

Benchmarking Energético - Correção Climática

Eduardo Bernardino Dos Santos Monteiro

Dissertação de Mestrado

Orientador na FEUP: Prof. Armando Oliveira

Co-Orientador: Eng^o João Santos



Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica

Junho de 2019

Aos meus pais,

Resumo

As tecnologias de refrigeração convencionais consomem muita energia, o que faz dos supermercados um dos tipos de edifícios comerciais com maior consumo de eletricidade. A otimização energética dos supermercados deve passar, por isso, pelo seu sistema de refrigeração. Uma das ferramentas de avaliação da eficiência energética consiste na comparação do indicador em estudo com um indicador de referência (*benchmarking*). No plano de eficiência energética de sistemas de refrigeração, este indicador é utilizado para comparar os consumos específicos da refrigeração de vários supermercados. Contudo, este termo comparativo não tem em conta certos parâmetros importantes, o que pode conduzir a uma avaliação incorreta do sistema.

Para responder ao problema mencionado, a empresa Edifícios Saudáveis desenvolveu uma ferramenta de cálculo específico do consumo esperado de qualquer sistema de refrigeração. No entanto, este simulador energético carecia de otimização na definição das condições interiores de temperatura e humidade, assim como das temperaturas exteriores. O propósito desta dissertação era o de colmatar estas fragilidades da ferramenta previamente desenvolvida, através da respetiva correção climática. A otimização do cálculo da ferramenta era, depois, validada recorrendo ao indicador *benchmarking expected*, que relaciona os consumos obtidos pela ferramenta e os consumos reais da loja. A ferramenta devolvia ainda resultados da eficiência dos equipamentos e da sua operação através dos indicadores *benchmarking* operacionais e de referência, respetivamente. No entanto, estes não foram alvos de análise no desenvolvimento desta dissertação.

O processo de melhoramento da ferramenta passou, inicialmente, pelo estudo da influência das variações climáticas nos consumos elétricos da rede de frio num modelo energético de uma loja real. Este estudo estendeu-se a diversas configurações dos equipamentos da loja através da alteração de certas características que influenciam o consumo elétrico do sistema de refrigeração.

Numa fase posterior, recorreu-se a um *software* de simulação energética de edifícios para determinar, a partir de ficheiros de simulação de lojas reais pré-modelados, as condições interiores de temperatura e humidade. Este procedimento envolveu a caracterização de um modelo energético de uma loja de retalho alimentar, na qual se definiram valores padrão a parâmetros relacionados com o sistema de frio e com os ganhos internos, nomeadamente a ocupação, a iluminação e as renovações do ar. Os ganhos internos foram determinados através do levantamento de dados de um conjunto de seis auditorias e de balanços térmicos de condições do ar interior e exterior. O sistema de frio foi definido com base no balanço das necessidades térmicas da rede no *software* de simulação energética e na ferramenta de cálculo.

Estabelecidas as correções climáticas interiores, seguiu-se o cálculo dos consumos energéticos, a partir de um ficheiro climático padrão, que permitiu conhecer a relação entre os consumos e a temperatura exterior. Uma vez conhecida esta relação, determinaram-se os consumos esperados corrigidos recorrendo a dados climáticos reais. Terminada a correção climática, foram estabelecidos os novos valores de *benchmarking expected*.

Concluiu-se que a análise feita proporcionou melhorias no desempenho da ferramenta para as lojas estudadas, já que aproximou o *benchmarking expected* do valor ideal. Este estudo necessita de ser complementado com dados reais de temperatura provenientes de fontes mais fiáveis e com uma análise a um número mais extensivo de lojas.

Energy Benchmarking - Climatic Correction

Abstract

Conventional refrigeration technologies consume a lot of energy, which makes supermarkets one of the most commercial building types with the highest consumption of electricity. The energy optimization of supermarkets must therefore go through their cooling system. One of the tools for assessing energy efficiency involves comparing the indicator under study with a benchmark (benchmarking). In the energy efficiency field of refrigeration systems, this indicator is used to compare the specific consumption of refrigeration in several supermarkets. However, this comparative term does not take into account certain important parameters, which may lead to an incorrect assessment of the system.

In order to respond to the aforementioned problem, the company Edifícios Saudáveis developed a program to calculate the expected consumption of any refrigeration system. However, this energy simulator lacked optimization in the definition of indoor temperature and humidity conditions, as well as outside temperatures. The purpose of this dissertation was to fill these frailties of the developed program through its climatic correction. The optimization of the calculation tool was then validated through the benchmark expected, which relates the energetic consumption obtained by the tool and the real consumption of the store. The calculation tool also gave results related to the equipments and their operation through the benchmarks *operational* and *reference*. The study and improvement of these benchmarks were not involved in the development of this thesis.

The optimization process started by studying the influence of climatic variations on the energetic consumption of the cooling system in an energy model of a real store. This study was extended to various store configurations by changing certain parameters that influence the energetic consumption of the refrigeration system. The optimization of the calculation tool was then validated using the expected benchmarking indicator, which relates the consumption obtained by the tool and the actual consumption of the store.

At a later stage, a building energy simulation software was used to determine the indoor temperature and humidity conditions. This procedure involved the characterization of a standard energy model of a food retail store, for which parameters related to internal gains were defined, namely occupancy, lighting and air renewals, and the cooling system. Internal gains were determined by collecting data from a set of six audits and a thermal balance of indoor and outdoor air conditions. The cooling system was defined based on the balance of the thermal needs of the energy simulation software and the previously developed program.

Once the internal climatic corrections were established, the calculation of the energy consumption was followed by a standard external climatic file that allowed to know the relation between the consumptions and the outside temperature. This temperature was then corrected using real weather data. After the climatic correction, the new benchmarking expected values were established, which determines the relation between the consumptions obtained by the program and the actual consumption of the store.

It was concluded that the analysis provided improvements in the performance of the tool for the stores studied, since it approached the expected benchmarking of its ideal value. This study needs to be complemented with actual temperature data from more reliable sources, as well as an analysis to a more extensive number of stores.

Agradecimentos

Gostaria de agradecer em primeiro lugar aos meus pais por todo o empenho que me dedicaram, pelo apoio incondicional e por todo o esforço com que contribuíram na minha formação acadêmica.

Ao meu orientador, Professor Armando Oliveira, por me ter dado a oportunidade de realizar a dissertação em ambiente empresarial e por toda a ajuda prestada na elaboração da mesma.

Ao Engenheiro Ricardo Sá por ter aceitado o desafio de me integrar na sua equipa de trabalho e ter permitido a realização do estágio curricular na empresa Edifícios Saudáveis Consultores. Aos Engenheiros João Begonha Santos, Bruno Silva e Luís Vale pela disponibilidade e por todo o envolvimento no projeto. Um agradecimento também aos restantes membros da empresa pela disponibilidade e pelo bom ambiente proporcionado.

Um último agradecimento a toda a minha família e amigos por todo o apoio e por todos os bons momentos partilhados na minha experiência académica.

Índice de Conteúdos

1	Introdução	1
1.1	Apresentação da empresa	1
1.2	Breve história da Refrigeração	1
1.3	Consumo energético numa loja de retalho alimentar	1
1.4	Objetivos da dissertação	2
1.5	Estrutura da tese	2
2	Estado da arte	3
2.1	Refrigeração	3
2.1.1	Ciclo frigorífico de compressão de vapor	4
2.1.2	Ciclo frigorífico de compressão de vapor com sobreaquecimento	5
2.1.3	Ciclo de compressão de vapor com subarrefecimento	5
2.2	Componentes do ciclo de compressão de vapor	6
2.2.1	Compressor	6
2.2.2	Condensador	10
2.2.3	Dispositivos de expansão	12
2.2.4	Evaporadores	14
2.2.5	Fluido Frigorigéneo	16
2.2.6	Eficiência energética dos componentes do ciclo de compressão	17
2.3	Equipamentos de refrigeração das lojas de retalho alimentar	22
2.3.1	Expositores/Móveis	23
2.3.2	Método de funcionamento de um móvel	24
2.3.2	Minimização das necessidades térmicas de um expositor	25
2.4	Ferramentas de análise	26
2.4.1	Graus-Dia	26
2.4.2	Benchmarking	27
2.4.3	Modelo de simulação CREPE	28
2.4.4	Integrated Environmental Solution – Virtual Environment (IES-VE)	30
2.4.5	Modos de funcionamento de sistemas AVAC	31
3	Desenvolvimento	33
3.1	Influência das condições interiores de temperatura e humidade no consumo da rede de frio	33
3.2	Influência da temperatura ambiente exterior à loja nos consumos da rede de frio	36
3.3	Influência da temperatura exterior nas condições interiores de temperatura e humidade da loja	36
3.3.1	Simulação no IES	38
3.4	Correção climática	51
4	Análise de Resultados	53
4.1	Influência das condições interiores de temperatura e humidade nos consumos da rede de frio	53
4.1.1	Análise da loja real	53
4.1.2	Análise para a loja com temperatura de condensação flutuante	54
4.1.3	Análise para a loja com móveis com porta	55
4.1.4	Síntese de resultados para a loja com compressor alternativo	56
4.1.3	Análise para a loja com compressor de parafuso	57
4.1.4	Síntese de resultados para a loja com compressor de parafuso	58
4.1.5	Análise do impacto da humidade	58
4.2	Influência da temperatura exterior nos consumos da rede de frio da loja	59
4.2.1	Análise para a loja real	59
4.2.2	Análise para a loja com condensação flutuante	60
4.2.3	Análise para a loja com condensação flutuante e móveis fechados	61

4.2.4 Síntese de resultados.....	62
4.2.5 Determinação da relação entre os consumos elétricos e a temperatura exterior.....	62
4.3 Correção climática.....	64
4.3.1 Funcionamento do sistema AVAC.....	64
4.3.2 Modelação da rede de frio.....	68
4.3.3 Correção das condições interiores.....	70
4.3.4 Correção das temperaturas exteriores.....	72
4.3.5 Correção da humidade interior.....	75
5 Conclusões e Trabalhos Futuros.....	77
5.1 Conclusões.....	77
5.2 Trabalhos Futuros.....	78
Referências.....	79
ANEXO A: Influência das temperaturas interiores e exteriores na rede de frio.....	81
ANEXO B: Variação diária da temperatura e humidade interior no IES e no CREPE.....	84
ANEXO C: Funcionamento do sistema AVAC da loja de Leiria.....	86
ANEXO D: Modelação da rede de frio de Leiria.....	90

Índice de Figuras

Figura 2.1 - Funcionamento de um ciclo frigorífico [6].....	3
Figura 2.2 – Ciclo frigorífico de compressão de vapor, adaptado de [7]	4
Figura 2.3 - Diagrama P-h representativo de um ciclo de compressão de vapor sobreaquecido.	5
Figura 2.4 - Diagrama P-h representativo de um ciclo de compressão de vapor subarrefecido.	6
Figura 2.5 - Fases do ciclo de compressão do compressor alternativo, adaptado de [11].....	7
Figura 2.6 - Compressor de parafuso [9].....	9
Figura 2.7 - Configuração dos compressores scroll [9].....	9
Figura 2.8 - Etapas da compressão nos compressores scroll, adaptado de [9].....	10
Figura 2.9 - Condensador arrefecido a ar, adaptado de [13].	11
Figura 2.10 - Condensador arrefecido a água, adaptado de [14].....	11
Figura 2.11 - Condensador evaporativo, adaptado de [2].....	12
Figura 2.12 - Válvula de expansão termostática, adaptado de [13].....	13
Figura 2.13 - Esquema do funcionamento de uma EEV [17].....	14
Figura 2.14 - Evaporador de placas, adaptado de [14]	15
Figura 2.15 - Evaporador de carcaça e tubo, adaptado de [14]	15
Figura 2.16 - Variação da temperatura no interior do expositor com controlo ON/OFF [22] .	18
Figura 2.17 - Compressor alternativo sem controlo [23].....	19
Figura 2.18 - Controlo <i>VFD</i> num compressor alternativo [23]	19
Figura 2.19 - Curvas do compressor de parafuso [23]	20
Figura 2.20 - Temperatura de condensação constante vs flutuante, adaptado de [24]	22
Figura 2.21 - Mural de baixa temperatura com porta [26], a), e o seu esquema interior [25], b)	24
Figura 2.22 - Combinado [27], a), e o seu esquema interior [25], b)	24
Figura 3.1 - Curvas dos compressores de pistão, a), e de parafuso, b) [30].....	35
Figura 3.2 - Unidade de tratamento de ar representada no <i>software IES</i>	45
Figura 3.3 - Controlador da bateria de arrefecimento	46
Figura 3.4 - Controlador da bateria de aquecimento	47
Figura 3.5 – Representação da rede de frio no <i>software IES</i>	49
Figura 3.6 - Método iterativo de obtenção das mesmas necessidades térmicas no circuito de positivos, a), e no circuito de negativos, b).	50
Figura 3.7 - Necessidades térmicas obtidas no IES, a), e no CREPE, b)	51
Figura 3.8 - Esquema das correções climáticas.	52
Figura 4.1 - Cargas latentes no dia mais quente, a), e mais frio, b)	75

Índice de Tabelas

Tabela 3.1 - Parâmetros da loja de Águeda (1)	33
Tabela 3.2 - Parâmetros da loja de Águeda (2)	34
Tabela 3.3 - Parâmetros da loja de Águeda (3)	34
Tabela 3.4 - Parâmetros das lojas de Santo Tirso e Leiria (1).....	37
Tabela 3.5 - Parâmetros das lojas de Santo Tirso e Leiria (2).....	38
Tabela 3.6 - Parâmetros da central da loja de Santo Tirso.	38
Tabela 3.7 – Parâmetros da central da loja de Leiria.....	38
Tabela 3.8 - Taxa de ocupação diária [%] [31].	39
Tabela 3.9 - Densidade de iluminação.....	40
Tabela 3.10 - Taxa de iluminação diária [%] [31].....	41
Tabela 3.11 - Parâmetros relacionados com as portas dos supermercados	42
Tabela 3.12 - Valores utilizados no cálculo das cargas térmicas totais.....	43
Tabela 3.13 - Parâmetros dos equipamentos do sistema AVAC.....	45
Tabela 3.14 - Condições de funcionamento do sistema AVAC	48
Tabela 4.1 - Desvios das necessidades, consumos e <i>EERs</i> com a temperatura interior para a loja real	53
Tabela 4.2 - Desvios das necessidades, consumos e <i>EERs</i> com a temperatura interior para a loja com condensação flutuante.....	55
Tabela 4.3 - Desvios das necessidades, consumos e <i>EERs</i> com a temperatura interior para a loja com móveis fechados.....	56
Tabela 4.4 - Síntese da análise do impacto da temperatura interior na rede de frio da loja com compressor de pistão	57
Tabela 4.5 - Desvios das necessidades, consumos e <i>EERs</i> com a temperatura interior para a loja com compressor de parafuso e condensação flutuante.....	57
Tabela 4.6 - Síntese da análise do impacto da temperatura interior na rede de frio da loja com compressor de parafuso	58
Tabela 4.7 - Desvios das necessidades, consumos e <i>EERs</i> com a humidade absoluta interior para a loja.....	59
Tabela 4.8 - Desvios das necessidades, consumos e <i>EERs</i> com a temperatura exterior para a loja real	60
Tabela 4.9 - Desvios das necessidades, consumos e <i>EERs</i> com a temperatura interior para a loja com condensação flutuante.....	61
Tabela 4.10 - Desvios das necessidades, consumos e <i>EERs</i> com a temperatura interior para a loja com condensação flutuante e móveis fechados	61
Tabela 4.11 - Síntese de resultados do impacto da temperatura exterior na rede de frio da loja	62
Tabela 4.12 - Resultados dos consumos da rede de frio da loja de Santo Tirso no simulador <i>CREPE</i>	70
Tabela 4.13 - Desvios da rede de frio com correção das humidades.....	76

Tabela A.1 - Desvios das necessidades, consumos e <i>EERs</i> com a temperatura interior para a loja com móveis fechados e condensação flutuante.	81
Tabela A.2 - Desvios das necessidades, consumos e <i>EERs</i> com a temperatura interior para a loja com compressor de parafuso.	81
Tabela A.3 - Desvios das necessidades, consumos e <i>EERs</i> com a temperatura exterior para a loja com móveis fechados.	82
Tabela A.4 - Desvios das necessidades, consumos e <i>EERs</i> com a temperatura exterior para a loja com compressor de parafuso.	82
Tabela A.5 - Desvios das necessidades, consumos e <i>EERs</i> com a temperatura exterior para a loja com compressor de parafuso e condensação flutuante.....	83
Tabela C.1 – Modo de operação atual do sistema AVAC da loja de Leiria.....	86
Tabela D.1 - Resultados dos consumos da rede de frio da loja de Leiria no simulador <i>CREPE</i>	90

Índice de Gráficos

Gráfico 3.1 - Variação diária da ocupação.	40
Gráfico 3.2 – Gráfico da variação diária da iluminação.....	41
Gráfico 4.1 - Relação do consumo com a temperatura exterior com condensação constante..	63
Gráfico 4.2 - Relação do consumo com a temperatura exterior com condensação flutuante ..	63
Gráfico 4.3 - Relação Consumos vs Graus-Dia para uma temperatura base de 10°C	64
Gráfico 4.4 - Variação diária da temperatura interior para os diferentes modos de operação do sistema AVAC num dia de inverno	65
Gráfico 4.5 – Variação da temperatura interior para cada modo de operação num dia de Inverno das 10h às 21h	65
Gráfico 4.6 - Temperaturas mínimas, médias e máximas atingidas em cada modo de operação no horário das 10h às 21h.....	66
Gráfico 4.7 - Variação da temperatura interior para cada modo de operação num dia de meia-estação das 10h às 21h.....	66
Gráfico 4.8 - Temperaturas mínimas, médias e máximas atingidas em cada modo de operação no horário das 10h às 21h.....	67
Gráfico 4.9 - Variação da temperatura interior para cada modo de operação num dia de Verão das 10h às 21h	67
Gráfico 4.10 - Temperaturas mínimas, médias e máximas atingidas em cada modo de operação no horário das 10h às 21h.....	68
Gráfico 4.11 - Necessidades térmicas da rede de frio da loja de Santo Tirso obtidas no simulador CREPE e o desvio das necessidades do IES face a estas	68
Gráfico 4.12 - Consumo elétrico total anual em cada modo de operação do AVAC para a loja de Santo Tirso.....	70
Gráfico 4.13 - <i>Benchmarking expected</i> da loja de Santo Tirso sem correção vs com correção das condições interiores.....	71
Gráfico 4.14 - Diferença das temperaturas interiores do <i>IES</i> e as originais do <i>CREPE</i> para a loja de Santo Tirso.....	72
Gráfico 4.15 - <i>Benchmarking expected</i> com as diferentes correções interiores.....	72
Gráfico 4.16 - Relação do Consumo elétrico de cada circuito com a Temperatura exterior, em Graus-Dia, para a loja de Santo Tirso.....	73
Gráfico 4.17 - Consumo Total vs Temperatura exterior, em Graus-Dia, para a loja de Santo Tirso.....	73
Gráfico 4.18 - <i>Benchmarking expected</i> para a loja de Santo Tirso	74
Gráfico 4.19 - Graus-Dia da temperatura exterior para os climas padrão e real da loja de Santo Tirso.....	75
Gráfico B.1 – Variação da temperatura interior no <i>IES</i> vs <i>CREPE</i> num dia frio/seco.....	84
Gráfico B.2 - Variação da humidade interior no <i>IES</i> vs <i>CREPE</i> num dia frio/seco.....	84
Gráfico B.3 - Variação da temperatura interior no <i>IES</i> vs <i>CREPE</i> num dia de meia-estação..	84
Gráfico B.4 - Variação da humidade interior no <i>IES</i> vs <i>CREPE</i> num dia de meia-estação.	85

Gráfico B.5 - Variação da temperatura interior no <i>IES</i> vs <i>CREPE</i> num dia quente/húmido. ..	85
Gráfico B.6 - Variação da humidade interior no <i>IES</i> vs <i>CREPE</i> num dia quente/húmido.....	85
Gráfico C.1 – Variação da temperatura interior com os diferentes modos de operação do sistema AVAC - Leiria.....	86
Gráfico C.2 – Variação da temperatura interior para cada modo de operação num dia de Inverno das 10h às 21h – Leiria.	87
Gráfico C.3 – Temperaturas mínimas, médias e máximas atingidas em cada modo de operação no horário das 10h às 21h – Leiria.	87
Gráfico C.4 - Variação da temperatura interior para cada modo de operação num dia de meia-estação das 10h às 21h – Leiria.	87
Gráfico C.5 - Temperaturas mínimas, médias e máximas atingidas em cada modo de operação no horário das 10h às 21h – Leiria.	88
Gráfico C.6 - Variação da temperatura interior para cada modo de operação num dia de Verão das 10h às 21h – Leiria.	88
Gráfico C.7 - Temperaturas mínimas, médias e máximas atingidas em cada modo de operação no horário das 10h às 21h – Leiria.	89
Gráfico D.1 - Necessidades térmicas da rede de frio da loja de Leiria obtidas no simulador <i>CREPE</i> e o desvio das necessidades do <i>IES</i> face a estas.....	90
Gráfico D.2 - Consumo elétrico total anual em cada modo de operação do AVAC para a loja de Leiria.....	91
Gráfico D.3 - <i>Benchmarking expected</i> da loja de Leiria sem correção vs com correção das condições interiores.	91
Gráfico D.4 - Diferença das temperaturas interiores do <i>IES</i> e as originais do <i>CREPE</i> para a loja de Leiria.....	92
Gráfico D.5 - Relação do Consumo elétrico de cada circuito com a Temperatura exterior, em Graus-Dia, para a loja de Leiria.....	92
Gráfico D.6 - Relação do Consumo elétrico total com a Temperatura exterior, em Graus-Dia, para a loja de Leiria.	93
Gráfico D.7 - Graus-Dia da temperatura exterior para os climas padrão e real da loja de Leiria.	93
Gráfico D.8 - <i>Benchmarking expected</i> para a loja de Leiria.	94

Nomenclatura

Nomenclatura Romana

A	Área [m ²]
c_p	Calor específico a pressão constante [kJ/kg.K]
D_f	Fator de escoamento
D_t	Fator de abertura das portas
E	Eficiência do dispositivo de proteção das portas
EER	<i>Energy Efficiency Ratio</i>
F_m	Fator de densidade
H	Altura [m]
h	Entalpia [kJ/kg.K]
g	Aceleração da gravidade [m/s ²]
Q	Carga térmica de refrigeração [W]
q_t	Carga Térmica [W]
P	Número de passagens
PLR	<i>Partial Load Ratio</i> [%]
S	Fator de carga sensível
T_{cond}	Temperatura de condensação [K]
T_{ext}	Temperatura exterior [K]
\dot{V}	Caudal Volumétrico [m ³ /s]
W	Trabalho realizado [W]

Nomenclatura Grega

θ_d	Tempo de abertura da loja [h]
θ_o	Tempo que as portas permanecem abertas [s]
θ_p	Tempo de abertura e fecho das portas [s]

1 Introdução

1.1 Apresentação da empresa

A presente dissertação foi desenvolvida e orientada em ambiente empresarial, na empresa Edifícios Saudáveis Consultores (ESC). Fundada em 1996, esta empresa iniciou a sua atividade com envolvimento em projetos europeus de investigação relacionados com a sustentabilidade ambiental em edifícios. Foi responsável pela primeira certificação *BREEAM* em Portugal, pela primeira certificação *LEED GOLD* na Península Ibérica e pela primeira certificação *LEED PLATINIUM* de um supermercado na Europa.

A sua experiência diversificada e internacional, atualmente com trabalhos distribuídos pela Europa e América do Sul, já permitiu potenciar economias de energia num conjunto de edifícios cuja área ascende a mais de 4.000.000 m², incluindo centros comerciais, supermercados, hotéis, edifícios industriais, entre outros [1].

1.2 Breve história da Refrigeração

A refrigeração é o processo de aplicação de trabalho de forma a remover calor de um espaço para outro. A remoção de calor ocorre no espaço que se quer refrigerar, sendo o calor rejeitado para um ambiente a uma temperatura mais alta [2].

A preservação de alimentos através da sua manutenção a temperaturas mais baixas é já uma prática antiga, através de métodos primitivos e rudimentares. No entanto, grande parte desses métodos, em certas regiões e em certas alturas do ano, não permitia a conservação adequada dos alimentos, levando à sua deterioração. Esta necessidade obrigou, ao longo dos anos, à procura de alternativas apropriadas à manutenção das propriedades dos alimentos. Só numa era mais moderna, mais detalhadamente em 1748 através de William Cullen, foi possível conceber a primeira forma artificial de produção do efeito de refrigeração. Este efeito de refrigeração foi posto em prática em 1805 por Oliver Evans, através de um sistema de compressão em circuito fechado, princípio de funcionamento ainda utilizado atualmente nas máquinas frigoríficas [3].

Nos dias de hoje, os equipamentos de refrigeração representam uma componente essencial na qualidade de vida das pessoas, tendo como principais aplicações a conservação de alimentos e a climatização do ar em edifícios [4].

1.3 Consumo energético numa loja de retalho alimentar

Dentro dos edifícios de comércio e prestação de serviços com a maior intensidade de uso energético destacam-se os supermercados, devido, principalmente, aos sistemas de refrigeração utilizados para refrigerar os expositores e as câmaras frigoríficas. Estes sistemas são responsáveis pelo consumo de uma grande parte da energia total do edifício, aproximadamente 50% [5]. Os consumos da rede de frio dos supermercados estão repartidos pelos equipamentos que a constituem, sendo eles:

- Compressores;
- Expositores e Câmaras frigoríficas;
- Condensadores;
- Rede de distribuição.

De forma a otimizar os consumos energéticos deste tipo de edifícios é, por isso, necessário ter em consideração a eficiência de cada um dos componentes do sistema de refrigeração, realizando revisões e manutenções contínuas, que permitam o bom funcionamento dos mesmos.

A modelação do uso energético e das condições climáticas dos supermercados é complicada devido à interdependência dos seus subsistemas, como a refrigeração, o aquecimento e arrefecimento, a ventilação e a iluminação, e os requisitos dos seus produtos, do horário de funcionamento da loja e dos padrões transitórios de ocupação [6].

1.4 Objetivos da dissertação

A presente dissertação tem como propósito a otimização de um modelo matemático de simulação energética, previamente desenvolvido na empresa Edifícios Saudáveis Consultadores, que devolve os consumos energéticos esperados da rede de frio de lojas de retalho alimentar, a partir do conhecimento dos equipamentos e das condições de operação das instalações. Os consumos calculados servem para obter o indicador de *benchmarking esperado* energético do sistema.

Esta ferramenta de cálculo energético apresentava lacunas no que diz respeito à definição com rigor das condições interiores de temperatura e humidade, bem como das temperaturas exteriores.

Assim, o objetivo da dissertação passava por:

- Determinar o impacto das temperaturas exteriores e das condições interiores de temperatura e humidade nos consumos da rede de frio do supermercado;
- Identificar a correlação dos consumos com o indicador climático mais adequado;
- Definir um modelo energético padrão de um supermercado;
- Efetuar a correção climática das condições interiores e exteriores.

1.5 Estrutura da tese

Este documento encontra-se estruturado em 5 capítulos, que se dividem em subcapítulos, sendo que este corresponde ao primeiro capítulo e tenciona ser a introdução da dissertação. Os restantes capítulos resumem-se do seguinte modo:

- Capítulo 2: Estado de Arte, com foco no ciclo frigorífico de compressão de vapor, nos seus componentes e nos restantes equipamentos constituintes do sistema de frio de uma loja de retalho alimentar;
- Capítulo 3: Descrição dos processos de análise do impacto das condições climáticas na rede de frio e explicação da metodologia de melhoramento da ferramenta de cálculo energético;
- Capítulo 4: Análise dos resultados obtidos no processo de melhoramento da ferramenta;
- Capítulo 5: Conclusões e propostas para trabalhos futuros.

2 Estado da arte

2.1 Refrigeração

A refrigeração é o processo de remoção de calor de um espaço ou substância a baixas temperaturas (fonte fria) de modo a reduzir ou manter a sua temperatura mais baixa que a do meio ambiente num dado local e tempo. Para que ocorra em regime permanente é necessário que o calor retirado da fonte fria seja rejeitado para outra fonte térmica, normalmente o meio ambiente, que estará assim a uma temperatura superior. Este processo envolve, por isso, uma máquina frigorífica à qual é necessário fornecer energia do exterior. Além disso, enquanto o calor é transferido naturalmente de um corpo a alta temperatura para um outro a mais baixa temperatura, o processo inverso necessita de energia. Esta energia pode ser fornecida sob a forma de trabalho mecânico, calor ou eletricidade. Desta forma, os ciclos frigoríficos podem ser classificados quanto ao seu modo de acionamento: elétrico, térmico, ou misto, sendo que este último corresponde a um acionamento pelo fornecimento de eletricidade e calor [7].

A Figura 2.1 apresenta, de forma simplificada, o modo de funcionamento de uma máquina frigorífica.

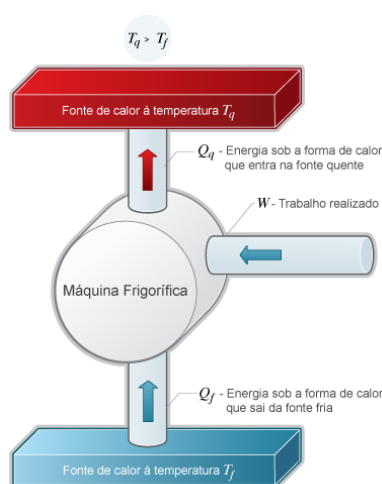


Figura 2.1 - Funcionamento de um ciclo frigorífico [8].

Pela sua importância na refrigeração no ramo do retalho alimentar, serão apenas abordados os ciclos nos quais o trabalho mecânico é conseguido através do acionamento elétrico do compressor, designados ciclos de compressão de vapor.

O ciclo que opera de modo mais eficiente entre duas temperaturas é o ciclo de Carnot. Invertendo o sentido de funcionamento e mantendo inalteradas as quantidades de energia em jogo obtém-se o ciclo frigorífico de Carnot. O princípio de funcionamento destes ciclos baseia-se na remoção de calor ao espaço que se pretende refrigerar (efeito frigorífico) e à sua posterior rejeição para um ambiente quente. Este tipo de ciclos tem uma vasta gama de aplicações, desde o processamento e conservação de produtos a baixas temperaturas até à climatização de espaços. No entanto, o ciclo frigorífico de Carnot é um ciclo teórico já que os processos que nele ocorrem são termodinâmicos e adiabáticos, e representa por isso o rendimento máximo que é possível retirar de um ciclo a operar entre duas temperaturas [7].

2.1.1 Ciclo frigorífico de compressão de vapor

O ciclo frigorífico de compressão de vapor representa um ciclo frigorífico capaz de ser obtido em condições reais. Trata-se do ciclo mais utilizado nos sistemas de frio das lojas de retalho alimentar e é constituído por quatro unidades: condensador, dispositivo de expansão, evaporador e compressor. A Figura 2.2 mostra o esquema da distribuição destes elementos, assim como as diferentes fases dos processos que neles ocorrem representadas num diagrama T - s.

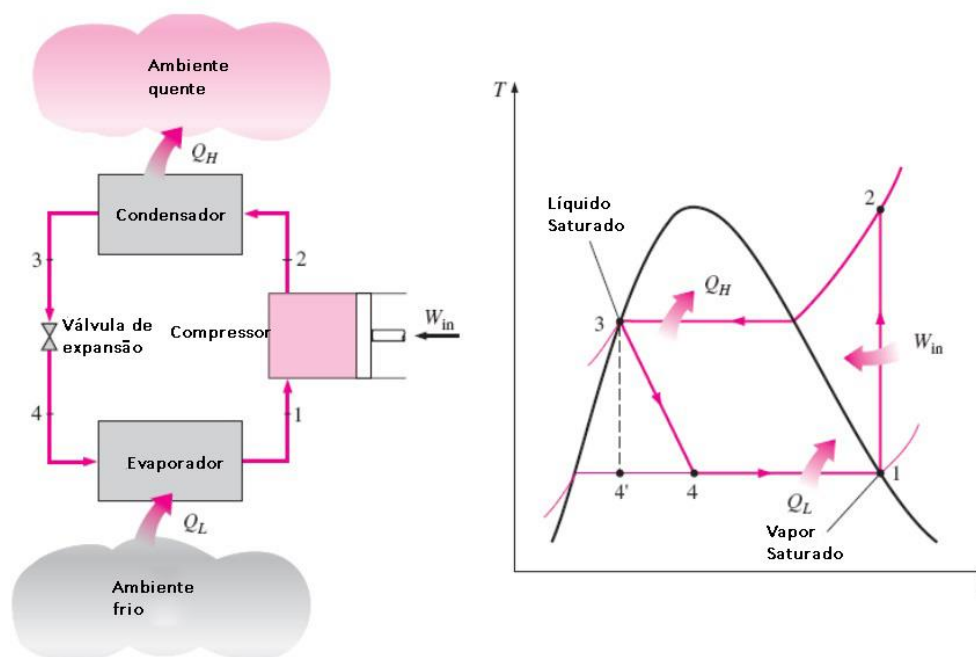


Figura 2.2 – Ciclo frigorífico de compressão de vapor, adaptado de [9].

Seguindo a ordem numérica da Figura 2.2, o fluido refrigerante entra no compressor no estado de vapor, onde é comprimido (W_{in}) até à pressão de condensação num processo idealmente isentrópico, ficando no estado de vapor sobreaquecido. O fluido a alta temperatura segue para o condensador e troca calor, normalmente com o ar exterior, num processo idealmente isobárico. O fluido sai do condensador no estado de líquido saturado e entra na válvula de expansão, sendo esta responsável pela redução da pressão e, conseqüentemente, da temperatura do refrigerante. A redução de temperatura deve ser suficientemente elevada de tal modo que permita ao fluido de trabalho absorver calor e arrefecer o espaço pretendido. Assim, no evaporador o fluido aquece e evapora, ficando novamente no estado de vapor. O fluido volta a entrar no compressor e o ciclo repete-se [7].

A eficiência energética (*EER* – *energy efficiency ratio*), também conhecida por *COP* (*Coefficient Of Performance*), de um ciclo de compressão de vapor é expressa através da razão entre o valor da carga térmica de refrigeração do ciclo e o valor da energia aplicada ao ciclo sob a forma de trabalho [7]. A equação (1.1) mostra essa mesma relação:

$$EER = \frac{Q}{W} \quad (1.1)$$

2.1.2 Ciclo frigorífico de compressão de vapor com sobreaquecimento

O fluido frigorífero ao sair do evaporador encontra-se, normalmente, completamente vaporizado. O fluido no estado líquido evapora a baixa temperatura, enquanto o fluido no estado de vapor está frio após a completa evaporação do líquido. À medida que o vapor frio atravessa o evaporador, continua a absorver calor, passando para um estado de sobreaquecimento. O sobreaquecimento pode assim ser definido como o aquecimento sensível do vapor do fluido até uma temperatura superior à temperatura de saturação correspondente à pressão do evaporador [10, 11].

O sobreaquecimento é obtido pelo controlo do caudal de fluido que entra no evaporador, de modo a que a sua evaporação fique completa antes do fim deste. Isto permite que o calor absorvido na parte final do evaporador seja usado somente para sobreaquecer o fluido [12].

A entrada do fluido no compressor, não no estado de vapor saturado, mas no estado de vapor sobreaquecido garante que não são admitidas partículas líquidas de fluido no compressor, que poderiam provocar problemas de lubrificação e danos nas suas válvulas, levando a um desgaste mais rápido ou até à destruição do mesmo [13].

A Figura 2.3 mostra um diagrama Pressão-Entalpia (P-h) no qual são visíveis as diferenças entre um evaporador a trabalhar de modo tradicional e um evaporador a trabalhar sem e com sobreaquecimento. É de notar que o efeito frigorífico é maior com o sobreaquecimento, no entanto, a densidade do vapor que sai do evaporador e entra no compressor é mais baixa e, conseqüentemente, a quantidade de vapor que entra no compressor é também mais baixa. Assim, apesar do efeito frigorífico ser maior com o sobreaquecimento do fluido, a diminuição da capacidade de refrigeração com a diminuição da sua densidade pode requerer um estudo prévio para estabelecer se a capacidade de refrigeração do sistema para uma determinada aplicação é melhorada com o sobreaquecimento [10].

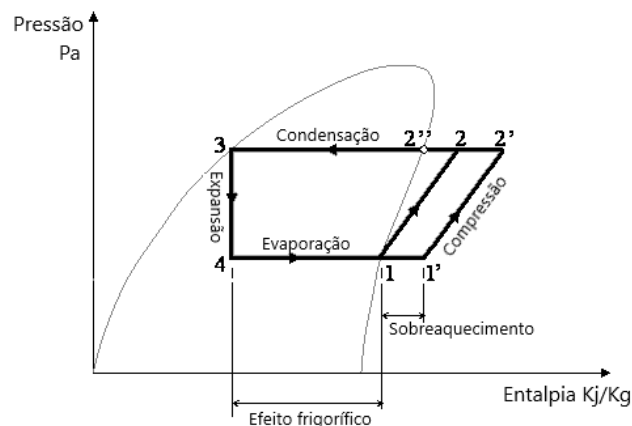


Figura 2.3 - Diagrama P-h representativo de um ciclo de compressão de vapor sobreaquecido, [14].

