

FACULDADE DE ENGENHARIA DA UNIVERSIDADE DO PORTO

Refrigeração Comercial a CO_2 : Solução Centralizada vs Solução Descentralizada

Gonçalo Pinto Teixeira



FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA
UNIVERSIDADE DO PORTO

Mestrado em Engenharia Mecânica

Supervisor na FEUP: Professor Eliseu Monteiro

Supervisor na EPTA: Engenheiro João Barbosa

26 de julho de 2024

Refrigeração Comercial a CO_2 : Solução Centralizada vs Solução Descentralizada

Gonçalo Pinto Teixeira

Mestrado em Engenharia Mecânica

26 de julho de 2024

Abstract

Commercial refrigeration plays a major role in food preservation, and is responsible for the consumption of approximately 20% of all electricity in the world. For this reason, and taking into account the latest European Union standards, these systems must use natural fluids to mitigate the harmful effects on the environment.

The main objective of this work is to study a commercial transcritical CO_2 refrigeration plant and then compare it with a possible alternative - a decentralized solution - in economic, environmental and energy terms. To this end, and by analyzing real data the average openings of the expansion valves of the centralized solution, it was possible to study the behavioral patterns of the different consumers in order to group them in the most efficient way possible in a decentralized solution. To do this, several possible scenarios were studied: firstly, all consumers were grouped according to their location in the store; then, given that the first scenario was not ideal, an attempt was made to group the various consumers according to their nominal power and, finally, small adjustments were made, always bearing in mind location, nominal power and simultaneity coefficients associated with each unit.

At this stage, a study was carried out over two weeks in April, where it was found that the modulating control applied to the expansion valves of medium-temperature consumers allows the equipment to behave more homogeneously, leading to lower amplitudes of the required cooling capacity.

The results show that the decentralized solution requires an initial investment of around 5.3% lower than that of the centralized solution, due to the smaller quantity and diameters of piping used and also due to the smaller amount of refrigerant used. In addition, there is a slight difference between the units and the central + gas cooler set. Also, the solution is more economical in terms of energy consumption, with a decrease of 6.8% over a year compared to the centralized solution. Finally, concerning CO_2 emissions, the TEWI value is around 6.9% lower in the decentralized solution.

In conclusion, the decentralized solution is a good option not only in economic, energy and environmental terms, but also in technical terms as it is simpler to implement. This work therefore serves as a basis for future research in this area and could lead to the growth of decentralized solutions in Portugal.

Keywords: Commercial refrigeration, centralized solution, decentralized solution, CO_2 , energy efficiency

Resumo

A refrigeração comercial tem um papel preponderante na preservação de alimentos, sendo responsável pelo consumo de aproximadamente 20% de toda a eletricidade a nível mundial. Por este motivo, e tendo em conta as mais recentes normas da União Europeia, estes sistemas devem utilizar fluidos naturais de forma a mitigar os efeitos nefastos ao ambiente.

Este trabalho tem como principal objetivo o estudo de uma instalação de refrigeração comercial a CO_2 transcrito e posterior comparação com uma possível alternativa - solução descentralizada - em termos económicos, ambientais e energéticos. Para tal, e analisando dados reais referentes às aberturas médias das válvulas de expansão da solução centralizada, foi possível estudar o padrão de comportamento dos diferentes consumidores de forma a agrupá-los da maneira mais eficiente possível numa solução descentralizada. Para isso, estudaram-se diversos cenários possíveis: primeiramente agruparam-se todos os consumidores de acordo com a sua localização na loja; depois, e dado que o primeiro cenário não se revelou ideal, tentou-se agrupar os diversos consumidores de acordo com a sua potência nominal e, por fim, fizeram-se pequenos ajustes tendo sempre em vista a localização, potência nominal e coeficientes de simultaneidade associados a cada unidade.

Nesta fase, realizou-se um estudo durante duas semanas do mês de abril, onde se verificou que o controlo modulante aplicado às válvulas de expansão dos consumidores de média temperatura permite um comportamento mais homogéneo dos equipamentos, levando a menores amplitudes de capacidade frigorífica requerida.

Os resultados mostram que a solução descentralizada requer um investimento inicial cerca de 5,3% menor que o da solução centralizada, devido à menor quantidade e diâmetros de tubagem utilizados e ainda devido à menor quantidade de fluido frigorigéneo utilizada. Além disso, existe uma ligeira diferença entre as unidades e o conjunto central + *gas cooler*. Mais ainda, verifica-se que a solução é também mais económica em termos de consumo de energia, observando-se um decréscimo de 6,8% ao longo de um ano, quando comparado com a solução centralizada. Por fim, relativamente às emissões de CO_2 verifica-se que o valor do impacto total de aquecimento equivalente - TEWI - é cerca de 6,9% menor na solução descentralizada.

Concluiu-se então que a solução descentralizada é uma boa opção não só em termos económicos, energéticos e ambientais, mas também em termos técnicos uma vez que é mais simples de implementar. Este trabalho serve assim de base para pesquisas futuras nesta área, podendo levar ao crescimento das soluções descentralizadas em Portugal.

Palavras-chave: Refrigeração comercial, solução centralizada, solução descentralizada, CO_2 , eficiência energética

Agradecimentos

Gostaria de agradecer a todos aqueles que estiveram envolvidos direta ou indiretamente na realização desta tese.

Primeiramente, agradecer ao Engenheiro João Barbosa pelo apoio incansável ao longo deste tempo. Sem dúvida que o seu conhecimento e experiência na área da refrigeração foram determinantes para a realização deste trabalho.

Agradecer também ao meu orientador na FEUP, Professor Eliseu Monteiro, por todas as sugestões de melhoria que foram sendo dadas ao longo do projeto.

À EPTA PORTUGAL, quero expressar a minha gratidão pela oportunidade que me foi dada em realizar a minha dissertação nas suas instalações. Quero também agradecer a todos os colaboradores e amigos que me fizeram sentir sempre em casa.

Gostaria também de agradecer a todos os meus amigos que partilharam comigo esta longa caminhada e me ajudaram a crescer enquanto pessoa ao longo destes 5 anos.

Um agradecimento especial à minha família. Sem eles nada disto teria sido possível. Um muito obrigado aos meus pais, Sónia e Manuel, e à minha irmã Renata.

Agradecer também à minha namorada, Rita, por todo o apoio e paciência demonstrados em todos os momentos da realização desta tese.

Por fim, agradecer à Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, a escola que me formou.

A todos, muito obrigado!

Gonçalo Teixeira

*"Sê todo em cada coisa. Põe quanto és
No mínimo que fazes."*

Ricardo Reis

Conteúdo

Nomenclatura	vii
Lista de Figuras	ix
Lista de Tabelas	xii
1 Introdução	1
1.1 Contextualização do Tema	1
1.2 Enquadramento	2
1.3 Motivações e Objetivos	2
1.4 Estrutura da Dissertação	2
2 Estado de Arte	4
2.1 A História da Refrigeração	4
2.2 Ciclo de compressão a vapor	6
2.2.1 Ciclo ideal	6
2.2.2 Ciclo real	8
2.3 Fluidos Frigoríficos - Uma Visão Geral	8
2.4 Política atual	11
2.5 Fluidos Naturais como única alternativa	13
2.6 Supermercados em Portugal	15
2.6.1 Solução Centralizada	16
2.6.2 Solução Descentralizada	19
3 Sistema a CO₂ transcrito - um caso de estudo	22
3.1 Apresentação da Loja	22
3.2 Necessidades de Refrigeração	23
3.3 Componentes da Instalação	25
3.3.1 Central da Instalação	25
3.3.2 Compressores MT	26
3.3.3 Compressores LT	37
3.3.4 Compressores IT e Válvula <i>Flash Gas</i>	44
3.3.5 Evaporadores	46
3.3.6 Condensadores/ <i>Gas Cooler</i>	47
3.4 Capacidades dos Compressores - Variação Mensal	48
3.5 Consumo de Potência Elétrica	49
3.5.1 Análise Diária	49
3.5.2 Análise Mensal	50

4	Solução Descentralizada	52
4.1	Solução Descentralizada - 1ª iteração	52
4.1.1	Consumidores de Refrigerados	52
4.1.2	Consumidores de Congelados	54
4.2	Solução Descentralizada - 2ª iteração	54
4.2.1	Murais de Refrigerados	54
4.2.2	Salas Climatizadas	54
4.2.3	Consumidores de congelados	55
4.3	Solução Descentralizada - 3ª iteração	55
4.3.1	Salas Climatizadas	56
4.4	Controlo Modulante	57
4.5	Seleção de Unidades Condensadoras	58
4.5.1	Unidade Condensadora - MT	59
4.6	Dimensionamento de Tubagem	60
5	Análise de Resultados	62
5.1	Análise Económica	62
5.1.1	Investimento Inicial	63
5.2	Análise Energética	64
5.3	Análise Ambiental	66
6	Conclusões e Trabalhos Futuros	68
	Referências	71
A	Necessidades de refrigeração dos consumidores da instalação	74
B	Especificações técnicas da central	76
C	Simulações Bitzer	77
D	Solução descentralizada - 1ª iteração	80
E	Solução descentralizada - 2ª iteração	82
F	Solução descentralizada - 3ª iteração	85
G	Coefficientes de simultaneidade da solução descentralizada - estudo de abril	88
H	Especificações Técnicas das Unidades Condensadoras	91
I	Planta do supermercado com a nova tubagem	99

Nomenclatura

Lista de Acrónimos

a.C.	Antes de Cristo
APA	Agência Portuguesa do Ambiente
CC	Câmara de Congelados
CFC	Clorofluorcarboneto
CO_2	Dióxido de Carbono
COP	Coefficient of Performance (Coeficiente de performance)
CR	Câmara de Refrigerados
C.S.	Coeficiente de Simultaneidade
GWP	Global Warming Potential (Potencial de Aquecimento Global)
HCFC	Hidroclorofluorocarbonetos
HFC	Hidrofluorocarbonetos
HFO	Hidrofluorolefinas
HT	High Temperature (Alta Temperatura)
IT	Injection Temperature/Parallel (Temperatura Intermédia/Parallel)
LT	Low Temperature (Baixa Temperatura)
MT	Medium Temperature (Média Temperatura)
MR	Mural de Refrigerados
MC	Mural de Congelados
NH_3	Amoníaco
ODP	Ozone Depletion Potential (Potencial de destruição da camada do ozono)
PFC	Composto perfluorado
R290	Propano
R-11	Tricloromonofluormetano
R-12	Diclorodifluormetano
SC	Sala Climatizada
TEWI	Total Equivalent Warming Impact (Impacto Total de Aquecimento Equivalente)
UE	União Europeia

Lista de Variáveis

h	entalpia	[kJ/kg]
L	Taxa anual de fugas	[%]
$\dot{m}$	Caudal mássico	[kg/s]
n	Tempo de vida útil de uma instalação	[ano]

$\dot{W}_c$	Potência elétrica	[W]
$\dot{Q}_L$	Potência absorvida da fonte fria	[W]
$\dot{Q}_H$	Potência libertada para a fonte quente	[W]

Lista de Figuras

Figura 2.1	<i>Yakhchāl</i> [4]	4
Figura 2.2	Esquema da máquina de Perkins [7].	5
Figura 2.3	Esquema e diagrama T-s: ciclo ideal [3].	7
Figura 2.4	Esquema e diagrama T-s: ciclo real [3].	8
Figura 2.5	Evolução temporal de fluidos frigorigêneos utilizados [8].	9
Figura 2.6	Classificação de fluidos frigorigêneos [18].	11
Figura 2.7	Valores de GWP e ODP de alguns fluidos frigorigêneos [23].	13
Figura 2.8	Comparação relativa da inflamabilidade e toxicidade de alguns fluidos naturais [24].	14
Figura 2.9	Instalações a CO_2 transcrito a nível global [20].	15
Figura 2.10	Porcentagem de lojas de diferentes insígnias que operam a CO_2 .	16
Figura 2.11	Esquema simplificado de sistema em cascata usando CO_2 e outro fluido.	17
Figura 2.12	Sistema a CO_2 transcrito <i>Danfoss</i> [25].	18
Figura 2.13	Definição teórica dos limites de eficiência do CO_2 transcrito [27].	19
Figura 3.1	Temperaturas médias, mínimas e máximas de cada mês na região da instalação.	23
Figura 3.2	Distribuição espacial das necessidades de refrigeração.	24
Figura 3.3	Central frigorífica instalada na loja.	25
Figura 3.4	Compressor alternativo semi-hermético da Bitzer, utilizado na instalação em estudo.	26
Figura 3.5	Inversor de um dos compressores MT.	27
Figura 3.6	Diferentes níveis de capacidade frigorífica fornecida pelo conjunto de compressores MT no verão.	29
Figura 3.7	Diferentes níveis de capacidade frigorífica fornecida pelos compressores MT no inverno.	31
Figura 3.8	Coefficiente de simultaneidade para MT durante um mês de verão.	34
Figura 3.9	Coefficiente de simultaneidade para MT durante um mês de inverno.	34
Figura 3.10	Variação da T_{amb} e da capacidade dos compressores MT durante o dia 22 de agosto.	36
Figura 3.11	Variação da T_{amb} e da capacidade dos compressores MT durante o dia 19 de dezembro.	37
Figura 3.12	Diferentes níveis de capacidade frigorífica fornecida pelos compressores LT no verão.	38
Figura 3.13	Diferentes níveis de capacidade frigorífica fornecida pelos compressores LT no inverno.	40
Figura 3.14	Fator de simultaneidade dos consumidores de baixa temperatura durante um mês de verão.	41

Figura 3.15 Fator de simultaneidade dos consumidores de baixa temperatura durante um mês de inverno.	42
Figura 3.16 Variação da pressão de evaporação e da capacidade dos compressores LT durante o dia 22 de agosto.	43
Figura 3.17 Variação da pressão de evaporação e da capacidade dos compressores LT durante o dia 19 de dezembro.	43
Figura 3.18 Parte de um ciclo a CO_2 transcrito no diagrama p-h [36].	44
Figura 3.19 Variação da temperatura ambiente, capacidade dos compressores IT e da válvula <i>flash gas</i> no dia 22 de agosto.	45
Figura 3.20 Variação da temperatura ambiente, capacidade dos compressores IT e da válvula <i>flash gas</i> no dia 19 de dezembro.	46
Figura 3.21 Evaporador instalado numa câmara de congelados.	46
Figura 3.22 <i>Gas cooler</i> instalado no supermercado em estudo.	47
Figura 3.23 Variação das capacidades MT, IT e temperatura ambiente ao longo do mês mais quente.	48
Figura 3.24 Variação das capacidades MT, IT e temperatura ambiente ao longo do mês mais frio.	48
Figura 3.25 Variação do consumo elétrico da central nos dias 22 de agosto e 19 de dezembro de 2023.	49
Figura 3.26 Comparação do consumo elétrico da central frigorífica nos meses de verão e de inverno.	50
Figura 3.27 Consumo energético mensal da central frigorífica.	50
Figura 4.1 Coeficiente de simultaneidade do clima SC09 no verão e inverno.	53
Figura 4.2 Variação de temperatura da câmara nos dois tipos de controlo [37].	57
Figura 4.3 Coeficiente de simultaneidade da unidade D.	59
Figura 4.4 Unidade da Copeland selecionada para esta aplicação [34].	60
Figura 4.5 Dimensionamento da linha de aspiração para um consumidor MT - <i>Cool-selector</i>	61
Figura 5.1 Estrutura simplificada do investimento inicial relativo [38].	62
Figura 5.2 Variação do COP com a temperatura ambiente para cada unidade condensadora.	64
Figura 5.3 Consumo de energia das soluções centralizada e descentralizada para o verão e inverno.	65
Figura B.1 Especificações técnicas da central frigorífica.	76
Figura C.1 Dados de entrada e resultados obtidos para o compressor MT sem controlo de capacidade - verão.	77
Figura C.2 Dados de entrada e resultados obtidos para o compressor MT sem controlo de capacidade - inverno.	78
Figura C.3 Dados de entrada e resultados obtidos para o compressor LT sem controlo de capacidade - verão.	78
Figura C.4 Dados de entrada e resultados obtidos para o compressor LT sem controlo de capacidade - inverno.	79
Figura G.1 Coeficientes de simultaneidade da unidade A para o controlo on/off e modulante.	88

Figura G.2	Coeficientes de simultaneidade da unidade B para o controlo on/off e modulante.	89
Figura G.3	Coeficientes de simultaneidade da unidade C para o controlo on/off e modulante.	89
Figura G.4	Coeficientes de simultaneidade da unidade D para o controlo on/off e modulante.	89
Figura G.5	Coeficientes de simultaneidade da unidade E para o controlo on/off e modulante.	90
Figura H.1	Unidade condensadora da Pecomark [34].	91
Figura H.2	Coeficientes de simultaneidade associados à unidade A no verão e no inverno.	92
Figura H.3	Unidade condensadora Copeland [34].	93
Figura H.4	Coeficientes de simultaneidade associados à unidade B no verão e no inverno.	93
Figura H.5	Unidade condensadora Copeland [34].	94
Figura H.6	Coeficientes de simultaneidade associados à unidade C no verão e no inverno.	94
Figura H.7	Unidade condensadora Copeland [34].	95
Figura H.8	Coeficientes de simultaneidade associados à unidade D no verão e no inverno.	95
Figura H.9	Unidade condensadora NovaFrigo [34].	96
Figura H.10	Coeficientes de simultaneidade associados à unidade E no verão e no inverno.	96
Figura H.11	Unidade condensadora Danfoss [34].	97
Figura H.12	Coeficientes de simultaneidade associados à unidade F no verão e no inverno.	97
Figura H.13	Coeficientes de simultaneidade associados à unidade G no verão e no inverno.	97
Figura I.1	Planta da loja com nova tubagem e localização das unidades condensadoras.	100

