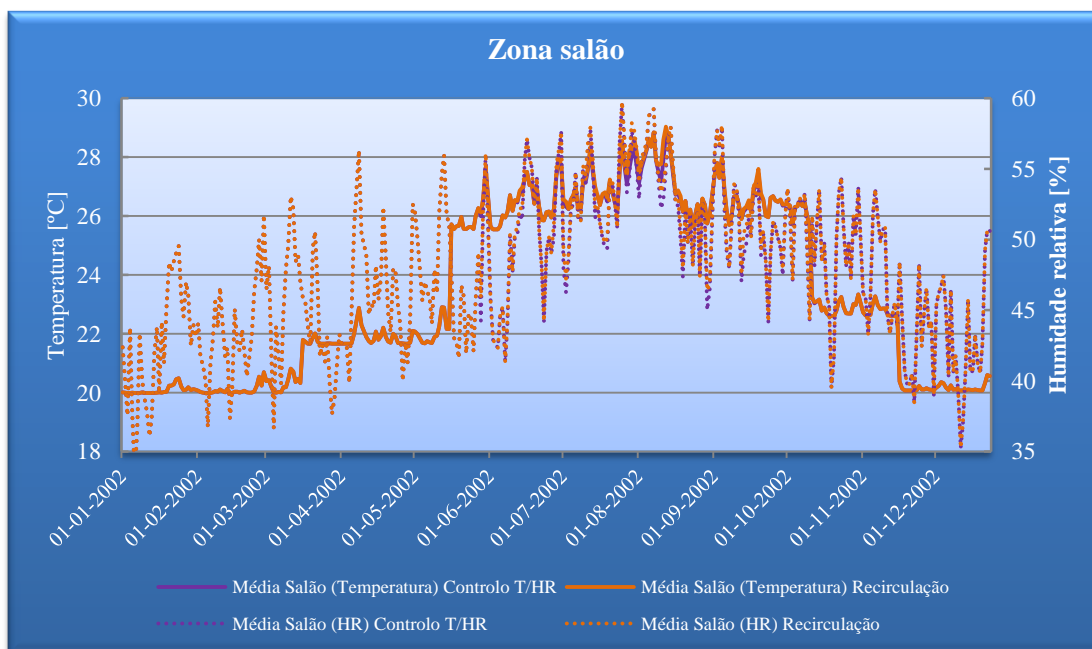


Figura K. 2 – Evolução da temperatura e humidade relativa com recirculação do ar interior.