2.1.3 Ciclo de compressão de vapor com subarrefecimento

Na refrigeração, subarrefecimento remete para o arrefecimento do fluido no estado líquido, a pressão constante, até uma temperatura abaixo da temperatura de saturação correspondente à pressão do condensador. De modo análogo ao sobreaquecimento, no condensador, o fluido, já no estado líquido, utiliza a parte final do mesmo para arrefecer a sua temperatura, entrando na válvula de expansão no estado de líquido subarrefecido. Ao entrar na válvula de expansão neste estado, o refrigerante elimina a possibilidade de ocorrência de refluxo do mesmo para o

condensador. Ao aumentar o efeito frigorífico, o subarrefecimento do fluido melhora a eficiência do ciclo, permitindo assim que a mesma quantidade de calor seja absorvida utilizando um caudal mais baixo – ver comparação na Figura 2.4.

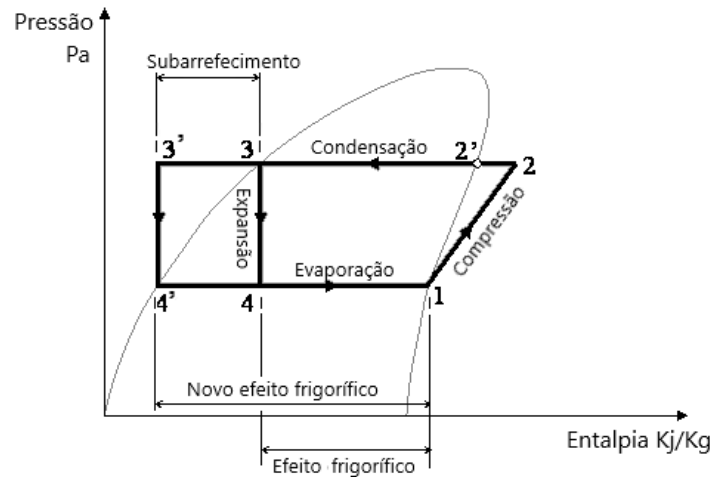


Figura 2.4 - Diagrama P-h representativo de um ciclo de compressão de vapor subarrefecido [14].

2.2 Componentes do ciclo de compressão de vapor

Como já referido, os principais componentes do ciclo de compressão de vapor são o condensador, o evaporador, o compressor e o dispositivo de expansão. Os próximos subcapítulos pretendem detalhar o funcionamento destes componentes.

2.2.1 Compressor

O compressor é o elemento mecânico principal dos sistemas de refrigeração, responsável pela sucção de vapor de fluido a baixa pressão e pela sua compressão até pressões mais altas. O fluido ao entrar no compressor, à pressão de evaporação, este recebe trabalho mecânico e eleva a sua pressão até à pressão de condensação. O aumento de temperatura do fluido, resultante deste aumento de pressão, vai permitir que o vapor seja condensado até ao estado líquido através de uma fonte de arrefecimento de baixo custo, como o ar ambiente ou a água [13].

Em sistemas mecânicos com compressão de vapor existem diversos tipos de compressores, sendo os principais os compressores alternativos (ou de pistão), de parafuso, rotativos e *scroll*. Contudo, no ramo da refrigeração comercial, os compressores mais usados são os compressores alternativos e de parafuso. Os compressores *scroll* são também bastante comuns, mas num plano mais doméstico, como nos frigoríficos característicos de habitações. Deste modo, neste capítulo serão objeto de discussão os compressores de pistão e de parafuso, com uma breve análise dos compressores *scroll* [15].

Estes três tipos de compressores funcionam segundo o princípio de aprisionamento do vapor de refrigerante, seguido de compressão do mesmo através de uma redução gradual do volume interno da câmara, sendo por isso conhecidos como compressores de deslocamento positivo [16]

Compressores alternativos (de pistão)

O princípio de funcionamento é basicamente o mesmo para todos os tipos de compressores alternativos. O fluido, no estado de vapor, é comprimido por um pistão localizado no interior de um cilindro. As fugas de vapor de fluido através das superfícies são evitadas através de uma camada fina de óleo. O pistão está conectado a uma cambota por uma haste, e à medida que a cambota gira faz com que o pistão avance e recue dentro do cilindro. Estes movimentos permitem a entrada do vapor no cilindro, a sua compressão e posterior descarga. Durante este processo são usadas duas válvulas, a válvula de sucção (ou admissão) e a válvula de descarga (ou escape), para reter o vapor dentro do cilindro [16].

Neste tipo de compressores (Figura 2.5), a compressão é realizada em três fases. A primeira é a fase de sucção, na qual o volume interno do cilindro é aumentado por ação do movimento de recuo (descendente) do pistão. Este movimento gera uma queda de pressão no interior do cilindro, que vence a força exercida pela mola da válvula de admissão, forçando a sua abertura e a entrada do vapor a baixa pressão. Na fase de compressão, o movimento de avanço (ascendente) do pistão diminui o volume interno da câmara, criando um aumento de pressão no fluido no seu interior, o que provoca o fecho da válvula de admissão e o aumento da temperatura do gás. Uma vez atingida a pressão das molas da válvula de descarga, inicia-se a fase de descarga, na qual a abertura desta válvula permite o escoamento do fluido, já em condições de alta pressão e temperatura [17].

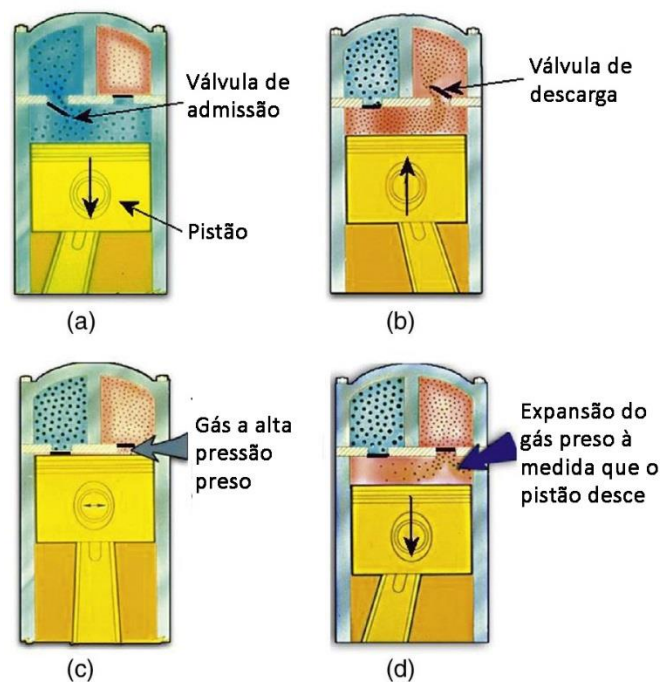


Figura 2.5 - Fases do ciclo de compressão do compressor alternativo, adaptado de [2].

Os compressores alternativos podem ainda subdividir-se consoante o seu tipo de construção e acionamento pelo motor: abertos, herméticos e semi-herméticos.

Nos compressores abertos, a cambota do compressor encontra-se fixa na carcaça do mesmo, de forma a permitir o acoplamento externo do motor elétrico. Estes compressores requerem o uso de vedantes de forma a prevenir não só as fugas de fluido, mas também a entrada de ar ambiente no compressor, que poderiam diminuir a eficiência da instalação bem como apresentar um custo adicional na reposição de fluido. O facto de o motor estar acoplado externamente dá uma maior

liberdade ao utilizador quanto à escolha do tipo de motor e torna mais fácil a sua manutenção [13].

Os compressores herméticos apresentam todos os seus componentes encerrados hermeticamente dentro de uma carcaça, exceto as aberturas para a entrada e saída do fluido e para os fios elétricos. O vapor a baixas temperaturas proveniente do evaporador é usado para arrefecer o motor, o que limita a utilização de compressores com este tipo de construção a sistemas de frio cujo fluido não reage com o cobre das bobinas do motor. Comparativamente com a construção aberta, os compressores herméticos têm a vantagem de as fugas de fluido serem quase inexistentes [13].

Já nos compressores semi-herméticos, a construção é em tudo semelhante à dos herméticos exceto no acoplamento do motor à cambota, que permite a abertura e reparação de alguns componentes [13].

Compressores de parafuso

Tal como os compressores alternativos, os compressores de parafuso trabalham segundo o princípio de aprisionamento de vapor de refrigerante e posterior compressão através da diminuição gradual do seu volume. Existem duas categorias de compressores de parafuso, os compressores de parafuso simples e os compressores de parafusos gémeos, sendo estes últimos os mais comuns.

Os compressores de parafuso são, na grande maioria, construídos de forma a que o rotor macho, com um perfil convexo, transmita o movimento ao rotor fêmea, com um perfil côncavo (Figura 2.6). O vapor frio proveniente do evaporador entra no topo do compressor e, à medida que o rotor macho impõe o movimento, vai preenchendo o espaço entre os rotores. O movimento de rotação dos rotores vai reduzindo progressivamente o espaço existente entre eles, resultando na compressão do fluido. Esta ação vai, ao mesmo tempo, empurrando o fluido em direção à extremidade de descarga do compressor [16].

O movimento imposto ao rotor macho permite também a injeção de óleo entre os rotores, que funciona como lubrificante e previne as fugas de fluido. Depois de atravessar o compressor, é removido do sistema de refrigeração através de um separador de óleo [16].

Os compressores de parafuso são máquinas de deslocamento positivo com a capacidade de operar a taxas de compressão muito maiores que os compressores alternativos. Devido à menor quantidade de peças móveis, estes compressores são ideais para aplicações que exigem um funcionamento contínuo sob cargas elevadas. Aliado ao facto de ter menos peças móveis, os compressores de parafuso têm também um menor tamanho que os compressores alternativos, apresentando, ainda assim, uma maior capacidade, acima dos 300 kW, onde é mais eficiente que o compressor de pistão [10, 17].



Figura 2.6 - Compressor de parafuso [16].

Compressores Scroll

Os compressores Scroll seguem o mesmo princípio de aprisionamento e compressão gradual do vapor de fluido através da diminuição do seu volume. Para realizar a compressão, este compressor utiliza duas configurações helicoidais, daqui em diante denominadas “*scroll*”, como as representadas na Figura 2.7, juntas face-a-face. As fugas de vapor de fluido através das juntas das duas superfícies são prevenidas com vedantes, juntamente com uma fina camada de óleo. O motor elétrico está conectado ao compressor pelo *scroll* inferior, chamado *scroll* condutor, através de uma montagem de eixos e rolamentos. O vapor do refrigerante entra através da parte exterior da montagem e sai pelo *scroll* superior, chamado *scroll* estacionário, que contém um orifício de descarga situado no centro [16].



Figura 2.7 - Configuração dos compressores scroll [16].

O processo de compressão fica completo no decurso de três revoluções do eixo do motor, cada uma delas representativa de uma das etapas da compressão. Na primeira revolução ocorre a fase de admissão, durante a qual as arestas/bordas dos scrolls se separam, permitindo a entrada do fluido no espaço entre os dois scrolls. No final da revolução, as arestas voltam a encontrar-se, formando duas bolsas fechadas de vapor. A fase de compressão decorre na segunda revolução, à medida que o volume de cada bolsa vai diminuindo progressivamente, levando a um aumento da pressão do fluido. A terceira revolução corresponde à fase de descarga, na qual as arestas dos scrolls voltam a separar-se, libertando o vapor comprimido através do orifício de descarga. No final da terceira revolução, o volume de cada bolsa é nulo, garantindo que o vapor é

completamente descarregado. Na Figura 2.8 estão representadas as três etapas de compressão nos compressores scroll [16].

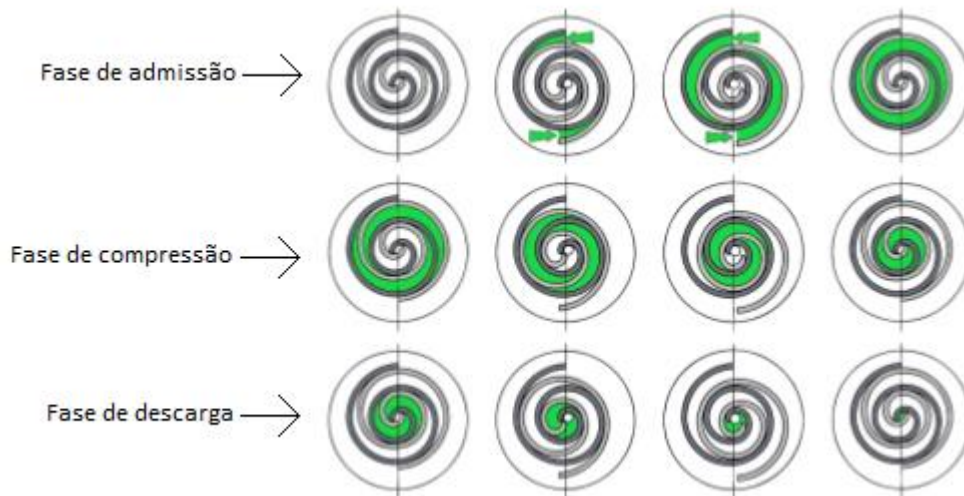


Figura 2.8 - Etapas da compressão nos compressores scroll, adaptado de [16].

2.2.2. Condensador

Como já referido, o condensador é um permutador de calor que realiza trocas de calor entre o vapor de fluido frigorígeno a alta temperatura, proveniente do compressor, e o ar ou água a baixa temperatura, usados como meio de arrefecimento, até o vapor se transformar completamente em líquido. O arrefecimento do vapor ocorre em três fases distintas: arrefecimento sensível, arrefecimento latente e subarrefecimento. Durante a fase de arrefecimento sensível, o fluido, no estado de vapor sobreaquecido, é arrefecido até à temperatura do condensador, passando para o estado de vapor saturado. Atingido este estado, inicia-se a fase de arrefecimento latente, que ocorre a temperatura constante e resulta na mudança de fase do fluido até ao estado de líquido saturado. De modo a garantir que o fluido se encontra totalmente na fase líquida à entrada do dispositivo de expansão, este continua a trocar calor com o ambiente, passando para um estado de subarrefecimento [15].

A transferência de calor requerida nos condensadores depende da capacidade de refrigeração, ou efeito frigorífico, e da diferença de temperaturas entre o condensador e o evaporador. O condensador deve rejeitar a energia absorvida pelo evaporador e o calor adicionado, na forma de trabalho, durante a compressão [13].

Os tipos de condensadores mais comuns nas instalações comerciais são os condensadores arrefecidos a ar, os condensadores arrefecidos a água e os condensadores evaporativos.

Condensador arrefecido a ar

Como o próprio nome indica, os condensadores arrefecidos a ar (Figura 2.9) utilizam o ar ambiente como fluido de rejeição de calor. As baixas necessidades de manutenção e a dispensabilidade de descongelamento, por não trabalhar com água, tornam este tipo de condensadores bastante convenientes para aplicações comerciais [11].

A transferência de calor deriva da diferença de temperaturas entre o vapor quente de fluido frigorígeno que atravessa os tubos e o ar exterior mais frio. As propriedades do ar, como o baixo calor específico e o elevado volume específico implicam a necessidade de um maior

caudal volumétrico de escoamento para a rejeição de calor do condensador. Um caudal reduzido exige uma maior elevação de temperatura, aumentando o trabalho do compressor, consequentemente, o seu consumo elétrico [18]. Como tal, neste tipo de condensadores são utilizados ventiladores de forma a garantir a passagem de ar pelas placas do condensador [11].

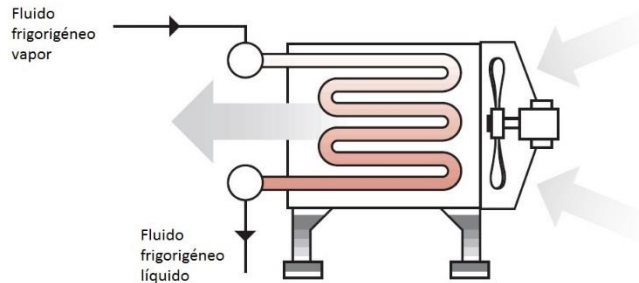


Figura 2.9 - Condensador arrefecido a ar, adaptado de [10].

Condensadores arrefecidos a água

Os condensadores arrefecidos a água têm um funcionamento muito semelhante ao dos arrefecidos a ar, sendo que, neste caso, o fluido para o qual é rejeitado o calor é a água. O alto calor específico e massa volúmica da água tornam-na um meio ideal para o arrefecimento do condensador.

O condensador arrefecido a água mais comum é o carcaça e tubo (*shell-and-tube*), representado na Figura 2.10. A água, à medida que é bombeada pelos tubos, vai transferindo calor para o vapor de fluido refrigerante que vai preenchendo o espaço que envolve os tubos. Este vapor condensa na superfície dos tubos e cai para o fundo da carcaça, onde escoar através de uns tubos revestidos adicionais responsáveis pelo seu subarrefecimento [11]. À saída do condensador está instalada uma torre de arrefecimento, que recolhe e arrefece a água quente que sai do mesmo de modo a ser reutilizada no circuito [18] (Figura 2.10).

Este condensador tem como principal desvantagem a necessidade de proteção contra o congelamento [11].



Figura 2.10 - Condensador arrefecido a água, adaptado de [11].

Condensador evaporativo

Os condensadores evaporativos, representados na Figura 2.11, utilizam tanto o ar como a água para extrair o calor do fluido. Estes condensadores combinam, numa só unidade, as características das torres de arrefecimento e dos condensadores arrefecidos a água. À medida

que a água é pulverizada no topo da tubagem que transporta o fluido frigorífero, é induzido ar na direção contrária que provoca a evaporação da água e consequentemente a absorção do calor da serpentina. Este tipo de sistemas requer ventilador(s) e bomba(s) de modo a efetuar os movimentos do ar e da água. A água utilizada é armazenada num reservatório de forma a ser novamente aproveitada [18].

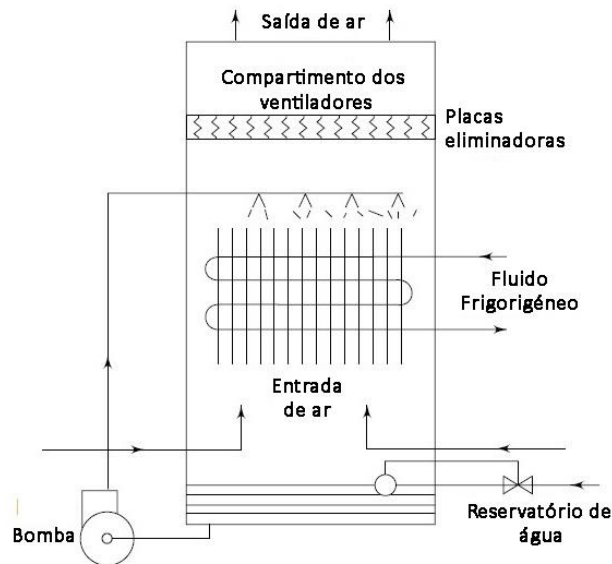


Figura 2.11 - Condensador evaporativo, adaptado de [4].

2.2.3. Dispositivos de expansão

Na refrigeração, os dispositivos de expansão normalmente servem dois propósitos. Um deles é a expansão do fluido frigorífero, processo termodinâmico que permite baixar a sua pressão desde a pressão do condensador até à pressão do evaporador. O outro passa pela função de controlo, fazendo variar a capacidade do sistema de modo a igualar a carga, o que envolve a transmissão de líquido ao evaporador à mesma taxa à qual este evapora [4]. Como estes dispositivos se situam entre o condensador e o evaporador, numa loja de retalho alimentar, o número de dispositivos de expansão dependerá do número de expositores existentes, sendo que cada um destes tem pelo menos um evaporador.

No ramo da refrigeração, os dispositivos de expansão mais usados são as válvulas de expansão termostáticas, as válvulas de expansão automáticas, os tubos capilares, as válvulas eletrónicas e as válvulas de flutuador.

Válvulas de expansão termostática

Os circuitos de expansão direta devem ser projetados e instalados de forma a impedir a entrada de líquido refrigerante no compressor, o que poderia provocar graves danos no mesmo. Para garantir esta condição, as válvulas de expansão termostática, além de baixarem a pressão do fluido refrigerante, mantêm um grau de sobreaquecimento constante à saída do evaporador. Para tal, estas válvulas incorporam um mecanismo de deteção de sobreaquecimento do vapor à saída do evaporador [2].

Apesar de existirem diferentes tipos de válvulas de expansão termostáticas, todas elas têm em comum um diafragma, um bolbo, uma mola e um orifício. A Figura 2.12 mostra as componentes das válvulas termostáticas.

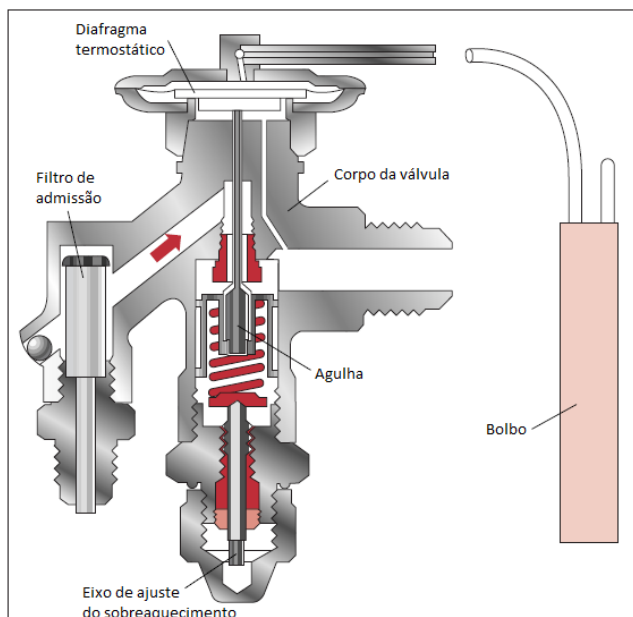


Figura 2.12 - Válvula de expansão termostática, adaptado de [10].

Existem três forças diferentes atuantes numa válvula termostática: a pressão do fluido no bolbo, a força exercida pela mola e a pressão do evaporador. A primeira remete para a pressão que provém do bolbo montado na extremidade à saída do evaporador. O bolbo contém no seu interior uma mistura de líquido e vapor saturado, à mesma temperatura do fluido à saída do evaporador, funcionando como um sensor de pressão e temperatura. O aumento de temperatura do fluido causa um aumento de pressão no interior do bolbo, aumento este que é transmitido ao corpo da válvula através de um tubo capilar, manifestando-se no diafragma através da aplicação de uma força descendente que provoca a abertura da válvula. Assim, a agulha permite a passagem de mais fluido, que começa a diminuir o sobreaquecimento até que se atinja novamente o equilíbrio [13].

No sentido inverso, as forças da mola e da pressão no interior do evaporador são responsáveis pelo fecho da válvula. A força exercida pela mola é ajustada através de um parafuso, que permite assim regular os graus de sobreaquecimento, sendo que o aperto aumenta o sobreaquecimento e o desaperto diminui [13].

A grande desvantagem das válvulas termostáticas consiste no facto de não garantirem um desempenho tão bom quando a diferença de pressões reduz significativamente, por exemplo, aquando da flutuação da pressão de condensação com a diminuição da temperatura ambiente [10].

Válvulas de expansão eletrónicas

Conhecidas como *EEV* (*electric expansion valve*), as válvulas de expansão eletrónicas, tal como as válvulas de expansão termostática, permitem regular o caudal que circula no evaporador enquanto monitorizam o grau de sobreaquecimento à saída deste. Estas válvulas permitem, no entanto, um controlo mais preciso do caudal para uma gama larga de capacidades e uma resposta mais rápida às mudanças de carga térmica no evaporador. No entanto, estas capacidades tornam as *EEV* menos rentáveis economicamente [2].

A monitorização do grau de sobreaquecimento do fluido é conseguida através de sensores de temperatura e transdutores de pressão situados à saída do evaporador. A pressão é medida e transmitida ao controlador e, através de dados armazenados para o fluido frigorígeno usado no sistema, é convertida na temperatura de saturação equivalente. O valor medido é depois comparado ao valor atual medido pelo sensor de temperatura, e a diferença entre estes valores

indica o grau de sobreaquecimento. Mediante este valor, o controlador envia um sinal à válvula de expansão que decide se esta deve abrir ou fechar. Caso o sobreaquecimento esteja acima do desejado, a válvula vai abrir e aumentar o caudal de fluido que entra no evaporador, enquanto que um sobreaquecimento abaixo do desejado vai fechar a válvula, restringindo o caudal que entra no evaporador. A Figura 2.13 representa o esquema de montagem de uma válvula de expansão eletrónica [19].

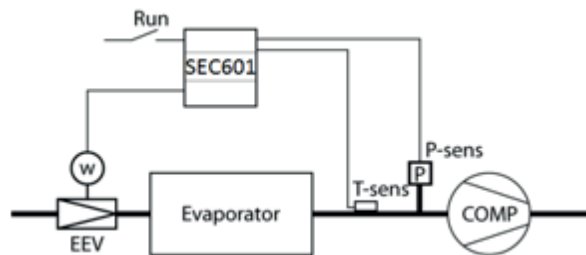


Figura 2.13 - Esquema do funcionamento de uma EEV [20].

2.2.4 Evaporadores

Os evaporadores, no ramo do retalho alimentar, encontram-se localizados no interior dos expositores, de modo a manterem a sua temperatura no intervalo pretendido. O principal objetivo dos evaporadores é receber o fluido frigorigénico em condições de baixa pressão e temperatura e trazê-lo em contacto térmico com a carga. Através de permutas de calor, o fluido frigorigénico absorve o calor latente da carga e abandona o evaporador no estado de vapor [13].

Nas redes de frio de lojas de retalho alimentar existem dois tipos comuns de evaporadores os evaporadores de placas e os evaporadores *Shell-and-Tube*, ou em português, carcaça tubos [11].

Evaporador de placas

O evaporador de placas é constituído por uma serpentina, formada por tubos onde circula o fluido frigorigénico, que atravessa um conjunto de placas. O refrigerante líquido a baixas temperaturas, ao escoar pelos tubos, arrefece-os e, posteriormente, arrefece as placas. À medida que o ar atravessa a serpentina e entra em contacto com as placas arrefecidas, é transferido calor do ar para o fluido refrigerante, o que provoca a evaporação deste último e a consequente passagem ao estado de vapor [11, 13].

A colocação das placas na serpentina deve-se ao aumento da superfície de contacto e à geração de escoamento turbulento do ar. O escoamento turbulento favorece a transferência de calor e impede a estratificação da corrente de ar que sai da serpentina. De forma a garantir uma transferência de calor uniforme ao longo de toda a serpentina, os tubos no interior da serpentina encontram-se distribuídos em diversos circuitos paralelos. O fluxo dos fluidos nos evaporadores de placas estão esquematizados na Figura 2.14 [11].

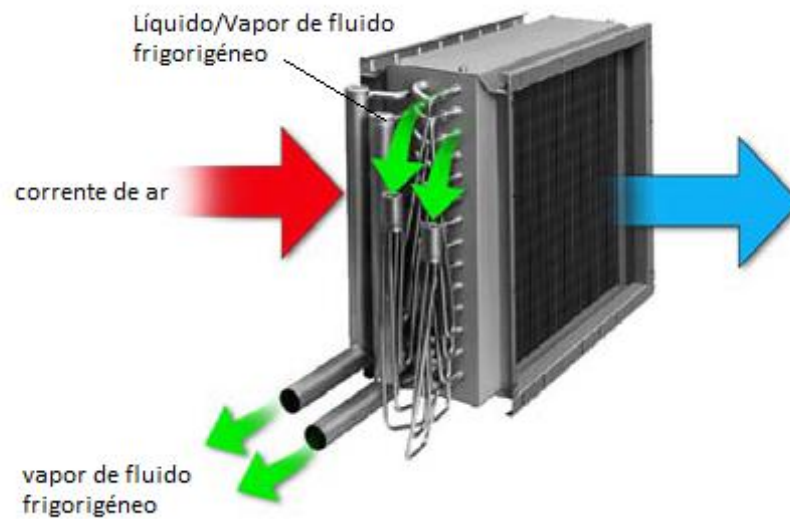


Figura 2.14 - Evaporador de placas, adaptado de [11].

Evaporador de carcaça tubos

Os evaporadores de carcaça tubos (*Shell-and-tube*), ao invés de produzirem ar arrefecido, produzem água refrigerada. O fluido frigorígeno escoia através de tubos, enquanto a água preenche o espaço da carcaça que envolve os tubos. À medida que a água transfere calor, através das paredes dos tubos, para o fluido refrigerante, este vai evaporando no interior dos tubos e o vapor resultante é puxado para o compressor. A Figura 2.15 ilustra o funcionamento de um evaporador de carcaça e tubo. Como se pode verificar, a água entra na carcaça por uma extremidade e sai na extremidade oposta. É depois bombeada para um ou mais permutadores de calor de forma a controlar a carga do sistema de refrigeração [11].

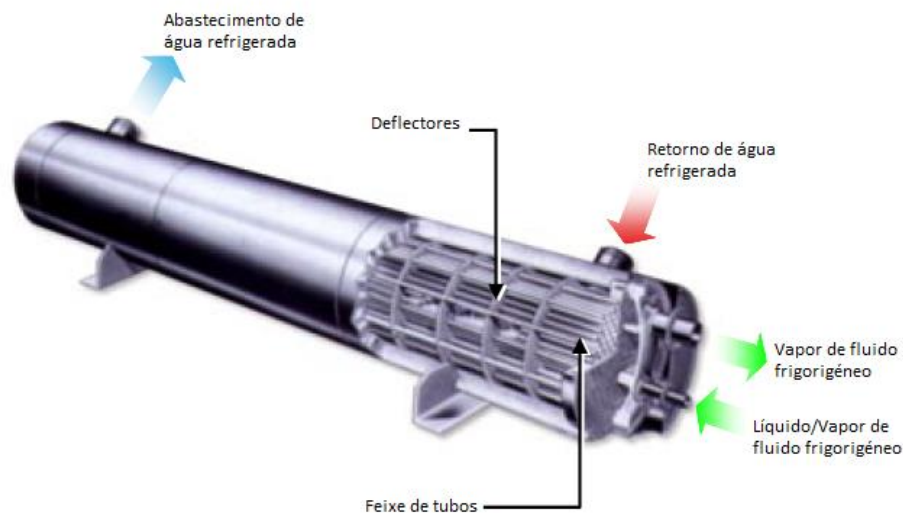


Figura 2.15 - Evaporador de carcaça e tubo, adaptado de [11].

2.2.5 Fluido Frigorigéneo

Teoricamente, todas as substâncias que existem nos estados de líquido e vapor absorvem calor durante o processo de evaporação, podendo, portanto, ser usadas como fluidos frigorigéneos. No entanto, é necessário também ter em consideração o ponto de ebulição da substância. Por exemplo, a água, devido à sua abundância, poderia ser utilizada como fluido frigorigéneo, mas tal não acontece devido ao seu ponto de ebulição demasiado alto para ser posta em prática. Um fluido frigorigéneo deve ter a capacidade de condensar através de um meio de arrefecimento de fácil obtenção e abundante a uma pressão prática, normalmente o ar ambiente ou água, e deve evaporar à temperatura de evaporação requerida a uma pressão razoável [10].

Propriedades dos fluidos frigorigéneos

As diversas condições e requerimentos de diferentes aplicações tornam complicado o exercício de escolha do fluido frigorigéneo mais apropriado para um determinado sistema. Não existe um fluido ideal para cada aplicação, mas um fluido cujas características se adequam às condições e requerimentos aos quais vai estar sujeito. Segundo [10], os fluidos frigorigéneos mais utilizados no ramo da refrigeração são:

- CFC's – clorofluorcarbonetos;
- HCFC's – hidroclorofluorcarbonetos;
- HFC's – hidrofluorcarbonetos;
- HC's – hidrocarbonetos;
- NH₃ – amoníaco.

Os fluidos usados na refrigeração têm que respeitar certos requerimentos ligados à segurança quer do sistema quer do ambiente. Para ser adequado à utilização, um fluido deve ser inerte quimicamente, isto é, deve ser não-explosivo, não-inflamável, e não-tóxico quer no estado puro, quer quando misturado com uma determinada proporção de ar. O fluido deve também reagir favoravelmente com a interação com o material da tubagem e com o óleo lubrificante, sendo ainda desejável que não contamine de maneira alguma os produtos refrigerados no caso de fuga do sistema. Estas propriedades de segurança do fluido são as considerações primárias na sua escolha para uma determinada aplicação, daí alguns fluidos bastante desejáveis, como o amoníaco e os hidrocarbonetos, terem um uso bastante limitado [12].

Cumpridos os requisitos de segurança do fluido, é preciso também considerar certos parâmetros que maximizam a eficiência do sistema. Segundo [21], estes são:

- Elevada entalpia de vaporização: implica um grande efeito de arrefecimento por massa de fluido;
- Baixa temperatura de condensação: reduz os custos dos equipamentos e tubagem da instalação;
- Baixa temperatura de fusão: evita a solidificação do fluido durante a operação normal do sistema;
- Temperatura de evaporação positiva: pressão no evaporador deve ser superior à do ambiente envolvente de modo a evitar infiltrações de ar;
- Elevada temperatura crítica: reduz o trabalho do compressor no processo de compressão;
- Economicamente rentável.

No presente relatório os fluidos frigorigéneos mais utilizados são o R404a e o R134a, este último mais utilizado em aplicações onde a diferença de pressão entre o condensador e o evaporador é mais baixa.

2.2.6 Eficiência energética dos componentes do ciclo de compressão

Uma grande maioria das cadeias de supermercados utilizam um sistema central para distribuir o fluido para os expositores da zona de vendas e para as câmaras frigoríficas e áreas de preparação. Uma vez que as cargas térmicas são elevadas, é utilizada uma distribuição de dois ou mais compressores em paralelo. A descarga do vapor de fluido é depois feita para um condensador comum. Após a condensação, o fluido é distribuído para cada evaporador. Normalmente, as cargas térmicas dos postos frigoríficos de alta temperatura e de baixa temperatura são separadas em dois sistemas separados [10].

Poupanças e eficiência energética nos compressores

A eficiência dos diferentes tipos de compressores varia significativamente, o que torna essencial um estudo prévio de modo escolher o mais indicado para cada aplicação. Há que ter em conta também a necessidade de certos dispositivos auxiliares, como ventiladores, cuja potência não pode ser negligenciada.

Para aplicações com cargas térmicas elevadas, é mais eficiente distribuir a carga por compressores com menor capacidade, usando um sistema de controlo para igualar a capacidade de cada compressor à carga. Um dimensionamento desigual dos compressores leva a um aumento do grau do controlo da capacidade. Arranques e paragens mais frequentes do compressor, como resultado da aproximação da capacidade de um compressor sobredimensionado à carga térmica, conduzem a ineficiências energéticas e reduzem a fiabilidade do sistema.

Controlo da capacidade

A capacidade dos compressores é afectada por diversos factores [10]:

- Deslocamento dos compressores, normalmente medido em m^3/s ;
- Elevação da temperatura, dada pela diferença entre as temperaturas de condensação e evaporação. É semelhante à taxa de compressão já que as pressões do evaporador e do condensador estão relacionadas às temperaturas de evaporação e de condensação, respetivamente;
- Temperatura de sucção do vapor de sobreaquecido;
- Propriedades do fluido frigorífero.

Em termos de carga frigorífica exigida, os sistemas de refrigeração são projetados para lidar com as condições de operação máximas, isto é, para as maiores elevações de temperatura. Como tal, estes sistemas estão sobredimensionados para todas as condições de operação intermédias e, conseqüentemente, oferecem demasiada capacidade. Um aumento da carga térmica sem uma resposta do compressor pode provocar um aumento na temperatura de evaporação e comprometer a qualidade dos produtos armazenados. Pelo contrário, um funcionamento contínuo do compressor para uma condição de carga térmica reduzida pode levar a uma diminuição exagerada da temperatura de evaporação, e conseqüentemente a uma refrigeração imprópria para os produtos. Para assegurar as condições de operação desejadas torna-se, por isso, necessário um controlo da capacidade do sistema de frio [22].

Nos sistemas de refrigeração, o controlo da capacidade dos compressores é feito através de controlos *On/Off* ou de equipamentos *VFD* (*Variable Frequency Drive*), estes últimos capazes de fazer variar a velocidade do compressor. O controlo *On/Off* representa um método de operação intermitente e é opção economicamente mais favorável. No entanto, dependendo da exigência térmica, pode levar a um fraco controlo da *performance* e variações exageradas das condições de operação, que resultam numa baixa eficiência e num tempo de serviço reduzido

do compressor e de outros componentes do sistema. Este modo de controlo deve ser, por isso, restringido a sistemas com elevada capacidade de armazenamento e/ou com cargas térmicas relativamente constantes. Comparativamente, o controlo *VFD* apresenta-se como uma opção com um custo superior, mas com uma maior capacidade de ajuste às cargas térmicas, melhorando significativamente a eficiência energética do compressor [22].

➤ Controlo *On/Off*

O controlo *On/Off* permite ao compressor ajustar-se às cargas térmicas dos sistemas através de arranques e paragens do motor elétrico que o aciona. O princípio de funcionamento baseia-se nos *set-points* de temperaturas mínimas e máximas admitidas no interior dos móveis: quando atingida a temperatura máxima, o compressor é ativado até atingir a temperatura mínima aceitável. Os picos de corrente aquando do arranque do motor envolvem elevados consumos elétricos, contribuindo para uma baixa eficiência energética destes compressores. A Figura 2.16 mostra a variação da temperatura no interior do expositor através dos mecanismos de arranque e paragem do compressor [23].