Lista de Tabelas

Tabela 2.1	Características dos diferentes fluidos frigorigêneos [19]	11
Tabela 2.2	Restrições impostas pelo Regulamento da UE 2024/573 [21]	12
Tabela 2.3	Crescimento do número de instalações de refrigeração a CO_2 [20]	14
Tabela 2.4	Pressões de evaporação, condensação e respetivos diferenciais [19]	16
Tabela 3.1	Necessidades de refrigeração do supermercado	24
Tabela 3.2	Compressores da central frigorífica	26
Tabela 3.3	Temperaturas ambiente médias nos períodos mais quente e mais frio	27
Tabela 3.4	Valores médios característicos de um mês de verão	28
Tabela 3.5	Potências de refrigeração mínimas e máximas de cada um dos compressores MT - verão	28
Tabela 3.6	Valores de potência frigorífica dos pontos A a F - verão	30
Tabela 3.7	Valores médios característicos de um mês de inverno	30
Tabela 3.8	Potências de refrigeração mínimas e máximas de cada um dos compressores MT - inverno	30
Tabela 3.9	Valores de potência frigorífica dos pontos A a F - inverno	31
Tabela 3.10	Capacidade frigorífica fornecida pelos compressores MT nos casos extremos de verão e inverno	32
Tabela 3.11	Valores médios de um mês de verão.	38
Tabela 3.12	Potências de refrigeração mínimas e máximas de cada um dos compressores LT - verão	38
Tabela 3.13	Valores de potência frigorífica dos pontos A a D - verão	39
Tabela 3.14	Valores médios característicos de um mês de inverno.	39
Tabela 3.15	Potências de refrigeração mínimas e máximas de cada um dos compressores LT - inverno	39
Tabela 3.16	Valores de potência frigorífica dos pontos A a D - inverno	40
Tabela 3.17	Especificações do <i>gas cooler</i> da instalação	47
Tabela 4.1	Potências frigoríficas de cada unidade - 1ª iteração	52
Tabela 4.2	Potências frigoríficas de cada unidade - 2ª iteração	55
Tabela 4.3	Potências frigoríficas de cada unidade - 3ª iteração	56
Tabela 4.4	Dados de temperatura nos períodos em análise	58
Tabela 4.5	Especificações técnicas da unidade da Copeland selecionada	60
Tabela 5.1	Custos associados às soluções centralizada e descentralizada	63
Tabela 5.2	Custos de energia em ambas as soluções num ano de referência	66
Tabela 5.3	Consumo energético e respetivo custo em ambas as soluções ao longo de um ano de referência	67

Tabela D.1	Composição da unidade A - 1ª iteração	80
Tabela D.2	Composição da unidade B - 1ª iteração	80
Tabela D.3	Composição da unidade C - 1ª iteração	81
Tabela D.4	Composição da unidade D - 1ª iteração	81
Tabela D.5	Composição da unidade E - 1ª iteração	81
Tabela E.1	Composição da unidade A - 2ª iteração	82
Tabela E.2	Composição da unidade B - 2ª iteração	82
Tabela E.3	Composição da unidade C - 2ª iteração	83
Tabela E.4	Composição da unidade D - 2ª iteração	83
Tabela E.5	Composição da unidade E - 2ª iteração	83
Tabela E.6	Composição da unidade F - 2ª iteração	84
Tabela E.7	Composição da unidade G - 2ª iteração	84
Tabela F.1	Composição da unidade A - 3ª iteração	85
Tabela F.2	Composição da unidade B - 3ª iteração	85
Tabela F.3	Composição da unidade C - 3ª iteração	86
Tabela F.4	Composição da unidade D - 3ª iteração	86
Tabela F.5	Composição da unidade E - 3ª iteração	86
Tabela F.6	Composição da unidade F - 3ª iteração	87
Tabela F.7	Composição da unidade G - 3ª iteração	87
Tabela H.1	Especificações técnicas da unidade A - Pecomark	92
Tabela H.2	Especificações técnicas da unidade da Copeland selecionada	93
Tabela H.3	Especificações técnicas da unidade da Copeland selecionada	94
Tabela H.4	Especificações técnicas da unidade da Copeland selecionada	95
Tabela H.5	Especificações técnicas da unidade E - Nofa Frigo	96
Tabela H.6	Especificações técnicas das unidades Danfoss selecionadas	98

Capítulo 1

Introdução

1.1 Contextualização do Tema

A refrigeração e ar condicionado são responsáveis pelo consumo de aproximadamente 20 % de toda a eletricidade produzida a nível mundial [1]. A refrigeração comercial desempenha um papel preponderante na preservação de alimentos perecíveis, sendo de extrema importância nos supermercados e outros estabelecimentos comerciais.

Desde meados do século XX que a refrigeração é responsável pela emissão de diversos gases nefastos ao ambiente, nomeadamente CFC's, HFC's e HCFC's. Para avaliar a qualidade de uma instalação em termos ambientais, é necessário ter em conta as emissões diretas e indiretas. As emissões diretas dizem respeito a fugas de fluido frigorigéneo para a atmosfera, enquanto que as emissões indiretas provêm da emissão de gases de efeito estufa na produção da eletricidade que alimenta a instalação. Assim, os parâmetros utilizados são o ODP (Potencial de Destruição da Camada de Ozono, do inglês, *Ozone Depletion Potential*) e o GWP (Potencial de Aquecimento Global, do inglês, *Global Warming Potential*). Os gases fluorados apresentam elevados valores de GWP e ODP, pelo que contribuem significativamente para o aquecimento global e para a destruição da camada do ozono [2].

Nos últimos anos tem-se dado especial atenção a estes fatores com o objetivo de evitar e mitigar os graves impactos ambientais que os fluidos utilizados provocam. Assim, os Protocolos de Montreal (1987) e Quioto (1997), visam evitar a destruição da camada do ozono e controlar o aquecimento global, respetivamente. Mais recentemente, a União Europeia impôs restrições aos seus estados membros através do Regulamento (UE) nº 2024/573, do Parlamento Europeu e do Conselho, de 7 de fevereiro de 2024 no que diz respeito aos fluidos utilizados na refrigeração, visando o uso de fluidos naturais como o CO_2 , NH_3 e o R290.

Neste sentido, é cada vez mais importante encontrar soluções que sejam eficientes do ponto de vista energético e económico, ao mesmo tempo que respeitem as normas impostas pela União Europeia relativamente às emissões para a atmosfera. Há alguns anos que o CO_2 tem vindo a ganhar cada vez mais espaço no mundo da refrigeração por diversos motivos, entre os quais a sua não toxicidade e não inflamabilidade. Atualmente, e tendo em conta as normas impostas pela UE,

os clientes ver-se-ão obrigados alterar os seus sistemas de refrigeração, evitando a utilização de CFC's e HFC's.

1.2 Enquadramento

A presente dissertação foi feita em colaboração com a EPTA PORTUGAL, uma empresa sediada na Maia - Porto e cujo principal foco de negócios é a refrigeração comercial e também industrial. A dissertação foi desenvolvida com o intuito da obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica pela Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto.

1.3 Motivações e Objetivos

Tendo em conta as preocupações constantes com o ambiente, e prevendo um crescimento ainda maior nos próximos anos no que diz respeito à refrigeração, este projeto visa estudar uma nova solução de refrigeração comercial em alternativa às já implementadas no mercado. Através de um estudo exaustivo de uma instalação de refrigeração comercial a CO_2 transcrito, procurar-se-á desenvolver uma outra solução (descentralizada) e comparar ambas em termos económicos, ambientais e energéticos. Assim, os principais objetivos deste projeto são:

- Estudar a solução centralizada já implementada no supermercado em análise e concluir quanto aos consumos elétricos da central, recorrendo a dados reais da instalação e através de folhas de cálculo em Excel;
- Estudar a possibilidade de integrar uma nova solução descentralizada, através de um estudo dos fatores de simultaneidade associados aos consumidores e verificação das unidades condensadoras disponíveis no mercado;
- Comparar ambas as soluções em termos económicos, ambientais e energéticos;
- Perceber quais os critérios a ter em consideração na instalação de uma nova solução descentralizada.

1.4 Estrutura da Dissertação

O presente documento encontra-se dividido em 6 Capítulos. De seguida, faz-se uma breve descrição do que será abordado em cada um deles.

- **Capítulo 1:** O primeiro capítulo - **Introdução** - faz uma breve abordagem e contextualização da refrigeração no mundo atual. É também feito um enquadramento e são referidas as principais motivações e objetivos deste trabalho.

- **Capítulo 2:** No segundo capítulo - **Estado de Arte** - é feita uma revisão bibliográfica acerca da história da refrigeração, fluidos utilizados, protocolos e normas em vigor, assim como os principais sistemas atualmente implementados em Portugal.
- **Capítulo 3:** O terceiro capítulo - **Solução Centralizada: um caso de estudo** - foca-se na análise exaustiva de uma solução de refrigeração comercial centralizada a CO_2 transcrito.
- **Capítulo 4:** No capítulo 4 - **Solução Descentralizada** - é feita uma sugestão de solução a instalar no supermercado em análise em alternativa à solução centralizada previamente estudada. Aqui, é feita uma explicação detalhada do procedimento adotado na escolha das unidades condensadoras assim como no projeto da nova linha de tubagem implementada.
- **Capítulo 5:** Neste capítulo - **Análise de Resultados** - são apresentados os principais resultados obtidos durante o projeto. Apresentam-se dados relativos à componente económica, ambiental e energética e é feita uma análise e comparação entre ambos os sistemas com o objetivo de perceber qual a melhor solução.
- **Capítulo 6:** No 6º e último capítulo - **Conclusões e Trabalhos Futuros** - resumem-se as principais conclusões retiradas deste projeto. São também feitas algumas sugestões no que diz respeito a trabalhos futuros como continuação do trabalho aqui efetuado.

Capítulo 2

Estado de Arte

2.1 A História da Refrigeração

A refrigeração pode ser definida como o ato de remover calor de um determinado espaço ou produto, com o objetivo de baixar e manter a temperatura desse espaço ou produto, sendo utilizada maioritariamente na conservação de alimentos perecíveis a baixas temperaturas. Uma vez que o calor flui no sentido da diminuição de temperatura, o processo inverso não será possível sem a ajuda de máquinas térmicas, que operam segundo ciclos de refrigeração. Além disso, os princípios da refrigeração são também utilizados no controlo da temperatura do ar, por questões de conforto [3].

Desde os tempos pré-históricos que os humanos têm a necessidade de conservar espaços ou alimentos a baixas temperaturas. Povos como os Hebreus, Persas, Chineses e Romanos armazenavam gelo e neve para, em períodos mais quentes, preservar os alimentos. Estima-se que já em 400 a.C., na Pérsia, existiam estruturas designadas por *yakhchāl* que armazenavam gelo. Estas estruturas possuíam grandes espaços de armazenamento subterrâneos assim como uma estrutura densamente isolada acima do solo e utilizavam o princípio de arrefecimento evaporativo e radiativo - Figura 2.1. [4]



Figura 2.1: *Yakhchāl* [4]

No entanto, a refrigeração natural tem limitações, nomeadamente no que diz respeito à dependência da existência de gelo/neve, condições climáticas e ainda pelo facto de não ser adequada à conservação de grandes quantidades de alimentos por largos períodos de tempo. Um dos primeiros passos para o aparecimento da refrigeração artificial foi a descoberta da chamada refrigeração química. Descobriu-se que a junção de água com nitrato de sódio ou potássio baixa a sua temperatura, podendo ser utilizada para efeitos de refrigeração. O primeiro registo de refrigeração artificial remonta a meados do século XVIII quando o professor da Universidade de Glasgow, William Cullen, desenhou uma pequena máquina de refrigeração que aproveitava o efeito frigorífico criado através da rápida transformação de líquido em gás [5].

Em 1805, o engenheiro Oliver Evans criou o primeiro projeto de uma máquina de refrigeração. No seu livro, Evans defende que a criação de vácuo baixa o ponto de ebulição da água (levando ao seu arrefecimento), e que o mesmo acontece com o éter. Assim, aplicando este princípio a este segundo fluido, o engenheiro Oliver Evans tinha descoberto uma possível forma de produzir gelo de forma contínua, através de uma bomba de vácuo [6].

No entanto, foi apenas em 1834 que o engenheiro mecânico americano Jacob Perkins projetou o primeiro sistema de refrigeração por compressão de vapor. Foi o primeiro dispositivo a usar um sistema de refrigeração de vapor, operando de modo contínuo [7].

A Figura 2.2 representa o desenho da máquina elaborado por Jacob Perkins.

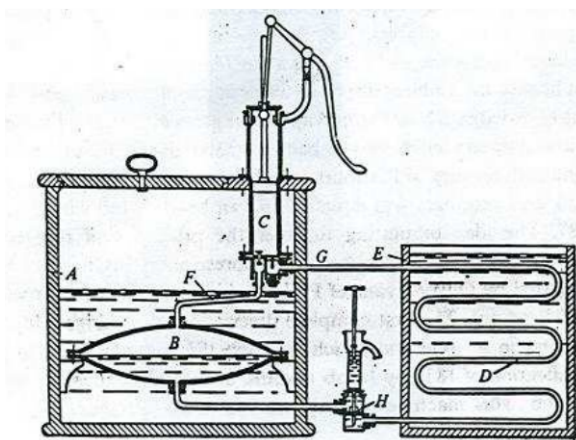


Figura 2.2: Esquema da máquina de Perkins [7].

A sua patente descreve um ciclo que usa um fluido volátil com o propósito de produzir frio e, simultaneamente, condensar o fluido para que não houvesse desperdício. Embora o objetivo inicial fosse a sua operação com éter sulfúrico, o fluido utilizado na máquina desenvolvida por Perkins foi um solvente industrial, designado por *caoutchoucine* [8].

Embora este ciclo pudesse operar de forma contínua, Perkins não desenvolveu nenhuma solução comercial. Assim, por volta de 1848, Alexander Twinning fez as primeiras tentativas de desenvolver tal solução, mas foi James Harrison que anos mais tarde construiu a primeira máquina de produzir gelo [9]. Mais tarde, no início do século XX, surgiram os primeiros motores elétricos

de menores dimensões e equipados com controlos automáticos, permitindo uma maior evolução da refrigeração.

2.2 Ciclo de compressão a vapor

Como é conhecido, o calor flui sempre no sentido decrescente de temperatura. Assim, para retirar calor de um espaço a temperatura inferior e libertá-lo para um espaço a temperatura superior, é necessário o uso de máquinas frigoríficas [3].

O ciclo de compressão a vapor é largamente usado nos sistemas de refrigeração, ar condicionado e bombas de calor. Este ciclo opera segundo a mudança de fase do fluido frigorigéneo que retira calor ao espaço a refrigerar e, após compressão, liberta esse calor para uma fonte quente. O processo de compressão é geralmente alimentado por potência elétrica, sendo que no entanto, existem também ciclos de refrigeração por absorção, onde a compressão é alcançada através de potência térmica [3].

2.2.1 Ciclo ideal

O ciclo ideal de compressão de vapor é parcialmente inspirado no ciclo de Carnot invertido. Tendo em conta a dificuldade de compressão do fluido no estado de vapor húmido, no ciclo ideal o fluido entra no compressor no estado de vapor saturado. Os processos do ciclo ideal são os seguintes [3], [10]:

- 1-2: Compressão isentrópica num compressor;
- 2-3: Rejeição de calor (a pressão constante) para uma fonte quente;
- 3-4: Expansão isentálpica numa válvula de expansão;
- 4-1: Remoção de calor (a pressão constante) do espaço a refrigerar;

Os processos descritos anteriormente são apresentados na Figura 2.3.

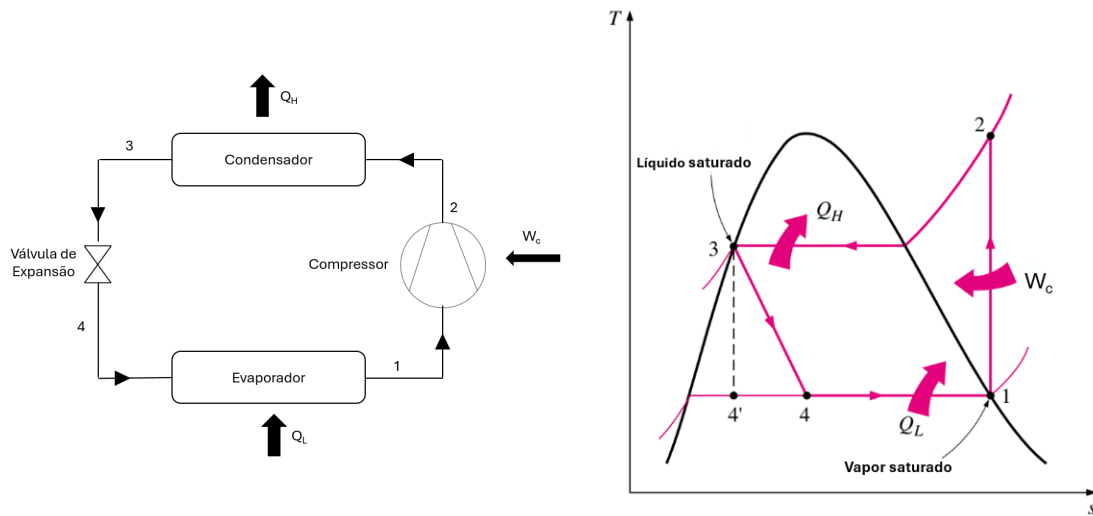


Figura 2.3: Esquema e diagrama T-s: ciclo ideal [3].