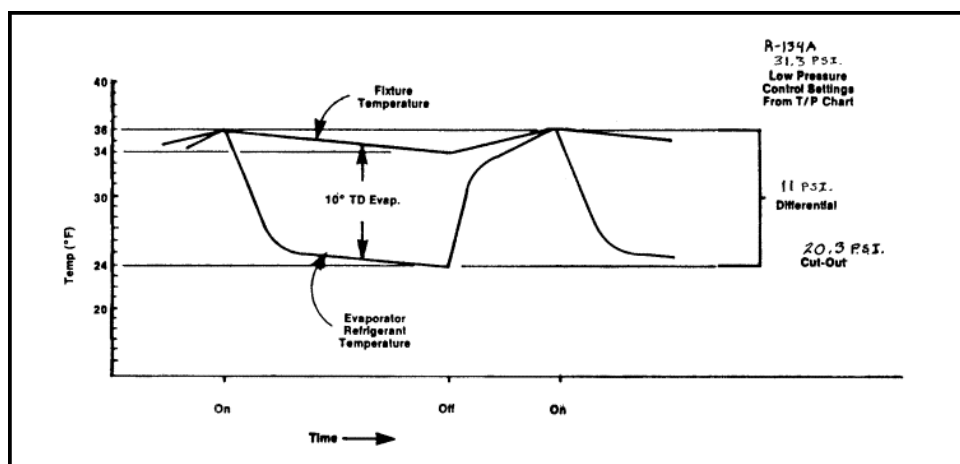


Figura 2.16 - Variação da temperatura no interior do expositor com controlo *On/Off* [24].

Na Figura 2.17 é perceptível a ineficiência elétrica dos compressores alternativos com controlo *On/Off*. Para um compressor de quatro cilindros, uma solicitação de capacidade de 76% implica um funcionamento do compressor a 100% da sua capacidade, resultando num desperdício de 24% de energia. Estes 24% de carga do compressor, para além de serem desperdiçados, contribuem ainda para uma redução excessiva da temperatura no interior dos móveis, o que pode comprometer a qualidade dos produtos [16].

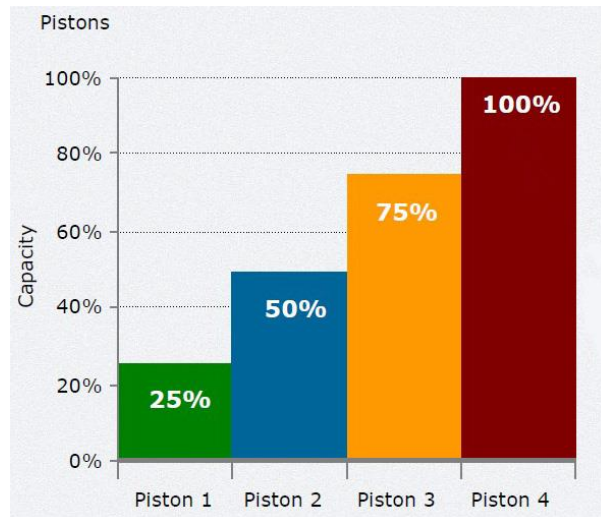


Figura 2.17 - Compressor alternativo sem controlo [25].

➤ Controlo por *VFD*

A capacidade do compressor pode, alternativamente, ser controlada pela variação da velocidade de rotação do motor do compressor, conseguida através de dispositivos *VFD* (*variable-frequency drive*).

Nos compressores alternativos, os dispositivos *VFD* fazem variar a velocidade de rotação da cambota, controlando a intensidade de avanços e recuos do pistão no interior do cilindro. Trata-se do controlo de capacidade mais linear possível, e a sua relação com a velocidade de rotação está demonstrada na Figura 2.18. Analisando esta relação, e comparando com o exemplo demonstrado para o compressor com controlo *On/Off* (sem controlo), uma aplicação com uma exigência de 76% implica uma capacidade não de 100%, mas de 76%, não havendo desperdício de energia [16].

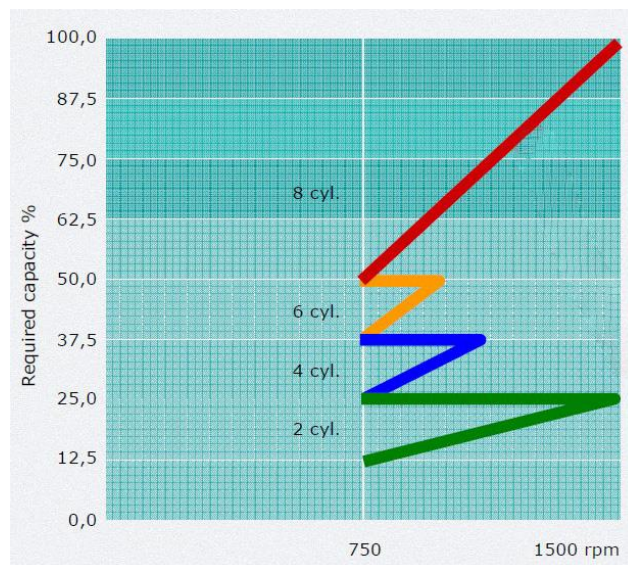


Figura 2.18 - Controlo *VFD* num compressor alternativo [25].

Nos compressores de parafuso, o dispositivo controla a velocidade de rotação dos rotores. A Figura 2.19 mostra a diferença dos controlos *ON/OFF* e *VFD* nos compressores de parafuso.

Representada a azul, a curva dos compressores com controlo *VFD* encontra-se próxima da ideal, representada a verde. Comparando com a curva dos compressores com controlo *On/Off*, a vermelho, podemos notar que uma maior capacidade exige uma menor exigência energética para os compressores com *VFD*.

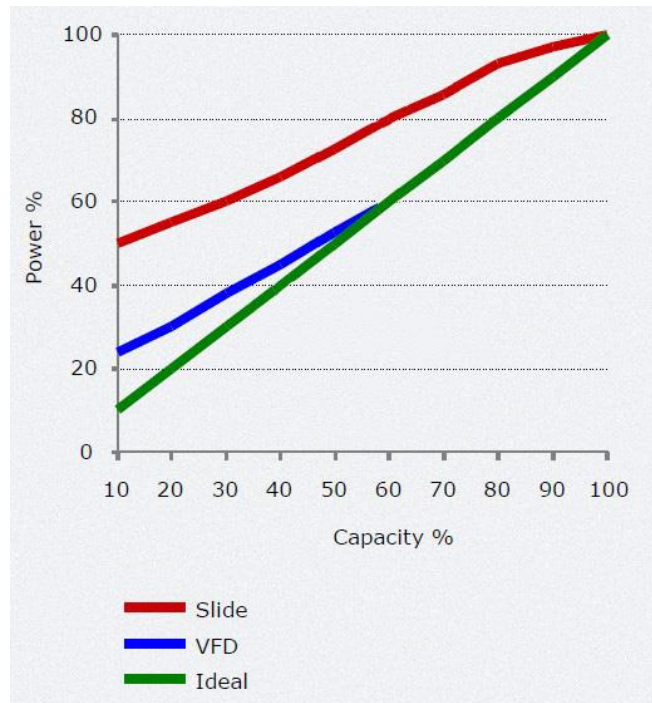


Figura 2.19 - Curvas do compressor de parafuso [25].

Poupanças e eficiência energética nos condensadores

Os três tipos de condensadores mais comuns no ramo da refrigeração têm todos eles aspetos a ter em consideração associados ao consumo de energia. Nos condensadores arrefecidos a ar é preciso ter em conta a potência dos ventiladores, nos arrefecidos a água a potência da bomba e os componentes da torre de arrefecimento, e nos evaporativos a potência da bomba e dos ventiladores.

Uma maior área da superfície do condensador aproxima a temperatura de condensação da temperatura do meio de arrefecimento, seja ele o ar ou a água. Isto implica uma menor temperatura de condensação e resulta num menor consumo energético [10].

É necessário também ter em atenção a presença de ar e outros não-condensáveis no sistema já que contribuem para o aumento da temperatura de condensação, resultando numa menor eficiência. A aplicação de bons procedimentos na instalação, como sistemas de evacuação, ajudam a diminuir a presença destes compostos. Em sistemas que trabalham com uma pressão de sucção (evaporação) inferior à atmosférica, pode ocorrer a entrada de ar durante a sua operação. Dispositivos de purga de ar, para além de removerem automaticamente o ar, previnem a fuga de refrigerante na sua remoção [10].

A sujidade nos condensadores, como a presença de detritos nas alhetas dos condensadores arrefecidos a ar ou a contaminação e corrosão da tubagem nos condensadores arrefecidos a água, reduz as transferências de calor na sua superfície, gerando uma ineficiência energética [10].

Controlo da temperatura de condensação

A temperatura de condensação, ao definir a pressão no condensador e, conseqüentemente, a energia, na forma de trabalho, que tem de ser fornecida pelo compressor, torna-se numa componente de elevada importância. Uma temperatura de condensação constante implica, em certas alturas do ano em que a temperatura do ar exterior é significativamente inferior à do condensador, um maior consumo elétrico do compressor de modo a elevar a temperatura até à temperatura de condensação. A implementação de sistemas de condensação flutuante permite ajustar a temperatura de condensação e aproximá-la da temperatura ambiente, tendo sempre em conta o valor mínimo necessário para realizar a troca de energia para o ambiente. Esta aproximação de temperaturas dá lugar a uma diminuição do trabalho de compressor, o que resulta também numa diminuição do consumo elétrico do mesmo. Segundo [26], cada diminuição de 1°C na elevação de temperatura corresponde a uma redução de 2% da energia consumida pelo compressor. Para atingir o fluxo térmico necessário à condensação do vapor do fluido refrigerante, é exigido um maior trabalho aos ventiladores. No entanto, o consumo elétrico por parte destes não é muito elevado, sendo que as reduções obtidas nos compressores são mais relevantes que o consumo dos ventiladores [10].

O valor da temperatura de condensação ideal, que permite obter o *EER* da instalação o maior possível consoante as condições do ar exterior, pode ser obtido a partir de um balanço de temperaturas. A aproximação mais comum trata-se da relação linear da temperatura de condensação, T_{cond} , com a temperatura exterior, T_{ext} , através da equação [27]:

$$T_{cond} = \alpha \times T_{ext} + (T_{cond} - T_{ext}) \quad (2.1)$$

Segundo [27], a otimização do *EER* acontece quando $\alpha = 1$ e $T_{cond} - T_{ext} \approx 9,5$ [°C], o que resulta na equação:

$$T_{cond} = T_{ext} + 9,5 \quad (2.2)$$

A Figura 2.20 mostra a variação da temperatura de condensação, com um controlo flutuante e com controlo constante, com a temperatura exterior.

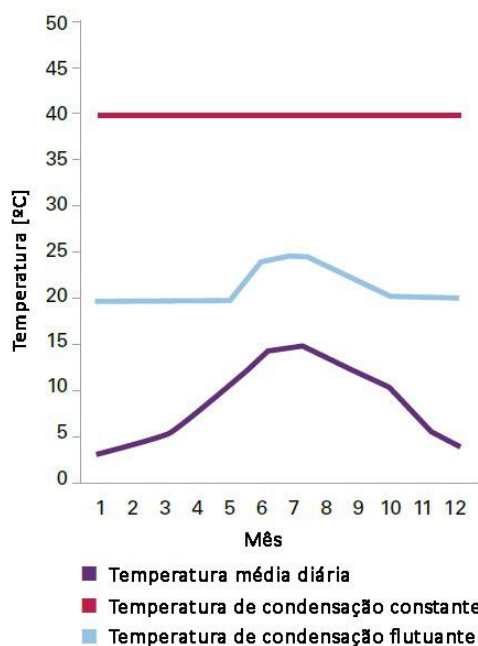


Figura 2.20 - Temperatura de condensação constante vs flutuante, adaptado de [26].

Poupanças e Eficiência energética nas válvulas de expansão

Nas válvulas de expansão termostáticas, o grau de sobreaquecimento afeta significativamente a eficiência e a segurança do sistema. Um grau de sobreaquecimento demasiado baixo pode provocar o retorno de fluido frigorífero líquido para o compressor, causando danos ou até a falha do mesmo. Um grau de sobreaquecimento demasiado alto, normalmente acima dos 5K, reduz desnecessariamente a capacidade e eficiência [10].

As válvulas de expansão termostáticas não permitem um controlo adequado para diferenças de pressão amplamente variáveis. Como tal, para tirar partido da pressão de cabeça flutuante, deve-se optar pelas válvulas de expansão eletrónicas [10].

Poupança e eficiência energética dos fluidos frigoríferos

Nos sistemas de refrigeração, o tipo e a carga (quantidade) de fluido frigorífero é de extrema importância no que toca à eficiência do circuito. O tipo de refrigerante pode afetar até 10% a eficiência do sistema. Uma quantidade insuficiente de fluido diminui a área superficial molhada do evaporador, o que resulta num maior grau de sobreaquecimento. Isto reduz a pressão de sucção e aumenta a elevação de temperatura, minimizando a eficiência [10].

A *performance* e eficiência de um fluido frigorífero pode ser afetada pelo tipo de compressor e pelas condições de funcionamento.

A contaminação do refrigerante, por exemplo através de infiltrações de ar, é também responsável pela redução da eficiência do sistema [13].

2.3 Equipamentos de refrigeração das lojas de retalho alimentar

No ramo do retalho alimentar são utilizados equipamentos refrigerados que armazenam e expõem os produtos que precisam de refrigeração para manter a sua qualidade. Estes equipamentos encontram-se divididos em expositores, ou móveis, e câmaras frigoríficas. Os

primeiros são relativos aos expositores presentes na área de acesso ao consumidor cuja função é armazenar e expor os produtos. Já as câmaras frigoríficas encontram-se situadas fora do alcance do consumidor e têm como principal função preservar os produtos até à sua transferência para os móveis [28]. Cada um destes equipamentos apresenta uma variedade de modelos com diferentes características e necessidades térmicas.

2.3.1 Expositores/Móveis

Os móveis podem ser categorizados segundo vários critérios:

- Temperatura de operação;
- Geometria dos expositores;
- Presença ou ausência de portas;
- entre outros.

Relativamente à sua temperatura de operação, os móveis podem ser divididos em móveis positivos e móveis negativos. Os positivos mantêm a temperatura de ponto de orvalho do evaporador entre -7 e $4,5^{\circ}\text{C}$ e a temperatura dos produtos acima do seu congelamento, sendo usados para expor, por exemplo, iogurtes, manteigas e queijos. Já os móveis negativos mantêm a temperatura de ponto de orvalho do evaporador entre -40 e -12°C e a temperatura dos produtos abaixo do congelamento [5].

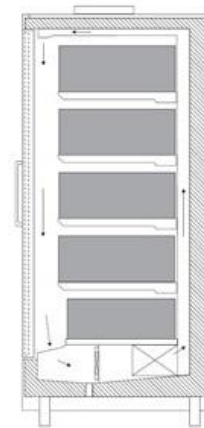
Quanto à sua geometria, os expositores podem ser subdivididos em móveis verticais, horizontais e combinados. São exemplo dos primeiros os murais, com e sem porta, e os semi-murais. Os murais sem porta, por permitirem ao consumidor um acesso mais direto aos produtos, são ainda bastante comuns nas lojas de retalho alimentar. Apesar de não apresentarem porta, estes móveis permitem um isolamento do ambiente interior da loja através de cortinas de ar que, mesmo bem projetadas, não evitam as infiltrações de ar quente e húmido. As infiltrações de ar representam um ganho de calor de 66-77% e resultam numa temperatura desigual no interior do móvel [5]. Isto resulta numa menor eficiência energética e, por isso, num maior consumo elétrico, motivo pelo qual a instalação de portas nos móveis está a tornar-se cada vez mais recorrente nas lojas de retalho. Os expositores com porta (Figura 2.21) requerem uma menor capacidade frigorífica uma vez que a carga removida ao espaço é menor. Necessitam, no entanto, de resistências de desembaciamento de forma a evitar o embaciamento das portas e permitir uma melhor visibilidade dos produtos expostos. A inserção de portas, mesmo necessitando destas resistências, reflete uma redução de 35-40% da capacidade frigorífica, minimizando o consumo elétrico [28].

Os móveis horizontais têm como representantes as ilhas, mais comuns com porta, e as vitrinas. As primeiras são geralmente usadas para armazenar produtos congelados e as segundas para preservar produtos na área da charcutaria e da padaria.

Por último, os combinados (Figura 2.22) são uma mistura de murais e ilhas com porta e estão incorporados no circuito de negativos já que permitem apenas a preservação de produtos congelados.



a)

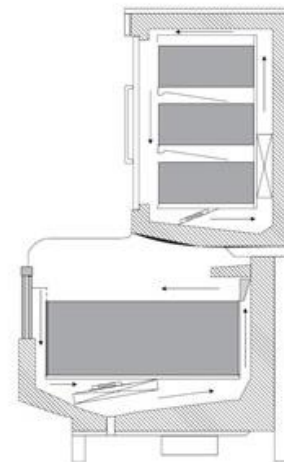


b)

Figura 2.21 – a) Mural de baixa temperatura com porta [29], b) e o seu esquema interior [28].



a)



b)

Figura 2.22 – a) Combinado [30], b) o seu esquema interior [28].

2.3.2 Método de funcionamento de um móvel

A potência frigorífica é fornecida à zona de carga dos produtos através do movimento do ar que os envolve. O evaporador, nomeadamente uma serpentina de refrigeração, é colocado fora da zona de carga, e o ar é arrefecido e circulado por convecção forçada ou natural. No caso de circulação por convecção natural, o evaporador é colocado acima do compartimento de carga, geralmente na parte de trás, e o ar, por flutuação negativa, é impulsionado num movimento

descendente sobre os produtos. Este método, por permitir um efeito frigorífico menor, não é muito usual, destinando-se geralmente à refrigeração de produtos sensíveis como massas, carnes e gelados, nos quais uma velocidade excessiva do ar pode conduzir a uma desidratação superficial [28].

Nos casos de circulação forçada, muito mais comuns, o ar é arrefecido por trocas de calor numa ou mais serpentinas de arrefecimento, sendo depois escoado para uma grelha de descarga situada na parte superior frontal dos expositores verticais ou no topo da parte traseira dos expositores horizontais. Forma-se assim uma ou mais cortinas de ar responsáveis pela refrigeração dos produtos e, ao mesmo tempo, pela formação de uma barreira que impede a entrada do ar ambiente [28].

Quando a temperatura do compartimento de carga de produtos se encontra próxima dos -20°C , o calor é trocado em grande parte com o ambiente externo por condução, radiação e infiltrações. É necessária uma potência frigorífica significativa que normalmente não pode ser transferida por convecção natural, requerendo por isso uma convecção forçada. De modo a estabelecer as melhores condições de preservação dos produtos e, ao mesmo tempo, minimizar o consumo elétrico, são preferíveis os móveis horizontais. Quando comparados com os móveis verticais, os móveis horizontais permitem a redução de infiltração de ar devido à estratificação do mesmo, sendo que as cargas térmicas se devem sobretudo ao calor radiante. Estes móveis são, contudo, menos eficientes em termos funcionais já que não permitem o armazenamento de grandes quantidades de produtos, deixando apenas visível a primeira camada. Uma alternativa passa pelo uso de combinados que dão uma maior visibilidade dos produtos ao consumidor [28, 31].

2.3.2 Minimização das necessidades térmicas de um expositor

Neste capítulo são abordados diversos métodos de otimização energética dos expositores, para além daqueles já mencionados, como a colocação de portas nos expositores e o desembaciamento das mesmas.

Descongelamento do evaporador

Durante a operação normal do sistema, ar húmido proveniente do ambiente exterior está sujeito à condensação do vapor de água nas superfícies refrigeradas no interior dos expositores, especialmente na tubagem de retorno de ar e na serpentina de arrefecimento, as primeiras componentes que o ar encontra. Uma vez que estas superfícies se encontram a temperaturas negativas, esta condensação resulta na formação de gelo, e, conseqüentemente na redução da circulação de fluido refrigerante, instabilidade das cortinas de ar, e uma redução da *performance* do expositor. Deste modo, torna-se essencial o funcionamento contínuo das resistências de desembaciamento, fornecendo uma carga de aquecimento permanente ao expositor. Ainda assim, o evaporador necessita de ciclos de descongelamento, durante os quais os componentes do sistema são desligados e a serpentina de arrefecimento é aquecida [28].

Nos expositores de média temperatura, o descongelamento realiza-se através da circulação natural do ar utilizado para refrigerar o interior dos mesmos. Nos expositores de baixa temperatura, por lidarem com temperaturas mais baixas, necessitam de métodos de aquecimento mais complexos. O descongelamento pode ocorrer de duas maneiras: através de resistências elétricas e invertendo o ciclo de refrigeração. No primeiro, a circulação do fluido e o funcionamento do ventilador são interrompidos, e são acionadas as resistências colocadas no evaporador e na sua vizinhança. No segundo método, também conhecido como método de gás-quente, faz-se circular o fluido refrigerante no estado de vapor sobreaquecido diretamente para evaporador, sendo um método mais eficaz já que o aquecimento provém de ‘dentro’ do circuito e o descongelamento ocorre mais rapidamente [28, 31].

Os ciclos de descongelamento afetam tanto a performance do expositor como a temperatura dos produtos armazenados. A temperatura no interior dos móveis aumenta durante os ciclos de descongelamento e demora algumas horas até retomar o valor ideal, refletindo-se num maior consumo elétrico dos compressores. A duração do ciclo de descongelamento depende do tipo de expositor, da temperatura a que o evaporador trabalha e do método de descongelamento. O descongelamento demora, normalmente, entre 30 a 45 minutos, informação que se encontra tipicamente na ficha técnica dos expositores. Apesar da curta duração, os ciclos de descongelamento são responsáveis por 3% a 5% do consumo elétrico da rede de frio [5, 31].

Inserção de cortinas noturnas nos expositores

Nas lojas de retalho alimentar, durante o horário de encerramento ao público, são colocadas cortinas nos expositores, que funcionam como barreira física de forma a impedir a mistura do ar refrigerado com o ar quente da loja. A inserção de cortinas é, por isso, uma medida importante de poupança energética já que diminui as cargas térmicas provenientes de infiltrações de ar e ganhos de calor por radiação. Segundo a *Ashrae* [5], a utilização destas cortinas significa uma redução de cargas térmicas de 10%.

Iluminação

A iluminação nos expositores de produtos refrigerados é uma das maiores fontes geradoras de calor, variando a potência térmica debitada com o tipo de iluminação instalada. A iluminação deve servir os propósitos funcionais e estéticos que são exigidos aos expositores, permitindo, ao mesmo tempo, uma utilização energeticamente eficiente. Através de uma distribuição uniforme no interior do expositor, a iluminação deve permitir ao consumidor uma boa visibilidade dos produtos, torná-los atrativos e, enquanto isso, tentar minimizar as necessidades energéticas que lhe estão relacionadas.

Atualmente, o tipo de iluminação que permite as maiores reduções de consumo energético e de custo de operação é a iluminação tubular LED. Quando comparadas com as lâmpadas do tipo fluorescente, bastante comuns em instalações mais antigas, as lâmpadas LED permitem reduções de potência de aproximadamente 50 W/m para cerca de 15 W/m, o que resulta numa menor carga térmica que tem de ser retirada ao móvel [31].

Ventilação

Nos sistemas de refrigeração, os ventiladores são usados para forçar o movimento do ar para o interior do expositor, para o evaporador e para formar as cortinas de ar. Existem dois tipos de ventiladores: ventiladores com motor *AC* (corrente alternada) e ventiladores com motor *EC* (comutados eletricamente). Estes últimos são os que permitem as maiores poupanças energéticas, reduzindo o consumo até aproximadamente 70% quando comparados com os ventiladores convencionais. Ao mesmo tempo, permitem um menor consumo energético da rede de frio já que a carga térmica a remover é menor. Uma otimização aerodinâmica das lâminas do ventilador contribui também para a eficiência energética [10].

2.4 Ferramentas de análise

2.4.1 Graus-Dia

Graus-dia é uma forma simplificada de armazenar dados de temperatura. São comumente usados como método de monitorização e idealização da relação entre os consumos energéticos e a temperatura do ar ambiente.

Há dois tipos classificação dos Graus-Dia: de aquecimento e de arrefecimento. Os primeiros são usados para cálculos relacionados com o aquecimento de edifícios ou espaços. Podem, por exemplo, ser usados para normalizar o consumo de energia de um espaço com aquecimento central. Os segundos são usados para cálculos relacionados com o arrefecimento de espaços. Podem, por exemplo, ser usados para normalizar o consumo de energia do espaço com ar condicionado [32, 33].

A análise dos Graus-Dia baseia-se fundamentalmente na escolha de uma temperatura de referência, chamada “temperatura base”. Esta define-se como a temperatura a partir da qual o edifício/espaço necessita de aquecimento ou arrefecimento, isto é, a temperatura base de aquecimento é a temperatura exterior a partir da qual o edifício precisa de aquecimento e, de modo análogo, a temperatura base de arrefecimento é a temperatura exterior a partir da qual o espaço necessita de arrefecimento. A definição da temperatura base é um processo complicado, no qual é necessário ter em conta vários fatores como o *setpoint* da temperatura interior do edifício, as propriedades térmicas do mesmo, os ganhos internos de calor, entre outros [32, 33].

Depois de definida a temperatura base, para um exemplo de aquecimento, os Graus-Dia são calculados com base na diferença entre a temperatura base e a temperatura média diária exterior. Se a diferença for positiva, então os Graus-Dia tomam o valor dessa diferença, se for nula ou negativa então os Graus-Dia tomam o valor nulo. Por exemplo, definindo uma temperatura base de aquecimento de 19°C, se a temperatura exterior média diária for 14°C, teremos um valor de Graus-Dia de aquecimento de 5°C. Caso a temperatura exterior média diária tome um valor igual ou superior a 19°C, então teremos um valor nulo de Graus-Dia de aquecimento. No sentido contrário, para um exemplo de arrefecimento de um espaço, os Graus-Dia estão relacionados com a diferença entre a temperatura exterior média diária e a temperatura base de arrefecimento. Assim, por exemplo, para uma temperatura base de arrefecimento de 10°C, o valor dos Graus-Dia vai indicar o número de graus que a temperatura exterior média diária foi superior a 10°C. Assim, para um valor de Graus-Dia de arrefecimento de 4°C, com a mesma temperatura base de arrefecimento, entende-se que a temperatura exterior média nesse dia foi de 14°C [32].

Uma vez conhecidos os valores de Graus-Dia para todos os dias de um mês basta somá-los para obter os Graus-Dia totais nesse mês. Do mesmo modo quando conhecidos os Graus-dia de todos os meses do ano basta somá-los para obter os Graus-Dia totais nesse ano. Apesar de somarmos os valores de Graus-Dia para obtermos valores totais para longos períodos de tempo, estes conseguem representar todas as variações de temperatura relevantes nesse longo período de tempo [33].

2.4.2 Benchmarking

O *benchmarking* é um conceito bastante utilizado em ambiente empresarial e funciona como elemento comparativo, através do quociente entre um indicador de referência e um real. Quanto mais próxima do valor 1 se encontrar essa relação, mais próximos se encontram os valores dos indicadores, sendo que um valor superior a 1 indica que o indicador real se encontra pior que o de referência, enquanto o contrário indica que o real se apresenta melhor que o de referência.

Num plano energético, este conceito é aplicado com o nome *Energy Benchmarking*. Uma vez que os consumos energéticos dos equipamentos dependem não só dos equipamentos como da operação do sistema, é importante dividir a avaliação de um sistema energético em três indicadores: “*reference benchmarking*”, “*operational benchmarking*” e “*asset benchmarking*”.

Reference benchmarking

O *benchmarking* de referência é um indicador que fornece informação sobre a qualidade do edifício e dos sistemas energéticos nele instalados, bem como sobre a qualidade das opções de

operação. Diz respeito ao quociente entre o consumo real determinado sistema regulado (auditoria) e o seu consumo teórico caso estivesse equipado com sistemas energéticos de referência e fosse mantido e operado em condições ótimas de eficiência. Quanto menor o seu valor mais eficiente será o sistema e mais otimizadas serão as rotinas de operação e manutenção que lhe são aplicáveis.

Operational Benchmarking

O *benchmarking* operacional é um indicador de avaliação da qualidade energética da operação do sistema em causa. Corresponde ao quociente entre o consumo real de cada centro pelo seu consumo teórico, considerando os sistemas energéticos realmente instalados e caso fosse mantido e operado em condições ótimas de eficiência.

Asset Benchmarking

O benchmarking de ativos é um indicador de avaliação da qualidade energética do ativo (arquitetura, construção, sistemas energéticos), sendo insensível à qualidade da sua gestão. É o quociente entre o “operational system target” de um determinado sistema regulado e o respetivo “reference system target”, isto é, o consumo do sistema em condições de gestão otimizadas com os sistemas energéticos realmente instalados pelo consumo do sistema em condições de gestão e com sistemas otimizados.

Quanto menor o seu valor maior será a qualidade do ativo, isto é, o consumo dos sistemas reais em condições otimizadas de operação é semelhante ao consumo dos sistemas de referências nas mesmas condições de operação.

Expected Benchmarking

Na realidade, o benchmarking esperado não é um termo utilizado no ramo energético, trata-se de um indicador utilizado pela empresa Edifícios Saudáveis Consultores, de modo a definir a relação entre o consumo obtido a partir de um simulador energético desenvolvido em *Excel*, com os dados dos equipamentos retirados das fichas técnicas dos mesmos, e o consumo estimado para um determinado sistema regulado (auditoria). Este indicador permite avaliar a aproximação ou a validade deste simulador face aos consumos reais da loja. Quanto mais próximo do valor unitário, melhor será a qualidade da simulação. Este termo será bastante utilizado nesta dissertação uma vez que permite validar os resultados obtidos ao longo das várias simulações energéticas realizadas.

2.4.3 Modelo de simulação CREPE

Como já referido, a empresa Edifícios Saudáveis Consultores desenvolveu no programa *Excel* um modelo de simulação energética, denominado *CREPE*, que permite a obtenção dos valores do consumo elétrico expectável da rede de frio equipado numa loja de retalho alimentar. Para tal, é necessário ter conhecimento de um conjunto de parâmetros da loja e do sistema de frio, que influenciam os consumos e as necessidades térmicas da rede de frio, doravante referidos como *inputs*.

O programa encontra-se ainda em fase de melhoramento pelo que não tem ainda manual de instrução, não sendo por isso possível referenciá-lo. Deste modo, segue-se uma descrição do funcionamento do programa com base nos seus *inputs*.

Localização da loja

A localização permite obter os dados climáticos, nomeadamente a temperatura ambiente, da estação climática mais próxima da loja. A temperatura do ar ambiente exterior à loja irá influenciar diversos aspetos na simulação, entre eles as condições interiores de temperatura e humidade e a temperatura de condensação no caso de controlo de temperatura flutuante.

Dimensão da rede de móveis instalados

O conhecimento das dimensões dos móveis e câmaras instalados permite conhecer as necessidades térmicas dos expositores. As variações significativas em praticamente todos os tipos de expositores de loja para loja tornam pouco fidedigna/válida a adoção de valores típicos do peso percentual do comprimento de um determinado expositor no comprimento total da rede. A utilização dos valores médios para cada caso introduziria erros significativos. Como tal, o modelo requer o comprimento total de cada tipo de expositor (em metros lineares de expositores).

Tipo e quantidade de compressores utilizados e o seu ajuste à carga:

Os diferentes tipos de compressores apresentam diferentes consumos elétricos para as mesmas condições de temperatura e humidade. De modo a obter os valores de *EER (COP)* em função do seu *PLR (Partial Load Ratio)* e da temperatura nos condensadores, foram utilizados os dados técnicos dos compressores da marca *Bitzer*, o fabricante mais utilizado nas instalações de frio de lojas de retalho alimentar. Assim, através de correlações matemáticas, foram obtidas as curvas de *EER vs PLR* para os diferentes tipos de compressores. Neste processo de obtenção das curvas foram assumidos os valores de determinados parâmetros, como os graus de sobreaquecimento, a temperatura de aspiração e o fluido frigorigéneo utilizado. Os valores utilizados resultam da análise de um conjunto de lojas reais e dos valores *default* definidos pela marca *Bitzer*.

Ganhos internos

Os ganhos internos estão relacionados com ganhos provenientes de fontes de calor no interior dos postos frigoríficos, e são responsáveis por uma parte considerável das necessidades térmicas da rede de frio. Estes ganhos provêm de componentes essenciais para o bom funcionamento dos expositores e câmaras frigoríficas, sendo eles a iluminação, a ventilação e os processos de descongelamento e desembaciamento. Para o modelo desenvolvido consideraram-se as seguintes opções:

- Ventilação: os ventiladores podem ser acionados por motores AC ou EC;
- Iluminação: lâmpadas podem ser do tipo tubular fluorescente ou LED;
- Descongelamento: descongelamento natural nos móveis e câmaras de média temperatura e descongelamento através de resistências elétricas ou por gás quente nos expositores e câmaras de baixa temperatura. É necessário conhecer também a duração e o número de descongelamentos diários.
- O desembaciamento acontece apenas nos móveis com porta, e pode ter controlo automático ou manual.

Para o valor da potência térmica proveniente de cada elemento, foram assumidos os valores das normas da Ashrae [5], que desagrega os ganhos internos com base na carga térmica proveniente do exterior.

Ganhos externos

Os ganhos externos são relativos às trocas de calor por condução, radiação e convecção entre os expositores e o espaço envolvente. Os valores das cargas térmicas para as condições de temperatura e humidade de referência são fornecidos pelo fabricante dos expositores, valores estes que são posteriormente sujeitos a correções de acordo com as condições no interior da loja. As correções da temperatura interior são calculadas com base no diagrama psicrométrico, através de correlações de entalpias, enquanto a humidade interior é corrigida com base no balanço mássico entre a humidade absoluta presente no ar admitido para o interior da loja, por insuflação e infiltrações, e as gerações de humidade provenientes dos expositores e dos ocupantes da loja.

Assim, de modo a conhecer as condições ambiente no interior da loja, é necessário fornecer ao modelo o regime de funcionamento do sistema AVAC, definindo *setpoints* de temperaturas mínimas e máximas aceitáveis na loja. Os diferentes modos de funcionamento dos sistemas AVAC serão abordados mais adiante.

Horário de abertura ao público da loja

Uma vez que no período em que a loja se encontra encerrada, determinados componentes têm uma contribuição nula para os ganhos térmicos nos expositores, ou têm uma utilização otimizada ou limitada, como é o caso da iluminação, da inserção de cortinas noturnas nos móveis abertos e da taxa de ocupação, torna-se essencial conhecer o horário de abertura ao público, no qual estas componentes têm uma maior influência.

Controlo das temperaturas de condensação e aspiração

O consumo energético da central é minimizado com o controlo flutuante tanto da temperatura de condensação como da temperatura de aspiração. Como tal, é preciso indicar o controlo, flutuante ou constante, de cada uma destas temperaturas. No caso de controlo flutuante, foi implementado no modelo uma relação entre a temperatura de condensação e a temperatura exterior, com base na equação (2.3).

2.4.4 Integrated Environmental Solution - Virtual Environment (IES-VE)

O *Integrated Environmental Solution – Virtual Environment (IES-VE)* é um software de simulação da *performance* energética de edifícios e de integração de modelos de sustentabilidade, como a otimização do uso energético, a minimização de emissões CO₂ e a incorporação de tecnologia renovável. Este simulador permite efetuar análise térmicas avançadas e as respetivas capacidades de simulação energéticas [34].

O programa funciona segundo vários módulos que, em conjunto, permitem uma simulação térmica dinâmica do edifício. As simulações devolvem resultados de diferentes parâmetros energéticos aplicados nos edifícios, entre eles [34]:

- Daylight;
- Cargas térmicas do sistema AVAC e rede de frio;
- Ganhos e perdas de calor;
- Orientação da sombra solar;
- Avaliação do tempo de vida;
- Espessura do isolamento.

2.4.5 Modos de funcionamento de sistemas AVAC

Os sistemas de Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado (AVAC) são indispensáveis para assegurar condições de conforto térmico e qualidade do ar em ambientes fechados. No ramo do retalho alimentar, a climatização do ar tem um papel preponderante no bem-estar, saúde e produtividade dos seus ocupantes.

Os sistemas AVAC são unidades de tratamento de ar que promovem a renovação adequada do ar de forma a diluir e remover os contaminantes que são gerados, proporcionando um ambiente fresco, saudável e confortável. A sua utilização permite obter um controlo preciso da temperatura, humidade e qualidade do ar interior. Estes sistemas são constituídos por ventiladores, baterias de aquecimento e arrefecimento e ainda condutas de ar. Nas lojas de retalho alimentar, os sistemas AVAC representam entre 28% a 48% do consumo elétrico total do edifício [21]. Como tal, torna-se necessário ter uma abordagem mais sustentável que permita a otimização do consumo elétrico sem comprometer a qualidade do ar.

De entre as variáveis que têm mais impacto no modo de funcionamento de sistemas AVAC em lojas de retalho alimentar, destaca-se a localização do edifício, nomeadamente o clima a que está sujeito. Os diferentes climas requerem diferentes necessidades de renovação de ar. Climas mais quentes exigem maiores necessidades de arrefecimento, principalmente nos meses de maior calor (Verão), e necessidades de aquecimento, em alguns casos, exclusivamente nos meses de Inverno. Já em climas mais frios, as necessidades de aquecimento tornam-se mais relevantes, sobretudo em meses que não de Verão, enquanto as necessidades de arrefecimento são prescindíveis grande parte do ano, somente nos dias de maior calor. Assim, para cada clima existe um modo de funcionamento dos sistemas AVAC mais adequado que permite a climatização do edifício conforme os limites regulamentados ou referenciados, minimizando o consumo elétrico do sistema para o efeito.

Os modos de operação do sistema AVAC mais utilizados em lojas de retalho alimentar são:

- *Regular*: funcionamento contínuo dos ventiladores durante o horário de abertura ao público, sendo que as baterias de arrefecimento e aquecimento só trabalham quando a temperatura no interior do edifício ultrapassa os *setpoints* definidos.
- *Peak Shaving*: os ventiladores entram em funcionamento apenas quando são atingidos os *setpoints* de arrefecimento ou aquecimento, juntamente com as baterias de arrefecimento e aquecimento. Este modo de operação caracteriza-se por operar apenas em extremos climáticos (*Peak*) de temperatura interior, ou seja, os *setpoints* de temperatura são definidos para valores muito altos quer no caso do arrefecimento, quer do aquecimento, levando a um funcionamento muito limitado do sistema AVAC. Trata-se de um modo de operação que dá lugar a poupanças energéticas, mas não confere elevados níveis de conforto no interior do edifício.
- *Mainly Summer* (Maioritariamente Verão): o sistema AVAC está ligado somente nos meses de maior calor. Para além da temperatura interior, também a temperatura do ar ambiente exterior ao edifício condiciona o funcionamento do sistema AVAC, já que temperaturas exteriores elevadas podem solicitar temperaturas interiores mais baixas de modo a tornar o espaço mais confortável aos clientes. Este modo de funcionamento é característico de zonas climáticas quentes que não requerem necessidades de aquecimento nos meses mais frios.

- *Mainly Winter* (Maioritariamente Inverno): de modo análogo ao modo de operação *Mainly Summer*, no *Mainly Winter* o sistema AVAC está ligado apenas nos meses mais frios. O seu funcionamento é condicionado também pelas temperaturas interiores e exteriores do edifício, uma vez que temperaturas exteriores baixas geram necessidades de aquecimento do edifício por forma a tornar o espaço mais confortável. É um modo de funcionamento comum em zonas climáticas frias nas quais não há necessidade de arrefecimento nos meses quentes.

3 Desenvolvimento

As necessidades térmicas e consumos da rede de frio de uma loja de retalho alimentar estão relacionados com vários fatores inerentes à loja e aos seus constituintes. Entre eles estão:

- o tipo, quantidade e ajuste à carga dos compressores;
- o tipo, quantidade e dimensões dos expositores presentes na loja;
- as condições interiores de temperatura e humidade;
- temperatura do ar ambiente exterior à loja, sendo que as temperaturas do ar influenciam todo o funcionamento dos equipamentos da loja.

De modo a minimizar e otimizar os consumos energéticos torna-se, por isso, importante conhecer o impacto das condições interiores de temperatura e humidade na rede de frio da loja.

3.1 Influência das condições interiores de temperatura e humidade no consumo da rede de frio

As necessidades térmicas, como já foi referido, dependem bastante da qualidade do equipamento da loja, como a existência de porta nos móveis e a inserção de cortinas noturnas. Quanto melhor a qualidade destes expositores, menos impacto terão a temperatura e humidade interiores nas necessidades térmicas da rede de frio. Necessidades mais baixas implicam um menor trabalho realizado pelo compressor e, por isso, menores consumos energéticos.

Uma temperatura mais alta no interior da loja reflete-se num maior trabalho realizado pela rede de frio de modo a manter a temperatura no interior dos expositores nos intervalos aceitáveis. Assim, é seguro admitir que temperaturas mais altas levam a maiores necessidades e consumos no sistema de frio. Apesar desta premissa, não se encontra quantificado o impacto que a variação da temperatura provoca nestas necessidades e consumos. Para tal, procedeu-se à análise, a partir do programa de simulação energética *CREPE*, baseada no funcionamento do modelo de uma loja real, na qual se fez variar a sua temperatura interior. A humidade do ar interior, por não se tratar de uma variável em estudo, foi mantida constante ao longo de todas as horas do ano, com o valor de $9,921 \text{ g}_{\text{H}_2\text{O}}/\text{kg}_{\text{ar}}$, que resulta de valores de temperatura e humidade relativa do ar de 25°C e 50% , respetivamente. A loja em estudo encontra-se situada em Águeda e as suas características estão apresentadas nas Tabelas Tabela 3.1, Tabela 3.2 e Tabela 3.3.

Tabela 3.1 - Parâmetros da loja de Águeda (1)

Loja	Localização		Águeda
	Zona Climática		Aveiro
	Nº Horas de funcionamento [h/dia]		13,5
HVAC	Modo de funcionamento		Mainly Summer
	Temperatura interior [$^\circ\text{C}$]	Máxima	25
		Mínima	18

Tabela 3.2 - Parâmetros da loja de Águeda (2)

Móveis	Tipo	Quantidade
Positivos	Móveis sem porta	25
	Vitrinas	4
Negativos	Ilhas com porta	18
Total		47

Tabela 3.3 - Parâmetros da loja de Águeda (3)

Central	Tipo	Ajuste à carga	Controlo da temperatura
Compressores	Pistão	2 escalões	Flutuante
Condensadores	Arrefecido a ar	VFD	Constante

Como a loja em análise é constituída por móveis abertos, compressor de pistão e por condensadores com temperatura de condensação constante, de modo a conhecer o impacto quando providas com diferentes equipamentos, posteriormente foram feitas alterações nestes componentes, substituindo no modelo os móveis abertos por móveis com porta, os compressores por compressores de parafuso, e introduzindo controlo flutuante nos condensadores, e, assim, foram repetidas as simulações.

A variação de temperatura interior tem um maior impacto no circuito de positivos do que no de negativos, já que a diferença de temperaturas entre o interior da loja e o interior dos expositores tem um peso muito maior. Por exemplo, considerando que a temperatura interior dos móveis positivos se encontra próxima dos 2°C e a dos móveis negativos próxima dos -18°C, e considerando uma temperatura interior constante de 25°C, o incremento de 1°C desta última dá origem às relações (3.1) e (3.2), respetivamente.

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{m \cdot cp \cdot \Delta T_2}{m \cdot cp \cdot \Delta T_1} = \frac{(T_{2intloja} - T_{intmov})}{(T_{1intloja} - T_{intmov})} = \frac{26 - 2}{25 - 2} = 1,04 \quad (3.1)$$

$$\frac{Q_2}{Q_1} = \frac{26 - (-18)}{25 - (-18)} = 1,023 \quad (3.2)$$

Desta forma, constatou-se que a menor diferença de temperaturas entre o interior da loja e o interior dos expositores positivos induz um maior desvio do calor trocado aquando da variação da temperatura interior, o que justifica uma influência mais significativa das condições interiores no circuito dos móveis e câmaras positivos do que nos negativos.

A presença de porta nos expositores diminui as permutas de calor entre o ar ambiente da loja e o interior dos mesmos, diminuindo a carga térmica que é necessário remover no interior do expositor. Como tal, a temperatura ambiente da loja tem maior impacto nas necessidades e consumos dos móveis abertos do que nos móveis fechados.

Os compressores, conforme o seu tipo e ajuste à carga térmica, apresentam diferentes capacidades e eficiências, refletindo-se nas diferentes curvas de *EER vs PLR*. Quanto mais altas as temperaturas interiores, maiores as necessidades térmicas a que a rede de frio está sujeita, que resulta numa operação dos compressores em *PLRs* mais altos. Como *PLRs* mais altos têm diferentes implicações nas curvas dos *EERs* para os diferentes compressores, os desvios nos consumos vão variar consoante o tipo de compressores e o seu ajuste à carga térmica. Para os compressores em análise, o compressor alternativo e o compressor de parafuso, as curvas têm um comportamento semelhante e estão representadas na Figura 3.1. Estas curvas são provenientes de dados existentes, e foram obtidas utilizando dados técnicos do fabricante dos compressores mais utilizados em instalações de frio de supermercados, *Bitzer*, para realizar correlações climáticas [35]. Em ambos os compressores, o *EER* aumenta com o *PLR* e, evidentemente, com a diminuição da temperatura do condensador. No entanto, para a mesma temperatura do condensador, é notável uma curva com declive mais acentuado apresentada pelo compressor de parafuso, o que leva a que um aumento de *PLR [%]* se traduza num maior desvio do *EER* neste tipo de compressores e, por isso, numa maior eficiência. Por sua vez, esta maior eficiência vai provocar um menor desvio do consumo elétrico do compressor.

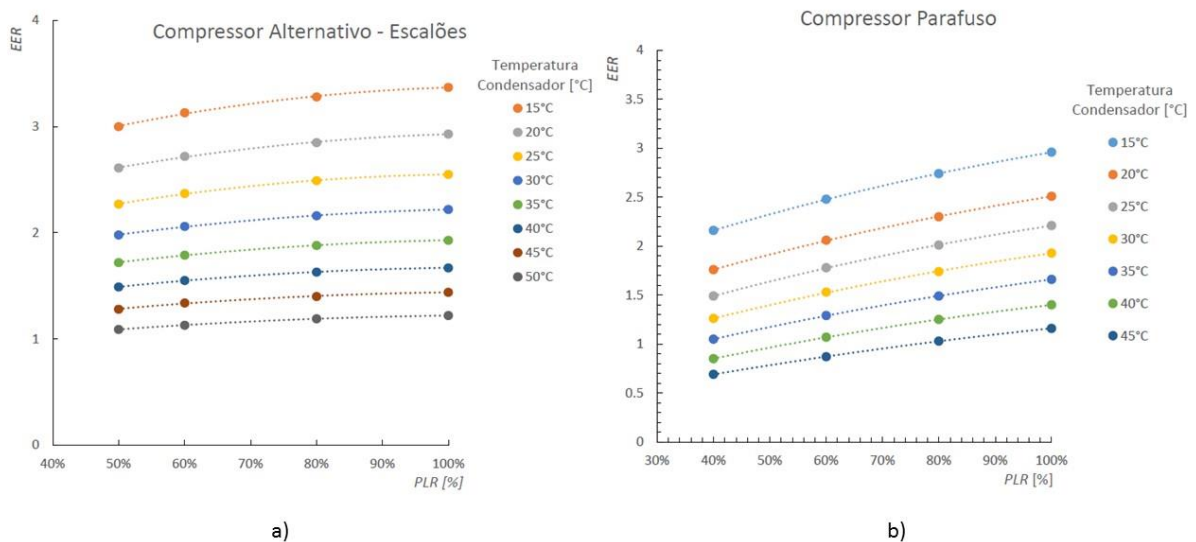


Figura 3.1 - Curvas dos compressores de pistão, a), e de parafuso, b) [35].

À posteriori, pela necessidade do conhecimento da influência da humidade interior nos consumos da rede de frio, efetuou-se uma análise para a loja real de Águeda, na qual se mantiveram os valores das temperaturas interiores e exteriores para as 8760 horas do ano, e se fez variar a humidade absoluta em incrementos de 1 g_{H2O}/kg_{ar}. Esta análise das humidades interiores não foi muito extensiva já que foi realizada já numa fase tardia da elaboração deste projeto. A necessidade do conhecimento do seu impacto adveio da sua utilização na correção das condições interiores e de modo a auxiliar a justificação dos resultados obtidos com essa correção.

3.2 Influência da temperatura ambiente exterior à loja nos consumos da rede de frio

A temperatura do ar ambiente exterior à loja afeta diretamente os consumos da rede de frio no controlo flutuante da temperatura de condensação. Como já referido, uma loja com temperatura de condensação flutuante regula esta temperatura com base na temperatura do ar exterior à loja, permitindo, em certas alturas do ano em que a temperatura exterior é baixa, uma menor elevação de pressão por parte do compressor e, por isso, um menor consumo face a uma loja com temperatura de condensação constante.

A temperatura exterior condiciona também as condições de temperatura e humidade interiores através de infiltrações, renovações do ar da loja e da carga térmica a que a loja está sujeita que, por sua vez, também está relacionada às condições exteriores. Uma temperatura exterior mais alta provoca o aumento da temperatura interior, influenciando indiretamente as necessidades térmicas do sistema de frio e, por isso, o consumo energético. De modo a conhecer o comportamento que a temperatura exterior proporciona no consumo energético da rede de frio, foram realizadas, de modo análogo à análise das condições interiores, simulações energéticas no programa *CREPE*. Para tal, a partir do modelo da loja real de Águeda, definiram-se os valores de temperatura e humidade absoluta no interior, respetivamente, 25°C e 9,921 g_{H2O}/kg_{ar}, mantidos constante ao longo de toda a simulação, e fez-se variar a temperatura exterior da loja em incrementos de 1°C. No entanto, uma vez que se definiu a temperatura interior para o valor constante de 25°C, a influência da temperatura exterior na interior não está a ser contabilizada, somente o seu impacto na temperatura de condensação. Como tal, as necessidades térmicas tomarão, também elas, um valor constante ao longo da simulação.

As simulações foram realizadas novamente para uma configuração com móveis fechados, com compressores de parafuso e com controlo flutuante da temperatura de condensação. Apesar de não haver desvios nas necessidades, os desvios nos consumos não variam à mesma taxa da variação dos *EERs*, já que nenhum dos compressores utilizados apresenta uma relação linear entre o *EER* e o *PLR*.

O estudo do impacto da temperatura exterior nos consumos da rede de frio terminou com a determinação da sua relação. Já que as lojas com controlo de temperatura de condensação constante não apresentam desvios significativos dos consumos elétricos da rede de frio com a variação da temperatura exterior, esta análise limitou-se apenas ao estudo com controlo de temperatura de condensação flutuante. Como já explicado no capítulo anterior, por operarem com maiores diferenças de temperatura, os móveis negativos não são tão sensíveis às variações da temperatura como os móveis positivos. Assim, na determinação desta relação foram utilizados os consumos elétricos totais diários do circuito de positivos, para todos os dias do ano, e as respetivas temperaturas exteriores médias diárias. Esta relação deu a conhecer o valor da temperatura exterior abaixo do qual os consumos elétricos têm um comportamento constante, isto é, apresentam variações pouco significativas, valor este que depois viria a servir de temperatura base na determinação dos Graus-Dia.

3.3 Influência da temperatura exterior nas condições interiores de temperatura e humidade da loja

A ausência de dados referentes às condições interiores de temperatura e humidade, levou a que estas fossem arbitradas, para todas as 8760 horas do ano, no simulador *CREPE*. As temperaturas estavam estipuladas consoante a estação do ano e o período do dia, sendo que as diferentes estações exigiam diferentes *setpoints* mínimos e máximos de temperatura aceitáveis no interior da loja. No horário de abertura ao público, considerava-se uma temperatura interior constante que tomava o valor do *setpoint* máximo, enquanto que no horário de encerramento ao público

se adotava o *setpoint* mínimo como valor constante da temperatura interior, de valor 5°C abaixo do *setpoint* máximo. Como tal, este modo de definição da temperatura interior não permite determinar o impacto que a temperatura do ar exterior à loja tem nas condições interiores da mesma, o que dá lugar a resultados pouco fidedignos de necessidades e consumos energéticos da rede de frio.

A impossibilidade do estudo da influência da temperatura exterior no interior da loja através do simulador CREPE, levou à necessidade de recorrer a outro software de simulação energética que permitisse uma avaliação fiável deste impacto. Para tal, optou-se pela utilização do software certificado *Integrated Environmental Solutions – Virtual Environment (IES-VE)* [34], dada a frequente utilização deste simulador por parte da empresa Edifícios Saudáveis Consultores. As simulações foram realizadas a partir de modelos de lojas reais, previamente projetados pela empresa. O processo de escolha das lojas a estudar teve em conta as que estavam modeladas tanto no *IES* como no *CREPE*.

Assim, o objetivo desta análise passaria pela determinação do impacto das temperaturas exteriores nas condições interiores de temperatura e humidade da loja através do *software IES*, sendo que estas condições interiores seriam depois exportadas para o programa *CREPE* e serviriam de *input* para a obtenção do consumo energético da rede de frio e dos respetivos valores de *benchmarking* da loja.

De entre os modelos das lojas projetados em ambos os simuladores, escolheram-se as lojas de Santo Tirso e Leiria uma vez que eram as lojas com a melhor modelação na ferramenta *CREPE*, devido ao conhecimento de grande parte dos dados referentes às suas redes de frio, o que as tornava mais válidas para a simulação. Também foi tido em consideração o facto de se escolher duas lojas com diferentes ambientes exteriores, isto é, enquanto a loja de Leiria se encontra dentro de um *shopping*, sendo condicionada pelas condições interiores do mesmo e, por isso, chamada de loja *Built-in*, a loja de Santo Tirso é um edifício independente, sendo o seu ambiente exterior o meio ambiente e, por isso, denominada *Stand-alone*. As características das lojas escolhidas estão apresentadas nas tabelas abaixo.

Tabela 3.4 - Parâmetros das lojas de Santo Tirso e Leiria (1).

Loja	Localização		Santo Tirso	Leiria
	Zona Climática		Porto	Leiria
	Nº Horas de funcionamento [h/dia]		13,5	13,5
HVAC	Modo de funcionamento		Maioritariamente Verão	Maioritariamente Verão
	Temperatura interior [°C]	Máxima	25	25
		Mínima	18	18

Tabela 3.5 - Parâmetros das lojas de Santo Tirso e Leiria (2).

Móveis	Tipo	Quantidade	
		Santo Tirso	Leiria
Positivos	Móveis sem porta	20	34
	Móveis com porta	3	5
	Vitrinas	8	17
Negativos	Ilhas sem porta	0	20
	Ilhas com porta	18	4
	Combinado	1	7
	Mural com porta	0	1
TOTAL		50	88

Tabela 3.6 - Parâmetros da central da loja de Santo Tirso.

Loja de Santo Tirso			
Central	Tipo	Ajuste à carga	Controlo da temperatura
Compressores	Pistão	2 escalões	Flutuante
Condensadores	Arrefecido a ar	VFD	Constante

Tabela 3.7 – Parâmetros da central da loja de Leiria.

Loja de Leiria			
Central	Tipo	Ajuste à carga	Controlo da temperatura
Compressores	Parafuso	VFD	Constante
Condensadores	Arrefecido a ar	On/Off	Flutuante

3.3.1 Simulação no IES

O procedimento inicial na simulação no *software IES* passou pela definição de um modelo energético para um supermercado padrão, através da atribuição de valores padrão a certos parâmetros que influenciam as condições interiores da loja, tais como, a densidade e taxa de ocupação, a densidade e taxa de iluminação da loja, e as renovações de ar por hora.

Densidade de ocupação

A densidade de ocupação está relacionada com o espaço de uma sala onde pode ocorrer ocupação humana, geralmente o espaço desde o nível do pavimento até cerca de 2 metros acima deste [36]. Devido à inexistência de dados reais provenientes de auditorias referentes à densidade de ocupação das lojas de retalho alimentar, optou-se por adotar, inicialmente, os 5

m^2 /ocupante definidos pelo RSECE [36]. O RSECE é o Regulamento dos Sistemas Energéticos de Climatização em Edifícios e foi aprovado pelo Decreto-Lei nº118/98. O valor escolhido representa o valor normalmente utilizado na fase de projeto, na qual se escolhem os valores sobredimensionados de modo a representar os cenários mais críticos. No entanto, após a realização da simulação energética no *IES* reparou-se que a humidade no interior apresentava valores demasiado altos e, como tal, alterou-se a densidade de ocupação para os 20 m^2 /ocupante. Este valor foi recomendado pelos engenheiros da empresa Edifícios Saudáveis e está mais próximo das densidades de ocupação praticadas nos supermercados. É importante também referir que a área de ocupação representa, na área da zona de vendas, tanto o espaço livre como o espaço ocupado com expositores de produtos, sendo que somente o espaço livre é passível de ser ocupado pelos clientes. Para conhecer a área deste espaço, foi determinada, a partir da planta de Santo Tirso, a área ocupada pelos expositores e o valor obtido foi depois retirado do valor total da área de vendas. Com este novo valor foi calculada a nova densidade de ocupação com o resultado final de 14,4 m^2 /ocupante, valor mais próximo dos 12,5 m^2 /ocupante recomendado pela *Ashrae* [5].

A partir do RSECE foram também obtidos os perfis de ocupação de supermercados, perfis que serviram de input no *IES* de modo a representar o número de ocupantes da loja em cada hora. A Tabela 3.8, retirada do Decreto-Lei nº118/98, apresenta a variação horária da taxa de ocupação de um supermercado nos dias úteis e nos fins-de-semana e feriados. A partir deste construíram-se os perfis de ocupação diária (Gráfico 3.1).

Tabela 3.8 - Taxa de ocupação diária [%] [36].

Hora	Taxa de ocupação [%]		
	Dias Úteis	Sábados	Domingos e feriados
0h às 1h	0	0	0
1h às 2h	0	0	0
2h às 3h	0	0	0
3h às 4h	0	0	0
4h às 5h	0	0	0
5h às 6h	0	0	0
6h às 7h	10	10	10
7h às 8h	15	15	15
8h às 9h	35	35	35
9h às 10h	50	50	50
10h às 11h	65	70	70
11h às 12h	75	85	85
12h às 13h	95	95	95
13h às 14h	95	100	100
14h às 15h	75	100	100
15h às 16h	60	100	100
16h às 17h	60	100	100
17h às 18h	80	100	100
18h às 19h	95	100	100
19h às 20h	100	95	95
20h às 21h	100	80	80
21h às 22h	100	65	65
22h às 23h	75	20	20
23h às 24h	30	10	10

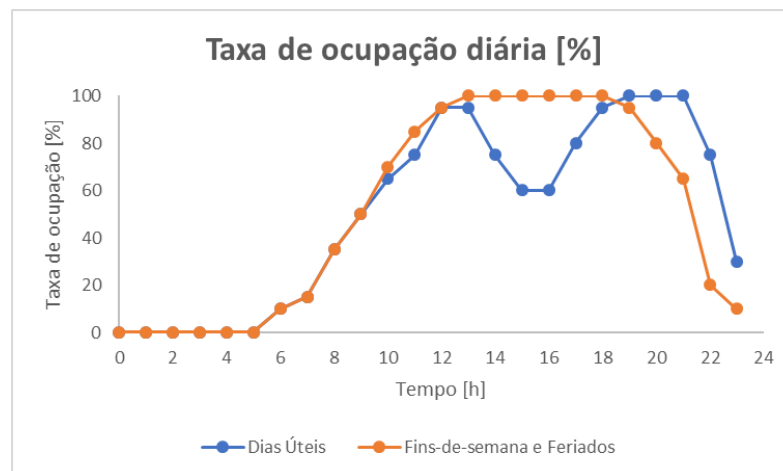


Gráfico 3.1 - Variação diária da ocupação.

Iluminação

A densidade de iluminação foi calculada a partir de dados de auditorias energéticas, nomeadamente a potência de iluminação instalada na área de vendas dos supermercados. Uma vez que a potência elétrica da iluminação fluorescente é bastante superior à da iluminação LED, foram recolhidos dados de seis lojas auditadas, três delas com iluminação mista (fluorescente + LED) e as outras três somente com iluminação LED. Não foi possível recolher dados de lojas apenas com iluminação fluorescente visto que a sua utilização está em cair em desuso. Depois de conhecidos os valores, foram determinadas, a partir das plantas destas lojas, as áreas da zona de vendas das mesmas e, posteriormente, calculados os valores da densidade de iluminação LED e mista em W/m^2 . Os valores padrão da densidade de iluminação resultam da média das três lojas estudadas para cada tipo de iluminação e estão apresentados na Tabela 3.9.

Tabela 3.9 - Densidade de iluminação.

Iluminação	Valor [W/m^2]
LED	16
Mista (Fluorescente + LED)	22

Para a obtenção da variação horária da taxa de iluminação fez-se uso, novamente, do Decreto-Lei nº118/98, representada na Tabela 3.10. Como se pode verificar, as taxas de iluminação em cada hora são iguais para todos os dias da semana, dando origem a um perfil único da variação diária (Gráfico 3.2).

Tabela 3.10 - Taxa de iluminação diária [%] [36].

Hora	Taxa de iluminação [%]		
	Dias Úteis	Sábados	Domingos e feriados
0h às 1h	15	15	15
1h às 2h	15	15	15
2h às 3h	15	15	15
3h às 4h	15	15	15
4h às 5h	15	15	15
5h às 6h	15	15	15
6h às 7h	35	35	35
7h às 8h	70	70	70
8h às 9h	75	75	75
9h às 10h	90	90	90
10h às 11h	90	90	90
11h às 12h	90	90	90
12h às 13h	90	90	90
13h às 14h	90	90	90
14h às 15h	90	90	90
15h às 16h	90	90	90
16h às 17h	90	90	90
17h às 18h	90	90	90
18h às 19h	100	100	100
19h às 20h	100	100	100
20h às 21h	100	100	100
21h às 22h	100	100	100
22h às 23h	15	15	15
23h às 24h	15	15	15

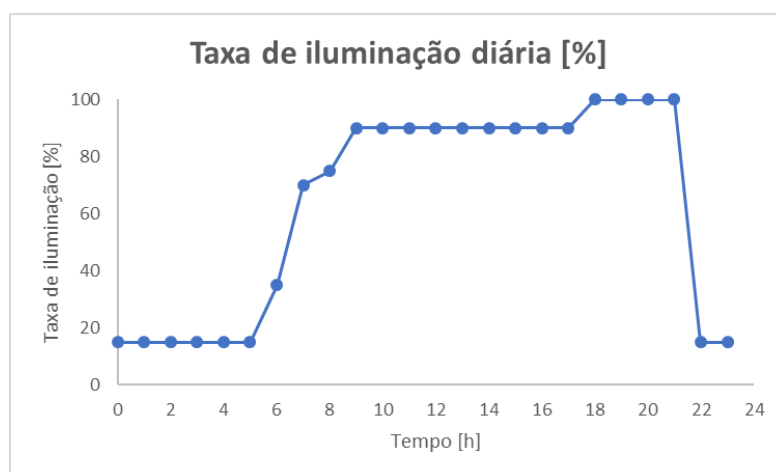


Gráfico 3.2 – Gráfico da variação diária da iluminação

RPH (Renovações Por Hora)

As diferenças de pressão que se estabelecem entre o exterior e o interior nas faces da envolvente da loja levam à penetração de ar exterior na loja de forma “natural” através de frinchas ou outras aberturas informais nas diferentes componentes da envolvente. Estas penetrações de ar exterior são designadas infiltrações, e levam a renovações do ar não controladas que estão associadas à introdução de carga térmica na loja [5]. As renovações do ar controladas, por sua vez, estão ligadas à ventilação mecânica, sendo este ar previamente tratado termicamente, permitindo assegurar uma qualidade adequada do ar interior.

As renovações por hora (RPH) dizem, por isso, respeito ao ar exterior que é introduzido na loja. A determinação do valor do RPH está associada à carga térmica que é introduzida segundo as normas da *Ashrae*, e é dada pela equação 3.3 [5]. A obtenção do valor desta carga é um processo complicado que inclui o conhecimento de certas características da loja, como o número (N) e área (A) das portas, o tempo de abertura e fecho das mesmas (θ_p), bem como o tempo que permanecem abertas (θ_o), o número de passagens (P), a eficiência do dispositivo de proteção das portas (E) e o número de horas diárias que a loja está em funcionamento (θ_d).

$$q_t = qD_tD_f(1 - E) \quad (3.3)$$

O fator de abertura das portas, D_t , representa a porção decimal do tempo que a porta está aberta. Para um uso constante, irregular e cíclico das portas, o D_t pode ser calculado segundo [5]:

$$D_t = \frac{P\theta_p + 60\theta_o}{3600\theta_d} \quad (3.4)$$

As dimensões das portas foram calculadas a partir das plantas das lojas estudadas na determinação da densidade de iluminação, e os valores finais resultam da média destas lojas. Tanto os tempos de abertura e fecho das portas como o tempo que permanecem abertas foram medidos manualmente numa loja real em Paranhos, Porto. Tanto a abertura como o fecho das portas têm a mesma duração, igual a cinco segundos, sendo que o total do tempo de abertura e fecho é o resultado da sua soma (Tabela 3.11).

Tabela 3.11 - Parâmetros relacionados com as portas dos supermercados

Parâmetros	Valor
θ_p [segundos]	10
θ_o [segundos]	7
θ_d [h]	18

O fator do escoamento na porta, D_f , corresponde à taxa de ar que é trocado para atingir um escoamento completamente estabelecido. Um fluxo completamente estabelecido ocorre em casos pouco habituais nos quais uma porta é deixada aberta para um espaço largo ou para o exterior, sem que o ar frio exterior seja impedido de entrar por obstáculos. O valor recomendado pela *Ashrae* para uma porta com aberturas cíclicas que opera entre diferenças de temperaturas exteriores e interiores inferiores a 11°C é de 1,1.

Nesta análise, devido o desconhecimento dos dados relativos à eficiência dos dispositivos de proteção das portas, foi admitido que estas não estavam equipadas com os mesmos. Assim, E toma um valor nulo.

Por sua vez, as cargas térmicas totais (sensíveis e latentes) estão relacionadas com as massas volúmicas e entalpias do ar exterior proveniente das infiltrações (ρ_i e h_i) e do ar interior climatizado (ρ_r e h_r), e o seu valor é dado por [5]:

$$q = 0,221A(h_i - h_r)\rho_r \left(1 - \frac{\rho_i}{\rho_r}\right)^{0,5} (gH)^{0,5} F_m \quad (3.5)$$

As entalpias e massas volúmicas quer do ar exterior, quer do ar interior, foram aproximadas para as situações em que se obtinham as maiores cargas térmicas. Admitindo que os casos extremos de diferenças de entalpias e massas volúmicas entre o exterior e o interior acontecem para as maiores diferenças de temperatura e humidade exteriores e interiores, que ocorrem normalmente no Verão, considerou-se uma temperatura e humidade relativa exteriores de 30°C e 40%, respetivamente, e uma temperatura e humidade relativa interiores de 22°C e 60%, respetivamente. Conhecendo estas variáveis, foram obtidos pelo diagrama psicrométrico os valores da entalpia e massa volúmica. A Tabela 3.12 mostra todos os valores utilizados nesta análise.

Tabela 3.12 - Valores utilizados no cálculo das cargas térmicas totais

Condições	Temperatura [°C]	Humidade relativa [%]	Entalpia [kJ/kg]	Massa volúmica [kg/m ³]
Interior	22	60	47,27	1,18
Exterior	30	40	57,3	1,15

O fator de densidade, F_m , está relacionado somente com as massas volúmicas do ar que entra e do ar interior, e é dado por [5]:

$$F_m = \left[\frac{2}{1 + \left(\frac{\rho_r}{\rho_i}\right)^{\frac{1}{3}}} \right]^{1,5} \quad (3.6)$$

Depois de conhecidos todos os valores das variáveis que dizem respeito às cargas térmicas por infiltrações, foi calculado o seu valor para cada porta. Aqui foi considerado que todas as portas tinham as dimensões da porta que permite aos clientes o acesso ao supermercado. Foram negligenciadas propositadamente as dimensões das portas de emergência e de acesso ao armazém e escritórios devido à inexistência de dados que permitissem calcular o valor destas variáveis. Embora as suas dimensões não tenham sido contabilizadas, estas portas foram, na mesma, tidas em conta no cálculo do número total de portas na área de vendas do supermercado padrão. O valor final resulta também do valor médio de portas das seis lojas analisadas. Com

um valor médio de 10 portas, seguiu-se o cálculo da carga térmica total, q , distribuída nas 10 portas, com um resultado final de 7,14 kWh por dia.

Estimado o valor da carga térmica trocada entre o exterior e o interior da loja, seguiu-se o cálculo do caudal volumétrico/fluxo, \dot{V} (em m³/h), do ar que entra por infiltrações. Uma vez que para a situação adotada o aquecimento do ar interior acontece apenas por carga sensível, tornou-se necessário adotar um fator, S (em %), de modo a considerar apenas a componente sensível da carga térmica. O fator S foi obtido recorrendo ao diagrama psicrométrico, que devolvia, para as temperaturas e humidades relativas que serviram o cálculo da carga térmica, o calor sensível da carga total. Depois de conhecidas todas estas variáveis, pela equação (3.7) o caudal volumétrico do ar toma o valor de 2197 m³/h.

$$\dot{V} = \frac{q \cdot S}{c_p \cdot \Delta T} \cdot \frac{3600}{\rho_r} \quad (3.7)$$

Finalmente, as renovações por hora (RPH) são dadas pelo caudal de ar que entra no volume total da área de vendas. Este volume foi estimado recorrendo novamente às plantas das lojas, tomando o valor correspondente ao valor médio do total das lojas estudadas, igual a 12844 m³. Pela equação (x), chegou-se às 0,172 renovações por hora, valor este que, por recomendação dos engenheiros da empresa Edifícios Saudáveis, foi arredondado para 0,2 por ser mais próximo dos RPHs praticados em edifícios de retalho alimentar.

Modos de funcionamento do sistema AVAC

Os sistemas AVAC (Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado) permitem a regulação das condições de humidade e temperatura no interior da loja, operando segundo os *setpoints* mínimos e máximos de temperatura aceitáveis na loja. Para a realização da simulação *IES* foi necessário definir as condições de funcionamento do sistema AVAC. A Figura 3.2 **Erro! A origem da referência não foi encontrada.** mostra uma unidade de tratamento de ar representada no *software IES* e os respetivos constituintes.

Representado com o número 1, o ventilador regula o caudal de ar que circula no sistema AVAC. Esta regulação é configurada no controlador 6, no qual se define o horário de funcionamento do ventilador bem como o caudal volumétrico do ar que circula. As baterias de arrefecimento e aquecimento estão representadas com os números 2 e 3, respetivamente, e permitem definir o tipo de serpentina que se pretende usar e as respetivas capacidades de arrefecimento e aquecimento. Os controladores representados com os números 4 e 5 permitem definir, respetivamente, os *setpoints* de arrefecimento e aquecimento, regulando assim o intervalo de temperaturas aceitáveis na área de vendas, esta última representada com o número 7. Este sistema funciona quer com renovação quer com recirculação parcial de ar, sendo que a temperatura de insuflação do ar circulado (introduzido e recirculado) é regulada pelo controlador 8.

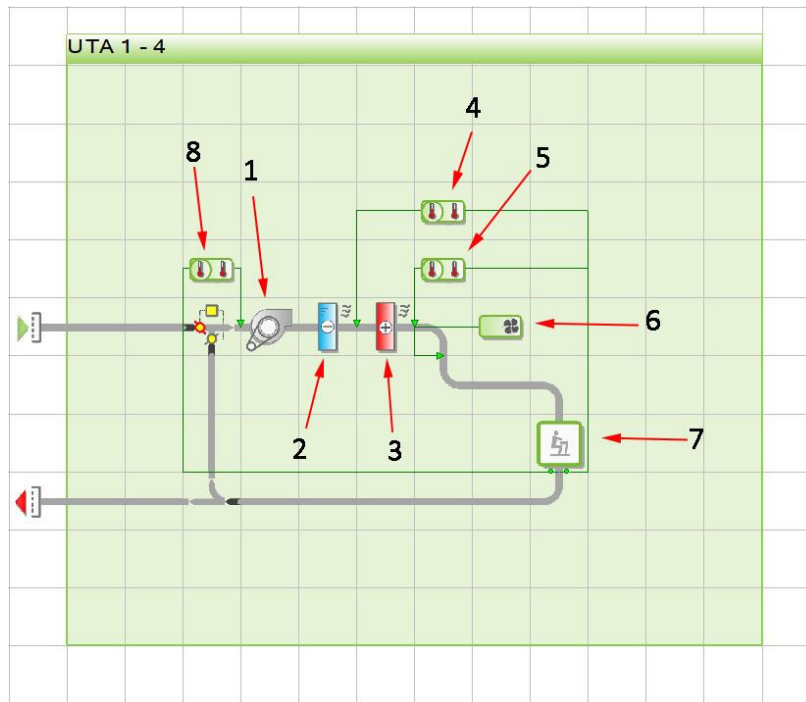


Figura 3.2 - Unidade de tratamento de ar representada no *software IES* [34].

Os parâmetros de funcionamento dos diferentes equipamentos configurados nas unidades de tratamento de ar foram obtidos a partir de auditorias energéticas e estão apresentados na Tabela 3.13.

Tabela 3.13 - Parâmetros dos equipamentos do sistema AVAC.