Aplicando a Primeira Lei da Termodinâmica aos componentes do ciclo, concluímos que o cálculo da potência elétrica a fornecer ao compressor é dado por:

$$\dot{W}_c = \dot{m} \times (h_2 - h_1) \quad (2.1)$$

onde $\dot{W}_c$ representa a potência de acionamento, $\dot{m}$ o caudal mássico de fluido frigorigéneo e h a entalpia desse mesmo fluido. Além disso, os valores de potência calorífica retirada à fonte fria e libertada para a fonte quente são dados, respetivamente, por:

$$\dot{Q}_L = \dot{m} \times (h_4 - h_1) \quad (2.2)$$

e

$$\dot{Q}_H = \dot{m} \times (h_3 - h_2) \quad (2.3)$$

Relativamente à eficiência deste tipo de sistemas, geralmente usa-se o conceito de COP - *Coefficient of Performance*. O COP é definido por:

$$COP = \frac{Pot_{util}}{Pot_{fornecida}} \quad (2.4)$$

Em sistemas de refrigeração, o objetivo final é refrigerar um determinado espaço, pelo que o efeito útil é a potência calorífica retirada do espaço a baixas temperaturas. Já nas bombas de calor, o efeito útil é o calor introduzido na fonte quente. Posto isto, no contexto da refrigeração, o COP é dado por [3], [10]:

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_c} \quad (2.5)$$

onde $\dot{Q}_L$ representa o efeito frigorífico (em kW) e $\dot{W}_c$ a potência de acionamento dos compressores, também em kW. Assim, o COP é um fator adimensional e quanto maior o seu valor melhor o rendimento da instalação.

2.2.2 Ciclo real

Na realidade, os ciclos de compressão a vapor estão sujeitos a diversas irreversibilidades que ocorrem em diferentes componentes. A sua causa é, sobretudo, a fricção do fluido nas paredes da tubagem que causa perdas de pressão e perdas (ou ganhos) de calor para o ambiente. O diagrama de um ciclo real de compressão a vapor é apresentado na Figura 2.4.

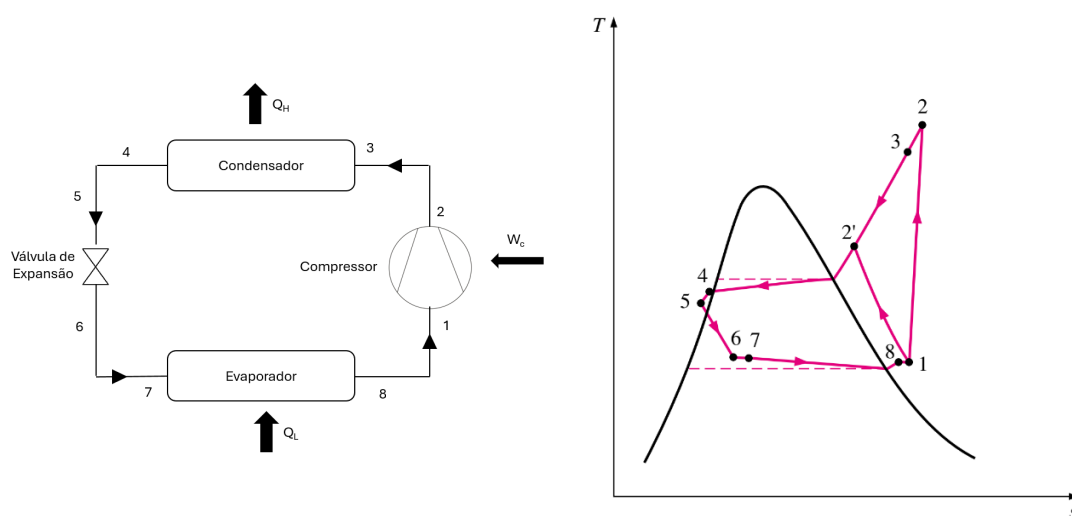


Figura 2.4: Esquema e diagrama T-s: ciclo real [3].

Observando a Figura 2.4 facilmente se constata que, na presença de irreversibilidades, a compressão não é isentrópica. Em vez disso, o processo de compressão poderá ocorrer de 1 para 2 (aumento de entropia devido a irreversibilidades) ou de 1 para 2' (diminuição de entropia devido a perdas de calor pelo fluido). De notar que o processo de 1 para 2' poderá ser ainda mais desejável uma vez que o volume específico do fluido v , consequentemente, o trabalho de compressão são menores [3].

2.3 Fluidos Frigorígenos - Uma Visão Geral

Um fluido frigorígeno é um fluido que opera segundo um ciclo, sendo submetido a mudanças de fase (líquido - vapor, e vice-versa), onde o objetivo é remover calor de um espaço a refrigerar e libertá-lo para uma fonte quente [3].

Os principais indicadores para avaliar a qualidade e utilidade de um determinado fluido frigorígeno são [11]:

- ODP (Potencial de Destruição da Camada do Ozônio) - define o potencial de destruição da camada do ozônio de um fluido frigorífico tomando como referência o R11, onde o ODP toma o valor de 1;
- GWP (Potencial de Aquecimento Global) - define-se como a capacidade em aumentar o aquecimento global causado por uma substância em relação ao CO_2 , onde o GWP = 1: geralmente é calculado num dado período de tempo (100 a 500 anos).

O uso excessivo de combustíveis fósseis tem vindo a contribuir significativamente para o aumento das emissões de CO_2 para a atmosfera. No campo da refrigeração comercial e industrial, grande parte dos fluidos utilizados apresenta elevados valores de GWP [12].

O consumo anual de eletricidade por parte dos supermercados representa cerca de 3 a 4% da produção total anual nos países desenvolvidos. Exemplo disso são a Suécia e o Reino Unido com 3% e os Estados Unidos, França e Dinamarca com 4% [13]. Além disso, estima-se que 35 a 50 % do consumo energético de um supermercado esteja relacionado com a refrigeração, pelo que é de extrema importância fazer uma escolha adequada de um fluido frigorífico que garanta elevada eficiência e que seja ambientalmente saudável [14].

No que diz respeito aos fluidos frigoríficos utilizados, é possível dividir a história da refrigeração em 4 gerações de fluidos. Esta divisão surge dos protocolos e respetivas emendas que foram sendo assinados ao longo dos anos, como é o caso dos Protocolos de Montreal e Quioto. A Figura 2.5 apresenta um resumo da evolução ao longo destas gerações.

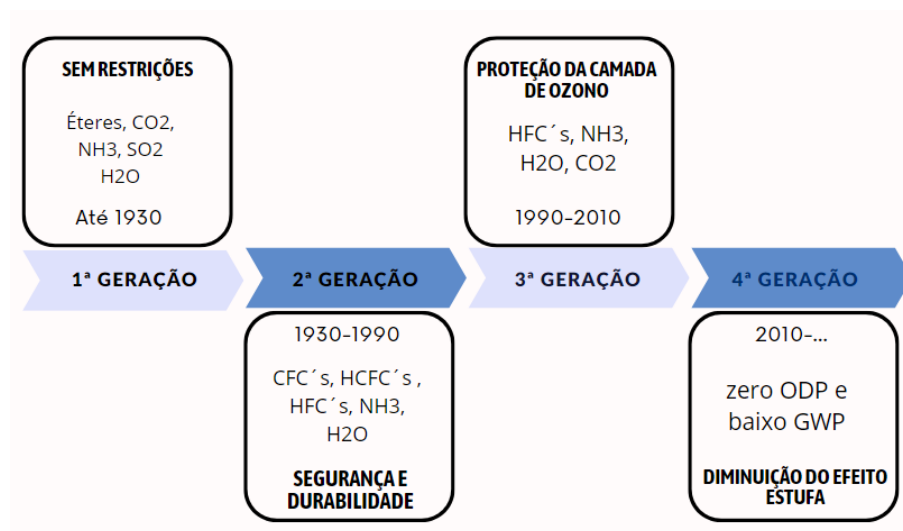


Figura 2.5: Evolução temporal de fluidos frigoríficos utilizados [8].

1ª geração

A 1ª geração de fluidos frigoríficos utilizados remonta ao início da refrigeração artificial, até por volta da década de 30 do século XX. Nesta fase tão prematura, qualquer solvente industrial era utilizado como fluido frigorífico. Muitos dos fluidos utilizados eram inflamáveis e tóxicos. Em 1920, Carrier (conhecido pelos desenvolvimentos na psicométrica), estudou a aplicação de alguns

fluidos, como o CO_2 , água e amoníaco em máquinas de compressão centrífugas. Concluiu que o CO_2 foi o que apresentou menor eficiência e a água e amoníaco requeriam grande potência de compressão [8].

2ª geração

A 2ª geração de fluidos frigorigêneos caracterizou-se pela preocupação relativamente à durabilidade e segurança destes fluidos. No início da década de 30 iniciou-se a produção comercial de fluidos como o R-11 e R-12. Assim, os clorofluorocarbonetos (CFC's) e os hidroclorofluorocarbonetos (HCFC's) dominaram esta geração de fluidos frigorigêneos. O amoníaco continuou a ser utilizado em instalações industriais de grandes dimensões [8].

3ª geração

Em 1974 os cientistas Rowland e Molina publicaram estudos que comprovam que a destruição da camada do ozono está diretamente relacionada com as emissões de CFC's [15]. Assim, a 3ª geração de fluidos frigorigêneos caracterizou-se principalmente pela proteção desta camada, surgindo então o Protocolo de Montreal.

Protocolos de Montreal e Quioto

O Protocolo de Montreal (1987) visa terminar com o uso dos CFC's, promovendo o uso dos HCFC's como fluido de transição e a longo prazo, a utilização dos HFC's. Estima-se que entre 1987 e 2010, estas medidas conduziram à redução em 98% dos níveis de produção e consumo de substâncias destruidoras da camada do ozono [8], [16]. Nesta fase, os fluidos mais utilizados foram sobretudo o R134a, R-404a e R-407C, uma vez que são caracterizados pelo seus baixos valores de ODP [8].

Embora o uso destes gases fosse ambientalmente saudável no que diz respeito à camada de ozono, os mesmos possuem um valor de GWP elevado. Neste sentido, mais tarde surge o Protocolo de Quioto (1997) que visa diminuir a emissão de gases de efeito estufa, combatendo as alterações climáticas. A ligação entre os Protocolos de Quioto e de Montreal é o objetivo comum em diminuir a libertação de gases com elevado valor de ODP. Assim, este protocolo incentiva ao desuso dos HFC's e PFC's - compostos perfluorados - e as suas medidas restritivas forçam o aparecimento de uma 4ª geração de fluidos frigorigêneos [8], [17].

4ª geração

Embora a emissão de gases com efeito de estufa tenha sido atenuada, a questão do aquecimento global é ainda um problema. Assim, surge a 4ª geração de fluidos frigorigêneos, onde o foco é diminuir as emissões de gases com efeito de estufa e promover a utilização de fluidos naturais como o CO_2 , NH_3 e os hidrocarbonetos.

Em suma, os fluidos frigorigêneos podem ser divididos em não naturais e naturais de acordo com o que está representado na Figura 2.5.

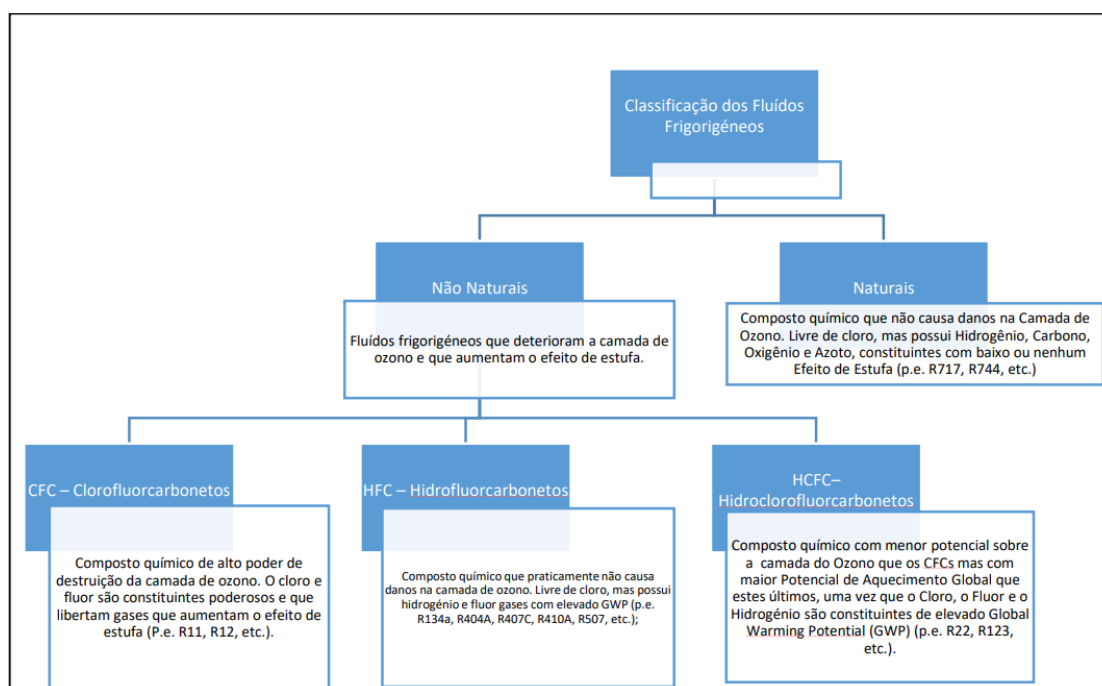


Figura 2.6: Classificação de fluidos refrigerantes [18].

A Tabela 2.1 apresenta as características de alguns fluidos refrigerantes naturais e sintéticos.

Tabela 2.1: Características dos diferentes fluidos refrigerantes [19]

	R-12	R-22	R-134a	R-404a	R-717	R-290	R-744
ODP/GWP	1/10600	0.05/1700	0/1300	0/3780	0/0	0/3	0/1
Flamabilidade/Toxicidade	N/N	N/N	N/N	N/N	S/S	S/N	N/N
Massa Molecular [kg/kmol]	120,9	86,5	102,0	97,6	17	44,1	44
Temperatura de Evaporação a 1atm [°C]	-29,8	-40,8	-26,2	-48,7	-33,3	-42,1	-78,4
Pressão Crítica [MPa]	4,11	4,97	4,07	3,73	11,42	4,25	7,38
Temperatura Crítica [°C]	112	96	101,1	72,07	133	96,7	31,1

Como se verifica pela análise da Tabela 2.1, os fluidos naturais são os que apresentam as melhores características em termos de ODP e GWP. Assim, estes fluidos são ambientalmente saudáveis no que diz respeito ao aquecimento global e à destruição da camada do ozônio.

2.4 Política atual

Na sequência dos Protocolos de Montreal e Quioto, a União Europeia impõe o regulamento *F-Gas* aos seus estados membros, visando a diminuição da produção e utilização de gases refrigerantes com alto potencial de aquecimento global. Esta regulamentação foi adotada em 2006 e desde então tem sofrido algumas alterações.

A Regulamentação da União Europeia nº 517/2014 visa extinguir a utilização dos gases mais utilizados atualmente na refrigeração comercial (R134a, R404A, etc). Devido aos seus valores elevados de GWP, estes gases contribuem significativamente para o aquecimento global. Esta

regulamentação tem como objetivo produzir mudanças significativas na refrigeração comercial na Europa, levando à redução das emissões dos HFC's em 79% até 2030 [20].

Recentemente, em fevereiro de 2024, foi divulgado o regulamento do Parlamento Europeu 2024/573 referente aos gases fluorados com efeito de estufa, que revoga o anterior regulamento. Neste novo Regulamento constam muitas medidas referentes à refrigeração, bombas de calor e ar condicionado. Algumas destas medidas, inerentes à refrigeração comercial, são apresentadas na Tabela 2.2.