Equipamento	Valor
Ventiladores	Caudal volumétrico = 6111 l/s Potência = 6.4 kW
Bateria de arrefecimento	Modelo: Bobina de arrefecimento genérica Potência = 100 kW
Bateria de aquecimento	Modelo: Bobina de aquecimento genérica Potência = 400 kW

Às unidades de tratamento de ar, por se situarem no telhado dos edifícios, é comum atribuir o nome de *rooftops*. A partir de auditorias energéticas na loja de Santo Tirso foi possível conhecer as condições atuais de funcionamento das *rooftops*, nomeadamente a quantidade de unidades AVAC que se encontravam em operação e o seu horário de funcionamento. Por motivos de disponibilidade de equipamentos, das 4 *rooftops* existentes na loja, apenas duas se encontravam operacionais. O sistema de ventilação estava ativo o ano inteiro, com um horário de funcionamento das 8h às 11h e novamente das 15h às 21h30. No entanto, não foi possível ter acesso aos *setpoints* de temperatura interior que acionavam as baterias de aquecimento e arrefecimento, o que levou à necessidade de arbitrar estes *setpoints*. Assim, foram escolhidos os *setpoints* de 20°C e 25°C respetivamente para a bateria de aquecimento e para a bateria de arrefecimento. Os valores escolhidos advêm da experiência e conhecimento dos engenheiros da Edifícios Saudáveis. Como nos meses de maior calor, geralmente entre abril e setembro, não existem as necessidades de aquecimento que os restantes meses do ano requerem, neste

intervalo o *setpoint* da bateria de aquecimento foi reduzido para os 15°C, ligando apenas quando a temperatura se encontra abaixo deste valor. Já a bateria de arrefecimento tem um *setpoint* de 25°C, definido para o ano inteiro uma vez que nos meses de Inverno é bastante improvável atingir esse valor de temperatura no interior da loja, não havendo necessidades de arrefecimento.

A Figura 3.3 mostra como é feita a regulação da temperatura máxima aceitável na área de vendas do supermercado, no horário de abertura ao público, ou seja, como é definido o funcionamento da bateria de arrefecimento. O *setpoint* de arrefecimento foi definido para os 25°C com um controlo On/Off e uma banda de operação de 1K. Isto significa que a bateria de arrefecimento tem uma gama de funcionamento de 1K, sendo que os 25°C representam o centro dessa banda, trabalhando, assim, numa gama de valores entre os 24,5°C e os 25,5°C. Uma vez atingida uma temperatura de 25,5°C no interior da loja, a bateria de arrefecimento entra em funcionamento e o sistema AVAC começa a insuflar ar a 5°C para interior da loja. Quando a temperatura interior atingir os 24,5°C a bateria desliga e a temperatura entra em regime de flutuação livre (*free-floating*), isto é, é deixada a variar livremente consoante as condições que a influenciam. Se porventura voltar a subir para os 25,5°C, o processo repete-se.

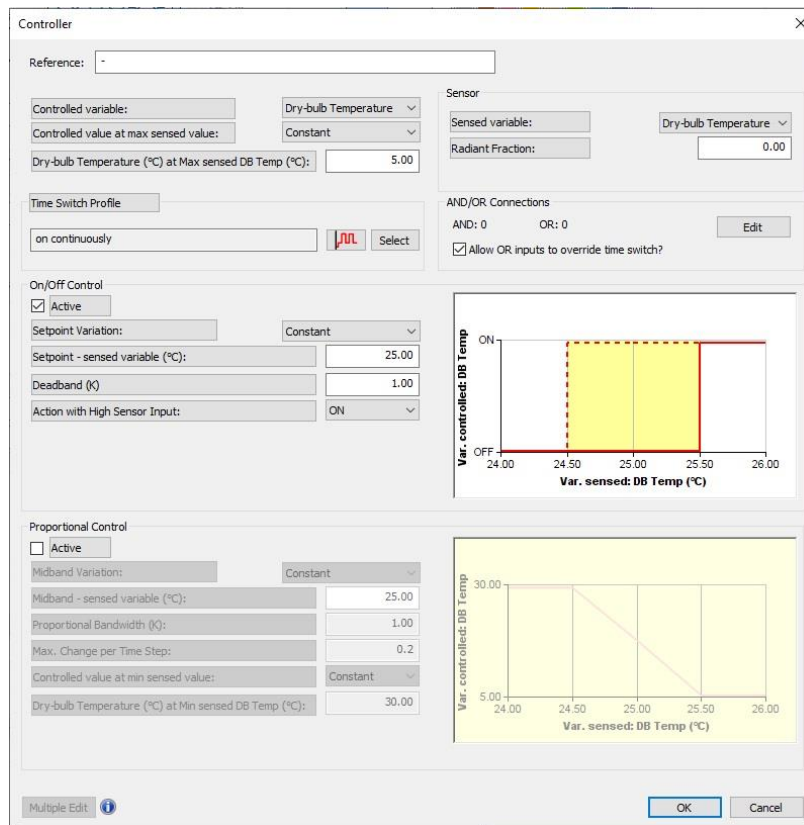


Figura 3.3 - Controlador da bateria de arrefecimento [34].

A bateria de aquecimento segue o mesmo princípio de operação. Com um *setpoint* definido para os 20°C num determinado intervalo do ano e para os 15°C no restante, com um controlo *On/Off* e uma largura de banda de 1K. Por exemplo, para o caso do *setpoint* de 15°C, quando se sente uma temperatura de 14,5°C no interior da loja, a bateria liga e o sistema começa a insuflar ar a 30°C. Assim que se atingem os 15,5°C, a bateria desliga e a temperatura interior é deixada a variar em regime *free-floating*. O procedimento é o mesmo para um *setpoint* de 20°C. Estas condições de funcionamento estão expostas na Figura 3.4.

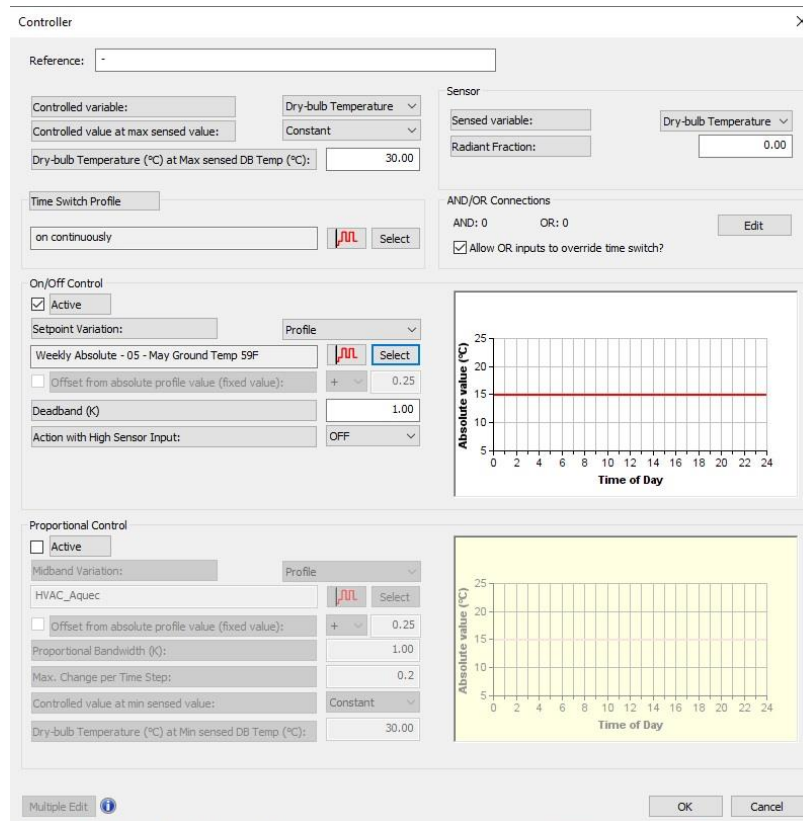


Figura 3.4 - Controlador da bateria de aquecimento [34].

Visto que os consumos elétricos auditados para a loja de Santo Tirso envolvem o condicionamento das condições interiores de humidade e temperatura com o modo de funcionamento atual do sistema AVAC, foi este o modo de operação cujos resultados de temperatura e humidade interior serviram como base na correção das condições interiores da loja no simulador *CREPE*.

Passando aos modos de operação habitualmente praticados nos supermercados, um dos modos mais comuns é o modo de operação regular. Este caracteriza-se pelo facto de o sistema AVAC entrar em funcionamento aquando da abertura da loja ao público, tendo um funcionamento contínuo até uma a duas horas antes da hora de encerramento. Com base nas lojas de retalho alimentar auditadas pela empresa Edifícios Saudáveis, o horário de abertura a clientes mais comum é das 9h às 22h, o que implica uma operação do sistema AVAC das 9h às 21h. As condições de operação das baterias de aquecimento e arrefecimento são as mesmas do modo atual. Nas lojas de retalho alimentar é muito raro trabalharem sempre 100% dos equipamentos das unidades de tratamento de ar. É mais usual, devido a ajustes de operação sazonais, considerar apenas 80% dos equipamentos em operação constante. Desta forma, das 4 *rooftops* existentes na loja de Santo Tirso, consideraram-se apenas 3 delas em funcionamento constante.

O modo *Peak Shaving* é conhecido por ter um funcionamento limitado do sistema AVAC, que está ativado apenas em extremos climáticos e apresenta, por isso, *setpoints* de aquecimento e arrefecimento muito altos. Como tal, escolheram-se *setpoints* de arrefecimento e aquecimento de 26°C e 15°C, respetivamente, valores fixos para todo o ano. O ventilador apresenta igualmente um horário de funcionamento contínuo das 9h às 21h, mas, neste caso, apenas começa a trabalhar quando são ligadas as baterias de aquecimento ou de arrefecimento. Estas condições de operação levam a uma utilização mais restrita do sistema AVAC, o que conduz a baixos consumos elétricos do mesmo. No entanto, quando usado em climas quentes, este modo de operação, por ter o *setpoint* de arrefecimento muito alto, implica uma maior frequência da temperatura interior em valores elevados, o que vai aumentar o trabalho realizado pelos compressores e, por este motivo, aumentar os consumos elétricos da rede de frio.

A operação do sistema AVAC em modo *Mainly Summer* caracteriza-se pela ventilação estar limitada ao uso apenas nos meses de Verão, de junho a setembro. Já que apenas é desejado o arrefecimento da loja, é desnecessária a utilização da bateria de aquecimento. O sistema de ventilação tem o horário de operação das 9h às 21h, mas, de modo análogo ao *Peak Shaving*, entra apenas em funcionamento quando a bateria de arrefecimento é ativada. O *setpoint* de ativação da bateria de arrefecimento foi arbitrado para os 25°C.

O modo *Mainly Winter*, tal como o *Mainly Summer*, caracteriza-se por um funcionamento do sistema AVAC apenas num certo período do ano, nomeadamente nos meses de Inverno, de dezembro a março. Como nestes meses não há necessidades de arrefecimento, é dispensável a utilização da bateria de arrefecimento. O *setpoint* da bateria de aquecimento foi definido para os 15°C, sendo que a ventilação entra em funcionamento somente quando a temperatura da loja se encontra abaixo deste valor no horário das 9h às 21h.

Por último, foi também feita uma análise com o sistema AVAC desligado todo o ano, num modo de operação denominado *Never*. Este trata-se de um modo de não operação do sistema de AVAC, isto é, os ventiladores não se encontram a trabalhar e por isso não há renovação do ar no interior da loja. A temperatura da loja passa, assim, a depender das trocas de calor com o ambiente, dos ganhos de calor da iluminação e expositores, da densidade de ocupação, entre outros. É um modo muito raramente utilizado, sendo na grande maioria das vezes referenciado em caso de avaria total dos equipamentos das *rooftops*.

A Tabela 3.14 resume as condições de funcionamento de todos os modos de operação do sistema AVAC.

Tabela 3.14 - Condições de funcionamento do sistema AVAC.

AVAC	SetPoint Tint	Banda	Horário de funcionamento
Actual	AQ: 15 Out - 15 Mar: 20°C 15 Mar - 15 Out: 15°C ARR: 25°C	1	8h-11h 15h -21h30
Regular	AQ: 15 Out - 15 Mar: 20°C 15 Mar - 15 Out: 15°C ARR: 25°C	1	9h-21h
PeakShaving	AQ: 16°C ARR: 26°C	2 1	9h - 21h
MainlySummer	AQ: não aplicável ARR: 1 Jun - 15 Set: 25°C	- 1	- 9h - 21h
MainlyWinter	AQ: 1 Dez - 15 Mar: 19°C ARR: não aplicável	1 -	9h - 21h -
Never	AQ: não aplicável ARR: não aplicável	-	-

Modelação da rede de frio

A modelação da rede de frio no *software IES* teve como base a obtenção, para as condições de temperatura e humidade interiores da loja, das necessidades térmicas geradas por essas mesmas condições. Para tal foi necessário dividir a rede de frio em dois circuitos independentes, o circuito de positivos e o circuito de negativos, com equipamentos com diferentes capacidades e diferentes caudais de fluido frigorígeno nos circuitos. A Figura 3.5 mostra o esquema destes dois circuitos representados no *software IES*.

- Controlador (1): regula o caudal que é admitido na rede de frio. Como as redes de frio operam com um caudal de fluido frigorígeno constante, este controlador tem como função anular a entrada de fluido para a rede, que funcionará assim com recirculação total de fluido;
- Controlador (2): permite definir o caudal de fluido que circula em cada circuito. O *software* não permite o reconhecimento da colocação de cortinas noturnas nos móveis, o que conduz a temperaturas interiores muito baixas no período de encerramento da loja provocado pelo frio “libertado” pelos expositores. Para resolver este problema e simular a colocação de cortinas noturnas, o caudal volumétrico de fluido frigorígeno que circula em cada circuito foi reduzido para 80% no intervalo das 22h15 às 8h15, que normalmente representa o horário no qual se inserem as cortinas. Esta redução de caudal, 20%, provém da diminuição das cargas térmicas “libertadas” após a inserção de cortinas em móveis positivos sem porta (MPSP), obtida de [37]. Como os móveis negativos estão todos equipados com porta, esta redução de caudal foi aplicada somente no circuito de positivos;
- Sensor (3): O sensor representado com o número 3 diz respeito à temperatura a que se pretende refrigerar os expositores. Para o circuito de móveis positivos foi escolhida uma temperatura de 2°C, enquanto que para o circuito de expositores negativos escolheu-se uma temperatura de -18°C;
- Serpentina de arrefecimento (4): permitem regular a capacidade de refrigeração. A capacidade de refrigeração definida para a serpentina de cada circuito foi obtida a partir do simulador CREPE, sendo o seu valor igual ao valor máximo atingido em cada circuito nas 8760 horas do ano, isto para os valores de temperatura e humidade inicialmente adotados;
- Espaço (5): simboliza o espaço (móveis) a refrigerar.

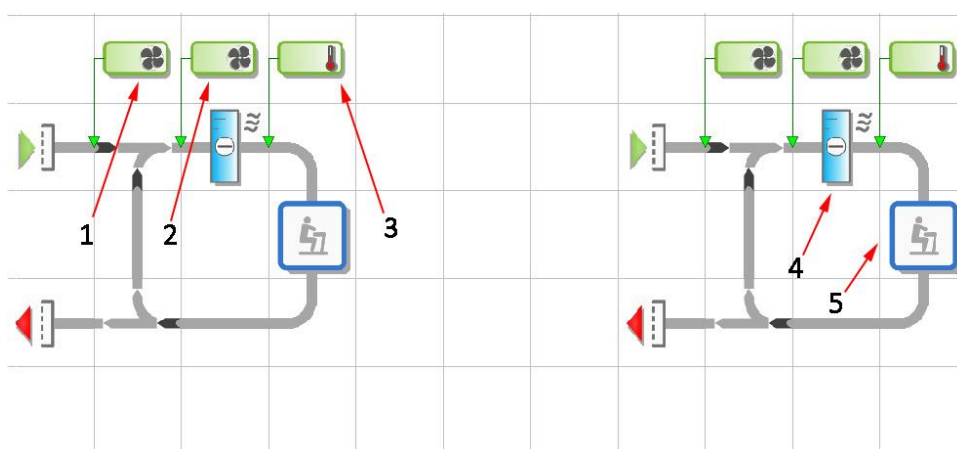


Figura 3.5 – Representação da rede de frio no *software IES*.

O objetivo da modelação da rede de frio baseava-se na obtenção de valores próximos de necessidades térmicas anuais, repartidas no circuito de positivos e no de negativos, requeridas

no *software IES* e no simulador *CREPE*. Para tal, arbitrou-se inicialmente no *IES*, o valor de caudal volumétrico de fluido frigorígeno para cada circuito da rede de frio, a partir da equação da quantidade do calor, admitindo:

- ΔT = diferença de temperaturas entre o ar da loja e o interior dos expositores:
 - (15-2)°C para o circuito positivo;
 - (15-(-18))°C para o circuito negativo;
- cp_{ar} = 1,02 kJ/kg.K;
- ρ = 1 kg/m³;
- Q = capacidade máxima dos compressores de cada circuito no simulador *CREPE*, em kW.

Depois de realizada, a simulação devolvia diversos resultados, entre os quais as necessidades térmicas de cada circuito e as condições de temperatura e humidade no interior da loja. Os valores de temperatura e humidade foram depois exportados para o simulador *CREPE* e, após a realização de uma simulação energética, compararam-se as necessidades térmicas obtidas em ambos os simuladores. Com base na relação entre as necessidades térmicas de cada circuito, estabeleceram-se novos caudais em cada um, e repetiu-se o processo. Este processo iterativo está apresentado na Figura 3.6 , respetivamente para o circuito de positivos, a), e de negativos, b), com a comparação das necessidades térmicas finais obtidas em cada programa exposta na Figura 3.7. Estas figuras mostram apenas os resultados para o modo de operação atual do sistema AVAC, mas o método de obtenção do caudal de fluido e das necessidades térmicas foi o mesmo para todos os métodos de funcionamento do AVAC.

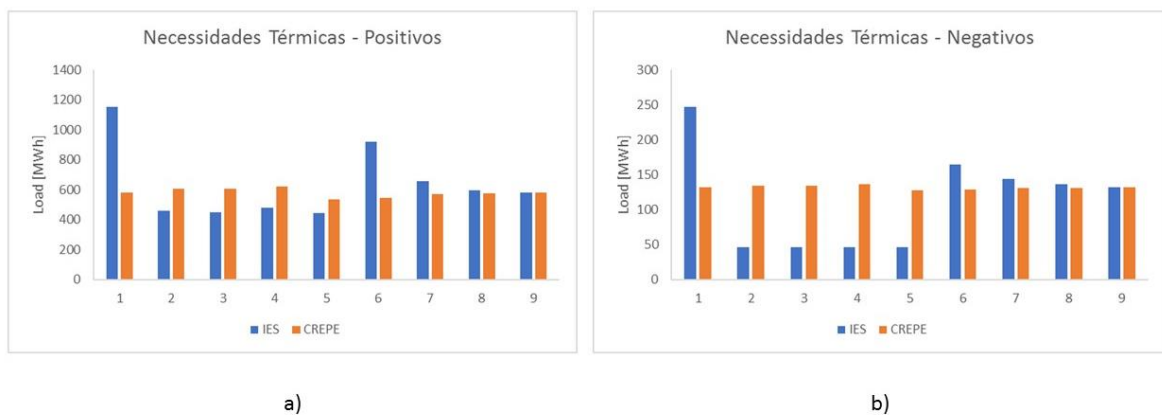


Figura 3.6 - Método iterativo de obtenção das mesmas necessidades térmicas no circuito de positivos, a), e no circuito de negativos, b).

Date	Actual_PerfCaudal.aps	Cooling coil - CC000836
Jan 01-31	38.9411	10.0103
Feb 01-28	36.8377	9.2218
Mar 01-31	43.3251	10.5127
Apr 01-30	39.3261	10.0534
May 01-31	47.1997	11.1530
Jun 01-30	53.7051	11.8468
Jul 01-31	58.1714	12.8200
Aug 01-31	58.0647	12.7968
Sep 01-30	55.1645	12.2024
Oct 01-31	52.9692	11.7831
Nov 01-30	45.3123	10.5222
Dec 01-31	41.5984	10.3113
Summed total	570.6153	133.2339

a)

EXPECTED	1. THERMAL NEEDS (MWh)	
	CABINETS	
	Positives	Negatives
JAN	42.9	10.5
FEB	39.5	9.6
MAR	45.0	10.7
APR	42.5	10.3
MAY	47.2	11.0
JUN	50.8	11.1
JUL	56.7	11.9
AUG	57.2	12.0
SEP	53.2	11.4
OCT	49.9	11.3
NOV	44.7	10.5
DEC	44.0	10.7
TOTAL	573.5	131.0

b)

Figura 3.7 - Necessidades térmicas obtidas no IES, a), e no CREPE, b).

3.4 Correção climática

O desenvolvimento deste projeto envolveu duas correções climáticas: a correção no CREPE das condições interiores de humidade e temperatura e a correção da temperatura do ar exterior à loja.

Correção das condições interiores de temperatura e humidade

A primeira correção, já explicada no capítulo anterior, consistiu na correção, no simulador CREPE, das temperaturas e humidades no interior da loja com os dados provenientes da simulação no software IES, com o modo de operação atual do sistema AVAC. Posteriormente, com os consumos elétricos obtidos com estas condições interiores, atualizaram-se os valores de benchmarking expected para os circuitos de móveis positivos, de móveis negativos e o total da rede de frio. O benchmarking expected é dado pela equação:

$$\text{Benchmarking Expected} = \frac{\text{Consumo}_{\text{CREPE}}}{\text{Consumo}_{\text{Real}}} \quad (3.8)$$

Correção das temperaturas exteriores

A segunda correção diz respeito à temperatura exterior utilizada no processo que permitiu a obtenção dos consumos elétricos da rede de frio. O IES utiliza para cada localização um clima exterior padrão que, dependendo do ano em análise, apresenta variações de temperatura face ao clima real que se fez sentir nessa localização. A partir dos consumos obtidos com a primeira correção, estabeleceu-se a relação entre o consumo de cada circuito e a temperatura exterior padrão utilizada no IES. Para tal, foram recolhidos do CREPE os consumos totais para cada dia do ano e a respetiva temperatura exterior média diária. Esta temperatura exterior foi depois

convertida em Graus-Dia de arrefecimento, já que se trata de um método de análise bastante frequente no ramo de auditorias energéticas. Como temperatura base, T_{base} , foi utilizado o valor retirado da análise do impacto da temperatura exterior nos consumos da rede de frio (capítulo 3.2). Depois de conhecida a relação entre o consumo elétrico e a temperatura exterior padrão (em Graus-Dia), determinaram-se os novos consumos elétricos, corrigidos com as temperaturas exteriores reais obtidas de auditorias energéticas em cada loja, e verificaram-se os valores finais de *benchmarking expected*. O esquema representado na figura x ajuda a acompanhar as etapas percorridas na correção climática.

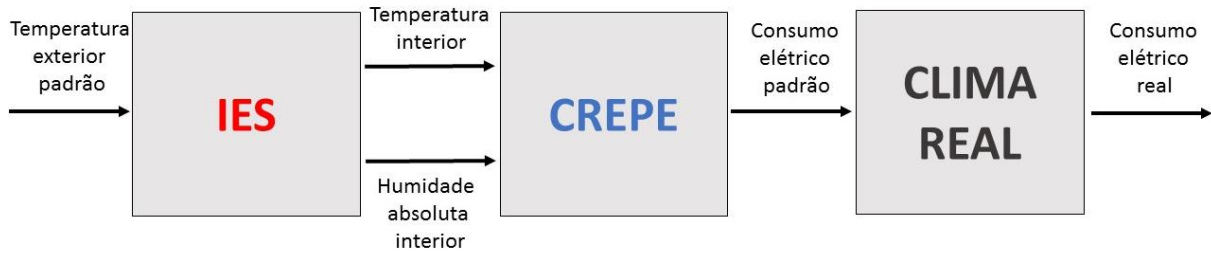


Figura 3.8 - Esquema das correções climáticas.

Correção da humidade interior

Já numa fase final da realização do projeto, constatou-se que a modelação da rede de frio foi tratada como um sistema 100% convectivo. Tal gera distorções no balanço de humidade. De forma a avaliar se estas distorções são relevantes neste balanço, verificou-se o peso relativo dos ganhos de humidade: ocupação, sistema AVAC e rede de frio. Este estudo realizou-se a partir dos ganhos internos do espaço da zona de vendas através do *software IES*.

Confirmada a contribuição relativa dos ganhos latentes, procedeu-se à redução do caudal volumétrico de fluido frigorígeno que circulava em cada circuito da rede de frio, redução esta baseada no peso das infiltrações dos móveis constituintes de cada circuito. Com os novos caudais realizou-se uma simulação energética no *IES*, cujas condições interiores de humidade serviram para corrigir os resultados previamente obtidos. Os novos consumos da rede de frio, bem como o respetivo valor de *benchmarking expected*, foram depois comparados com os obtidos anteriormente.

4 Análise de Resultados

4.1 Influência das condições interiores de temperatura e humidade nos consumos da rede de frio

4.1.1 Análise da loja real

A análise do comportamento das necessidades térmicas e dos consumos energéticos da rede de frio com a variação da temperatura interior foi estudada no software *CREPE*, a partir de simulações, num total de sete, nas quais se fez variar esta temperatura em incrementos de 1°C, tendo sido mantidos sempre constantes os restantes parâmetros que influenciam a rede de frio, nomeadamente a humidade interior e a temperatura exterior. Em cada simulação a temperatura interior foi mantida constante para as 8760 horas do ano. Os resultados da simulação realizada para uma temperatura interior constante e igual a 25°C servem como valores de referência, a partir dos quais se calculou o desvio que a sua variação iria provocar nas necessidades, consumos e *EERs* da rede de frio. A Tabela 4.1 mostra os resultados da simulação para a loja real de Águeda, com compressor de pistão com ajuste à carga por escalões, móveis positivos quase exclusivamente sem porta e temperatura de condensação constante.

Tabela 4.1 - Desvios das necessidades, consumos e *EERs* com a temperatura interior para a loja real.

Loja real									
T _{int} [°C]	Desvio Necessidades			Desvio Consumos			Desvio <i>EER</i>		
	Positivos [%]	Negativos [%]	Total [%]	Positivos [%]	Negativos [%]	Total [%]	Positivos [%]	Negativos [%]	Total [%]
28	6,98	3,26	6.46	6,51	2,26	5.31	0,45	0,98	0.60
27	4,65	2,13	4.30	4,31	1,48	3.52	0,33	0,64	0.42
26	2,33	1,12	2.16	2,14	0,77	1.76	0,18	0,35	0.23
25	0	0	0	0	0	0	0	0	0
24	-2,32	-1,12	-2.15	-2,12	-0,71	-1.72	-0,21	-0,42	-0.27
23	-4,64	-2,19	-4.30	-4,21	-1,48	-3.45	-0,45	-0,72	-0.53
22	-6,97	-3,26	-6.45	-6,28	-2,19	-5.13	-0,74	-1,09	-0.84

Da Tabela 4.1 é possível constatar que um incremento de 1°C, passando de uma temperatura interior de 25°C para 26°C, resulta num maior desvio das necessidades do circuito de positivos do que do circuito de negativos. Tal deve-se ao facto de as necessidades térmicas requeridas pelo circuito de positivos serem muito superiores às requeridas pelo circuito de negativos, já que, para a loja em questão, a grande maioria dos expositores positivos não estão equipados com porta, exigindo assim maiores necessidades. Os móveis negativos, para além de haver uma menor quantidade, estão todos configurados com porta, o que, em conjunto, diminui as suas necessidades térmicas. Com esta variação de temperatura interior, as necessidades térmicas totais, resultado da soma das necessidades de cada circuito, apresentam um desvio de 2,16%, valor que se aproxima muito mais do desvio das necessidades dos positivos do que do desvio dos negativos, o que comprova o peso que as cargas térmicas dos móveis positivos representam face às dos negativos.

Enquanto os desvios das necessidades térmicas variam linearmente com a temperatura interior, o mesmo não acontece com os desvios dos consumos elétricos. Como se pode verificar na

Tabela 4.1, o aumento e diminuição de 3°C não se traduz em desvios simétricos de consumos, sendo que revela um maior desvio com o aumento da temperatura do que com a sua diminuição. Esta variação desigual tem que ver com os desvios provocados no *EERs*. Com o aumento das necessidades térmicas, aumenta também o *Partil Load Ratio (PLR)* a que trabalham os compressores. Através das curvas de *EER vs PLR* do compressor pistão com ajuste à carga por escalões (Figura 3.1), verifica-se que um maior *PLR* manifesta-se num maior *EER*, mas esta relação não segue uma variação linear. Exemplificando, para uma temperatura interior constante de 25°C, o compressor do circuito de positivos encontrava-se a trabalhar numa gama de *PLR* entre os 90% e os 92%, a 28°C entre 97% e os 99%, e a 22°C entre os 84% e os 86%. Como para este tipo de compressor quanto maior for a gama de funcionamento do *PLR*, menor a variação do *EER*, um aumento da gama de 90-92% para 97-99% resultou numa variação (em módulo) de *EER* menos significativa do que uma diminuição de 90-92% para os 84-86%. Operando com menores *EERs*, os compressores vão consumir mais energia para realizar o trabalho de compressão, daí a maior aproximação (menor desvio) dos consumos para as temperaturas interiores de 22°C e 25°C, face aos consumos das temperaturas de 25°C e 28°C.

De modo a validar os resultados obtidos na tabela, foi feito o seguinte exercício: Assumindo que para uma temperatura interior de 25°C, o circuito de positivos tinha um valor de necessidades de 100 kWh e um consumo de 50 kWh, pela equação (4.1) equivale a um *EER*=2. Um incremento de 1°C, passando para uma temperatura interior de 26°C, com o valor do desvio das necessidades da Tabela 4.1, estas passariam para os 102,16 kWh, enquanto os consumos passariam para os 51,07 kWh, resultando num *EER*=2,00372. Este valor representa um desvio de aproximadamente 0,19% do inicial, o que vai de encontro ao desvio obtido na simulação do modelo. Do mesmo modo é possível confirmar os desvios obtidos para o circuito de negativos da loja.

$$EER = \frac{Necessidades}{Consumos} \quad (4.1)$$

No entanto, esta metodologia não justifica o desvio do *EER* total. Utilizando os valores iniciais de necessidades, consumos e *EER* do exemplo anterior, com um incremento de 1°C, as necessidades e os consumos totais tomariam os valores de 102,16 kWh e 50,88 kWh, respetivamente, o que resultaria num *EER*=2,007862, representando um desvio de *EER* total de 0,39% e não de 0,23% como foi obtido na simulação do modelo. Esta diferença pode ser explicada pelo facto de os compressores do circuito dos positivos estarem a trabalhar numa gama de *PLR* muito superior à dos compressores do circuito de negativos, e por isso com um *EER* muito maior, não sendo, por isso, legítimo fazer uma análise dos desvios de *EERs* totais. A análise dos desvios totais serve apenas para tornar mais fácil indicar qual o impacto do incremento de 1°C na rede de frio de um supermercado.

4.1.2 Análise para a loja com temperatura de condensação flutuante

Apesar de representar o funcionamento de uma loja real, o funcionamento da rede de frio da mesma não reproduz o mais habitual nas lojas com redes de frio. Com base nas auditorias energéticas da empresa Edifícios Saudáveis foi possível conhecer que hoje-em-dia é mais comum encontrar lojas com controlo de temperatura de condensação flutuante visto que conduz a melhores eficiências energéticas e, conseqüentemente, a maiores poupanças económicas. Como tal, de forma a poder analisar os consumos energéticos de uma loja mais atual e habitual, foram feitas novas simulações, alterando para flutuante o controlo da temperatura de

condensação, e mantendo os restantes parâmetros. A Tabela 4.2 apresenta os resultados obtidos na nova simulação do modelo.

Tabela 4.2 - Desvios das necessidades, consumos e *EERs* com a temperatura interior para a loja com condensação flutuante.

Loja com condensação flutuante									
T_{int} [°C]	Desvio Necessidades			Desvio Consumos			Desvio <i>EER</i>		
	Positivos [%]	Negativos [%]	Total [%]	Positivos [%]	Negativos [%]	Total [%]	Positivos [%]	Negativos [%]	Total [%]
28	6,98	3,26	6.46	6,98	2,06	5.53	0,04	1,17	0.33
27	4,65	2,13	4.30	4,60	1,35	3.65	0,05	0,77	0.25
26	2,33	1,12	2.16	2,29	0,36	1.72	0,04	0,77	0.24
25	0	0	0	0	0	0	0	0	0
24	-2,32	-1,12	-2.15	-2,23	-0,71	-1.78	-0,09	-0,42	-0.18
23	-4,64	-2,19	-4.30	-4,43	-1,42	-3.54	-0,23	-0,78	-0.38
22	-6,97	-3,26	-6.45	-6,56	-2,13	-5.26	-0,44	-1,15	-0.64

Como se pode observar, a flutuação da temperatura de condensação em nada afeta as necessidades térmicas requeridas, já que estas dependem apenas do tipo de expositores e das condições interiores de temperatura e humidade. No entanto, destaca-se a variação praticamente nula dos *EERs* do circuito dos positivos. Esta variação quase nula tende a igualar os desvios dos consumos aos das necessidades, o que não significa que os consumos sejam iguais às necessidades, mas que variam proporcionalmente, isto é, a variação dos consumos acompanha a variação das necessidades. Na verdade, com temperatura de condensação flutuante houve uma redução de consumos de cerca de 20% face aos consumos com temperatura de condensação constante. O maior desvio de *EER* para a diminuição da temperatura relativamente ao seu aumento justifica-se de modo análogo ao subcapítulo anterior, pelas curvas *EER vs PLR* apresentadas pelos compressores.

Relativamente aos *EERs* do circuito dos negativos, estes apresentam maiores desvios que os dos positivos. Isto explica-se pelo facto de estarem a trabalhar numa gama de valores de *PLR* muito inferior à dos positivos, na qual a relação *EER vs PLR* demonstra variações muito significativas. Neste caso, para uma temperatura de 25°C, enquanto os compressores do circuito dos positivos estão a trabalhar com *PLRs* na gama 90-92%, os compressores do circuito dos negativos estão a trabalhar na gama 44-48%. Com um aumento da temperatura interior da loja de 3°C, os compressores positivos passam a trabalhar numa gama 96-99% e os negativos numa gama 45-50%. Recorrendo à Figura 3.1, verifica-se que a gama de variação do *EER* dos negativos, com este incremento de temperatura, apresenta um declive muito mais acentuado que a zona de variação do *EER* dos positivos. Daqui provém a variação praticamente nula *EER* dos positivos e uma variação mais acentuada do *EER* dos negativos.

4.1.3 Análise para a loja com móveis com porta

A loja de Águeda, por ser constituída maioritariamente por expositores positivos sem porta, está longe de representar uma loja energeticamente eficiente. Com o objetivo de conhecer o impacto causado pela temperatura interior no consumo da rede de frio de uma loja energeticamente eficiente, procedeu-se à substituição dos móveis sem porta por móveis com

porta e, posteriormente, à simulação energética nestas condições. Os resultados obtidos estão expostos na Tabela 4.3.

Tabela 4.3 - Desvios das necessidades, consumos e *EERs* com a temperatura interior para a loja com móveis fechados.

Loja com móveis fechados									
T_{int} [°C]	Desvio Necessidades			Desvio Consumos			Desvio EER		
	Positivos [%]	Negativos [%]	Total [%]	Positivos [%]	Negativos [%]	Total [%]	Positivos [%]	Negativos [%]	Total [%]
28	7,34	3,26	6.36	5,60	2,43	4.29	1,65	0,81	1.39
27	4,89	2,13	4.23	3,73	1,62	2.86	1,12	0,51	0.93
26	2,45	1,12	2.13	1,87	0,86	1.45	0,57	0,27	0.48
25	0	0	0	0	0	0	0	0	0
24	-2,45	-1,12	-2.13	-1,90	-0,76	-1.43	-0,56	-0,37	-0.50
23	-4,89	-2,19	-4.24	-3,73	-1,57	-2.84	-1,21	-0,63	-1.03
22	-7,34	-3,26	-6.36	-5,60	-2,33	-4.25	-1,84	-0,95	-1.57

Como seria de esperar com a inserção de porta nos móveis positivos, para uma temperatura interior constante de 25°C, as necessidades térmicas e os consumos elétricos do circuito de positivos sofreram uma redução de aproximadamente 50% e 45%, respetivamente. No entanto, através da análise da Tabela 4.3 notou-se que a redução das necessidades neste circuito contrasta com o seu desvio com a variação da temperatura, sendo que um incremento de 25°C para 26°C provoca um desvio de 2,45%. Relativamente às necessidades térmicas totais, o seu desvio encontra-se muito próximo do desvio da loja real, isto porque a grande redução das necessidades térmicas dos positivos e a não-alteração das necessidades dos negativos levam a uma diminuição do impacto das primeiras nas necessidades térmicas totais. Esta redução das necessidades leva a que os compressores trabalhem em gamas de *PLR* mais baixas, levando a maiores desvios de *EER* face à loja real.

Visto que os compressores do circuito dos negativos estavam a trabalhar em gamas de *PLR* muito baixas, optou-se por reduzir a sua capacidade de modo a operarem em *PLRs* mais altos, melhorando a eficiência energética. Pelas curvas de *EER vs PLR* dos compressores de pistão, para *PLRs* altos as variações de *EER* são muito pouco significativas, o que implica um consumo elétrico muito próximo, levando a desvios mais baixos relativamente à loja real. Com a manutenção dos desvios das necessidades térmicas e uma redução dos desvios do *EER*, o consumo elétrico do circuito dos negativos vai apresentar um maior desvio.

4.1.4 Síntese de resultados para a loja com compressor alternativo

Foram ainda realizadas simulações para a loja de Águeda com temperatura de condensação flutuante com móveis com porta, cujos resultados se encontram no Anexo A.

A Tabela 4.4 sintetiza a análise da influência da temperatura interior da loja na rede de frio da mesma.

Tabela 4.4 - Síntese da análise do impacto da temperatura interior na rede de frio da loja com compressor de pistão.

Incremento de 1°C na temperatura interior c/ compressor pistão e condensação flutuante			
Móveis	Desvios [%]		
	Necessidades	Consumos	EER
s/ porta	2,16	1,72	0,24
c/ porta	2,13	1,32	0,60

Em suma, com a análise com móveis abertos e com móveis fechados, apesar das necessidades serem inferiores nestes últimos, os desvios que sofrem com o incremento de 1°C na temperatura interior é bastante semelhante. Os consumos, por sua vez, também sofreram uma redução com a introdução de móveis com porta. Já que com móveis abertos os compressores trabalham em gamas de *PLR* mais altas que se expressam em menores variações do *EER*, o seu desvio de consumos vai ser mais alto do que para móveis com porta.

4.1.3 Análise para a loja com compressor de parafuso

A análise com compressor de parafuso seguiu o mesmo procedimento da análise com compressor alternativo. Efetuaram-se as simulações com uma configuração da loja com móveis com e sem porta e com controlo flutuante e constante da temperatura de condensação. A Tabela 4.5 mostra os desvios obtidos para a loja de Águeda com compressor de parafuso, móveis abertos e condensação flutuante. As restantes análises encontram-se no Anexo A.

Tabela 4.5 - Desvios das necessidades, consumos e EERs com a temperatura interior para a loja com compressor de parafuso e condensação flutuante

Loja com compressor de parafuso, móveis abertos e condensação flutuante									
T _{int} [°C]	Desvio Necessidades			Desvio Consumos			Desvio EER		
	Positivos [%]	Negativos [%]	Total [%]	Positivos [%]	Negativos [%]	Total [%]	Positivos [%]	Negativos [%]	Total [%]
28	6,98	3,26	6,46	4,98	1,84	4,02	1,90	1,40	1,77
27	4,65	2,13	4,30	3,31	1,27	2,69	1,30	0,85	1,18
26	2,33	1,12	2,16	1,64	0,63	1,33	0,67	0,49	0,62
25	0	0	0	0	0	0	0	0	0
24	-2,32	-1,12	-2,15	-1,64	-0,63	-1,33	-0,69	-0,50	-0,63
23	-4,64	-2,19	-4,30	-3,26	-1,27	-2,65	-1,43	-0,94	-1,30
22	-6,97	-3,26	-6,45	-4,85	-1,90	-3,95	-2,23	-1,38	-2,01

A central de refrigeração, constituída pelos compressores, é afetada pelo controlo das temperaturas de condensação e aspiração e pela aplicação de ajuste à carga térmica por *VFD*. As necessidades térmicas da rede de frio não são afetadas pela qualidade da central e, assim sendo, estas não sofreram qualquer variação quando comparadas com as da loja real, exibindo os mesmo desvios. No que diz respeito aos consumos, estes apresentaram valores superiores aos obtidos na loja com compressor de pistão e condensação flutuante. Apesar destes maiores

consumos, a variação da temperatura interior induz um menor desvio nos mesmos, facto que se explica recorrendo às curvas de *EER* vs *PLR* dos compressores de parafuso (Figura 3.1). Comparando com as curvas dos compressores de pistão, o maior declive das curvas do compressor de parafuso traduz-se num maior desvio de *EER*, tanto no circuito de positivos como no circuito de negativos, para qualquer incremento de temperatura. Com a mesma variação das necessidades, estes maiores desvios de *EER* provocaram um menor desvio dos consumos.

4.1.4 Síntese de resultados para a loja com compressor de parafuso

A Tabela 4.6 apresenta a síntese dos desvios provocados pelo incremento de 1°C na temperatura interior na rede de frio da loja com compressor de parafuso e condensação flutuante.

Tabela 4.6 - Síntese da análise do impacto da temperatura interior na rede de frio da loja com compressor de parafuso.

Incremento de 1°C na temperatura interior c/ compressor de parafuso e condensação flutuante			
Móveis	Desvios [%]		
	Necessidades	Consumos	<i>EER</i>
s/ porta	2,16	1,33	0,62
c/ porta	2,13	1,39	0,20

Comparativamente com a loja com compressor alternativo, o incremento de 1°C na temperatura interior na loja com compressor de parafuso provoca o mesmo desvio nas necessidades térmicas da rede de frio. Por operarem em gamas mais baixas de *PLR*, a variação dos *EERs* é mais notória, o que conduz a uma diminuição do desvio dos consumos.

4.1.5 Análise do impacto da humidade

Numa fase final da elaboração da dissertação, já que as condições de humidade interiores também foram alvo de correção, houve necessidade de conhecer o impacto da sua variação na rede de frio. A Tabela 4.7 apresenta os valores finais dos desvios para a loja real de Águeda. Por ter sido realizado numa fase à posteriori, este estudo não foi mais extenso.

Tabela 4.7 - Desvios das necessidades, consumos e EERs com a humidade absoluta interior para a loja real.

Loja real									
Habs [g _{h2o} / kg _{ar}]	Desvio Necessidades			Desvio Consumos			Desvio EER		
	Positivos [%]	Negativos [%]	Total [%]	Positivos [%]	Negativos [%]	Total [%]	Positivos [%]	Negativos [%]	Total [%]
+3	10,4	5,2	9,4	7,4	3,2	6,0	1,8	0,7	1,4
+2	6,8	3,4	6,2	4,8	2,1	3,9	1,2	0,5	0,9
+1	3,3	1,7	3,0	2,4	1,1	1,9	0,6	0,2	0,5
0	0	0	0	0	0	0	0	0	0
-1	-3,2	-1,6	-2,9	-2,3	-1,0	-1,8	-0,6	-0,2	-0,5
-2	-6,3	-3,2	-5,7	-4,5	-2,0	-3,6	-1,1	-0,5	-0,9
-3	-9,2	-4,7	-8,4	-6,5	-3,0	-5,3	-1,7	-0,7	-1,3

Ao contrário do que acontece na variação da temperatura, os desvios das necessidades não variam linearmente com a variação da humidade absoluta interior. Como se pode verificar na tabela de resultados, um aumento e diminuição da temperatura na mesma proporção provoca diferentes desvios nas necessidades da rede de frio. Pode-se constatar, no entanto, que os desvios de *EER* demonstram desvios simétricos para mesmo aumento e diminuição de humidade. Os desvios desproporcionais nas necessidades e lineares nos *EERs*, conduzem a desvios nos consumos também desproporcionais com aumentos e diminuições de temperatura na mesma proporção.

Fazendo uma síntese da Tabela 4.7, o incremento de 1 g_{h2o}/kg_{ar} provoca um desvio de 2,4% nos consumos da rede de frio total, resultado dos desvios de necessidades e *EERs* de 3,0% e 0,5%, respetivamente. Estes desvios são justificados pela mesma metodologia utilizada no exemplo do capítulo 4.1.1.

4.2 Influência da temperatura exterior nos consumos da rede de frio da loja

4.2.1 Análise para a loja real

O estudo do impacto da temperatura exterior nos consumos energéticos da rede de frio foi feito com a mesma metodologia da análise da temperatura interior. Mantendo constantes, para as 8760 horas do ano, as temperaturas e humidades interiores, fez-se variar a temperatura do ar exterior à loja através de incrementos face às temperaturas exteriores para cada hora do ano, recolhidas de auditorias energéticas. Os resultados obtidos estão presentes na Tabela 4.8.

Tabela 4.8 - Desvios das necessidades, consumos e *EERs* com a temperatura exterior para a loja real.

Loja real							
T_{ext} [°C]	Desvio Necessidades [%]	Desvio Consumos			Desvio <i>EER</i>		
		Positivos [%]	Negativos [%]	Total [%]	Positivos [%]	Negativos [%]	Total [%]
+3	0	1,61	0,39	1,27	-1,59	-0,39	-1,26
+2	0	0,98	0,26	0,78	-0,97	-0,26	-0,77
+1	0	0,45	0,13	0,36	-0,45	-0,13	-0,36
0	0	0	0	0	0	0	0
-1	0	-0,30	-0,06	-0,24	0,30	0,06	0,23
-2	0	-0,55	-0,13	-0,44	0,56	0,13	0,43
-3	0	-0,71	-0,26	-0,58	0,71	0,26	0,58

Como era previsto, mantendo constantes as condições interiores de humidade e temperatura, as necessidades térmicas não apresentam alterações aquando de incrementos de temperatura exterior, isto porque, nestas condições, a temperatura exterior está apenas a condicionar a temperatura de condensação e, portanto, os consumos elétricos da rede de frio. Uma vez que estamos a falar de uma loja com condensação constante, os desvios nos consumos devem-se a dias em que as temperaturas exteriores estiveram acima de 29°C e, como explicado no capítulo 4.2.5, levaram a que a temperatura fosse acima dos 35°C no condensador (valor definido para a temperatura de condensação constante), levando ao maior consumo dos ventiladores do condensador.

Assim, com os desvios nulos das necessidades, os desvios dos *EERs* vão acompanhar, em módulo, os desvios dos consumos, apresentando aproximadamente o mesmo valor. O desvio total de consumos energéticos da rede de frio para um incremento de 1°C é de 0,36%.

4.2.2 *Análise para a loja com condensação flutuante*

Com controlo flutuante da temperatura de condensação, a temperatura do condensador é definida pela temperatura exterior, quando esta se encontra entre os 22°C e os 35°C, através da equação (2.2), o que faz com que a variação da temperatura exterior tenha um impacto muito mais significativo do que com condensação constante. Com base nesta equação, quanto maior a temperatura exterior, maior a temperatura de condensação, logo também maior será o trabalho do compressor para elevar a temperatura desde a temperatura de evaporação até à de condensação. Isto traduz-se num maior consumo por parte dos compressores que, devido ao desvio nulo das necessidades térmicas, se reflete numa diminuição dos *EER*. Os resultados da simulação estão expostos na Tabela 4.9.

Tabela 4.9 - Desvios das necessidades, consumos e *EERs* com a temperatura interior para a loja com condensação flutuante.

Loja com condensação flutuante							
T_{ext} [°C]	Desvio Necessidades [%]	Desvio Consumos			Desvio <i>EER</i>		
		Positivos [%]	Negativos [%]	Total [%]	Positivos [%]	Negativos [%]	Total [%]
+3	0	6,09	2,63	5,07	-5,74	-2,56	-4,85
+2	0	3,92	1,71	3,27	-3,77	-1,68	-3,19
+1	0	1,90	0,78	1,57	-1,87	-0,78	-1,56
0	0	0	0	0	0	0	0
-1	0	-1,66	-0,78	-1,40	1,69	0,79	1,44
-2	0	-3,15	-1,49	-2,66	3,25	1,52	2,76
-3	0	-4,46	-2,13	-3,77	4,66	2,18	3,97

Os resultados vão de acordo ao esperado, sendo que o desvio total dos consumos para um incremento de 1°C é de 1,57%, e de -1,56% para o *EER* total.

4.2.3 Análise para a loja com condensação flutuante e móveis fechados

Com temperatura de condensação constante já foi visto que a temperatura exterior não tem uma influência considerável nos consumos da rede de frio. Por este motivo, optou-se por realizar a simulação com móveis com porta na loja com temperatura de condensação flutuante, estando os seus resultados demonstrados na Tabela 4.10.

 Tabela 4.10 - Desvios das necessidades, consumos e *EERs* com a temperatura interior para a loja com condensação flutuante e móveis fechados.

Loja com condensação flutuante e móveis fechados							
T_{ext} [°C]	Desvio Necessidades [%]	Desvio Consumos			Desvio <i>EER</i>		
		Positivos [%]	Negativos [%]	Total [%]	Positivos [%]	Negativos [%]	Total [%]
+3	0	5,79	4,17	5,10	-5,47	-4,00	-5,03
+2	0	3,71	2,70	3,28	-3,57	-2,63	-3,29
+1	0	1,75	1,24	1,53	-1,73	-1,22	-1,57
0	0	0	0	0	0	0	0
-1	0	-1,67	-1,24	-1,48	1,69	1,25	1,56
-2	0	-3,16	-2,36	-2,82	3,27	2,42	3,01
-3	0	-4,45	-3,38	-4,00	4,66	3,50	4,31

A análise da tabela permite constatar que o incremento de temperatura exterior numa loja com condensação flutuante provoca uma ligeira redução dos desvios nos consumos com móveis com porta comparativamente a sem porta, com um desvio total de 1,53%. O desvio total do *EER* vai

acompanhando aproximadamente o desvio dos consumos, com um desvio total de -1,57% para uma variação de 1°C.

4.2.4 Síntese de resultados

A Tabela 4.11 apresenta uma síntese dos resultados finais para a influência da temperatura exterior na rede de frio da loja de Águeda. Uma vez que as lojas que iriam ser utilizadas na simulação energética *IES* estavam configuradas maioritariamente com móveis sem porta, a análise que mais interessava fazer era a do impacto que a temperatura exterior tinha numa loja com móveis abertos e com temperatura de condensação constante ou flutuante.

Nesta simulação energética, a influência da temperatura exterior nas condições interiores de temperatura e humidade não foi contabilizada, daí o valor constante das necessidades térmicas. Os consumos, por isso, passam a depender apenas da existência ou não de controlo da temperatura de condensação. Para uma temperatura de condensação constante, os consumos são afetados minimamente pela temperatura exterior, com um desvio de 0,36°C para um incremento de 1°C, enquanto apresentam um desvio mais significativo com condensação flutuante, com um desvio de 1,57% para a mesma variação de temperatura.

Tabela 4.11 - Síntese de resultados do impacto da temperatura exterior na rede de frio da loja.

Incremento de 1°C na temperatura exterior <small>c/ móveis s/ porta</small>			
Temperatura de condensação	Desvios [%]		
	Necessidades	Consumos	<i>EER</i>
Constante	0	0,36	-0,36
Flutuante	0	1,57	-1,56

4.2.5 Determinação da relação entre os consumos elétricos e a temperatura exterior

A relação entre os consumos elétricos e a temperatura exterior foi determinada com o objetivo de conhecer a temperatura mínima do ar a partir da qual os consumos da rede de frio eram afetados. Esta temperatura, depois de conhecida, foi adotada como temperatura base de arrefecimento na análise do comportamento dos consumos com os Graus-Dia da temperatura exterior. Como a temperatura exterior tem um impacto muito menor no circuito de negativos da rede de frio, já que lidam com diferenças de temperatura muito maiores, nesta análise foram apenas contabilizados os consumos do circuito de positivos. Os gráficos Gráfico 4.1 e Gráfico 4.2 apresentam, para uma condensação constante e flutuante, a relação entre os consumos diários deste circuito e as respetivas temperaturas exteriores médias. Os consumos provêm da simulação com condições interiores de temperatura e humidade constantes e de valor 25°C e 9,921g_{H2O}/kg_{ar}, respetivamente, enquanto as temperaturas exteriores foram obtidas, na base horária, a partir de dados recolhidos por sondas instaladas nas lojas e recolhidas pela gestão técnica da loja.

A temperatura exterior, por ter um impacto mínimo nos consumos elétricos numa loja com condensação constante, a temperatura exterior começa a influenciar os consumos da rede de positivos apenas para um valor próximo dos 26°C. Para um controlo flutuante da temperatura de condensação, os consumos começam a ser influenciados em valores de temperatura exterior mais baixos, na casa dos 10°C.

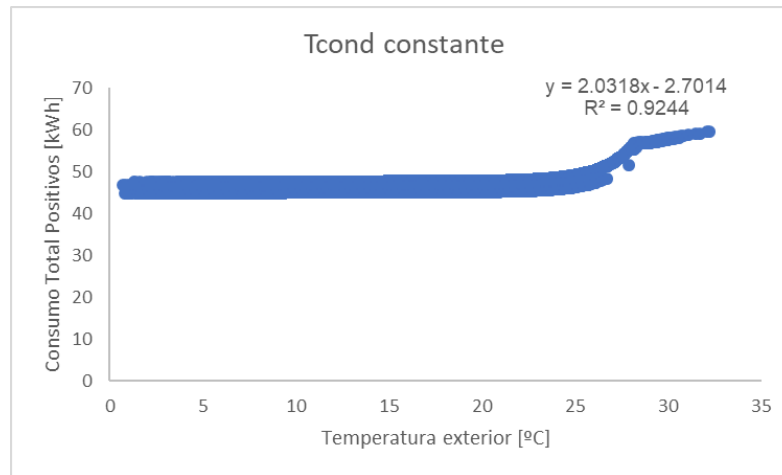


Gráfico 4.1 - Relação do consumo com a temperatura exterior com condensação constante.

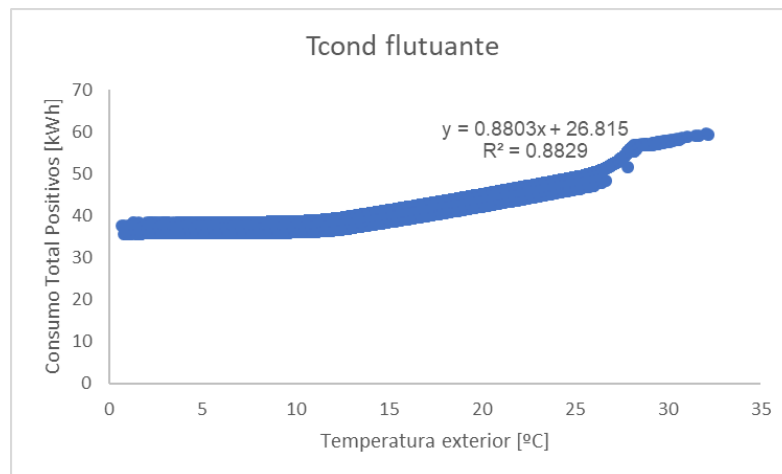


Gráfico 4.2 - Relação do consumo com a temperatura exterior com condensação flutuante.

Como é visível em ambos os gráficos, no intervalo de temperatura compreendido entre os 26°C e os 29°C, aproximadamente, a temperatura exterior começa a afetar os consumos de uma forma mais significativa. Tal deve-se à diminuição da diferença de temperaturas entre o condensador e o ambiente. A temperatura de condensação constante está definida para os 35°C, sendo que quando a temperatura exterior se encontra abaixo dos 25,5°C, afeta linearmente os consumos do circuito de positivos. Quando atingida uma temperatura ambiente de 25,5°C (9,5°C abaixo dos 35°C), definidos para a condensação constante, a sua diferença de temperaturas começa a diminuir até atingir a diferença mínima aceitável de 6°C. Assim, no intervalo compreendido entre os 25,5°C e os 29°C, os ventiladores dos condensadores vão insuflar mais caudal de ar de modo a obter a mesma troca de calor, aumentando o consumo elétrico da rede de frio. Quando atingida a diferença mínima estipulada de 6°C, os consumos passam novamente a variar de forma linear com a temperatura exterior.

Depois de definidas as temperaturas bases para cada caso do controlo da temperatura de condensação foi determinada a relação dos consumos com os Graus-Dia. Como no caso de condensação constante, a temperatura base, definida para os 26°C, é muito alta, não haviam muitos dias em que a temperatura média diária fosse superior a este valor, o que tornou a análise pouco elucidativa. Por outro lado, uma temperatura base de 10°C, no caso de condensação flutuante, permitiu obter uma relação mais explícita e está representada no Gráfico 4.3. Esta

análise permitiu comprovar a existência de uma relação evidenciada entre os consumos e a temperatura exterior.

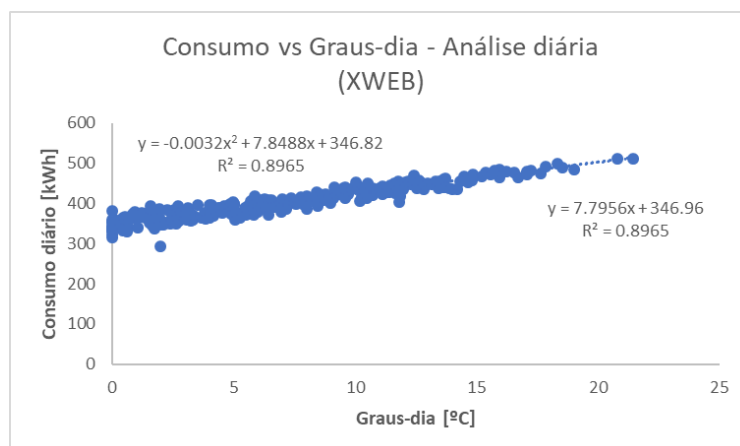


Gráfico 4.3 - Relação Consumos vs Graus-Dia para uma temperatura base de 10°C

4.3 Correção climática

4.3.1 Funcionamento do sistema AVAC

O simulador energético *CREPE*, por utilizar temperaturas e humidades interiores definidas com base em valores estimados, consoante a estação do ano e o período do dia, apresentava lacunas que comprometiam os resultados das simulações energéticas. De forma a solucionar estas lacunas, foram realizadas simulações energéticas no *software IES* que, com base na definição da rede de frio e das condições de funcionamento do sistema AVAC, devolvia valores de temperatura e humidade no interior da loja que se aproximam mais dos praticados em situações reais.

Os supermercados, mediante a sua localização e o respetivo clima, apresentam diferentes modos de operação do sistema AVAC. As condições de funcionamento de cada modo de operação foram definidas com base nas normalmente praticadas em lojas de retalho alimentar. Os diferentes modos de operação vão refletir-se em diferentes condições interiores de temperatura e humidade. Ora, diferentes condições interiores geram necessidades térmicas dispares na rede de frio da loja, afetando, por sua vez, os consumos energéticos da mesma.

O estudo apresentado em baixo remete apenas para os resultados obtidos para a loja localizada em Santo Tirso. A análise referente à loja de Leiria encontra-se no Anexo C.

O Gráfico 4.4 mostra a variação diária da temperatura para os diferentes modos de operação num dia de Inverno, neste caso, o dia mais frio do ano. O gráfico permite verificar o funcionamento de cada modo de operação, sendo que durante o horário de funcionamento de cada um, as temperaturas encontram-se dentro dos limites definidos. Deve-se notar, por se tratar de um dia de Inverno, o funcionamento dos modos *Regular* e *Mainly Winter* é coincidente, bem como dos modos *Mainly Summer* e *Never*, o que resulta em variações diárias de temperatura sobrepostas.

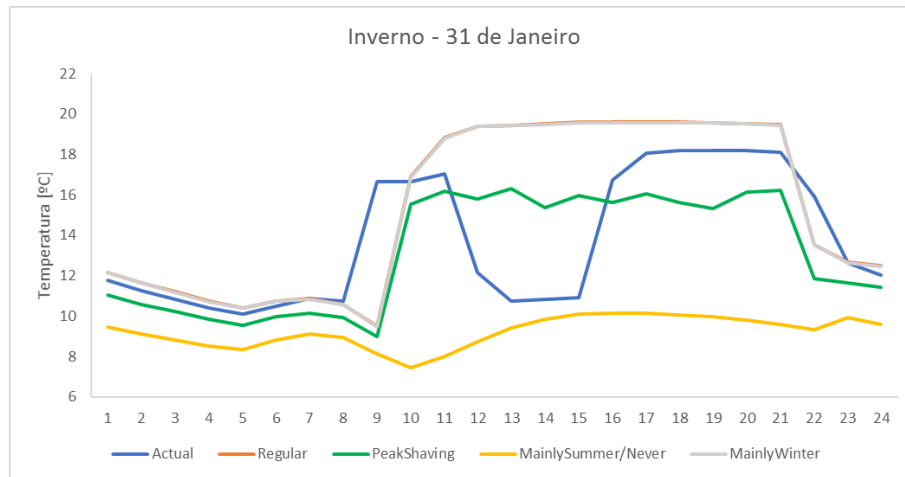


Gráfico 4.4 - Variação diária da temperatura interior para os diferentes modos de operação do sistema AVAC num dia de inverno.

De modo a entender como cada modo de funcionamento trabalha na banda definida para o aquecimento, o intervalo de amostragem foi encurtado para o horário que compreendia a hora à qual se atingia a temperatura mínima da banda de aquecimento e a hora à qual o sistema AVAC desligava. Para uma grande parte dos modos de operação, nesta altura do ano, a temperatura mínima da banda de aquecimento era atingida por volta das 10h, sendo que o sistema AVAC se encontrava ligado até às 21h. O horário escolhido foi, por isso, das 10h às 21h.

Como se pode verificar no Gráfico 4.5, os modos *Regular* e *Mainly Winter* (coincidentes) e o modo *Atual* (dentro do seu horário de funcionamento) são os modos que, devido à sua curta banda de aquecimento, vão consumir mais energia no sistema AVAC de forma a manter a temperatura interior dentro dessa banda. O modo *Peak Shaving*, por trabalhar numa banda mais ampla, apresenta menos necessidades de funcionamento do sistema AVAC, logo menos consumos.

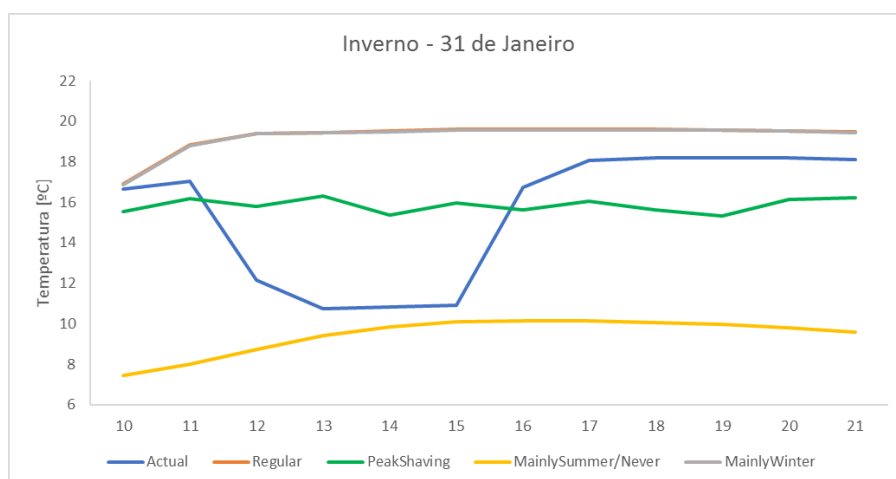


Gráfico 4.5 – Variação da temperatura interior para cada modo de operação num dia de Inverno das 10h às 21h.

Relativamente aos consumos da rede de frio durante o intervalo de funcionamento escolhido para o Gráfico 4.5, os modos que proporcionam maiores consumos são o *Regular* e o *Mainly Winter* porque são os que demonstram uma temperatura interior mais alta, o que implica um maior trabalho da rede de frio para manter os expositores à temperatura desejada. Esta análise

permite inferir que quanto maior o valor médio da temperatura no horário das 10h às 21h, maior o consumo elétrico da rede de frio nesse horário. O Gráfico 4.6 mostra o intervalo de variação da temperatura no horário das 10h às 21h, assim como o seu valor médio.

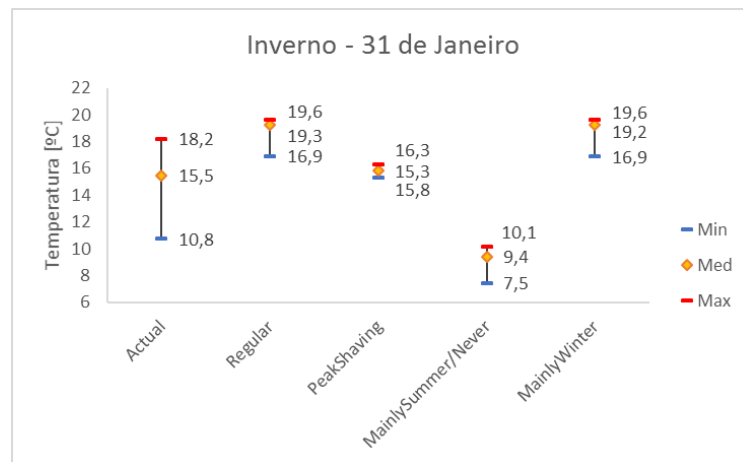


Gráfico 4.6 - Temperaturas mínimas, médias e máximas atingidas em cada modo de operação no horário das 10h às 21h.

A análise da variação diária da temperatura com os diferentes modos de operação do sistema AVAC foi depois estendida para um dia de meia-estação, nomeadamente o dia 15 de abril. Os modos *Mainly Summer*, *Mainly Winter* e *Never* não se encontram em operação neste dia e, como tal, exibem a mesma variação de temperatura interior. No mesmo intervalo de análise do dia de Inverno, das 10h às 21h, o modo de funcionamento atual é o que evidencia uma temperatura média mais baixa, o que significa que a sua rede de frio é a que demonstra menores consumos elétricos. No entanto, se considerarmos o horário de funcionamento deste modo, das 8h às 11h e novamente das 15h às 21h30, este apresenta uma temperatura média mais alta que o modo *Peak Shaving*, o que torna este último o modo que, no seu período de funcionamento, proporciona o menor consumo da rede de frio.

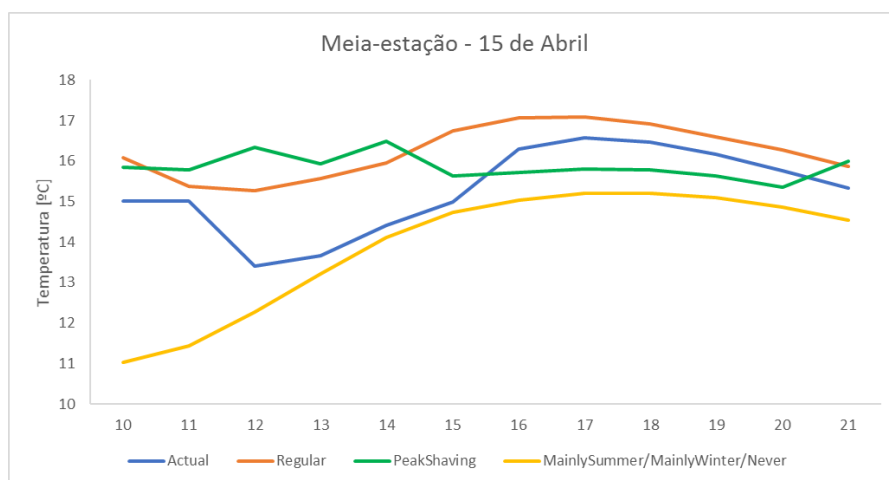


Gráfico 4.7 - Variação da temperatura interior para cada modo de operação num dia de meia-estação das 10h às 21h.

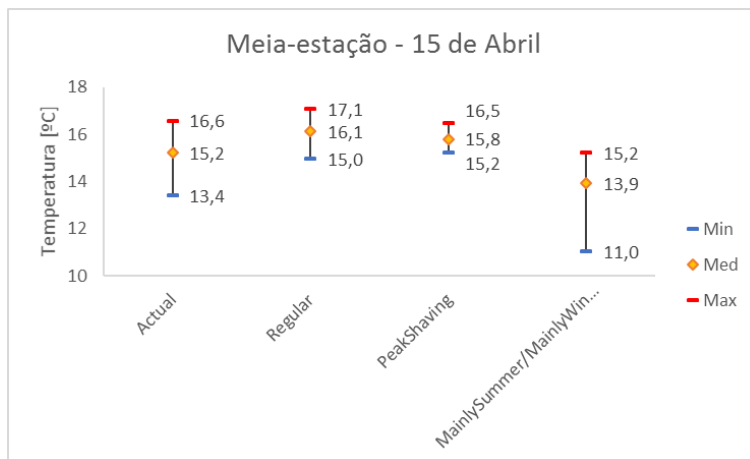


Gráfico 4.8 - Temperaturas mínimas, médias e máximas atingidas em cada modo de operação no horário das 10h às 21h.

Por último, fez-se a mesma análise para um dia de Verão, nomeadamente o dia mais quente do ano. Neste dia, como não havia necessidades de aquecimento, apenas as baterias de arrefecimento estavam em funcionamento. Mantendo o horário de análise das 10h às 21h, no Gráfico 4.9 verifica-se que o funcionamento *Regular* e *Mainly Summer* têm o mesmo setpoint de arrefecimento, assim como o modo atual, sendo que, neste último caso, o sistema AVAC apenas entra em operação às 15h. O modo *Peak Shaving* é o que exhibe a maior temperatura interior média, logo o que provoca maiores consumos da rede de frio, isto se não considerarmos os modos *Mainly Winter* e *Never* que, neste período, não se encontram em operação. As temperaturas interiores médias para cada modo de operação do sistema AVAC, no período considerado, estão apresentadas no Gráfico 4.10.

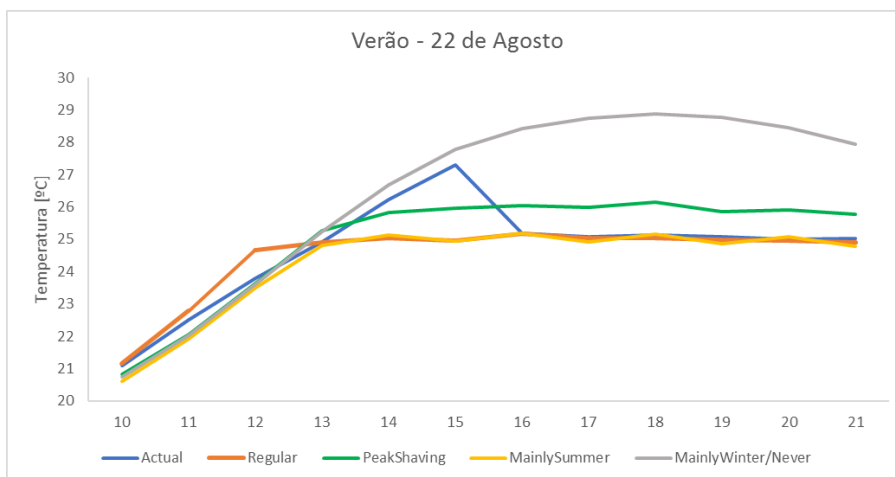


Gráfico 4.9 - Variação da temperatura interior para cada modo de operação num dia de Verão das 10h às 21h.

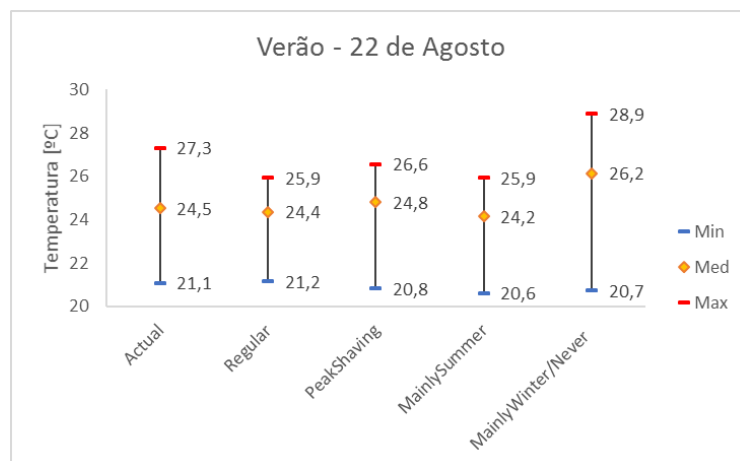


Gráfico 4.10 - Temperaturas mínimas, médias e máximas atingidas em cada modo de operação no horário das 10h às 21h.

4.3.2 Modelação da rede de frio

Depois de validado o funcionamento dos diversos modos de operação do sistema AVAC, procedeu-se à modelação da rede de frio, nomeadamente à determinação do caudal de fluido que circulava em cada circuito, de positivos e de negativos. O objetivo passava pela obtenção, a partir das temperaturas e humidades interiores obtidas em cada modo de operação do AVAC, das mesmas necessidades térmicas da rede de frio no *software IES* e no simulador *CREPE*. Os valores finais obtidos no simulador *CREPE* estão apresentados no Gráfico 4.11, assim como o desvio das necessidades térmicas obtidas no *IES* face a estas.

Como se pode comprovar, o desvio máximo foi obtido para o modo de operação *Regular*, sendo o seu valor de 1%. É também possível constatar que o modo *Mainly Summer* apresenta praticamente as mesmas necessidades térmicas que o não funcionamento do sistema AVAC (modo *Never*), o que significa que as necessidades de arrefecimento no Verão são bastante reduzidas, indicador de um clima padrão frio para a localização de Santo Tirso.

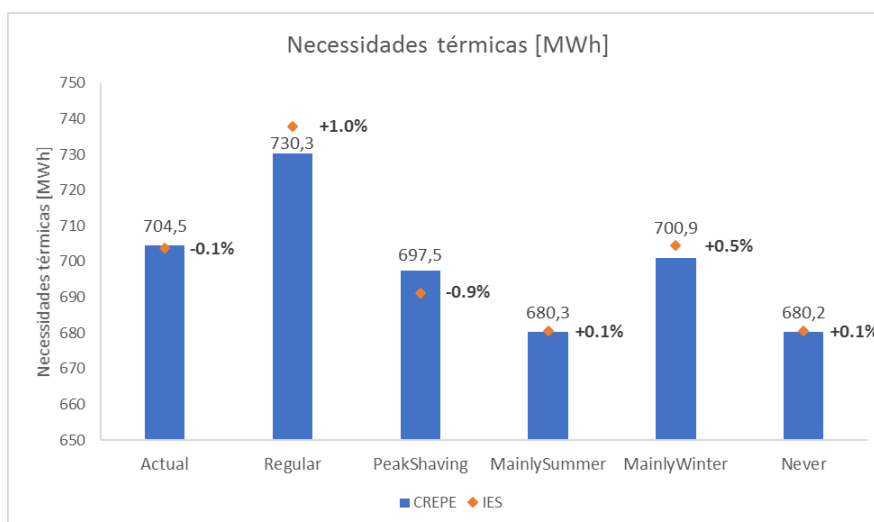


Gráfico 4.11 - Necessidades térmicas da rede de frio da loja de Santo Tirso obtidas no simulador *CREPE* e o desvio das necessidades do *IES* face a estas.