Tabela 2.2: Restrições impostas pelo Regulamento da UE 2024/573 [21]

Produto e Equipamento	Fluido Frigorígeno	Data
Frigoríficos e congeladores domésticos	Equipamentos que contenham qualquer tipo de gás fluorado com efeito estufa, excepto se necessário para cumprir requisitos de segurança no local de operação	1 de janeiro de 2026
Frigoríficos e congeladores para uso comercial	Equipamentos que contenham outros gases fluorados com GWP superior a 150	1 de janeiro de 2025
Sistemas autónomos	Equipamentos que contenham gases fluorados com GWP superior a 150	1 de janeiro de 2025
Equipamentos de refrigeração, exceto chillers, unidades autónomas e sistemas centralizados	Equipamentos que contenham gases fluorados com um GWP superior a 2500, exceto se destinados a aplicações concebidas para temperaturas inferiores a -50°C	1 de janeiro de 2025
	Equipamentos que contenham gases fluorados com um GWP superior a 150, exceto para cumprir requisitos de segurança no local de operação	1 de janeiro de 2030

Além das medidas apresentadas na Tabela 2.2, a Comissão impõe ainda algumas restrições e obrigações. Relativamente a instaladores de equipamentos de refrigeração e ar condicionado, destacam-se as seguintes medidas [21]:

- Novos requisitos de controlo de fugas: obrigação de realizar controlo de fugas periódicos para equipamentos que contenham HFO's - hidrofluorolefinas;
- A partir de 2025, a proibição da utilização de gases fluorados virgens com GWP superior a 2500 estende-se também a instalações com carga inferior a 40 toneladas de CO_2eq , permitindo o uso de gases reciclados até 2030;
- A partir de 2032, não será permitida a utilização de gases fluorados com GWP superior a 750 (exceto refrigeradores), em operações de manutenção de equipamentos existentes, permitindo-se o uso de gases reciclados e recuperados;

Já no que diz respeito a fabricantes deste tipo de equipamentos, podemos salientar o seguinte:

- A Comissão definiu que, com exceção de refrigeradores, a partir de 2030 não poderão ser vendidos novos equipamentos/instalações que utilizem gases fluorados com GWP superior a 150;
- A exportação de equipamentos de refrigeração, ar condicionado e bombas de calor com GWP superior a 100 é proibida a partir de um ano após a entrada em vigor da proibição da sua colocação no mercado da União Europeia.

Os *F-Gas*, desenvolvidos na década de 90 como uma alternativa aos gases com elevado ODP (CFC's), são um grupo de gases sintéticos que contribuem significativamente para o aquecimento global devido ao seu elevado valor de GWP. Estima-se que os *F-Gas* sejam responsáveis por cerca de 2,5% das emissões de gases de efeito de estufa na UE. As restrições relativas ao uso destes gases visa reduzir significativamente as emissões evitando a libertação de 40 MtCO_{2e} até 2030 e 310 MtCO_{2e} até 2050 [22].

2.5 Fluidos Naturais como única alternativa

Como foi descrito na secção anterior, são cada vez mais rígidas as restrições impostas ao uso de fluidos frigorigéneos sintéticos que possuam um ODP e GWP elevados. Assim, a alternativa reside na utilização de fluidos naturais. Para uma melhor análise do posicionamento de cada fluido relativamente aos seus valores de GWP e ODP, a Figura 2.7 representa estes indicadores para alguns fluidos frigorigéneos.

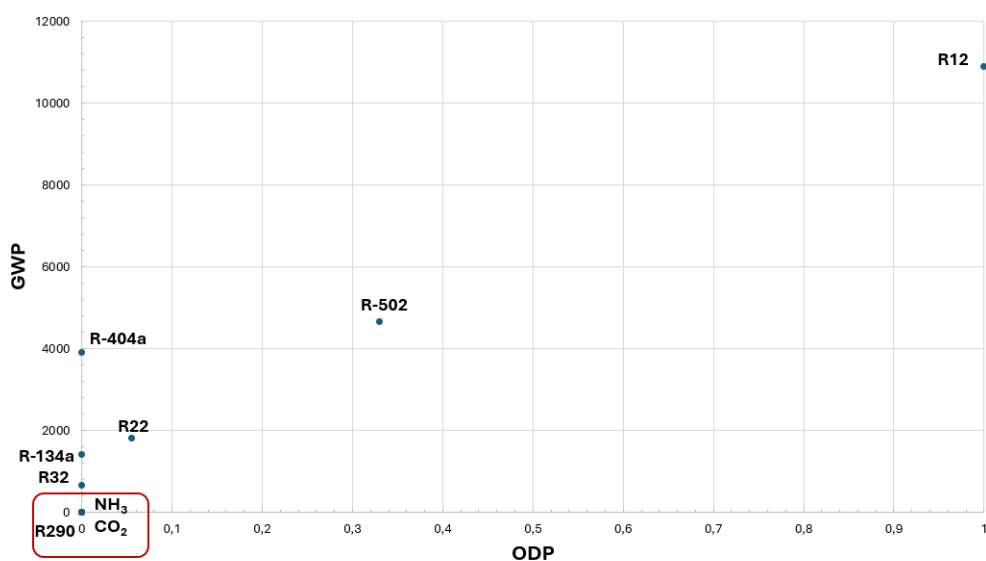


Figura 2.7: Valores de GWP e ODP de alguns fluidos frigorigéneos [23].

Pela análise da Figura 2.7, verifica-se que os fluidos que obedecem simultaneamente aos critérios de GWP e ODP são os fluidos naturais.

Um fluido natural é um fluido que pode ser encontrado no meio ambiente que, não sendo sintetizado em laboratório, é obtido por processos industriais. Atualmente, podemos distinguir 3 fluidos frigorigéneos naturais: CO₂, NH₃ e os hidrocarbonetos (metano, propano, etc.) [24].

O uso de amoníaco ou hidrocarbonetos pode ser perigoso tendo em conta a quantidade de fluido que circula nestes sistemas e o risco de haver fugas no supermercado. Tendo em conta a sua toxicidade e inflamabilidade - Figura 2.8 - o uso destes fluidos não é recomendável, sendo apenas utilizados em sistemas em cascata, onde se encontram longe dos utilizadores do supermercado.

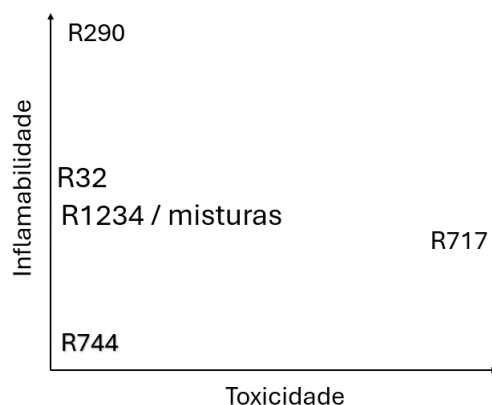


Figura 2.8: Comparação relativa da inflamabilidade e toxicidade de alguns fluidos naturais [24].

Assim, entre os fluidos frigorigêneos naturais, o que ganhou maior destaque na refrigeração comercial foi o CO_2 [20]. A prova de que o dióxido de carbono começou a ser bastante utilizado para efeitos de refrigeração comercial é corroborada pelos dados apresentados na Tabela 2.3.

Tabela 2.3: Crescimento do número de instalações de refrigeração a CO_2 [20]

Região	2015	2018	Taxa de crescimento [%]
EUA	52	370+	612
Canadá	139	245+	76
Europa	5500	16000+	190
Nova Zelândia	9	40+	344
Austrália	4	20+	400
Japão	1500	3530+	135

Como se pode verificar, em muitos países houve um crescimento exponencial do número de instalações a CO_2 entre 2015 e 2018, muito devido às normas da União Europeia relativamente aos gases fluorados. A situação atual no que diz respeito às instalações de CO_2 é apresentada na Figura 2.9.

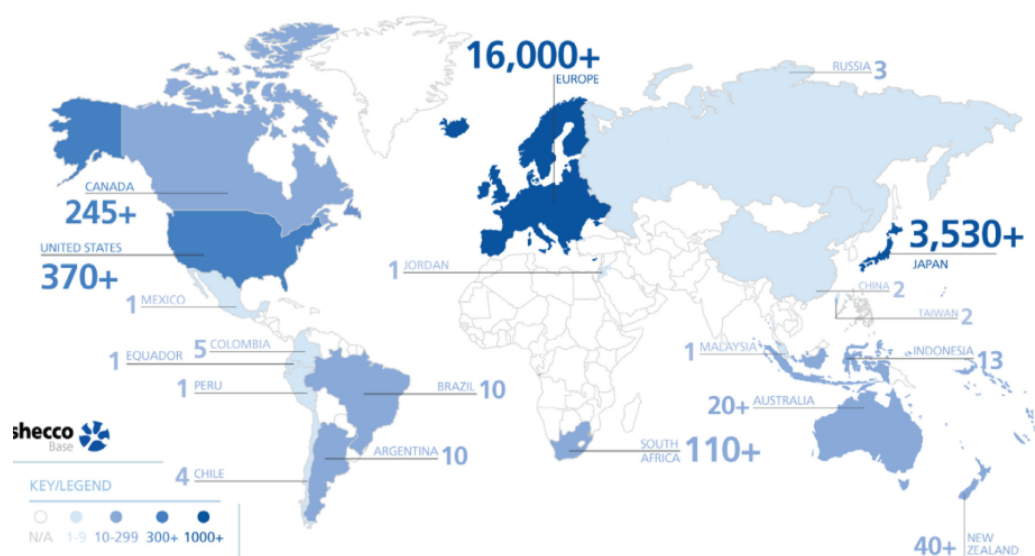


Figura 2.9: Instalações a CO₂ transcrito a nível global [20].

2.6 Supermercados em Portugal

Os ciclos teóricos apresentados na Secção 2.2 servem como base de compreensão aos ciclos realmente implementados. Embora os princípios de operação sejam os mesmos, os sistemas de refrigeração implementados nas grandes cadeias de supermercados em Portugal operam segundo ciclos mais complexos.

Tendo em conta a variabilidade de condições climáticas em todo o mundo, certos sistemas são mais adequados a regiões onde as temperaturas médias são mais baixas e outros mais adequados a temperaturas mais elevadas. Assim, existem sistemas adequados a climas amenos, climas quentes, sistemas aplicáveis a uma grande variedade de climas e ainda sistemas com recuperação de calor incorporada [25].

De forma a obter uma ideia mais clara da situação atual em Portugal, tomou-se como exemplo as maiores cadeias de supermercados, aqui designadas pelas letras de A a G. O gráfico da Figura 2.10 representa o número aproximado de instalações das diferentes insígnias, assim como a percentagem das quais trabalha a CO₂ transcrito.

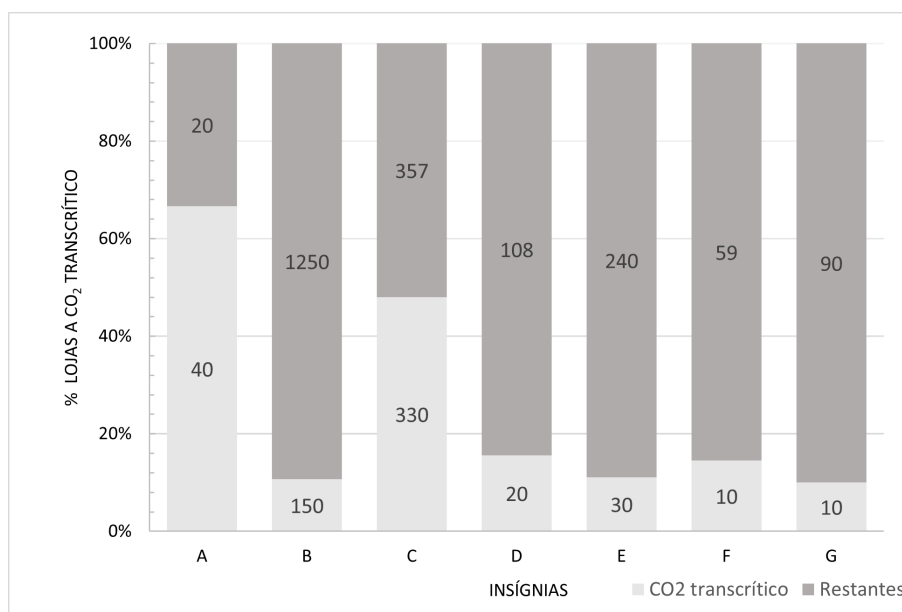


Figura 2.10: Percentagem de lojas de diferentes insígnias que operam a CO_2 .

Como é ilustrado no gráfico da Figura 2.10, na grande maioria das insígnias em Portugal, apenas uma pequena parte das suas instalações operam no regime de CO_2 transcrito. As restantes referem-se a supermercados que operam ainda utilizando como fluido frigorigéneo o R-134, entre outros. De facto, e tendo em conta as políticas discutidas anteriormente, há ainda um longo caminho a percorrer na área da refrigeração comercial em Portugal, de modo a que todas as lojas estejam em conformidade com as mais recentes normas europeias.

2.6.1 Solução Centralizada

Tendo em conta o seu baixo ponto crítico ($31,1^\circ\text{C}$), a eficiência dos sistemas a CO_2 é reduzida especialmente em climas mais quentes [26]. Na Tabela 2.4 apresentam-se as pressões de evaporação e condensação (ou pressão do *gas cooler* no caso do dióxido de carbono) de alguns fluidos frigorigéneos, assim como as respetivas diferenças de pressão. Note-se que o ponto crítico do CO_2 é relativamente baixo, pelo que em situações de temperatura ambiente superior (por exemplo 40°C) o fluido não condensa.

Tabela 2.4: Pressões de evaporação, condensação e respetivos diferenciais [19]

Fluido Frigorigéneo	$P_{@40^\circ\text{C}}[\text{bar}]$	$P_{\text{eva}@10^\circ\text{C}}[\text{bar}]$	$\Delta p[\text{bar}]$
R22	15,34	3,55	11,79
R404a	18,33	4,39	13,94
CO_2	90,00	26,40	63,51
R290	13,69	3,45	10,24
R717	15,55	2,90	12,65

Analisando a Tabela 2.4, conclui-se que o CO_2 é aquele cujas pressões de operação são mais elevadas para uma determinada temperatura. As elevadas pressões de operação têm sido um desafio constante para os projetistas deste tipo de sistemas. Além disso, de notar que a diferença de pressões de evaporação e condensação (ou *gas cooling*) é bastante mais elevada no $R744$. Assim, a solução tem sido o uso de sistemas subcríticos em cascata ou sistemas *booster* transcíticos.

2.6.1.1 Sistemas subcríticos em cascata

Nos sistemas subcríticos em cascata, o circuito a CO_2 opera a temperaturas abaixo do ponto crítico (31,1 °C) e um outro fluido frigorigéneo (R-134a, R-290, R-717a) opera a temperaturas mais elevadas. Assim, o permutador de calor do sistema funciona como condensador do circuito a dióxido de carbono e como evaporador do circuito que opera a temperaturas mais elevadas. O esquema simplificado deste tipo de sistemas é apresentado na Figura 2.11.

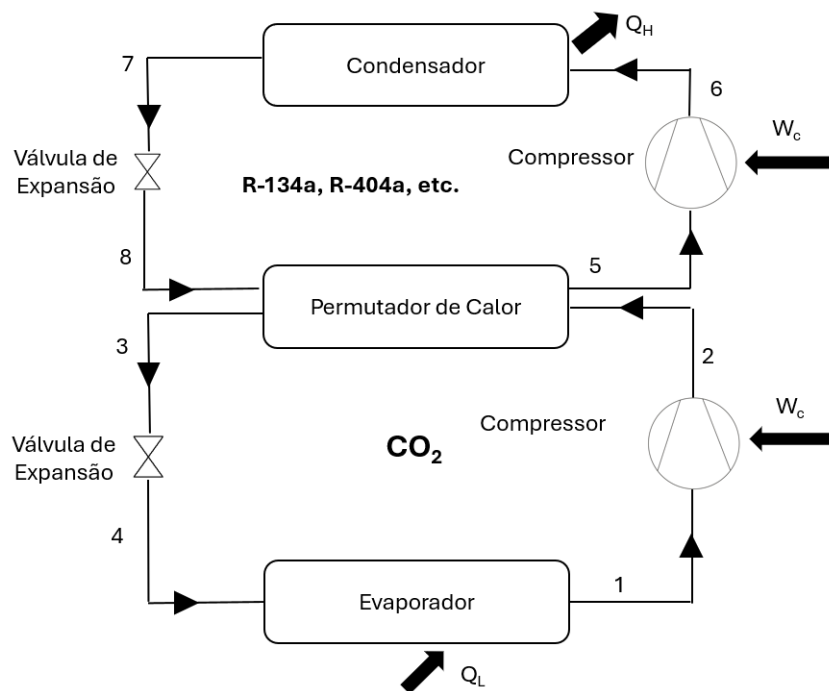


Figura 2.11: Esquema simplificado de sistema em cascata usando CO_2 e outro fluido.

Neste tipo de sistemas, é feita uma troca de calor através de um ou mais permutadores de calor colocados entre ambos os circuitos. Como se pode observar na Figura 2.11, o circuito a CO_2 liberta calor para o circuito de alta temperatura, através do permutador de calor representado. O COP da instalação é calculado tendo em conta que há múltiplos compressores em operação, sendo pela Equação 2.6.

$$COP = \frac{Q_L}{\sum W_c} \quad (2.6)$$

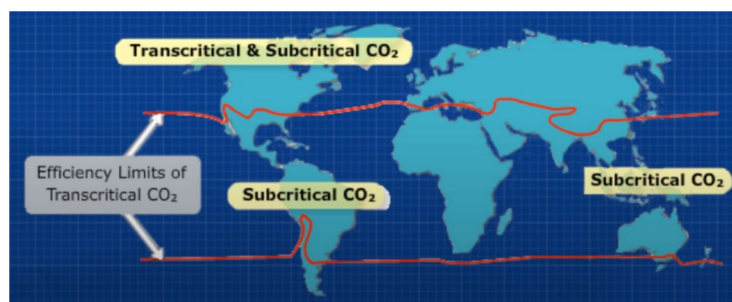


Figura 2.13: Definição teórica dos limites de eficiência do CO_2 transcrito [27].