Estabelecidas as necessidades térmicas da rede de frio no simulador *CREPE*, efetuou-se a simulação energética que permitia conhecer os seus consumos energéticos. A Tabela 4.12 e o Gráfico 4.12 mostram os consumos, tanto da rede de frio, como da *rooftop*, para cada modo de operação do sistema AVAC, e ainda o desvio de cada um destes relativamente à sua operação atual.

Como já referido, o clima padrão utilizado para a localização de Santo Tirso retrata um clima frio, que não exige grandes necessidades de arrefecimento ao longo do ano, somente em alguns dias quentes dos meses de julho e agosto, e que requer aquecimento do ar interior em todos os meses de meia-estação e de Inverno. Neste sentido, o modo *Mainly Summer*, por se encontrar em funcionamento apenas nos meses de Verão (junho a setembro), não proporciona o aquecimento do ar nas restantes alturas do ano e, por isso, não gera necessidades acentuadas ligadas aos ganhos externos dos expositores. Consequentemente, esta operação é a que induz menores consumos tanto da rede de frio como da *rooftop*. No entanto, os níveis de conforto na loja estão muito longe dos aceitáveis, o que se reflete em temperaturas interiores, em longos períodos do ano, abaixo dos 15°C, definidas como *setpoints* de aquecimento na grande maioria dos modos de operação do AVAC.

O modo *Regular* é o único que mostra um consumo, quer da rede de frio, quer total, superior ao do modo atual. Isto deve-se ao facto de partilhar os mesmos *setpoints* de aquecimento e de arrefecimento, mas apresentar um funcionamento contínuo das 9h às 21h. Este funcionamento leva a um controlo mais fino da temperatura interior, mantendo-a em níveis mais confortáveis, o que, neste clima, implica mantê-la em valores mais altos. O funcionamento contínuo dos ventiladores traduz-se num maior consumo elétrico dos mesmos, que contribui para o elevado desvio de consumos totais.

O modo *Peak Shaving*, por ter um *setpoint* de aquecimento de 15°C estabelecido para todo o ano, que aquece o ar interior somente até aos 17°C (e não até aos 20°C como o modo regular faz durante grande parte do ano), permite temperaturas interiores mais baixas que acarretam necessidades térmicas também mais baixas. Dos modos que funcionam o ano todo, é o que apresenta menor consumo da rede de frio e da *rooftop*.

O modo *Mainly Winter*, por se tratar de um modo de operação que permite climatizar o ar interior da loja apenas nos meses de Inverno (dezembro a março), não assegura níveis de conforto aceitáveis nos meses de meia-estação que, neste clima, são frios. Assim, nestes meses, a temperatura da loja vai ser mais baixa do que no modo atual o que proporciona menores consumos da rede de frio.

Depois de analisados os resultados das condições interiores de temperatura e humidade, bem como dos consumos elétricos da rede de frio e das *rooftops*, conclui-se que o modo de operação que permite o melhor balanço de conforto interior e consumo elétrico é o modo de funcionamento *Atual*. O modo *Regular*, por apresentar consumos elétricos significativamente superiores ao modo *Atual*, não representa um modo economicamente rentável. Quanto aos restantes modos, devido ao facto de o clima de Santo Tirso representar um clima frio, as condições interiores por eles geradas não permitem um conforto térmico aos clientes e funcionários.

Tabela 4.12 - Resultados dos consumos da rede de frio da loja de Santo Tirso no simulador *CREPE*.

Resultados		Consumo elétrico [MWh]					
AVAC		Actual	Regular	Peak Shaving	Mainly Summer	Mainly Winter	Never
Frio	Positivos	311,4	320,4	307,9	301,7	309,3	301,7
	Negativos	157,0	158,7	156,6	155,5	156,8	155,5
RoofTop	Aquecimento	68,6	82,4	49,0	0,0	54,7	0,0
	Arrefecimento	1,2	3,1	0,6	1,9	0,0	0,0
	Ventiladores	44,4	84,1	9,9	1,7	16,7	0,0
Total		582,5	648,7	524,1	460,7	537,6	457,1
Desvio rede de frio		-	+2,28%	-0,83%	-2,40%	-0,50%	-2,41%
Desvio total		-	+11,36%	-10,04%	-20,91%	-7,72%	-21,53%

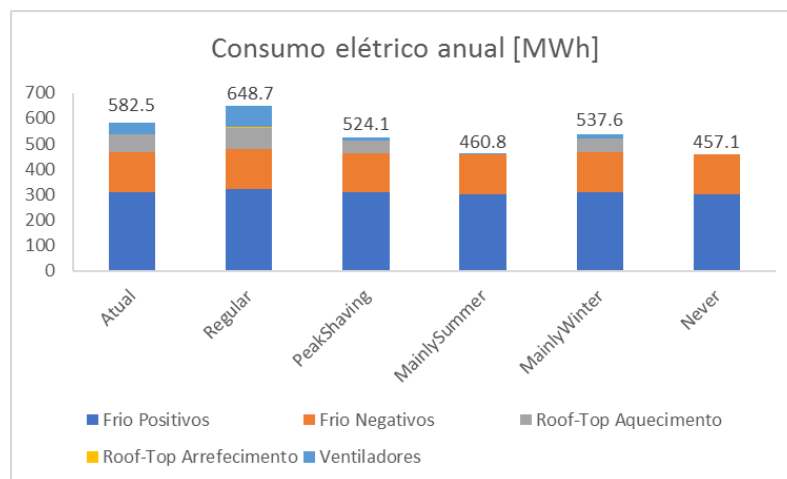


Gráfico 4.12 - Consumo elétrico total anual em cada modo de operação do sistema AVAC para a loja de Santo Tirso

4.3.3 Correção das condições interiores

O consumo energético real da rede de frio, obtido a partir de auditorias energéticas nas lojas estudadas, está condicionado pelas condições reais de temperatura e humidade no interior das lojas que, por sua vez, foram influenciadas pela operação do sistema AVAC. O funcionamento atual do sistema AVAC, também conhecido nas mesmas auditorias, é o que permite simulações energéticas cujos resultados de temperatura e humidade mais se aproximam dos reais. Deste modo, a correção das condições interiores no programa *CREPE* foi feita recorrendo aos dados de temperatura e humidade obtidos da simulação no *software IES* com este modo de operação. O consumo energético calculado com base nestas temperaturas e humidades foi posteriormente

utilizado para atualizar os valores de *benchmarking expected*, que devolve a qualidade da simulação face aos consumos reais do sistema de frio. A rede de frio encontra-se dividida em dois circuitos independentes, o circuito de positivos e o circuito de negativos, que são constituídos por diferentes componentes e, como tal, têm diferentes calores indicadores de *performance energética*. O *benchmarking expected* envolve, assim, três comparações a ser efetuadas: os consumos do circuito de positivos, os consumos do circuito de negativos e os consumos totais da rede de frio. O Gráfico 4.13 mostra a variação deste *benchmarking* na loja de Santo Tirso, para cada circuito e para a rede de frio total, com as temperaturas e humidades anteriormente arbitradas para o programa *CREPE* e com a sua correção a partir do *software IES*.

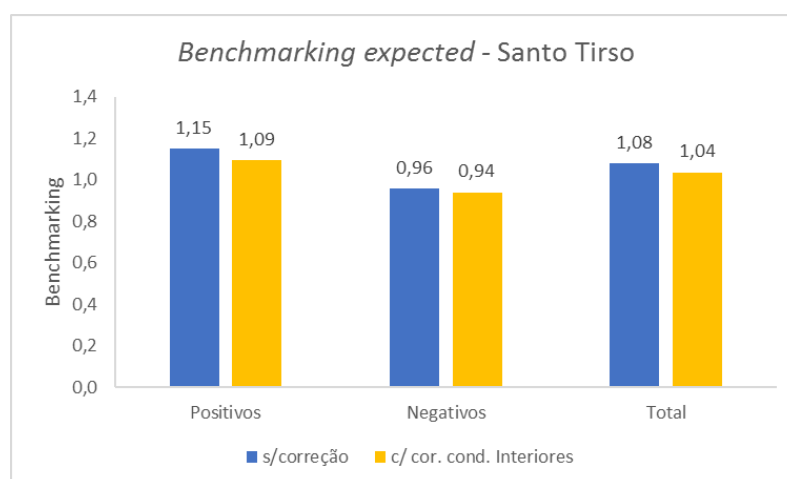


Gráfico 4.13 - *Benchmarking expected* da loja de Santo Tirso sem correção vs com correção das condições interiores

O valor inicial do *benchmarking expected* diz-nos que, para as condições interiores inicialmente consideradas, o ficheiro *CREPE* com a modelação da loja de Santo Tirso devolvia resultados de consumo elétrico total da rede de frio 8% acima do valor real. Com a correção das temperaturas e humidades interiores a relação entre estes consumos desceu para os 4%, o que expressa uma aproximação destas condições às reais. De modo a entender a razão desta redução, foi analisada a diferença, para os 365 dias do ano, entre as temperaturas interiores médias diárias obtidas no *IES* e as do ficheiro original do *CREPE* (Gráfico 4.14). Foram também feitos gráficos da variação diária das temperaturas recolhidas do *IES* e as iniciais do *CREPE* para os dias mais frios e quentes do ano e para o dia de meia-estação, e encontram-se no Anexo B.

A observação do gráfico permite verificar que as temperaturas interiores do *IES* se apresentam, na maior parte do ano, abaixo dos valores primeiramente escolhidos para o programa *CREPE*. Temperaturas interiores mais baixas reproduzem menos necessidades térmicas e, por este motivo, consumos mais baixos da rede de frio. No circuito dos positivos, esta redução das temperaturas aproximou os consumos esperados (*expected*) dos consumos reais medidos, que levou a uma diminuição do *benchmarking* dos 1,15 para os 1,09, sendo o valor corrigido mais satisfatório que o inicial. No entanto, no circuito de negativos, a redução das temperaturas afastou o *benchmarking* esperado do valor ideal, passando dos 0,96 para os 0,94, o que indica que os consumos corrigidos se afastaram dos consumos reais.

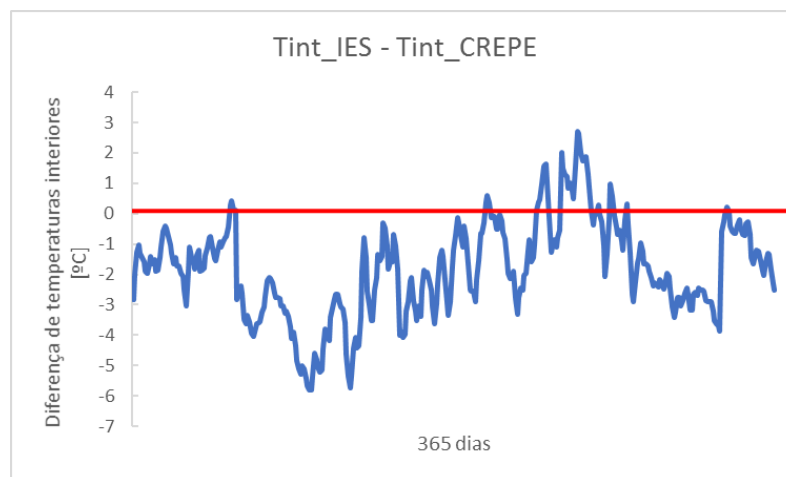


Gráfico 4.14 - Diferença das temperaturas interiores do IES e as originais do CREPE para a loja de Santo Tirso

Entretanto, na correção das condições interiores também os valores de humidade sofreram alterações, o que não permite atribuir a responsabilidade total às temperaturas interiores pela aproximação dos valores dos consumos. Numa tentativa de perceber como cada uma destas variáveis influencia os valores de *benchmarking*, foram realizadas simulações energéticas no CREPE nas quais se corrigiu apenas uma destas condições.

Os resultados obtidos (Gráfico 4.15 - *Benchmarking expected* com as diferentes correções interiores) indicam que a correção somente das humidades interiores tem um peso menos significativo na aproximação dos consumos calculados aos consumos reais. Esta diferença é mais evidente no circuito de positivos no qual a correção das humidades diminui o *benchmarking expected* para os 1,13, enquanto a correção das temperaturas diminui para os 1,11. Ainda assim, quando agregadas, estas condições interiores permitem a maior diminuição de benchmarking (Gráfico 4.13).

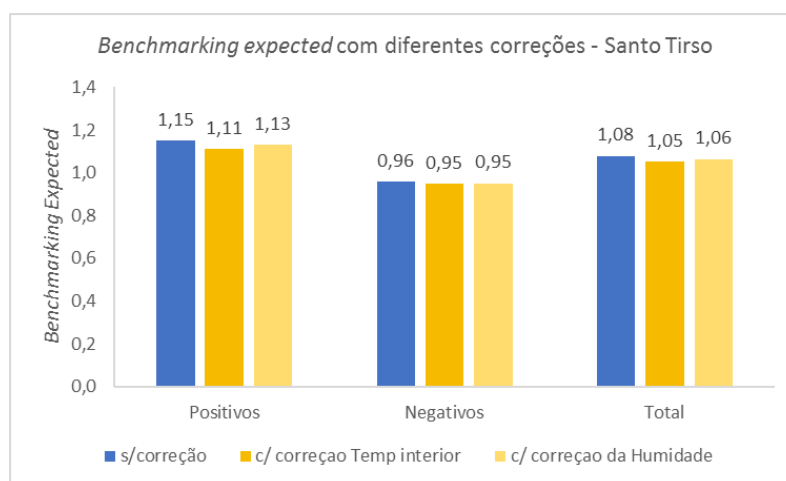


Gráfico 4.15 - *Benchmarking expected* com as diferentes correções interiores

4.3.4 Correção das temperaturas exteriores

Os ficheiros climáticos aplicados no IES para a localização das lojas em estudo representavam um clima padrão, que era depois exportado para o programa CREPE e definia as temperaturas

do ar exterior à loja. Contudo, este clima padrão não reflete o clima real do ano da análise energética e, como tal, procedeu-se à sua correção.

Os resultados dos consumos energéticos da rede de frio com a correção climática das condições interiores serviram de suporte à obtenção das curvas que relacionavam esses consumos, divididos por circuito, com a temperatura exterior padrão. Esta temperatura, para análise em questão, foi convertida em Graus-Dia de arrefecimento, com uma temperatura base de 10°C.

Como se pode comprovar no Gráfico 4.16, nesta loja, a temperatura exterior tem um impacto muito mais acentuado nos consumos elétricos do circuito positivo do que do circuito negativo. Por exemplo, o consumo elétrico do circuito positivo para uma temperatura exterior de 24°C, equivalente a 14 Graus-Dia, pela equação do gráfico, é igual a 1179,728 kWh, que demonstra um desvio de 67,4% face ao consumo para uma temperatura exterior de 10°C, equivalente a 0 Graus-Dia. Para o circuito negativo, a mesma análise provoca um desvio de consumo elétrico de 29,7%.

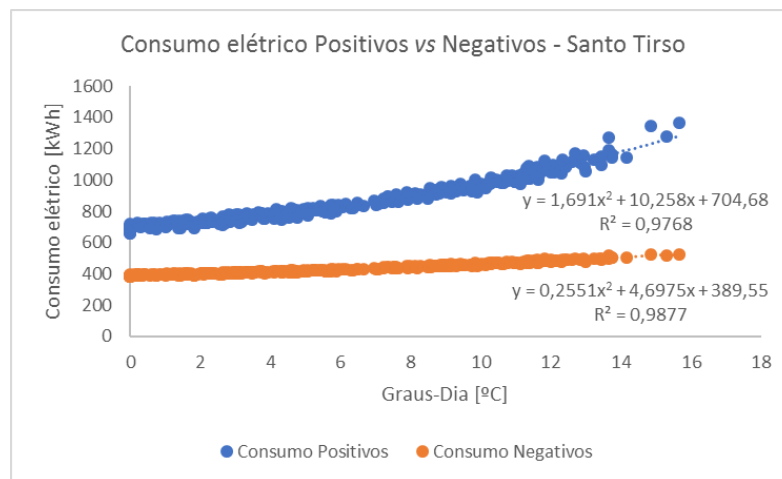


Gráfico 4.16 - Relação do Consumo elétrico de cada circuito com a Temperatura exterior, em Graus-Dia, para a loja de Santo Tirso

O comportamento do consumo total da rede de frio com a temperatura exterior foi igualmente determinado e o resultado está exposto no Gráfico 4.17. Aproveitando a análise anterior, para 14 Graus-Dia, os consumos totais da rede de frio são iguais a 1685,02 kWh, que representam um desvio de 54% face aos consumos para 0 Graus-Dia.

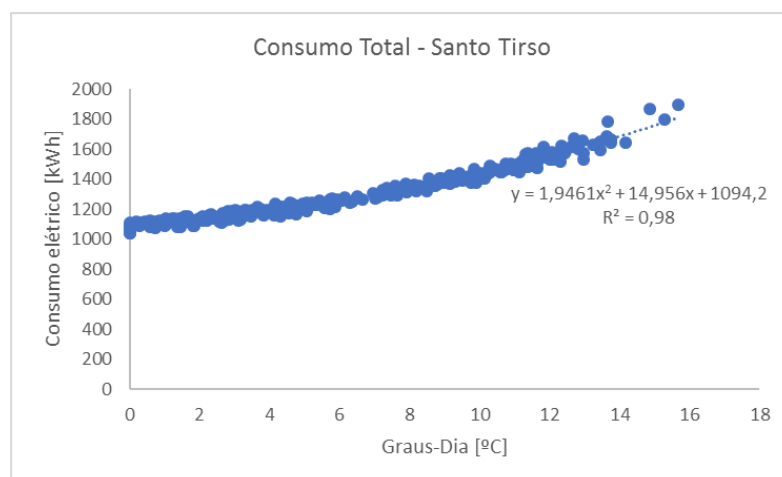


Gráfico 4.17 - Consumo Total vs Temperatura exterior, em Graus-Dia, para a loja de Santo Tirso

O clima real do ano em análise para a localização das lojas em estudo foi obtido a partir de sondas de temperatura nas lojas. Estes dados de temperatura, recolhidos numa base horária, foram depois fornecidos à empresa Edifícios Saudáveis. Devido à imprevisibilidade do funcionamento destas sondas, estas temperaturas apresentavam, para determinadas horas, valores incomuns, o que levou à sua exclusão ou, em alguns casos, à sua substituição pela temperatura na hora imediatamente anterior. Depois de validados os valores de temperatura, foram calculadas as temperaturas médias diárias para todos os dias do ano e, de seguida, convertidos em Graus-Dia. Conhecidos os Graus-Dia diários, determinou-se o consumo diário dos circuitos de positivos e negativos através das equações do Gráfico 4.16, e o consumo diário total da rede de frio segundo a equação do Gráfico 4.17. Os consumos anuais esperados (*expected*) resultam da soma dos consumos diários para os 365 dias do ano.

Uma vez estabelecidos os consumos esperados para o circuito de positivos, de negativos e total da rede de frio, passou-se à comparação destes valores com os reais através do indicador de *benchmarking expected* (Gráfico 4.18).

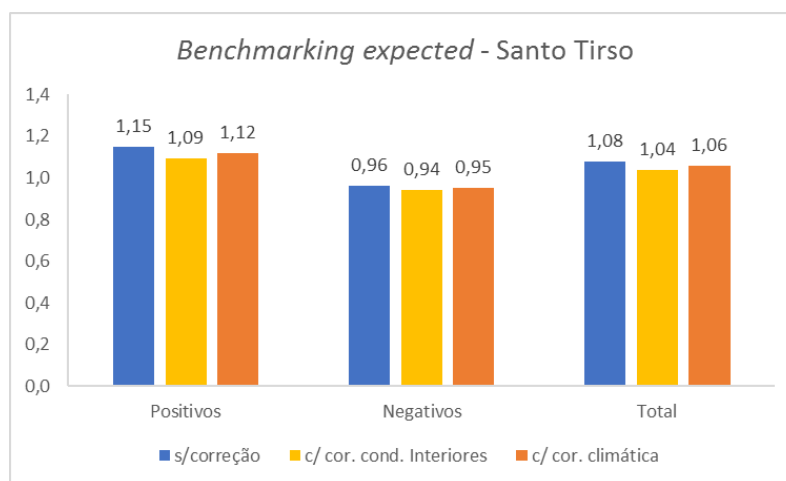


Gráfico 4.18 - *Benchmarking expected* para a loja de Santo Tirso

As colunas representadas a laranja no Gráfico 4.18 demonstram o *benchmarking expected* final com a correção climática conjunta das condições interiores e exteriores. Os valores de *benchmarking* sofreram um aumento em todos os casos de estudo, aumento este que pode ser justificado pela diferença de temperaturas entre os climas padrão (IES) e real utilizados. Para tal, converteram-se as temperaturas médias diárias dos dois climas em Graus-Dia de arrefecimento com base 10°C, e efetuou-se o seu somatório anual. O clima real, como se verifica no Gráfico 4.19, apresenta um acréscimo de 11,1%, em Graus-Dia, em relação ao clima padrão, manifestando-se como um clima exterior mais quente. Como foi visto no subcapítulo 4.2, os aumentos da temperatura exterior traduzem-se também em aumentos do consumo energético da rede de frio, explicando o aumento do consumo calculado com a correção.

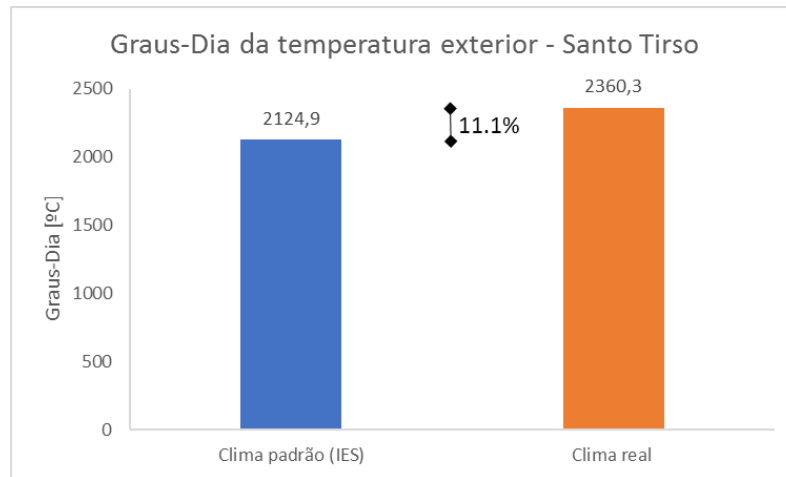


Gráfico 4.19 - Graus-Dia da temperatura exterior para os climas padrão e real da loja de Santo Tirso.

4.3.5 Correção da humidade interior

A modelação da rede de frio foi tratada como um sistema 100% convectivo. Tal gera distorções no balanço de humidade. De forma a avaliar se estas distorções são relevantes neste balanço verificou-se o peso relativo dos ganhos de humidade: ocupação, sistema AVAC e rede de frio. A análise foi feita para o dia mais quente(húmido) e mais frio(seco) do ano (Figura 4.1).



a)

b)

Figura 4.1 - Cargas latentes num dia quente, a), e num dia frio, b)

A figura permite confirmar o peso considerável que o sistema de frio representa nos ganhos latentes do espaço da zona de vendas. De modo a solucionar este problema, o caudal volumétrico de fluido frigorigéneo em cada circuito da rede de frio foi reduzido consoante o peso das infiltrações nos móveis de cada circuito. Como o circuito de positivos da rede de frio da loja de Santo Tirso era constituído por móveis sem porta, aproveitou-se a desagregação de ganhos térmicos nestes móveis proveniente da *Ashrae* [5], que indica que 81% da carga térmica advém de infiltrações. Para o circuito de negativos, por ser maioritariamente constituído por móveis com porta, utilizou-se a desagregação proveniente de [37], que atribui 23% dos ganhos às infiltrações. Aplicando estes valores à redução do caudal no *software IES*, realizou-se uma nova simulação com o modo de operação atual do sistema AVAC, e com os novos resultados de humidade, foram substituídos os previamente utilizados no *CREPE* na simulação com a correção das condições interiores. Procedeu-se ao cálculo energético e verificou-se o desvio em relação ao modelo previamente considerado (100% convectivo).

Tabela 4.13 - Desvios da rede de frio com correção das humidades

		Modelo 100% convectivo	Modelo Corrigido	Delta	
				MWh	%
Necessidades	Positivos	658.6	673.7	15.1	2.3%
	Negativos	158.3	160.3	2.0	1.2%
	Total	816.9	833.9	17.0	2.1%
Consumos	Positivos	311.4	316.2	4.8	1.5%
	Negativos	157.0	158.2	1.2	0.8%
	Total	468.4	474.4	6.0	1.3%
Benchmarking	Positivos	1.09	1.11	-	1.5%
	Negativos	0.94	0.95	-	0.8%
	Total	1.04	1.05	-	1.3%

A correção da humidade absoluta interior resultou num acréscimo de 2,1% nas necessidades térmicas e de 1,3% nos consumos energéticos totais. Este aumento nos consumos levou a um afastamento do valor ideal do *benchmarking expected* do circuito dos positivos, mas uma aproximação do circuito de negativos. O *benchmarking total* sofreu um aumento de 1,03%, tomando um valor final de 1,05.

5 Conclusões e Trabalhos Futuros

5.1 Conclusões

Quando comparadas com outras tipologias de edifícios de comércio e serviços, as lojas de retalho alimentar apresentam níveis elevados de intensidade energética. O sistema de refrigeração é responsável pelo consumo de 40% a 60% de eletricidade, tratando-se, por isso, do maior consumidor de energia. No entanto, a eficiência deste sistema não tem sido alvo de análise no contexto da certificação energética do edifício, análise relevante para a determinação da classe energética do edifício.

O presente relatório teve como ponto de partida uma ferramenta de cálculo previamente desenvolvida especificamente para determinar o consumo espectável dos sistemas de refrigeração. Este simulador energético apresenta como *inputs* as dimensões e características de eficiência dos equipamentos da rede de frio e as condições interiores de temperatura e humidade, bem como as condições do ambiente padrão. Todavia, carecia de otimização a dois níveis:

- Influência das variações climáticas;
- Rigor na determinação das condições interiores de temperatura e humidade.

Para a determinação da influência das variações climáticas procedeu-se à análise, a partir da ferramenta de cálculo energético baseada no funcionamento real da loja de Águeda, do impacto da variação independente das condições interiores de temperatura e humidade, assim como das condições exteriores de temperatura.

Para a determinação das condições interiores, foi desenvolvido o modelo energético de um supermercado padrão num software de simulação energética de edifícios. A definição da loja padrão envolveu o estudo de parâmetros que condicionam os ganhos internos da rede de frio, como a ocupação, a iluminação e as renovações de ar interior, e a modelação da rede de frio.

Os perfis de ocupação foram estabelecidos segundo o Regulamento dos Sistemas Energéticos de Climatização em Edifícios (RSECE) [36]. A densidade de ocupação foi estipulada com base no conhecimento dos engenheiros da empresa Edifícios Saudáveis. Para a área total da zona de vendas do supermercado, isto é, a área ocupada pelos expositores frigoríficos e a área livre, foi considerada uma densidade de ocupação de 20 m²/ocupante. De modo a conhecer a densidade de ocupação apenas na zona passível de ser ocupada por clientes, fez-se o levantamento da área ocupada pelos expositores a partir da planta da loja de Santo Tirso, e retirou-se esse valor à área total da zona de vendas. Foi calculada a densidade de ocupação na zona livre e obteve-se um valor de 14,4 m²/ocupante, valor mais próximo dos 12,5 m²/ocupante recomendado pelas normas *Ashrae* [5].

A densidade de iluminação foi determinada para lojas com iluminação *LED* e para lojas com iluminação mista (*LED* + fluorescente). As densidades finais provêm da recolha de dados de um conjunto de 6 lojas auditadas pela empresa, e tomam o valor de 16 W/m² para iluminação *LED* e 22 W/m² para iluminação mista. O perfil da variação diária da iluminação foi adotado novamente do RSECE.

As renovações por hora foram calculadas segundo as normas da *Ashrae* [5], com base nas condições do ar interior e exterior à loja e nas dimensões e aberturas das portas. O valor final correspondia a 0,2 RPH no período de abertura ao público e 0,05 RPH no período de encerramento.

Relativamente à rede de frio, a sua modelação no software teve como base a regulação do caudal volumétrico do fluido em cada circuito da rede, de modo a permitir a obtenção de necessidades térmicas próximas em ambos os programas de simulação energética.

A determinação das condições interiores de temperatura e humidade envolveu ainda o estudo do funcionamento do sistema AVAC, nomeadamente as diferentes condições de atuação dos seus modos de operação. O modo de operação atual dos sistemas AVAC das lojas alvo de simulação foi estabelecido a partir de auditorias energéticas e os seus de temperatura e humidade interiores com eles obtidos serviram de correção climática no simulador energético. Posteriormente, os consumos energéticos da rede de frio obtidos com estes dados possibilitaram a correção climática.

Na análise da influência das condições de temperatura e humidade nos consumos da rede de frio foi possível verificar que:

- a melhor aproximação para a correção climática deve ser feita com Graus-Dia de arrefecimento com uma temperatura base de 10°C, tendo sido identificada como a temperatura exterior abaixo da qual os consumos da rede de frio não são por ela afetados;
- a influência da temperatura interior no consumo dos móveis encontra-se entre os 1,32%/°C e os 1,72%/°C;
- a influência da temperatura exterior nos consumos dos móveis está entre os 0,36%/°C e os 1,57%/°C.
- os modos de operação do sistema AVAC que melhor se adequam às lojas estudadas, num balanço de conforto no interior da loja e consumos elétricos da rede de frio e das *rooftops*, são o modo *Atual* para a loja de Santo Tirso e o modo *Peak Shaving* para a loja de Leiria.

Relativamente à otimização da ferramenta de cálculo CREPE, constatou-se que a correção das condições interiores permitiu uma aproximação dos consumos devolvidos pelo simulador aos consumos reais. Por sua vez, estes consumos permitiram a aproximação do *benchmarking expected* em ambas as lojas estudadas, com um valor final de 1,04 para a loja de Santo Tirso e de 0,97 para a loja de Leiria. Contudo, por ter sido utilizado um método de modelação 100% convectivo não é possível retirar uma conclusão definitiva da sua correção.

A correção climática não conduziu a aumento de precisão dos resultados. Não é possível tirar conclusões exatas devido ao reduzido número de casos de estudo e pelo facto de a correção ter sido baseada em sondas de temperatura que poderiam não se encontrar nas melhores condições de funcionamento.

5.2 Trabalhos Futuros

- O estudo deve ser complementado com dados reais de temperaturas exteriores obtidos de sondas com um funcionamento fiável;
- Deve também fazer-se um estudo a um maior número de lojas;
- Não considerar, nas futuras simulações, a modelação da rede de frio como um modelo 100% convectivo;
- Deve ser efetuada uma análise de incerteza experimental e estudo da influência do erro nos resultados da ferramenta *CREPE*.

Referências

- [1] Consultores, E. S., 2015, Retirado de: <https://www.edificiosaudaveis.pt/pt.php#/homepage>, consultado em 21/06/2019
- [2] Hundy, G. F., Trott, A. R., and Welch, T. C., 2008, "Refrigeration and Air-Conditioning", Elsevier Science.
- [3] Refrigeration, H. o., 2019, "History of Refrigeration and Refrigerators", retirado de: <http://www.historyofrefrigeration.com/>, consultado em 21/06/2019
- [4] Arora, C. P., 2000, "Refrigeration and Air Conditioning", Tata McGraw-Hill.
- [5] Ashrae, 2018, "ASHRAE Handbook 2018: Refrigeration: Si Edition", Amer Society of Heating.
- [6] Zoi Mylona, M. K., Savvas A. Tassou, 2017, "Frozen food retail: Measuring and modelling energy use and space environmental systems in an operational supermarket".
- [7] Afonso, C., 2012, "Termodinâmica para Engenharia", FEUP EDIÇÕES.
- [8] Técnico, I. S., 2009, "Aplicação da 2ª lei da termodinâmica às máquinas térmicas."
- [9] Catarina, U. F. d. S., 2016, retirado de http://www.polo.ufsc.br/fmanager/polo2016/materiais/arquivo7_1.pdf, consultado em 15/05/2019
- [10] Britain, E. E. B. P. P. G., 2000, "Energy Efficient Refrigeration Technology - The Fundamentals."
- [11] Trane, 2012, "Refrigeration System Components."
- [12] Dossat, R. J., 1997, "Principles of Refrigeration", Prentice Hall.
- [13] Stoecker, W. F., and Jones, J. W., 1982, "Refrigeration and Air Conditioning", McGraw-Hill.
- [14] Frazer, S., 2018, retirado de: http://www.arca53.dsl.pipex.com/index_files/phrefrig.htm , consultado em: 10/05/2019
- [15] Board of Intermediate Education, A., 2005, "Fundamentals of Refrigeration."
- [16] Trane, 2012, "Refrigeration Compressors."
- [17] Mesquita, N., 2009, "Redução do consumo energético de um equipamento de frio."
- [18] ITT, E., 2008, "Condensers and Evaporators."
- [19] Evans, P., 2018, "How Electronic Expansion Valves work", retirado de: <https://theengineeringmindset.com/how-electronic-expansion-valves-work/>, consultado em: 22/05/2019
- [20] Sanhua, 2017, "Electronic Expansion Valve Controller," SEC60X
- [21] McQuiston, F. C., and Parker, J. D., 1982, "Heating, ventilating, and air conditioning: analysis and design", John Wiley and Sons.
- [22] Bitzer, 2016, "Competence in capacity control."
- [23] Tassou, T. Q. Q. a. S. A., 1995, "Variable-Speed Capacity Control in Refrigerated Systems."
- [24] Controls, I., "Uses of Refrigeration Low Pressure Controls", retirado de: <https://www.industrialcontrolsonline.com/training/online/uses-refrigeration-low-pressure-controls>, consultado em 28/05/2019

- [25] Danfoss, 2009, "Case Studies of VFD Applications."
- [26] CarbonTrust, 2012, "Refrigeration Systems."
- [27] Larsen, L. F. S., 2006, "Model Based Control of Refrigeration Systems," Aalborg.
- [28] Evans, J. A., 2009, "Frozen Food Science and Technology", Wiley.
- [29] Company, N. R., retirado de: <https://www.natzones.com/supermarket-refrigeration.htm>, consultado em: 21/06/2019
- [30] Display, C., retirado de: <https://www.creative-display.com/product/oscartielle-altair-remote-combi-freezer-250-cm>, consultado em: 18/05/2019
- [31] Evans, J. A., and Foster, A. M., 2016, "Sustainable Retail Refrigeration", Wiley.
- [32] Lens, E., 2005, "Degree Days - Handle with Care!", retirado de [:https://www.energylens.com/articles/degree-days](https://www.energylens.com/articles/degree-days), consultado em: 28/05/2015
- [33] Day, T., 2006, "Degree Days: Theory & Application."
- [34] IES-VE, 2018, "Integrated Environmental Solutions - Virtual Environment."
- [35] Silva, B., 2018, "Sistemas de Frio - Benchmarking Energético."
- [36] Ministério das Obras Públicas, T. e. C., 2006, "Decreto-Lei n.º 79/2006."
- [37] CarbonTrust, 2012, "Refrigeration RoadMap."

ANEXO A: Influência das temperaturas interiores e exteriores na rede de frio

Tabela A.1 - Desvios das necessidades, consumos e *EERs* com a temperatura interior para a loja com móveis fechados e condensação flutuante.

Loja com móveis fechados e condensação flutuante									
T _{int} [°C]	Desvio Necessidades			Desvio Consumos			Desvio EER		
	Positivos [%]	Negativos [%]	Total [%]	Positivos [%]	Negativos [%]	Total [%]	Positivos [%]	Negativos [%]	Total [%]
28	7,34	3,26	6,36	5,33	2,20	4,00	1,91	1,04	1,65
27	4,89	2,13	4,23	3,54	1,46	2,66	1,31	0,66	1,11
26	2,45	1,12	2,13	1,75	0,73	1,32	0,69	0,39	0,60
25	0	0	0	0	0	0	0	0	0
24	-2,45	-1,12	-2,13	-1,79	-0,79	-1,36	-0,67	-0,34	-0,57
23	-4,89	-2,19	-4,24	-3,58	-1,52	-2,70	-1,36	-0,68	-1,16
22	-7,34	-3,26	-6,36	-5,37	-2,25	-4,04	-2,08	-1,03	-1,77

Tabela A.2 - Desvios das necessidades, consumos e *EERs* com a temperatura interior para a loja com compressor de parafuso.

Loja com compressor de parafuso									
T _{int} [°C]	Desvio Necessidades			Desvio Consumos			Desvio EER		
	Positivos [%]	Negativos [%]	Total [%]	Positivos [%]	Negativos [%]	Total [%]	Positivos [%]	Negativos [%]	Total [%]
28	6,98	3,26	6,46	4,14	1,90	3,47	2,73	1,33	2,35
27	4,65	2,13	4,30	2,76	1,27	2,32	1,84	0,85	1,57
26	2,33	1,12	2,16	1,39	0,63	1,17	0,92	0,49	0,80
25	0	0	0	0	0	0	0	0	0
24	-2,32	-1,12	-2,15	-1,37	-0,63	-1,15	-0,96	-0,50	-0,83
23	-4,64	-2,19	-4,30	-2,76	-1,27	-2,32	-1,93	-0,94	-1,66
22	-6,97	-3,26	-6,45	-4,16	1,90	-3,48	-2,93	-1,38	-2,51

Tabela A.3 - Desvios das necessidades, consumos e *EERs* com a temperatura exterior para a loja com móveis fechados.