Como é evidenciado na Figura 2.13, os sistemas *booster* a CO_2 podem alcançar uma excelente performance em zonas cuja temperatura ambiente não é muito elevada, como no Norte da Europa e em países da Europa Central [14]. Estima-se ainda que Portugal coincida com a latitude limite a partir da qual estes ciclos não são tão eficientes.

Em zonas de climas mais quentes, incluindo Portugal, existem algumas técnicas que podem ser utilizadas para melhorar a eficiência deste tipo de sistemas. A instalação de um condensador adiabático pode levar à poupança de 8 a 12% de consumo de energia, quando comparado com um sistema transcrito tradicional [28]. Por outro lado, a utilização de compressores de paralelo pode gerar uma poupança de 6 a 8% de consumo de energia e, quando combinados com a utilização de ejetores, podemos atingir poupanças na ordem dos 8 a 10% comparando com a solução original [29].

2.6.2 Solução Descentralizada

Contrariamente à solução centralizada, na solução descentralizada não existe a chamada casa de máquinas onde se situam todos os compressores, depósito, entre outros. A solução descentralizada consiste na implementação de diversas unidades condensadoras a CO_2 transcrito, "produzindo" frio em diferentes localizações da loja. Esta solução ainda não foi muito implementada em Portugal, no entanto em Inglaterra já existem supermercados que estão a equacionar a implementação de uma solução descentralizada a CO_2 transcrito.

Nesta subsecção, é importante perceber qual a gama de unidades condensadoras disponíveis no mercado, as capacidades de refrigeração de cada uma, respetivos fornecedores e potenciais limitações. Além disso, é relevante fazer uma breve análise de possíveis vantagens e desvantagens desta solução em comparação com a solução centralizada.

Atualmente, existem diversos fornecedores de unidades condensadoras a CO_2 . São exemplo disso a *Pecomark*, *Copeland*, *Panasonic*, *Tewis*, *Nova Frigo*, *Danfoss* e até a *EPTA*.

2.6.2.1 Capacidade de Refrigeração

Todos estes fabricantes apresentam soluções de unidades condensadoras cujas capacidades de refrigeração dependem de fatores como a temperatura de evaporação, temperatura ambiente e frequência de alimentação do motor elétrico do compressor [30]. Para temperaturas médias

(de -15°C a 5°C) a capacidade de refrigeração destas unidades varia essencialmente entre os 429W e os 15064W, dependendo da temperatura ambiente e do modelo selecionado [31]. No catálogo da *Tewis*, podemos verificar que para temperaturas médias existem unidades que fornecem desde os 1800W aos 12540W [32]. Já em [30] verifica-se que as soluções existentes fornecem um máximo de 16000W para temperaturas de evaporação médias.

No que diz respeito a temperaturas baixas (entre os -35°C e os -15°C) as potências frigoríficas são menores. Novamente analisando os fornecedores referidos acima, verifica-se em [31] que as capacidades máximas variam conforme o modelo selecionado e respetivas temperaturas de evaporação e condensação. Para uma temperatura de evaporação média de -30°C , há modelos capazes de fornecer cerca de 13700W de capacidade frigorífica. Por sua vez, em [32] verificamos que as potências máximas disponibilizadas não excedem os 6560W.

Recorrendo à *Danfoss*, verifica-se que temos à disposição unidade condensadoras com uma ampla capacidade de refrigeração. A temperatura de evaporação, a temperatura ambiente e a frequência de alimentação do motor elétrico são fatores que afetam a capacidade de refrigeração destas unidades. Assim as capacidades de refrigeração destas unidades vão dos 1,45kW a 6,84kW para MT e de 1kW a 32kW para LT [33]. Todas estas informações relativas às unidades condensadoras dos diferentes fabricantes estão resumidas em [34].

2.6.2.2 Dimensões

As dimensões destas unidades não são muito elevadas, tornando assim mais flexível a sua localização num determinado espaço ou loja. São, portanto, unidades bastante compactas.

2.6.2.3 Ruído

O ruído é um fator a ter em conta na escolha destas unidades. Na escolha destes equipamentos, é relevante verificar os níveis de ruído para perceber onde os mesmos podem ou não ser instalados. Por vezes, os supermercados situam-se em zonas de habitação, e o ruído excessivo pode ser motivo de complicações. Geralmente, as soluções apresentadas tem como característica principal o baixo nível de ruído, sendo algo que já é previamente tido em consideração pelo fabricante.

2.6.2.4 Localização na Loja

Tendo em conta os fatores anteriores, como as dimensões e o baixo ruído, estas unidades possuem alguma flexibilidade no que diz respeito à sua colocação em loja. A escolha deve ser efetuada tendo sempre em vista a solução que garanta mais eficiência e fiabilidade.

Em síntese, a escolha de unidades condensadoras requer uma análise detalhada do local da loja e das necessidades de refrigeração tendo sempre em vista as restrições impostas pela UE.

Numa primeira análise, poderá surgir a ideia de que as unidades condensadoras disponíveis no mercado possuem capacidades frigoríficas muito pequenas. De facto, olhando para um supermercado tipo onde as necessidades de refrigeração são aproximadamente 120 kW na MT - Média

Temperatura e 20 kW na LT - Baixa Temperatura, as potências das unidades disponíveis são baixas e, por isso, haveria a necessidade de múltiplas unidades distribuídas ao longo da loja.

Por outro lado, a utilização de diversas unidades em detrimento de uma única central possibilita uma maior flexibilidade no que diz respeito à manutenção. Enquanto que na solução centralizada uma avaria implica possivelmente a paragem de toda a instalação, na solução descentralizada existe a possibilidade de parar apenas uma parte do sistema, mantendo o normal funcionamento na restante instalação. Mais ainda, por vezes em determinadas lojas as necessidades de refrigeração não estão concentradas numa só zona. Nestes casos, a casa de máquinas poderá estar num extremo da loja e, no outro extremo, haver um ou mais equipamentos com necessidades de frio. Isto implica a instalação de mais metros de tubagem, promovendo as perdas de pressão e calor em todo este percurso. Nestas situações, poderia ser mais viável a colocação de uma única unidade condensadora junto ao local de consumo.

Capítulo 3

Sistema a CO_2 transcrito - um caso de estudo

Neste Capítulo 3 é apresentado o sistema de refrigeração incorporado no supermercado em análise. Uma vez que é uma instalação já existente, será possível apresentar dados reais relativamente ao consumo dos compressores, temperatura ambiente, pressão de aspiração, consumo energético mensal, entre outros. No final desta secção deverão ser conhecidos todos os consumidores da instalação (tipo e potência frigorífica), assim como os consumos dos compressores de positivos (ou refrigerados - MT), negativos (congelados - LT) e de paralelo (de IT). Mais ainda, será possível obter uma estimativa do consumo energético da central nos meses em análise.

3.1 Apresentação da Loja

A loja situa-se no Norte do país, na região do Ave, cujas zonas climáticas de verão e inverno são V2 e I2, respetivamente [35]. A temperatura máxima considerada na fase de projeto foi 41°C. A sua área de venda é 1728 m² e o seu horário de funcionamento é das 8h às 21h, durante 7 dias por semana. A instalação opera segundo um ciclo *booster* a CO_2 transcrito, que será explicado em detalhe ao longo do presente capítulo. A Figura 3.1 mostra as temperaturas médias, mínimas e máximas mensais, na região do supermercado. De salientar que a informação apresentada foi retirada do sistema de monitorização do frio da loja que existe atualmente.

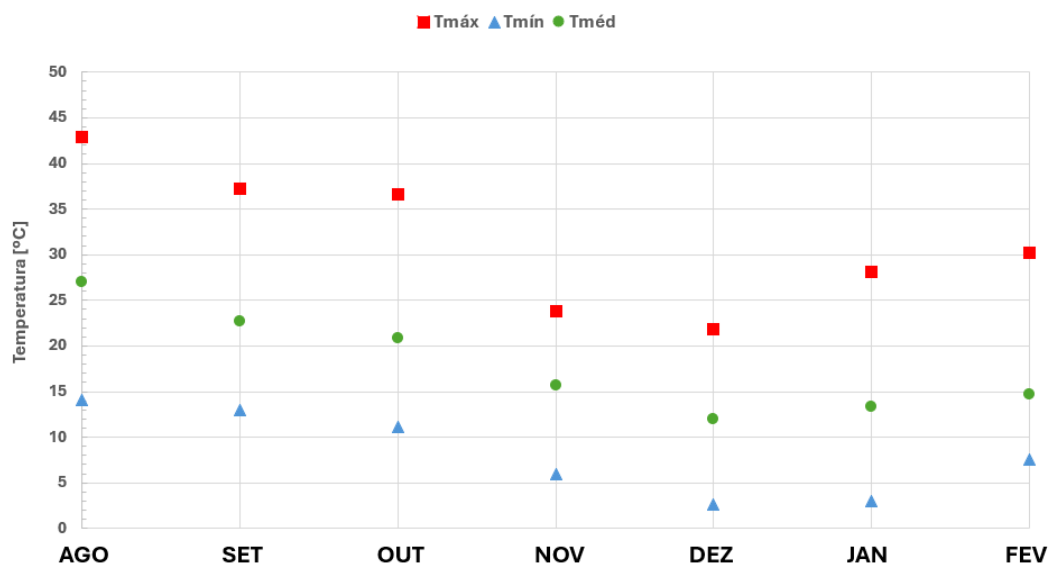


Figura 3.1: Temperaturas médias, mínimas e máximas de cada mês na região da instalação.

Por observação do gráfico, conclui-se que na janela temporal em análise a temperatura ambiente atingiu o seu valor máximo (42,9 °C) no mês de agosto. No entanto, a temperatura média foi mais elevada no final do mês de agosto (27,0 °C), tendo o seu valor mínimo ocorrido no mês de dezembro (12,0 °C). Além disso, foi também em dezembro onde se registou a temperatura mínima (2,6 °C). Estes dados relativos à temperatura ambiente serão relevantes nas subsecções seguintes, onde será feita uma análise de diferentes variáveis da instalação no período de maiores temperaturas e no período de temperaturas mais baixas. Importa referir que no momento em que foi feita esta análise, e devido à distância temporal já considerável, não estavam disponíveis dados do mês de agosto completo.

3.2 Necessidades de Refrigeração

As necessidades de refrigeração da loja em estudo são de aproximadamente 149 kW de refrigerados (MT - Média Temperatura) e 20 kW de congelados (LT - Baixa Temperatura) - segundo o caderno de encargos, sendo repartidas por diferentes tipos de equipamentos. No que diz respeito aos componentes MT, temos os expositores de refrigerados (mural, semi-mural e vitrine), câmaras de refrigerados e salas climatizadas. Já na parte dos produtos a baixas temperaturas, temos os expositores de congelados, câmaras de congelados e ainda máquinas de gelo. As necessidades de potência frigorífica por cada tipo de equipamento são apresentadas na Tabela 3.1.

Tabela 3.1: Necessidades de refrigeração do supermercado

Tipo de Equipamento	Temperatura	Quantidade	Capacidade de Refrigeração [kW]
Expositor	MT	13	58,75
Câmara	MT	15	35,89
Sala Climatizada	MT	8	54,24
Total			148,9
Expositor	LT	1	1,58
Câmara	LT	2	7,26
Máquina de Gelo	LT	2	11,0
Total			19,8

As necessidades e condições de funcionamento de cada componentes podem ser consultadas em detalhe no Anexo A.

Com o objetivo de obter uma melhor compreensão e visualização das necessidades de refrigeração referidas acima, a Figura 3.2 apresenta a distribuição espacial destas necessidades em toda a loja.

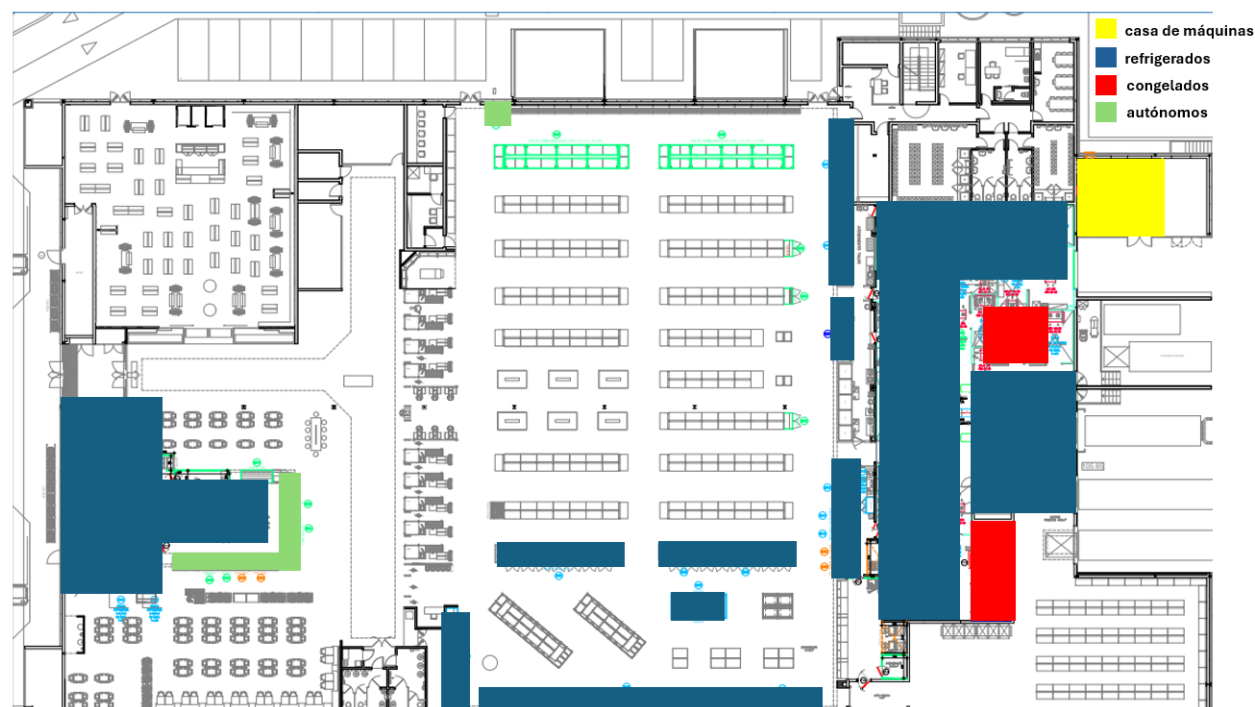


Figura 3.2: Distribuição espacial das necessidades de refrigeração.

Pela análise da Tabela 3.1 e da Figura 3.2 podem tirar-se algumas conclusões interessantes. O rácio de consumo entre MT e LT é muito alto. De facto, nesta loja, as necessidades de MT representam cerca de 88% das necessidades totais e as de LT apenas 12%.

Além disso, constata-se que alguns dos consumidores de MT (a azul) estão no extremo oposto ao da casa das máquinas (a amarelo). Este afastamento, além de mais dispendioso em termos de tubagem, pode provocar perdas de pressão indesejadas. Este é um dos fatores que poderá ser evitado com a solução descentralizada. Por fim, nesta loja existem alguns expositores autónomos (representados a verde) que não são contabilizados para o consumo da central frigorífica.

3.3 Componentes da Instalação

Conforme referido na Secção 3.1, o sistema instalado nesta loja opera segundo um ciclo *booster* a CO_2 transcrito. Este tipo de sistemas já foi apresentado no capítulo anterior, sendo que será desenvolvido em maior detalhe na presente secção.

3.3.1 Central da Instalação

À semelhança do que está representado na Figura 2.12, estes sistemas operam segundo ciclos com 4 níveis de pressão: LT, MT, HT (alta pressão) e IT (pressão intermédia). A instalação frigorífica é alimentada por uma central composta por 3 conjuntos de compressores semi-herméticos de pistão - Figura 3.3.



Figura 3.3: Central frigorífica instalada na loja.

Os compressores de baixa pressão (LT) comprimem o fluido de trabalho vindo das câmaras de congelados para uma pressão média, alimentando os compressores de positivos (ou MT). A Tabela 3.2 apresenta os tipos e quantidade de compressores existentes na instalação.

Tabela 3.2: Compressores da central frigorífica

Estágio	Gama	Inversor de Frequência
LT	2FSL-4K	Sim
		Não
MT	4FTEU-30LK	Sim
		Não
		Não
Paralelo	4HTEU-20LK	Sim
		Não

Como se verifica na Tabela 3.2, existem um total de 7 compressores na central frigorífica: 2 LT, 3 MT e 2 IT. Na Figura 3.4 está apresentado um destes compressores alternativos semi-herméticos da Bitzer. As especificações técnicas consideradas no caderno de encargos relativas à central, estão apresentadas no Anexo B.



Figura 3.4: Compressor alternativo semi-hermético da Bitzer, utilizado na instalação em estudo.

3.3.2 Compressores MT

Os compressores MT tem como função aspirar o fluido proveniente dos consumidores de refrigerados e elevar a sua pressão para a pressão do *gas cooler*. Nesta instalação existem 3 compressores MT, sendo que 1 deles possui um inversor de frequência, permitindo variar a sua capacidade de refrigeração mediante as necessidades. Com o objetivo de explicar de uma forma mais detalhada a utilidade do inversor de frequência, de seguida é feita uma análise dos dados relativos aos compressores MT instalados neste supermercado.

3.3.2.1 Inversor de Frequência

Tal como referido na Tabela 3.2, pelo menos um compressor de cada estágio possui inversor de frequência. Um inversor de frequência permite de uma forma inteligente fazer um controlo mais ajustado, simples e seguro da capacidade do compressor, variando a frequência de alimentação do motor elétrico do mesmo, conforme as necessidades de refrigeração - Figura 3.5.



Figura 3.5: Inversor de um dos compressores MT.

De forma a tornar mais clara esta ideia, procede-se à análise do caso concreto da instalação em estudo considerando 2 períodos distintos: um mês típico de verão e um mês típico de inverno. De seguida são apresentados os resultados obtidos em cada simulação, assim como as respectivas condições de operação. Para isso, primeiramente calculou-se a temperatura ambiente média de cada mês de forma a perceber quais seriam os casos extremos (mais quente e mais frio). Após breve análise recorrendo a uma folha de cálculo em Excel, chegou-se à conclusão que o período onde a temperatura ambiente foi mais alta foi de 22 de agosto a 22 de setembro e o período onde a temperatura ambiente média atingiu o seu mínimo foi de 15 de dezembro a 15 de janeiro. A Tabela 3.3 apresenta estes valores nos referidos períodos.

Tabela 3.3: Temperaturas ambiente médias nos períodos mais quente e mais frio

Período	Temperatura ambiente média [°C]
22/agosto a 22/setembro	25,9
15/dezembro a 15/janeiro	14,3

No Anexo C podem ser consultados os dados de entrada e respectivos resultados no *software* da *Bitzer* para o caso dos compressores MT sem controlo de capacidade no verão e no inverno.

Verão

Nesta subsecção será feita uma análise do comportamento dos compressores MT nas condições de funcionamento referentes ao verão. De forma a obter resultados que representem de uma forma clara a realidade, fez-se uma análise da temperatura de saturação de aspiração P_{oMT} e da temperatura à saída do *gas cooler* - S_{gc} da instalação em estudo. Os valores médios para o mês de verão são apresentados na Tabela 3.4

Tabela 3.4: Valores médios característicos de um mês de verão

Mês de verão	
P_{oMT} [°C]	S_{gc} [°C]
-7,8	25,9

Considerando as informações existentes nas Tabelas 3.2 e 3.4, e recorrendo ao *software* da Bitzer, foi possível retirar os valores mínimos e máximos de capacidade frigorífica que cada um dos compressores é capaz de fornecer, nas condições de operação especificadas. Estes valores são apresentados na Tabela 3.5.

Tabela 3.5: Potências de refrigeração mínimas e máximas de cada um dos compressores MT - verão

Compressores MT			
4FTEU-30LK			
Inversor de Frequência	Sim	Não	Não
Pot. mín. (25Hz) [kW]	24,0	0	0
Pot. máx. (68Hz) [kW]	74,2	51,7	51,7

Tal como está indicado na Tabela 3.5, o compressor que possui inversor de frequência tem a capacidade de reduzir a sua potência de refrigeração até aos 24,0 kW sendo o seu valor máximo de 74,2 kW. Os restantes compressores não possuem qualquer tipo de controlo de capacidade, pelo que operam no regime vulgarmente designado por "tudo ou nada". Em grupos de compressores deste género, em que pelo menos um deles incorpora um inversor de frequência, a filosofia geralmente adotada é a *FILO* - First In Last Out. Esta designação refere-se ao compressor com inversor, sendo o primeiro a ser ativo e o último a ser desligado. Posto isto, e tendo em conta os dados aqui apresentados, a potência mínima possível de obter a partir de todo o conjunto de compressores MT é 24,0 kW, enquanto que a potência máxima é de 177,6 kW. Para uma melhor interpretação destes dados, analise-se o gráfico da Figura 3.6.

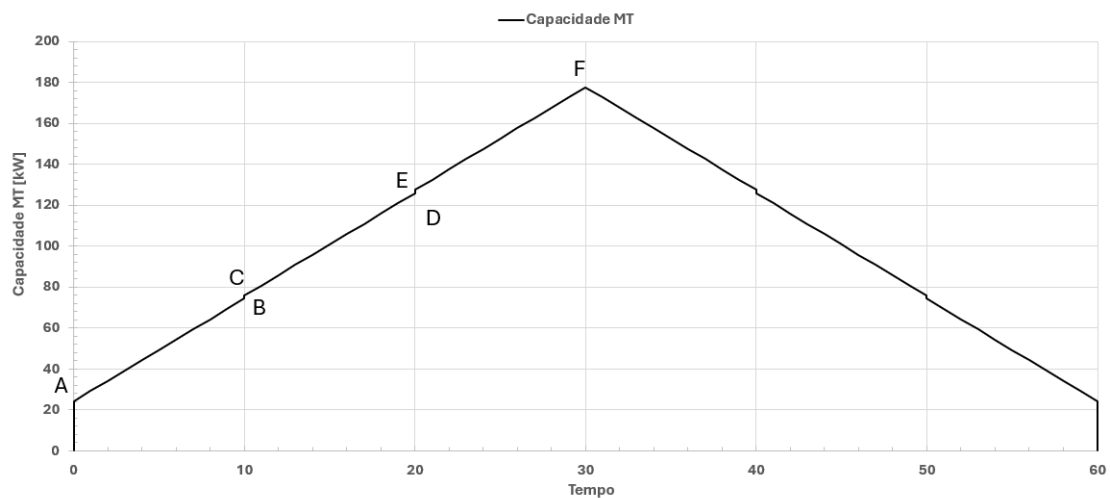


Figura 3.6: Diferentes níveis de capacidade frigorífica fornecida pelo conjunto de compressores MT no verão.

Partindo do pressuposto que o compressor com inversor de frequência é o primeiro a atuar e o último a desligar, a informação contida no gráfico da Figura 3.6 pode ser resumida da seguinte forma:

- A-B: o compressor com inversor aumenta a sua capacidade variando a frequência;
- B-C: o compressor com inversor de frequência opera na sua mínima capacidade e liga-se o 2º compressor com capacidade de 51,7 kW;
- C-D: estando o 2º compressor em operação, o inversor do 1º compressor vai aumentando a sua frequência chegando a uma capacidade máxima de 125,9 kW;
- D-E: repete-se o processo de B para C, ligando desta vez o 3º compressor do grupo;
- E-F: por fim, com o 2º e 3º compressores em operação na sua capacidade máxima, aumenta-se gradualmente a frequência do 1º compressor até atingir o máximo de potência de refrigeração disponibilizada pelo grupo MT - 177,6 kW;

Os valores dos pontos de A a F são apresentados na Tabela 3.6.

Tabela 3.6: Valores de potência frigorífica dos pontos A a F - verão

Ponto	Potência Frigorífica [kW]
A	24,0
B	74,3
C	75,7
D	125,9
E	127,4
F	177,6

Como é possível observar no gráfico e na tabela anterior, o degrau existente entre os pontos B-C e D-E são praticamente inexistentes, sendo o comportamento do grupo praticamente linear nesta região. Por ventura, apenas seria relevante ter em atenção o degrau inicial (de 0 para 24 kW) para evitar o arranque e paragem sucessivos dos compressores caso a potência requerida pelos consumidores seja inferior a este valor.

Inverno

Se por um lado podemos ter temperaturas exteriores na casa dos 40°C e todos os consumidores a pedir frio, por outro há situações onde a temperatura ambiente média é muito mais baixa. Nestas situações, os mesmos compressores que no verão são capazes de satisfazer as necessidades, vão estar sobredimensionados nos dias de temperatura mais baixa. Para comprovar este fenómeno, recorreu-se novamente ao *software* da Bitzer para obter os valores reais de capacidade frigorífica que cada compressor irá fornecer nas condições de inverno, apresentadas na Tabela 3.7.

Tabela 3.7: Valores médios característicos de um mês de inverno

Mês de inverno	
Po _{MT} [°C]	S _{gc} [°C]
-10,5	14,3

Para estas condições, os valores de capacidade frigorífica dos compressores MT, calculados recorrendo ao *software* da Bitzer são apresentados na Tabela 3.8.

Tabela 3.8: Potências de refrigeração mínimas e máximas de cada um dos compressores MT - inverno

Compressores MT 4FTEU-30LK			
Inversor de Frequência	Sim	Não	Não
Pot. mín. (25Hz) [kW]	26,3	0	0
Pot. máx. (68Hz) [kW]	81,2	56,6	56,6

O procedimento de controlo de capacidade é o mesmo conforme já explicado no caso anterior (verão). No entanto, e tendo em conta a temperatura ambiente mais reduzida, os mesmos compressores têm a capacidade de fornecer uma potência frigorífica superior - Tabela 3.9. Mais uma vez, foi construído um gráfico que permite uma melhor visualização dos resultados - Figura 3.7.

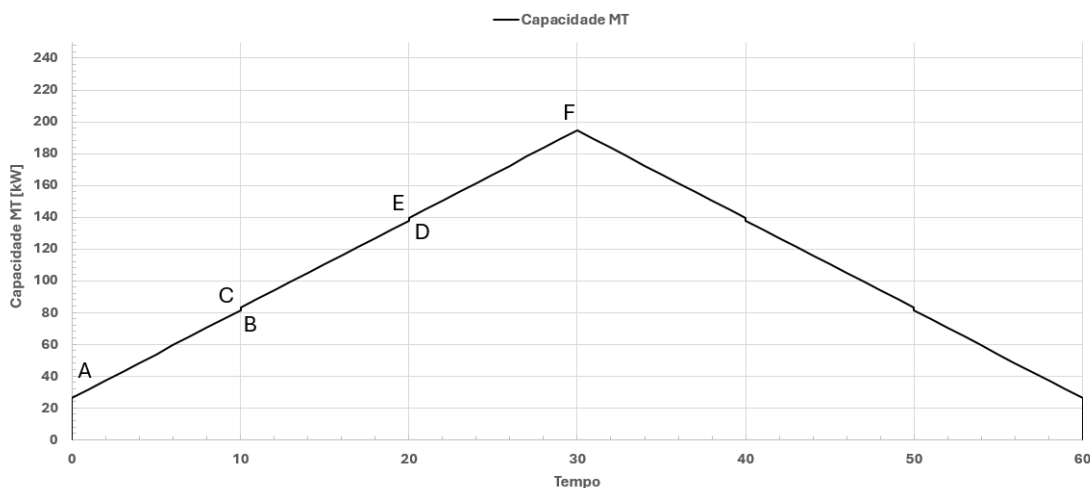


Figura 3.7: Diferentes níveis de capacidade frigorífica fornecida pelos compressores MT no inverno.

Tabela 3.9: Valores de potência frigorífica dos pontos A a F - inverno

Ponto	Potência Frigorífica [kW]
A	26,3
B	81,2
C	82,9
D	137,8
E	139,5
F	194,4

Numa rápida análise do gráfico e da tabela anteriores, a primeira conclusão que se retira é de que a potência total de refrigeração passa dos 177,3 kW nos dias mais quentes para 194,4 kW nos dias mais frios. Além disso, e embora na transição de pontos de funcionamento o degrau não seja muito acentuado, no arranque do conjunto dos compressores MT a potência mínima fornecida é aproximadamente 26,3 kW. Estes valores poderão não ser aceitáveis nestes dias de temperaturas baixas, uma vez que as necessidades de frio por parte dos consumidores poderá ser inferior ao valor mínimo no arranque, levando ao arranque e paragem sucessivos dos motores. Este comportamento anormal dos compressores poderá levar ao sobreaquecimento do motor, assim como ao arrastamento de óleo.

Até aqui, consideraram-se o mês mais frio e mais quente e calcularam-se os valores médios desses períodos para obter conclusões relativas à capacidade de refrigeração do conjunto de compressores MT. No entanto, e para finalizar este estudo relativo a estes compressores, é conveniente verificar os casos extremos que ocorreram no período de tempo em análise relativamente às temperaturas de aspiração e de saída do *gas cooler*. Como é natural, a capacidade de refrigeração de um compressor depende da diferença de pressões/temperaturas de descarga e aspiração. Quanto maior for este diferencial de temperatura, mais trabalho é exigido ao compressor e por sua vez a capacidade de refrigeração será menor.

Assim, partindo da amostra de dados disponível, verificou-se quais foram os casos extremos que ocorreram na instalação relativamente à diferença de temperatura entre o *gas cooler* e a temperatura de saturação de aspiração. Como é evidente, estes casos extremos correspondem à máxima diferença de temperatura no verão - onde é exigido mais quantidade de trabalho aos compressores - e à mínima diferença de temperaturas no inverno - onde os compressores terão a capacidade de fornecer maior capacidade de refrigeração, estando possivelmente sobredimensionados.

Novamente recorrendo ao *software* da Bitzer, e inserindo os valores acima apresentados, obtiveram-se as potências frigoríficas em cada caso - Tabela 3.10.

Tabela 3.10: Capacidade frigorífica fornecida pelos compressores MT nos casos extremos de verão e inverno

	Verão ΔT_{max}	Inverno ΔT_{min}
68 Hz	53,3	98,2
[-]	36,8	68,5
[-]	36,8	68,5
Total [kW]	126,9	235,2

Analisando os valores da Tabela 3.10, há 2 conclusões que podem ser retiradas. Por um lado, no momento mais crítico dos dias de verão, a capacidade frigorífica foi de 126,9 kW (valor abaixo dos 148,88 kW de refrigerados). Por outro lado, quando a diferença de temperatura foi mais reduzida no inverno, o grupo MT teve a capacidade de fornecer 235,2 kW, que é um valor bem acima daquilo que seria realmente necessário.

A questão que se coloca é se por exemplo no caso dos dias mais quentes, todos os consumidores estão ou não com necessidades de frio na sua totalidade. Assim, nesta fase é conveniente introduzir o conceito de coeficiente de simultaneidade de forma a retirar conclusões mais concretas acerca dos dados anteriormente analisados.

3.3.2.2 Coeficiente de simultaneidade

O coeficiente de simultaneidade numa instalação de refrigeração comercial representa a percentagem de potência frigorífica total que é necessária num determinado instante de tempo. Tomando como exemplo o caso de estudo aqui considerado, facilmente calculamos o coeficiente de

simultaneidade que foi considerado na fase de projeto, tendo por base o caderno de encargos desenvolvido. Tal como referido na Tabela 3.1, a potência frigorífica total dos consumidores MT ronda os 148,9 kW. No entanto, e em condições de verão, teoricamente o conjunto de compressores MT estaria preparado para fornecer uma potência de aproximadamente 170,4 kW. Assim, o coeficiente de simultaneidade considerado no projeto é obtido pela Equação 3.1:

$$C.S = \frac{170,4}{148,9} = 1,14 \quad (3.1)$$

O valor obtido para o fator de simultaneidade demonstra que a instalação está preparada para fornecer a potência máxima requerida pelos consumidores, acrescida de um coeficiente de segurança de 14%. Assim, na fase de projeto, a instalação foi propositadamente sobredimensionada. A questão que se coloca nesta altura é se houve algum momento em que todos os consumidores da loja necessitaram de 100% da sua capacidade de refrigeração em simultâneo.

Uma vez que o estudo efetuado nesta dissertação acenta num caso prático, é possível responder à questão anterior analisando dados relativos à instalação do supermercado. Através de uma recolha de dados relativos a todas as válvulas de expansão instaladas no sistema, foi possível obter valores médios para os meses característicos de verão e inverno. Importa referir que no caso de expositores, uma vez não tendo informação concreta sobre a válvula instalada, recorreu-se ao *software Coolselector* para determinar a válvula específica de cada consumidor. Tendo dados relativos à percentagem de abertura de cada válvula, é possível calcular a potência frigorífica de cada uma em cada instante e, após somatório de todos os consumidores MT, podemos dividir pelos valores máximos de potência fornecida pelos compressores, conforme já apresentado nas Tabelas 3.5 e 3.8. Assim, com este procedimento, é possível obter o fator de simultaneidade em cada instante, nos meses de verão e inverno.

Assim sendo, as Figuras 3.8 e 3.9 apresentam, respetivamente, os histogramas relativos aos meses de verão e inverno, onde estão representados os minutos totais de um mês em que o fator de simultaneidade esteve entre determinados valores.