Loja com móveis fechados							
T_{ext} [°C]	Desvio Necessidades [%]	Desvio Consumos			Desvio <i>EER</i>		
		Positivos [%]	Negativos [%]	Total [%]	Positivos [%]	Negativos [%]	Total [%]
+3	0	0,57	0,38	0,49	-0,56	-0,38	-0,51
+2	0	0,33	0,24	0,29	-0,33	-0,24	-0,30
+1	0	0,13	0,14	0,14	-0,13	-0,14	-0,14
0	0	0	0	0	0	0	0
-1	0	-0,10	-0,05	-0,08	0,10	0,05	0,08
-2	0	-0,20	-0,10	-0,16	0,20	0,10	0,17
-3	0	-0,30	-0,14	-0,24	0,30	0,14	0,25

Tabela A.4 - Desvios das necessidades, consumos e *EERs* com a temperatura exterior para a loja com compressor de parafuso.

Loja com compressor de parafuso							
T_{ext} [°C]	Desvio Necessidades [%]	Desvio Consumos			Desvio <i>EER</i>		
		Positivos [%]	Negativos [%]	Total [%]	Positivos [%]	Negativos [%]	Total [%]
+3	0	1,54	0,35	1,18	-1,52	-0,34	-1,19
+2	0	0,93	0,23	0,72	-0,92	-0,23	-0,73
+1	0	0,44	0,12	0,34	-0,44	-0,11	-0,35
0	0	0	0	0	0	0	0
-1	0	-0,32	-0,06	-0,24	0,32	0,06	0,25
-2	0	-0,54	-0,17	-0,43	0,54	0,17	0,44
-3	0	-0,71	-0,23	-0,71	0,71	0,23	0,58

Tabela A.5 - Desvios das necessidades, consumos e *EERs* com a temperatura exterior para a loja com compressor de parafuso e condensação flutuante.

Loja com compressor de parafuso e condensação flutuante							
T_{ext} [°C]	Desvio Necessidades [%]	Desvio Consumos			Desvio <i>EER</i>		
		Positivos [%]	Negativos [%]	Total [%]	Positivos [%]	Negativos [%]	Total [%]
+3	0	5,21	2,53	4,39	-4,95	-2,47	-4,28
+2	0	3,34	1,65	2,82	-3,23	-1,62	-2,80
+1	0	1,62	0,82	1,37	-1,59	-0,82	-1,38
0	0	0	0	0	0	0	0
-1	0	-1,45	-0,76	-1,24	1,47	0,77	1,28
-2	0	-2,73	-1,46	-2,34	2,81	1,48	2,45
-3	0	-3,87	-2,09	-3,33	4,03	2,13	3,52

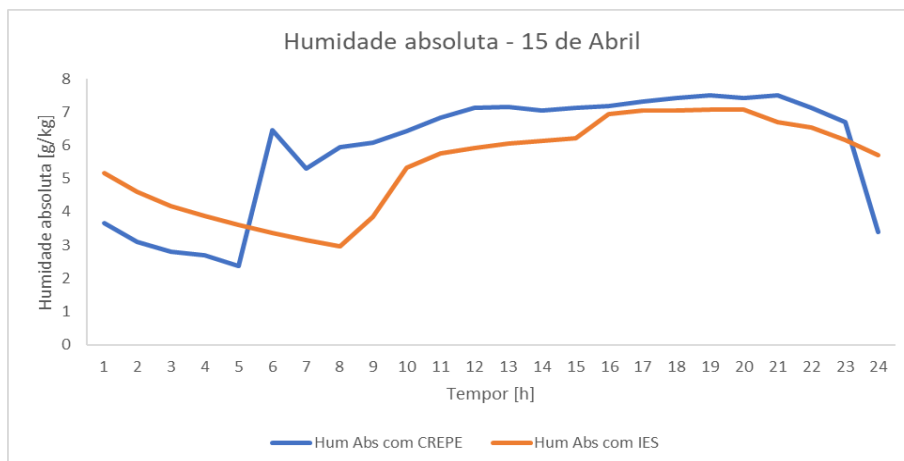


Gráfico B.4 - Variação da humidade interior no IES vs CREPE num dia de meia-estação.

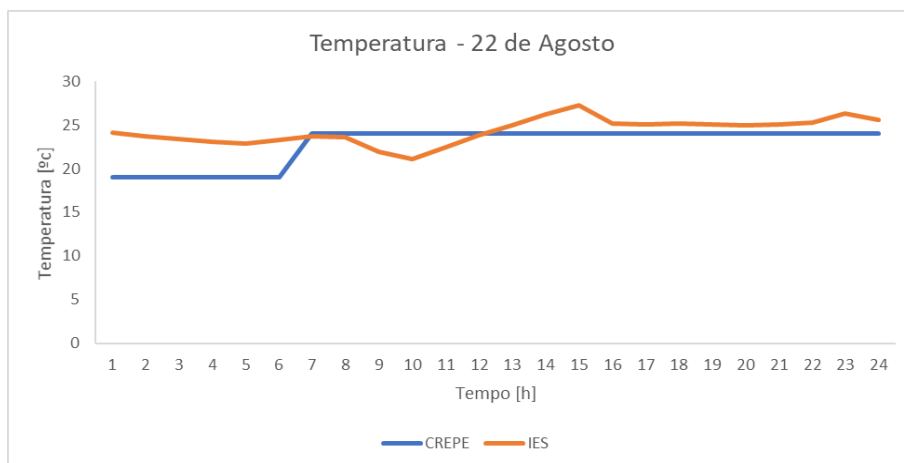


Gráfico B.5 - Variação da temperatura interior no IES vs CREPE num dia quente/húmido.

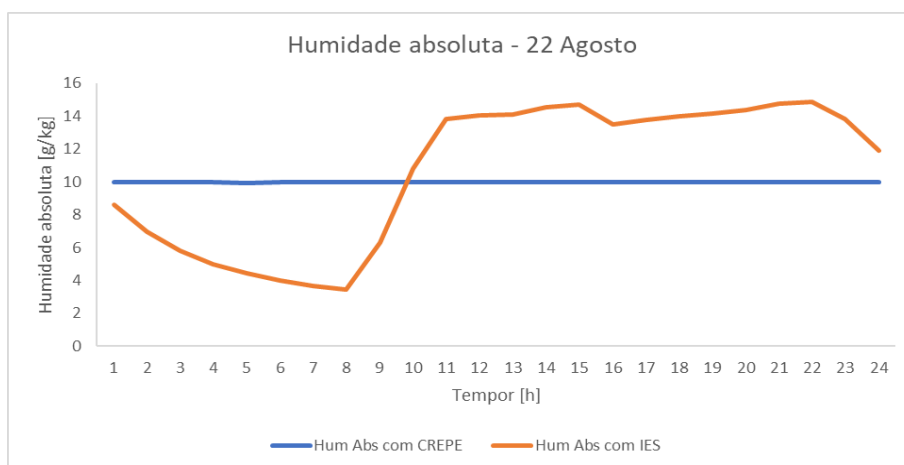


Gráfico B.6 - Variação da humidade interior no IES vs CREPE num dia quente/húmido.

ANEXO C: Funcionamento do sistema AVAC da loja de Leiria

A loja de Leiria está localizada no interior de um centro comercial (*Built-in*) e, por isso, vai estar mais condicionada pelas condições de temperatura do ar climatizado deste do que pelas condições de temperatura do ar exterior. As necessidades de arrefecimento ou aquecimento do sistema AVAC do supermercado vão estar dependentes do funcionamento do sistema AVAC do centro comercial.

O modo de operação atual do sistema AVAC da loja de Leiria, novamente conhecido a partir de auditorias energéticas, apresenta os mesmos setpoints de aquecimento e arrefecimento que a loja de Santo Tirso, mas um horário de funcionamento contínuo das 9h às 19h (Tabela C.1). Os restantes modos de operação têm as mesmas condições de funcionamento que as adotadas para a loja de Santo Tirso. O Gráfico C.1 mostra, para os diferentes modos de operação, a variação diária da temperatura interior para um dia frio.

Tabela C.1 – Modo de operação atual do sistema AVAC da loja de Leiria

AVAC	SetPoint Tint	Banda	Horário de funcionamento
Atual	AQ: 15 Out - 15 Mar: 20°C 15 Mar - 15 Out: 15°C ARR: 25°C	1	9h - 19h

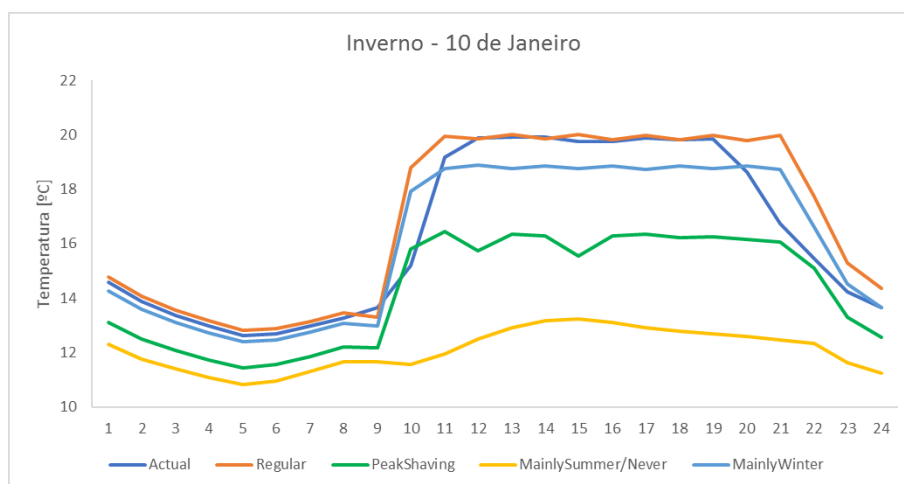


Gráfico C.1 – Variação da temperatura interior com os diferentes modos de operação do sistema AVAC - Leiria

A análise da variação da temperatura no interior do supermercado para cada modo de operação do AVAC foi mantida no horário das 10h às 21h, e foi feita para os mesmos dias da análise de Santo Tirso, apesar destes não se tratarem dos dias mais frios e mais quentes no clima exterior padrão utilizado para a zona climática de Leiria.

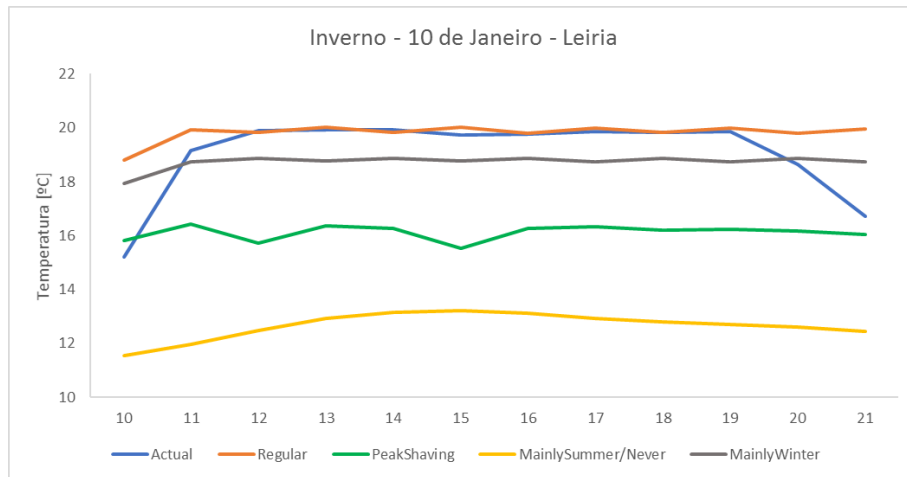


Gráfico C.2 – Variação da temperatura interior para cada modo de operação num dia de Inverno das 10h às 21h – Leiria.

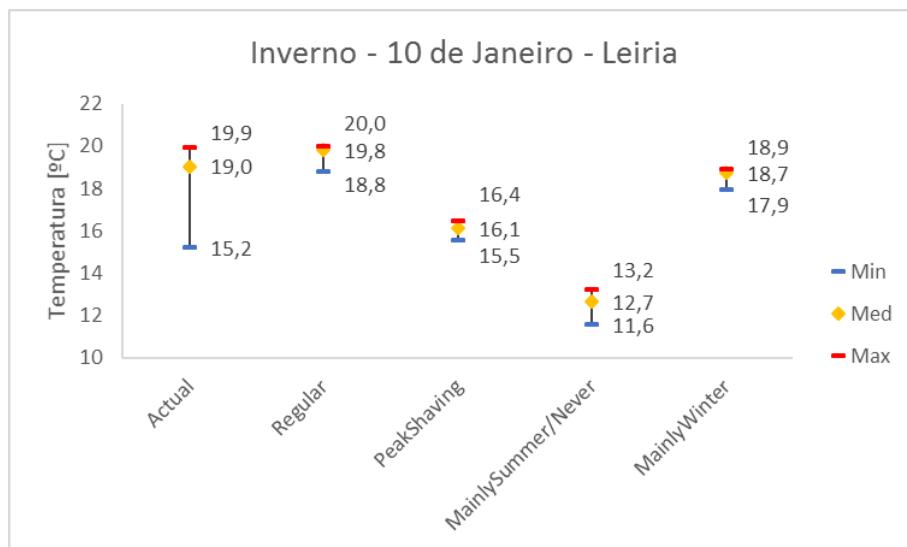


Gráfico C.3 – Temperaturas mínimas, médias e máximas atingidas em cada modo de operação no horário das 10h às 21h – Leiria.

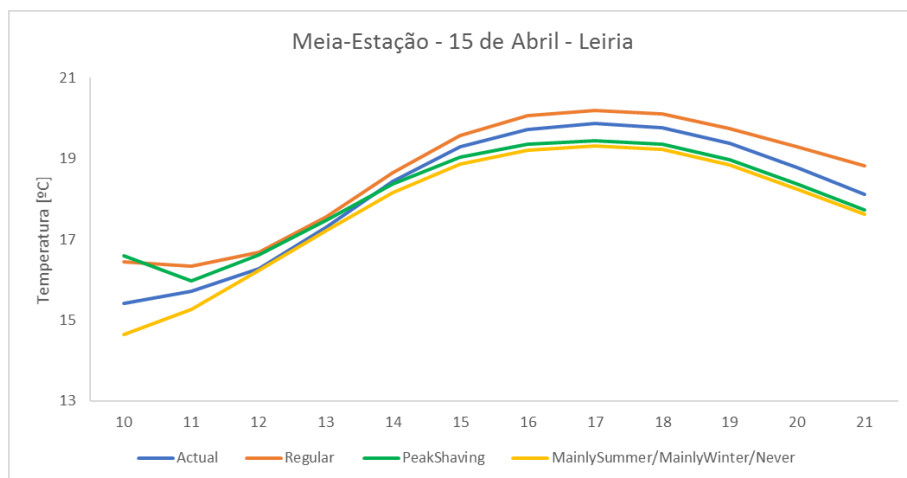


Gráfico C.4 - Variação da temperatura interior para cada modo de operação num dia de meia-estação das 10h às 21h – Leiria.

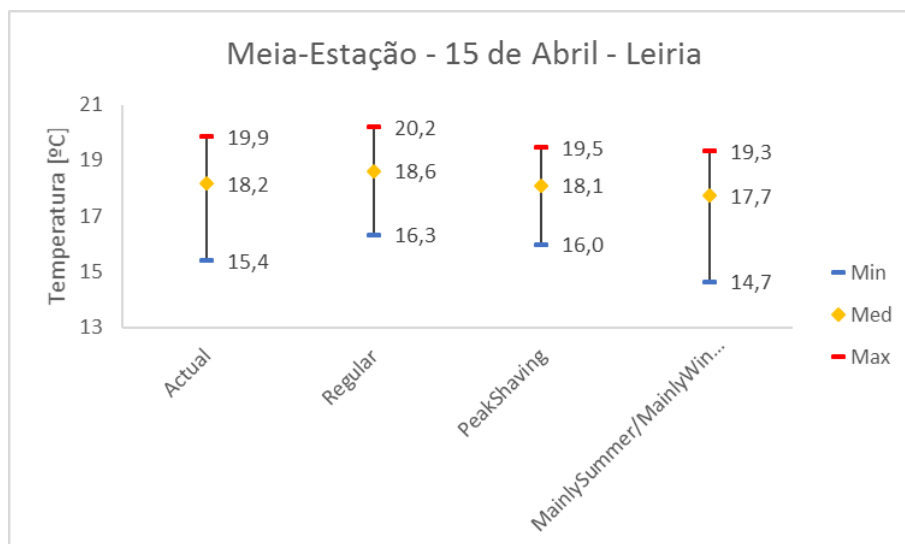


Gráfico C.5 - Temperaturas mínimas, médias e máximas atingidas em cada modo de operação no horário das 10h às 21h – Leiria.

Os gráficos da variação da temperatura interior para o dia de meia-estação na loja de Leiria permitem verificar a ausência do funcionamento do sistema AVAC, ao contrário do que acontece em Santo Tirso. Esta não-necessidade de funcionamento é indicadora de que o clima que afeta as condições interiores de temperatura e humidade da loja de Leiria é mais quente que o da loja de Santo Tirso.

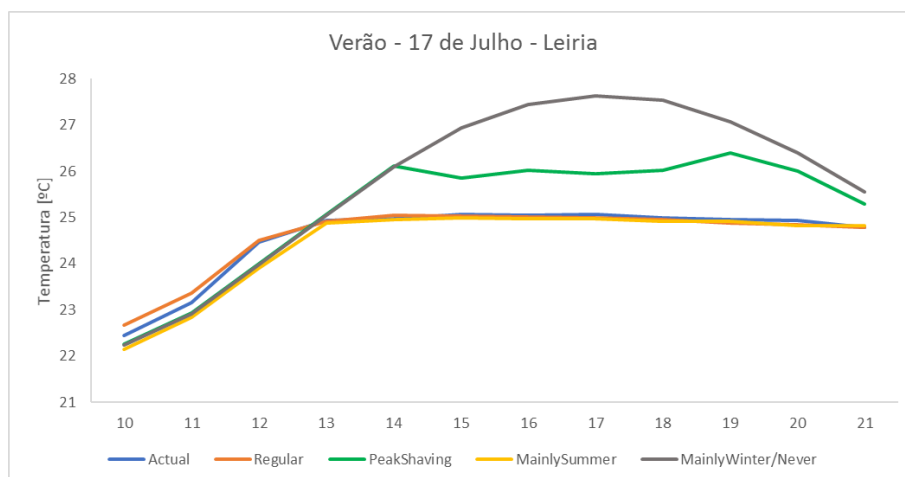


Gráfico C.6 - Variação da temperatura interior para cada modo de operação num dia de Verão das 10h às 21h – Leiria.

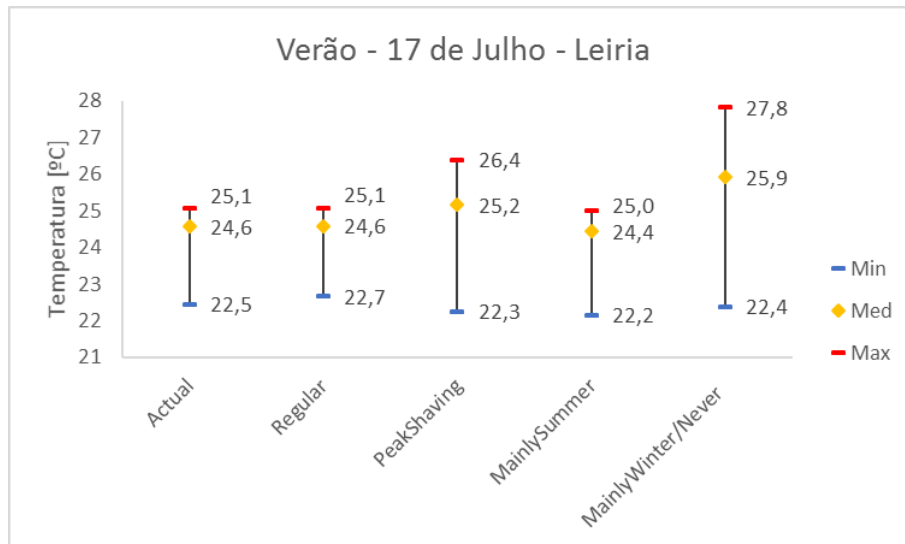


Gráfico C.7 - Temperaturas mínimas, médias e máximas atingidas em cada modo de operação no horário das 10h às 21h – Leiria.

ANEXO D: Modelação da rede de frio de Leiria

A loja de Leiria, devido ao elevado número de expositores e câmaras, quer positivos, quer negativos, demanda necessidades térmicas de valor superior ao da loja de Santo Tirso. O Gráfico D.1 mostra as necessidades térmicas obtidas no programa *CREPE*, bem como o desvio das necessidades do *IES* face a estas. O maior desvio é mostrado no não-funcionamento do sistema AVAC (modo *Never*), com um valor de 1,1%.

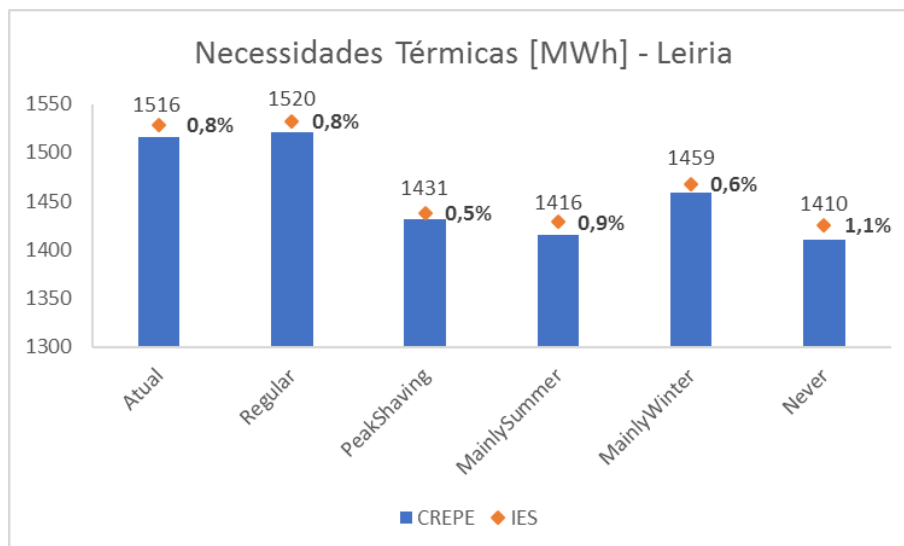


Gráfico D.1 - Necessidades térmicas da rede de frio da loja de Leiria obtidas no simulador *CREPE* e o desvio das necessidades do *IES* face a estas.

Tabela D.1 - Resultados dos consumos da rede de frio da loja de Leiria no simulador *CREPE*.

Resultados		Consumo elétrico [MWh]					
AVAC		Actual	Regular	Peak Shaving	Mainly Summer	Mainly Winter	Never
Frio	Positivos	710,9	712,8	692,6	688,7	700,9	688,7
	Negativos	936,5	937,9	918,0	916,2	924,2	915,4
RoofTop	Aquecimento	69,1	87,7	28,1	0,0	87,1	0,0
	Arrefecimento	13,2	9,4	1,7	7,8	0,0	0,0
	Ventiladores	176,9	234,8	7,9	9,2	30,8	0,0
Total		1906,7	1982,7	1648,3	1621,9	1743,0	1604,2
Desvio rede de frio			0,20%	-2,24%	-2,58%	-1,35%	-2,63%
Desvio total			3,98%	-13,55%	-14,93%	-8,58%	-15,87%

Tal como na loja de Santo Tirso, o modo de operação regular apresenta, comparativamente com o modo atual, um maior consumo energético tanto da rede de frio, como da *rooftop*. O modo

Peak Shaving apresenta uma redução muito maior, em percentagem, que a loja de Santo Tirso. Isto deve-se à ocorrência menos assídua de situações climáticas extremas, derivado do facto de esta loja se encontrar localizada no interior de um espaço climatizado (*Shopping*). Por permitir uma ação conjunta de redução do consumo elétrico e de conforto no interior da loja, este modo de operação torna-se o mais adequado à climatização da loja de Leiria.

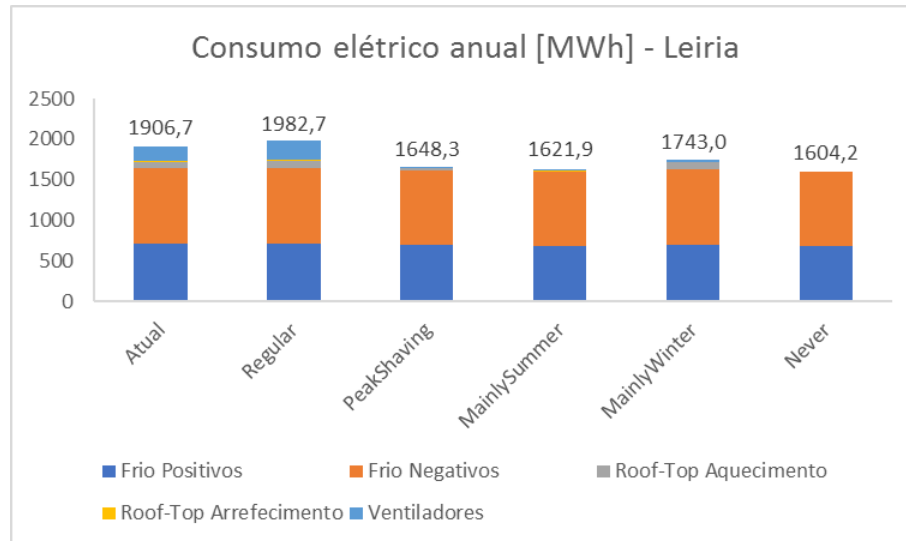


Gráfico D.2 - Consumo elétrico total anual em cada modo de operação do AVAC para a loja de Leiria.

Com a correção das condições interiores de temperatura e humidade, provenientes da simulação no *IES* com o funcionamento atual do sistema AVAC, o *benchmarking expected* do circuito de média temperatura não alterou o seu valor, enquanto sofreu uma redução pouco significativa no circuito de baixa temperatura (Gráfico D.3). Isto indica que as temperaturas e humidades interiores inicialmente consideradas no *CREPE* se encontram próximas das praticadas com o modo de operação atual do AVAC. No entanto, observando o Gráfico D.4 percebe-se que as temperaturas médias diárias consideradas nos meses de meia-estação e de verão demonstram alguns desvios, sendo que o maior consumo energético da rede de frio nos meses de meia-estação, com as temperaturas corrigidas mais altas que as inicialmente consideradas, vai ser depois “compensado” com o menor consumo provocado pelas menores temperaturas corrigidas no verão.

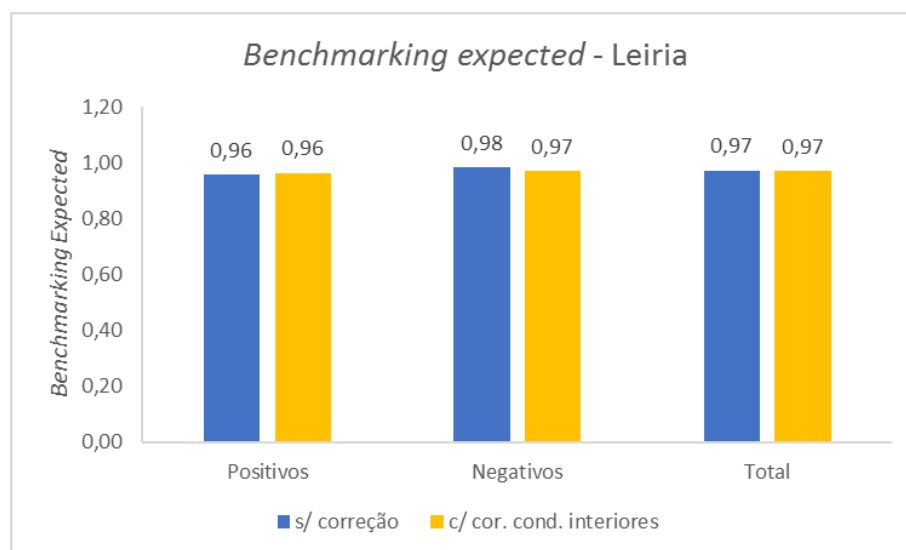


Gráfico D.3 - *Benchmarking expected* da loja de Leiria sem correção vs com correção das condições interiores.

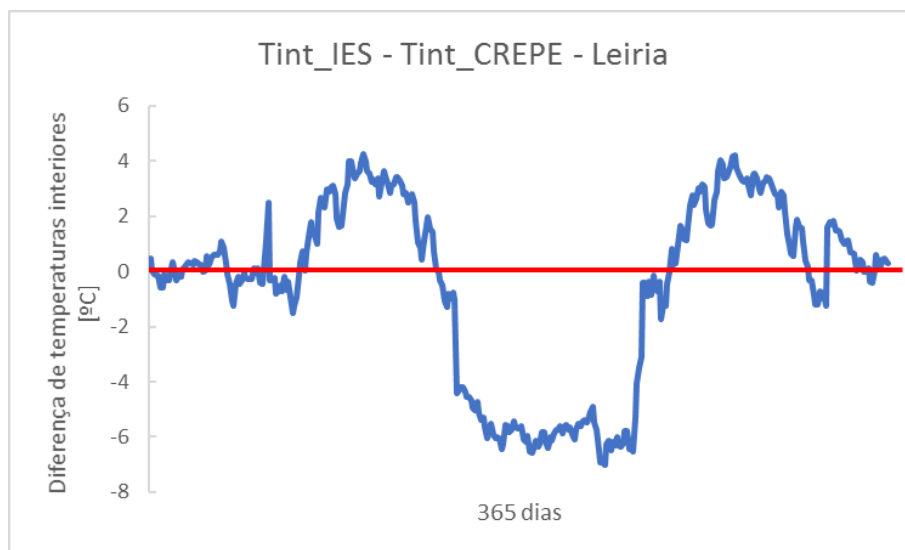


Gráfico D.4 - Diferença das temperaturas interiores do IES e as originais do CREPE para a loja de Leiria.

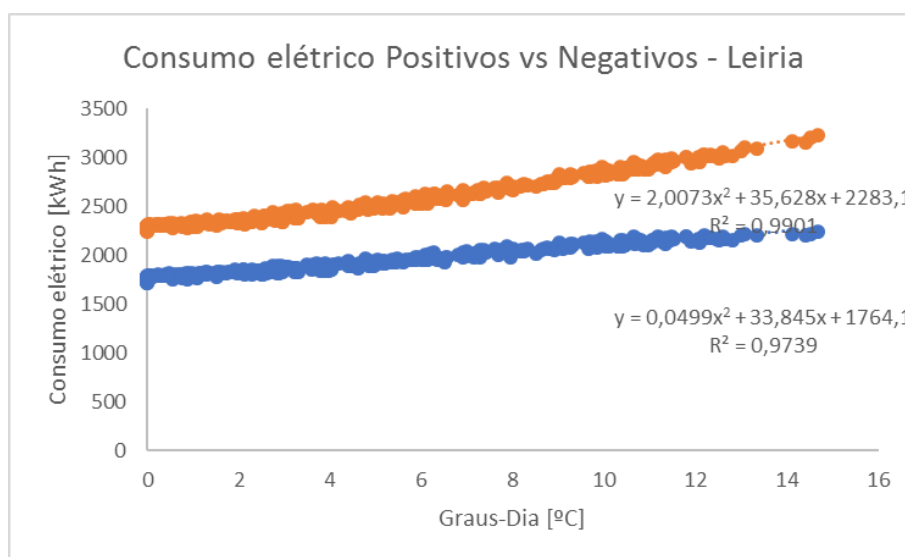


Gráfico D.5 - Relação do Consumo elétrico de cada circuito com a Temperatura exterior, em Graus-Dia, para a loja de Leiria.

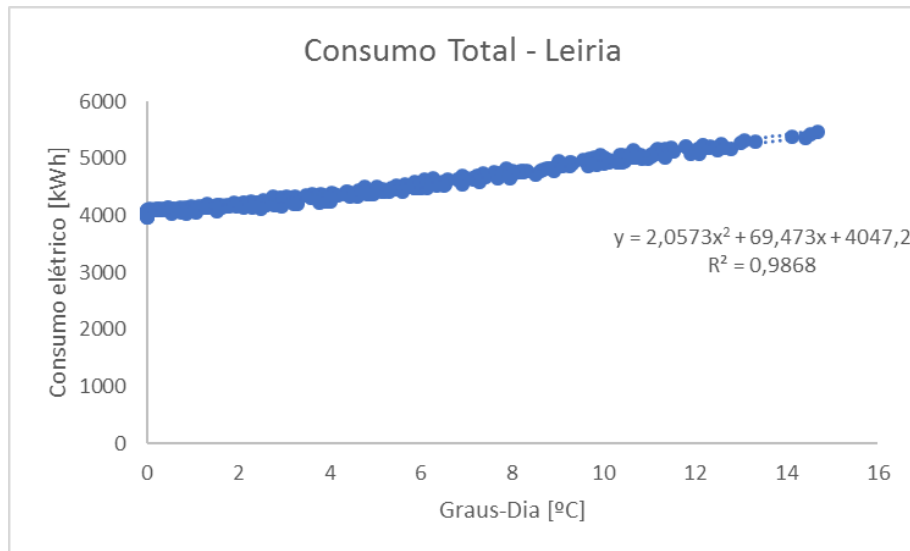


Gráfico D.6 - Relação do Consumo elétrico total com a Temperatura exterior, em Graus-Dia, para a loja de Leiria.

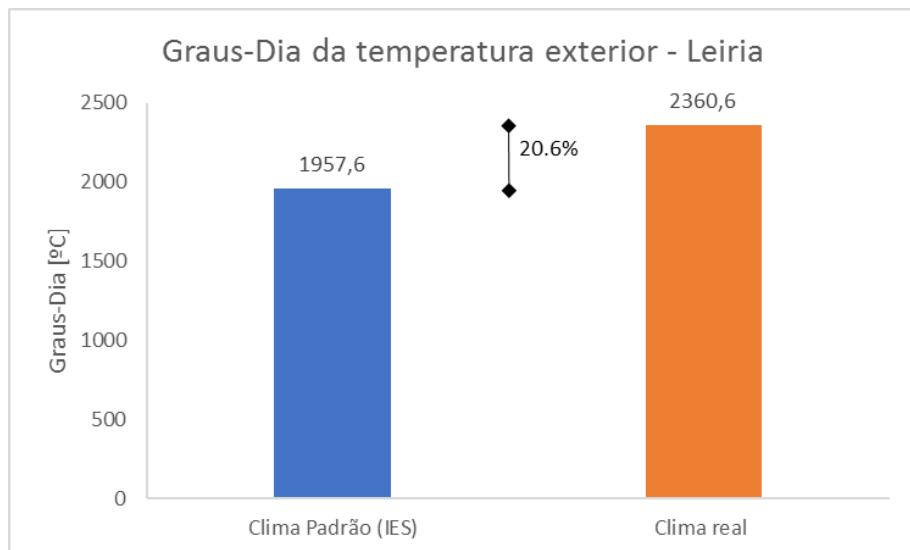


Gráfico D.7 - Graus-Dia da temperatura exterior para os climas padrão e real da loja de Leiria.

Uma vez que a temperatura exterior do clima real apresenta valores mais altos que o clima padrão utilizado no IES (Gráfico D.7), o consumo energético da rede de frio vai aumentar com a correção climática, sendo a causa do aumento do *benchmarking expected*, sendo o seu valor total final o valor ótimo, igual a 1.

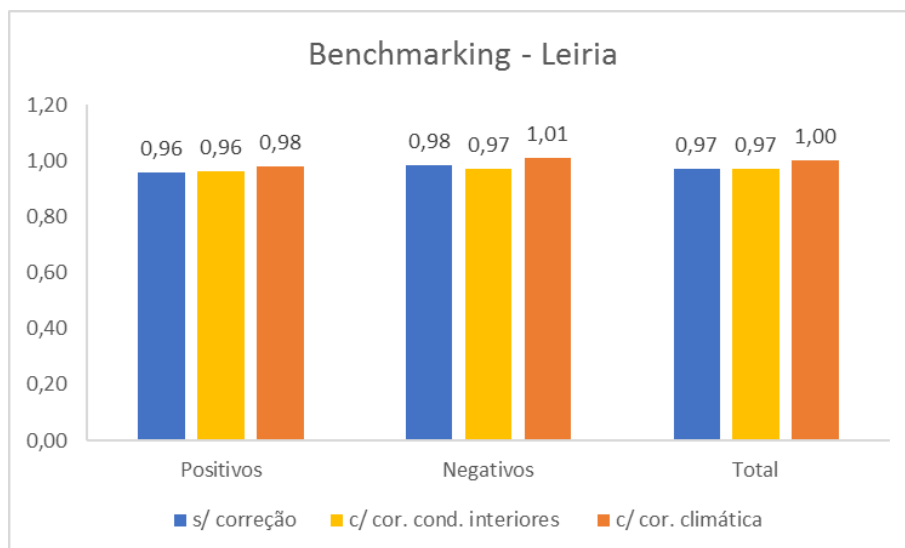


Gráfico D.8 - *Benchmarking expected* para a loja de Leiria.