A diferença entre ambos os gráficos é bem clara no que diz respeito à distribuição dos valores de coeficiente de simultaneidade. No mês mais frio existiu claramente uma maior densidade à esquerda, enquanto que no mês de verão estes valores seguiram uma distribuição mais próxima da Normal. Em suma, as principais conclusões que se retiram desta análise são:

- no mês de verão, o coeficiente de simultaneidade máximo situa-se entre 0,80 e 0,85, tendo ocorrido apenas durante 25 minutos em todo o mês;
- também no mês de verão, verifica-se que o coeficiente de simultaneidade foi igual ou superior a 0,70 apenas durante aproximadamente 5 horas;
- verifica-se que a moda do conjunto de dados referentes ao verão foi o intervalo entre 0,35 e 0,40;
- no mês de inverno, o maior valor de coeficiente de simultaneidade está compreendido entre 0,60 e 0,65, e ocorreu apenas durante 25 minutos em todo o mês;

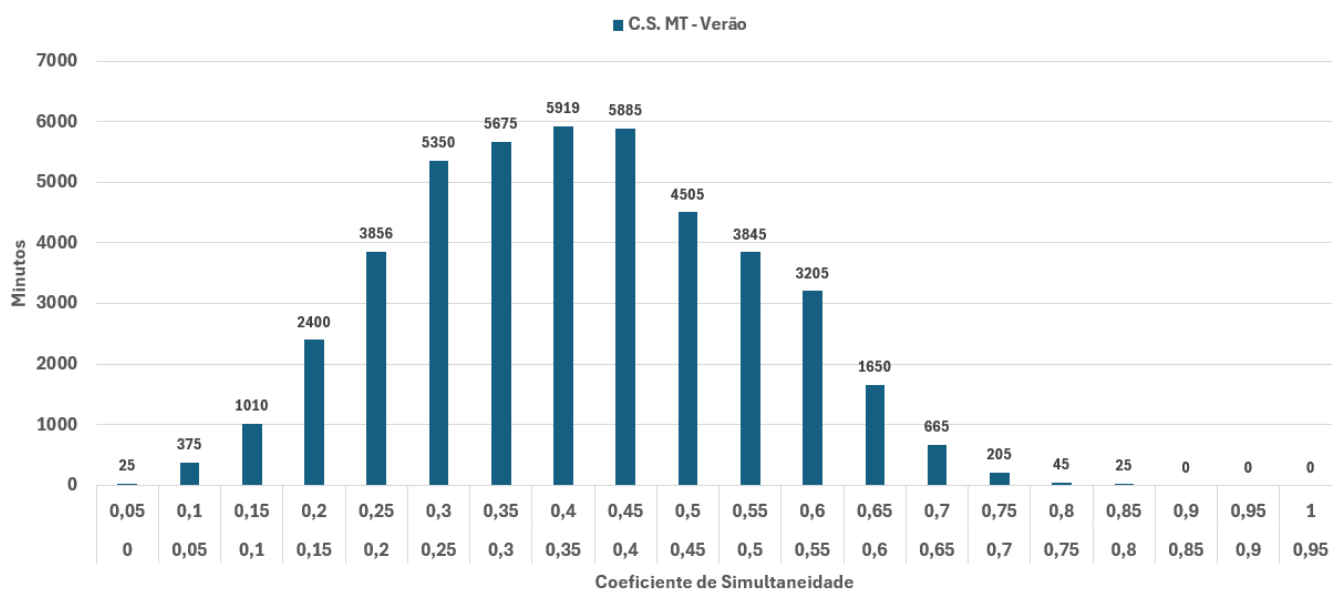


Figura 3.8: Coeficiente de simultaneidade para MT durante um mês de verão.

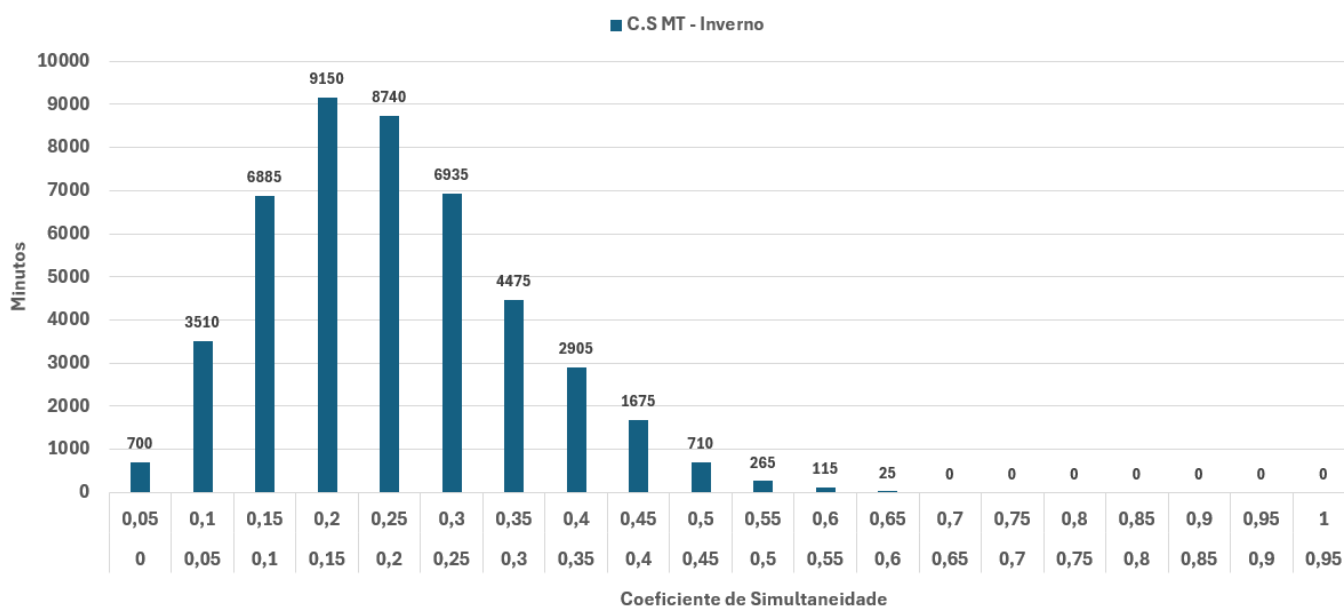


Figura 3.9: Coeficiente de simultaneidade para MT durante um mês de inverno.

- há uma clara redução do coeficiente de simultaneidade no mês mais frio, estando a moda situada entre 0,15 e 0,20;

Através da análise destes pontos, fica claro que a instalação está sobredimensionada. De facto, em momento algum tivemos um coeficiente de simultaneidade igual ou superior a 1. Pelo contrário, os valores deste fator são em média muito abaixo daquilo que seria expectável.

Enquanto que no verão há a preocupação de dimensionar a instalação de forma a ser capaz suprir as necessidades nos dias de temperatura exterior mais elevada, no inverno o problema é o

oposto. Conforme já referido, em dias de temperaturas ambientes mais baixas, o rendimento do ciclo aumenta, uma vez que para a mesma temperatura de evaporação, haverá mais rejeição de calor para a fonte quente (à temperatura ambiente). O facto de os coeficientes de simultaneidade serem visivelmente mais baixos, leva a que em certas situações possam ocorrer alguns problemas. Se o valor de potência requerida num determinado instante for inferior ao mínimo fornecido pelos compressores, podemos ter um problema de para/arranca dos motores. Como consequência, teremos sobreaquecimentos mais baixos podendo haver líquido na aspiração dos compressores MT, o que irá originar defeitos de lubrificação, podendo os mesmos ficarem danificados.

Todos estes efeitos poderiam ser mitigados se na fase de projeto se tivesse em consideração os dados apresentados nas Figuras 3.8 e 3.9. Além de evitar alguns dos problemas referidos nesta secção, também os custos poderiam ser reduzidos. Assumindo um coeficiente de simultaneidade máximo de por exemplo 0,75, a potência máxima requerida seria inferior. Assim, talvez seja possível instalar uma gama de compressores mais baixa que os atuais. Também na instalação elétrica surgiriam vantagens. Tudo isto são questões que poderão ser respondidas eventualmente num trabalho futuro.

3.3.2.3 Análise Diária

Naturalmente, com a variação da temperatura ambiente, varia também a temperatura do CO_2 no interior do *gas cooler*. Por outra palavras, de forma a garantir um diferencial de temperatura que permita a transferência de calor entre o fluido de trabalho e o ar, quanto maior a temperatura ambiente maior terá de ser a temperatura do fluido frigorigéneo no interior do *gas cooler*. Uma maior temperatura significa maior pressão e, consequentemente, mais trabalho de compressão é exigido aos compressores.

De forma a verificar estes dados, tomaram-se como exemplo dois dias: o dia 22 de agosto de 2023 (dia mais quente da amostra de resultados) e o dia 19 de dezembro de 2023 (dia com as temperaturas mínimas de toda a amostra). Assim, as Figuras 3.10 e 3.11 apresentam a variação da temperatura ambiente e a capacidade dos compressores MT (em %) no dia 22 de agosto e 19 de dezembro, respetivamente.

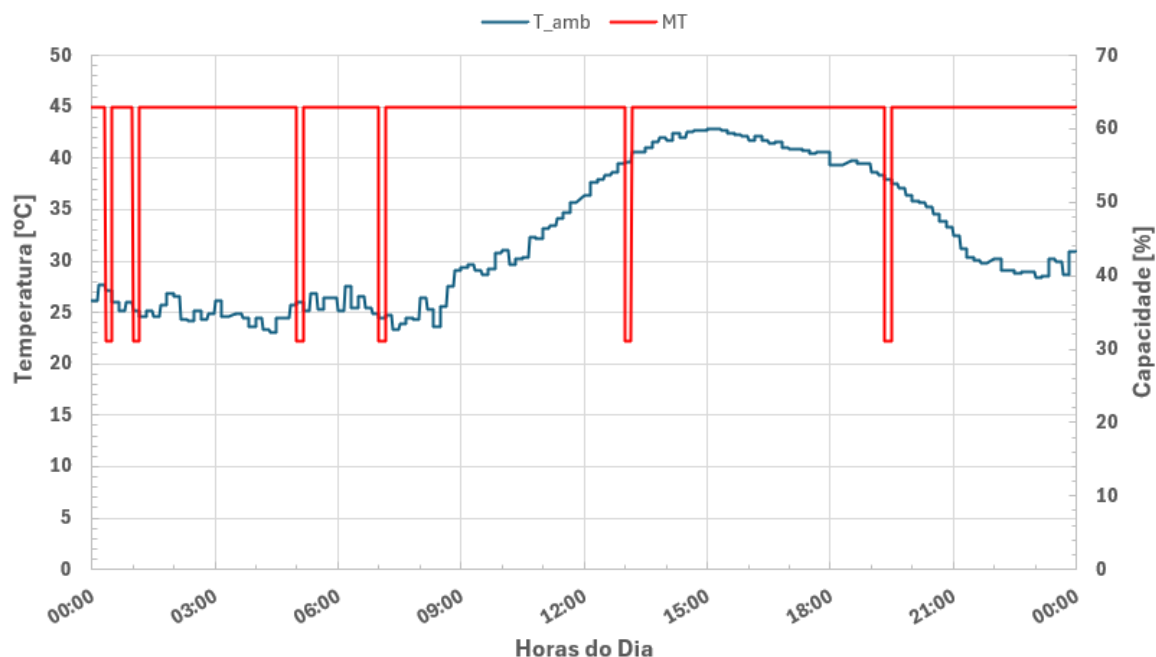


Figura 3.10: Variação da T_{amb} e da capacidade dos compressores MT durante o dia 22 de agosto.

Observando o gráfico da Figura 3.10, facilmente se constata que no dia em análise a temperatura ambiente foi bastante elevada desde bem cedo, sendo o seu valor superior a 30°C desde o início da manhã até aproximadamente às 22h. Estes dados explicam o comportamento dos compressores MT. Também no mesmo gráfico, observa-se que os compressores trabalharam durante praticamente todo o dia a 63% da sua capacidade. Importa referir que a instalação está sobre-dimensionada, tendo a capacidade de fornecer cerca de 170kW de potência, que correspondem a 114% do valor de necessidades frigoríficas calculado (148,9 kW). Assim, e tendo por base o estudo efetuado relativamente ao coeficiente de simultaneidade, estes compressores nunca trabalharão a 100 % da sua capacidade.

Se por um lado existem dias em que a temperatura ambiente máxima excede os 40°C, por outro em certos dias as temperaturas exteriores são de tal maneira baixas que as mínimas atingem os 2°C. É, então, relevante fazer um breve estudo do comportamento da instalação nestes dias mais frios. O gráfico da Figura 3.11 é análogo ao da Figura 3.10, mas desta vez considerando o dia 19 de dezembro, onde a temperatura ambiente atingiu o seu mínimo.

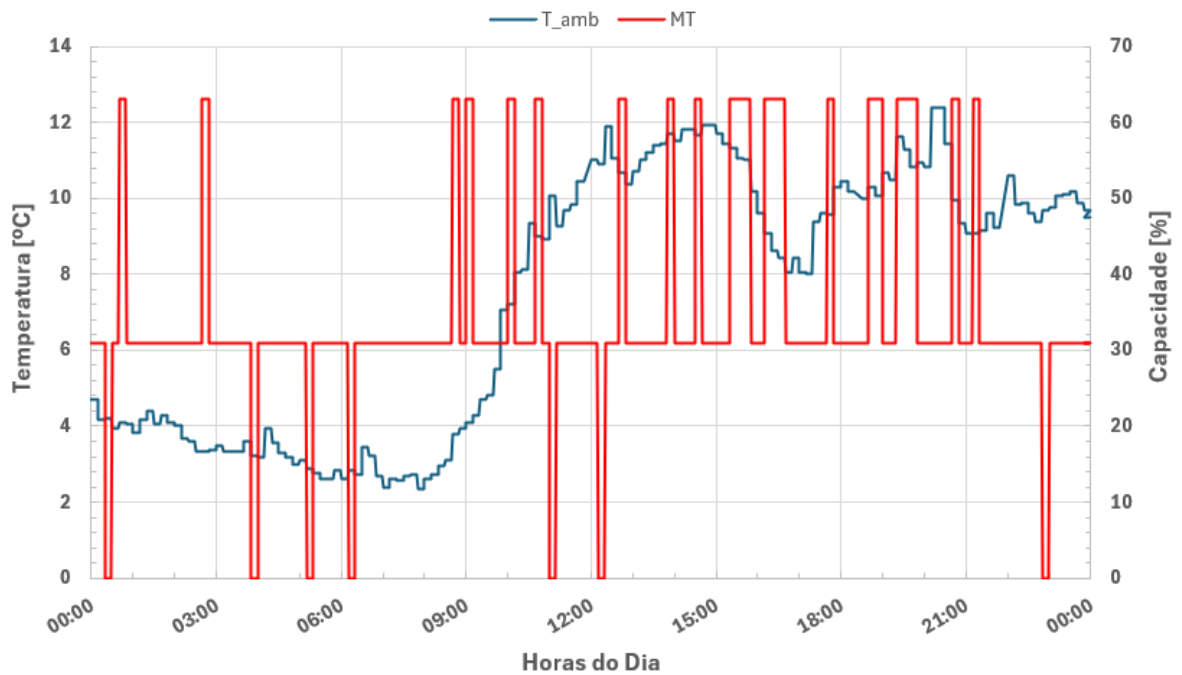


Figura 3.11: Variação da T_{amb} e da capacidade dos compressores MT durante o dia 19 de dezembro.

Numa primeira análise do gráfico, conclui-se que a capacidade de funcionamento dos compressores MT é visivelmente menor quando comparada com o dia 19 de agosto - aqui, os valores médios rondam os 31% de capacidade. Estes dados corroboram aquilo que tem vindo a ser analisado até então, na medida em que quanto menor a temperatura ambiente, melhor o desempenho da instalação e menor o trabalho dos compressores MT.

3.3.3 Compressores LT

Concluída a análise dos compressores MT, é também importante olhar para o comportamento dos compressores LT. Assim, nesta secção, será feita uma análise sucinta e análoga ao que já foi feito na secção anterior.

3.3.3.1 Inversor de Frequência

De acordo com os dados apresentados na Tabela 3.2, também no estágio de baixas temperaturas existe um compressor equipado com inversor de frequência. Apresentam-se nesta subsecção os valores de potência máxima e mínima disponibilizada pelos compressores LT.

Verão

A Tabela 3.11 apresenta os valores médios característicos de um mês de Verão.

Tabela 3.11: Valores médios de um mês de verão.

Mês de Verão	
Po _{LT} [°C]	Po _{MT} [°C]
-33,9	-7,8

Recorrendo novamente ao *software* da *Bitzer*, obtiveram-se os valores de potência disponibilizada pelo conjunto de compressores LT, nas condições de operação especificadas - Tabela 3.12.

Tabela 3.12: Potências de refrigeração mínimas e máximas de cada um dos compressores LT - verão

Compressores LT 2FSL-4K		
Inversor de Frequência	Sim	Não
Pot. mín. (30Hz) [kW]	7,00	0
Pot. máx. (70Hz) [kW]	17,37	12,28

Nas condições referidas acima, os compressores de negativos estão preparados para fornecer uma potência máxima de 29,65 kW no verão. À semelhança do que já aconteceu com os compressores de positivos, também aqui a instalação está sobredimensionada - note-se que as necessidades de refrigeração de negativos são de apenas 19,8 kW.

Uma vez que um dos compressores está equipado de inversor de frequência, variando a frequência de alimentação de 30 a 70 Hz, podemos traçar um gráfico análogo aos gráficos já apresentados no caso dos compressores MT. Assim, o gráfico da Figura 3.12 apresenta os diferentes níveis de potência frigorífica fornecida pelo grupo de negativos e a Tabela 3.13 apresenta os valores exatos de cada um dos pontos assinalados.

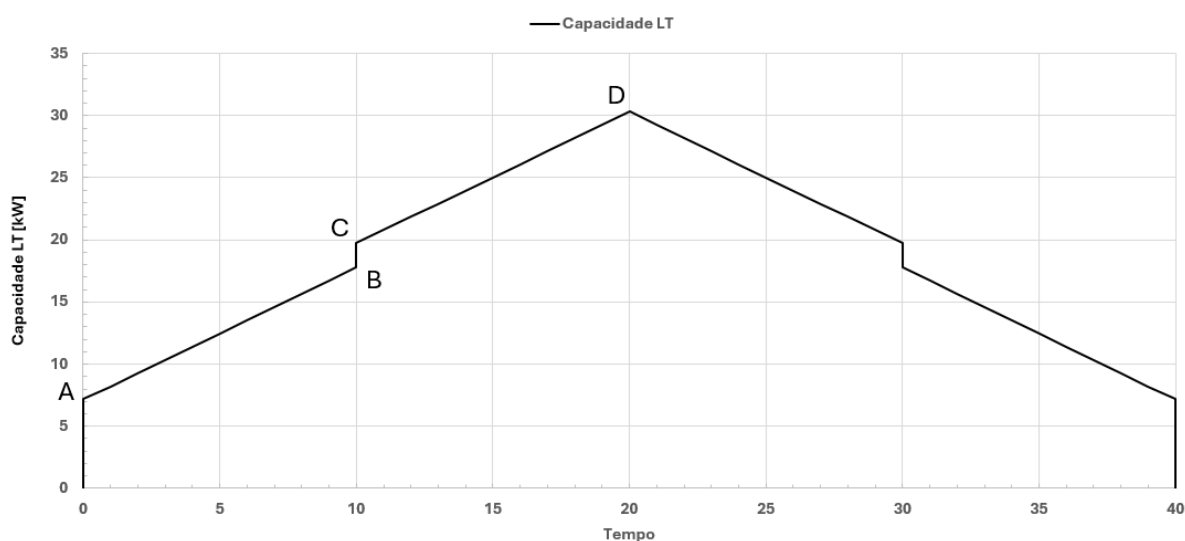


Figura 3.12: Diferentes níveis de capacidade frigorífica fornecida pelos compressores LT no verão.

Tabela 3.13: Valores de potência frigorífica dos pontos A a D - verão

Ponto	Potência Frigorífica [kW]
A	7,00
B	17,37
C	19,28
D	29,65

As ideias chave que podem ser retiradas da análise dos dados acima apresentados podem ser resumidas em:

- mesmo nos dias mais quentes de verão, o grupo LT tem a capacidade de fornecer 29,65 kW de potência frigorífica;
- o comportamento destes compressores é praticamente linear e contínuo em toda a gama de potência;
- a potência mínima fornecida (frequência de alimentação de 30 Hz) é de 7,00 kW, pelo que em momentos de necessidades frigoríficas abaixo desse valor, podem ocorrer problemas na instalação.

Inverno

Uma vez que os compressores LT aspiram o fluido dos consumidores negativos e fazem a descarga para um nível de pressão intermédio (aspiração dos MT), é de esperar que no inverno não seja tão notória a diferença de potência de refrigeração disponível. De facto, a temperatura ambiente é um fator preponderante no caso dos MT, sendo que aqui não terá tanta influência. Ainda assim, as Tabelas 3.14 e 3.15 apresentam, respetivamente, os valores médios de temperatura de aspiração e descarga e a capacidade frigorífica disponibilizada pelo grupo LT, nas condições especificadas.

Tabela 3.14: Valores médios característicos de um mês de inverno.

Mês de Inverno	
Po _{LT} [°C]	Po _{MT} [°C]
-33,9	-10,5

Tabela 3.15: Potências de refrigeração mínimas e máximas de cada um dos compressores LT - inverno

Compressores LT 2FSL-4K		
Inversor de Frequência	Sim	Não
Pot. mín. (30Hz) [kW]	7,32	0
Pot. máx. (70Hz) [kW]	18,17	12,85

Fica assim comprovado que também o grupo LT está preparado para fornecer uma potência superior à necessária (19,8 kW). De realçar o facto de que, neste grupo de compressores, a diferença entre verão e inverno não é tão significativa, muito devido ao facto de a temperatura de descarga não ser diretamente influenciada pela temperatura ambiente.

Mais uma vez, mas agora para a situação de inverno, o gráfico da Figura 3.13 e a Tabela 3.16 apresentam respetivamente os diferentes níveis de potência frigorífica fornecida pelos compressores LT e os valores exatos de cada um dos pontos assinalados.

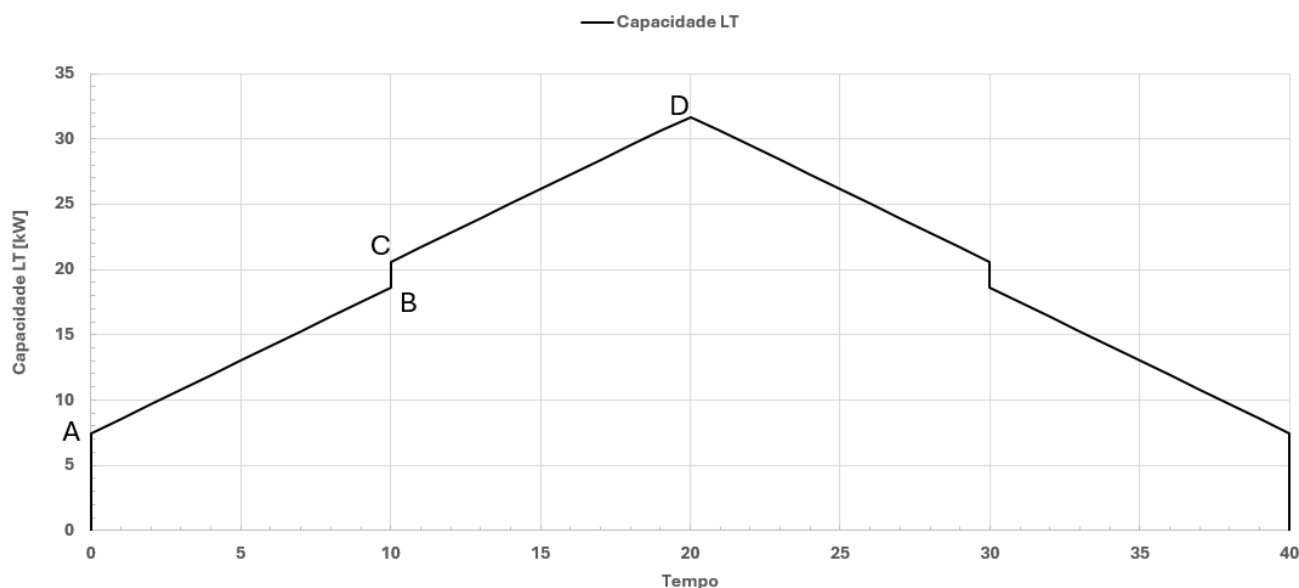


Figura 3.13: Diferentes níveis de capacidade frigorífica fornecida pelos compressores LT no inverno.

Tabela 3.16: Valores de potência frigorífica dos pontos A a D - inverno

Ponto	Potência Frigorífica [kW]
A	7,32
B	18,17
C	20,17
D	31,02

Como já havia sido referido no decorrer desta subsecção, o valor máximo de capacidade frigorífica não difere muito do verão para o inverno. Além disso, a potência mínima fornecida por este conjunto de compressores é aproximadamente a mesma em ambos os casos.

3.3.3.2 Coeficiente de simultaneidade

O estudo do coeficiente de simultaneidade pode ser repetido mas desta vez considerando o estágio LT. Tendo por base o caderno de encargos, o valor deste coeficiente considerado na fase

de projeto pode ser calculado pela Equação 3.2:

$$C.S. = \frac{24,35}{19,84} = 1,23 \quad (3.2)$$

onde os valores 24,35 kW e 19,84 kW são referentes à capacidade frigorífica dos compressores LT e às necessidades de refrigeração de negativos.

Como já foi explicado na secção dos compressores MT, também aqui se utilizaram as percentagens de abertura das válvulas de cada consumidor de negativos, convertendo estes valores em potência frigorífica. Para o cálculo do coeficiente de simultaneidade, consideraram-se valores médios de potência frigorífica fornecida pelo grupo LT. Assim, para cada instante, considerando uma potência frigorífica média de 29,65 kW no verão e 31,02 kW no inverno, é possível construir histogramas ilustrando a frequência absoluta da quantidade de tempo que ocorreram os diferentes coeficientes de simultaneidade ao longo de um mês característico. As Figuras 3.14 e 3.15 apresentam, respetivamente, os valores do fator de simultaneidade num mês de verão e num mês de inverno.

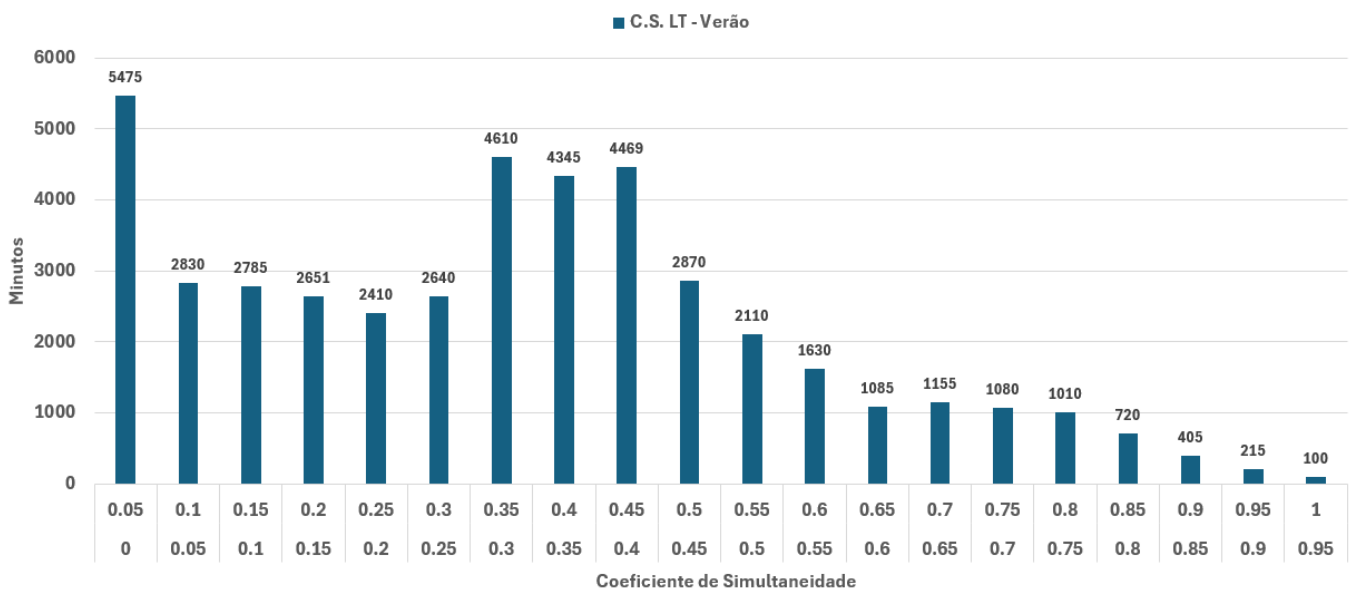


Figura 3.14: Fator de simultaneidade dos consumidores de baixa temperatura durante um mês de verão.

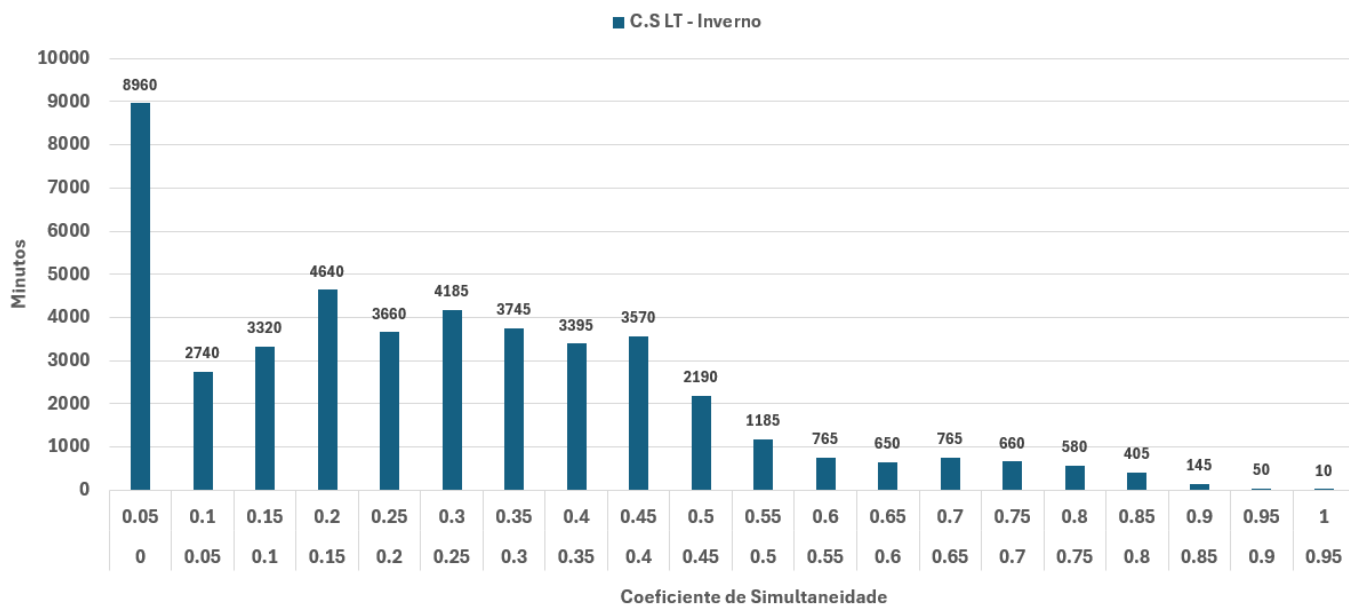


Figura 3.15: Fator de simultaneidade dos consumidores de baixa temperatura durante um mês de inverno.

As principais conclusões que se retiram da análise dos histogramas acima apresentados podem ser resumidas em:

- os valores do coeficiente de simultaneidade para os consumidores LT seguem uma distribuição mais heterogénea, em contraste daquilo que acontece no caso dos compressores MT;
- o valor máximo do coeficiente de simultaneidade para os negativos está compreendido entre 0,95 e 1;
- tanto no verão como no inverno, a moda dos resultados situa-se entre 0 e 0,05; este valor mostra que em alguma parte do tempo não há consumo de potência por parte dos consumidores LT.

3.3.3.3 Análise Diária

Os compressores LT aspiram o fluido à saída dos evaporadores das câmaras de congelados a uma pressão média correspondente a uma temperatura de evaporação de -33,9 °C. No entanto, esta pressão de evaporação irá oscilar ao longo do dia, uma vez que o próprio controlo da câmara permite uma oscilação da temperatura interior numa determinada banda.

Tomando como exemplo um dia de verão e um dia de inverno, podemos observar como varia a capacidade dos compressores LT (em %) ao longo do dia, assim como a sua variação de acordo com a pressão de evaporação - Figuras 3.16 e 3.17.

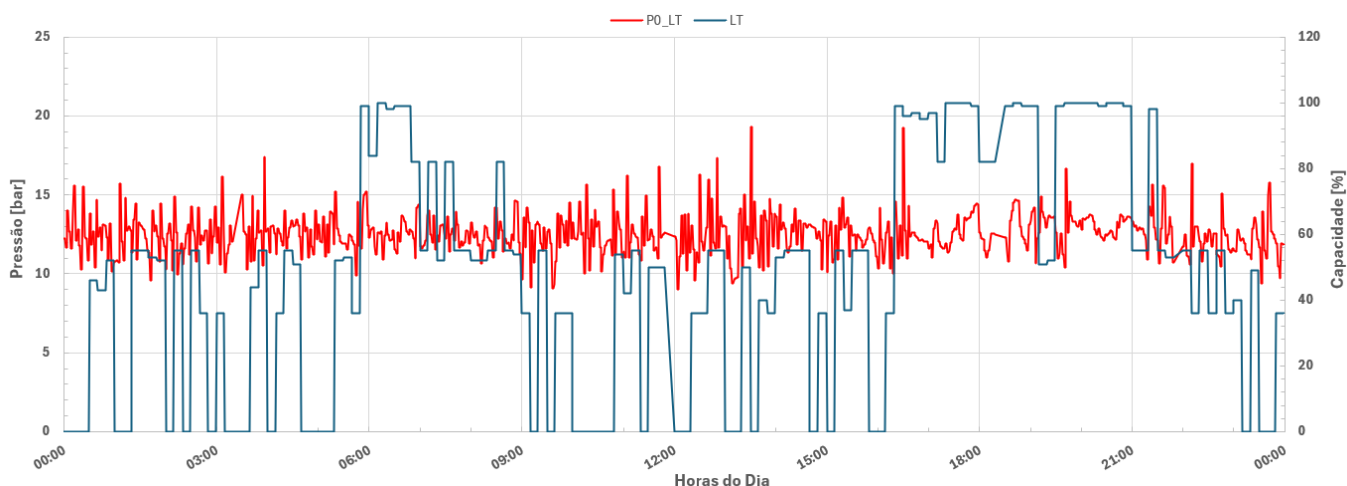


Figura 3.16: Variação da pressão de evaporação e da capacidade dos compressores LT durante o dia 22 de agosto.

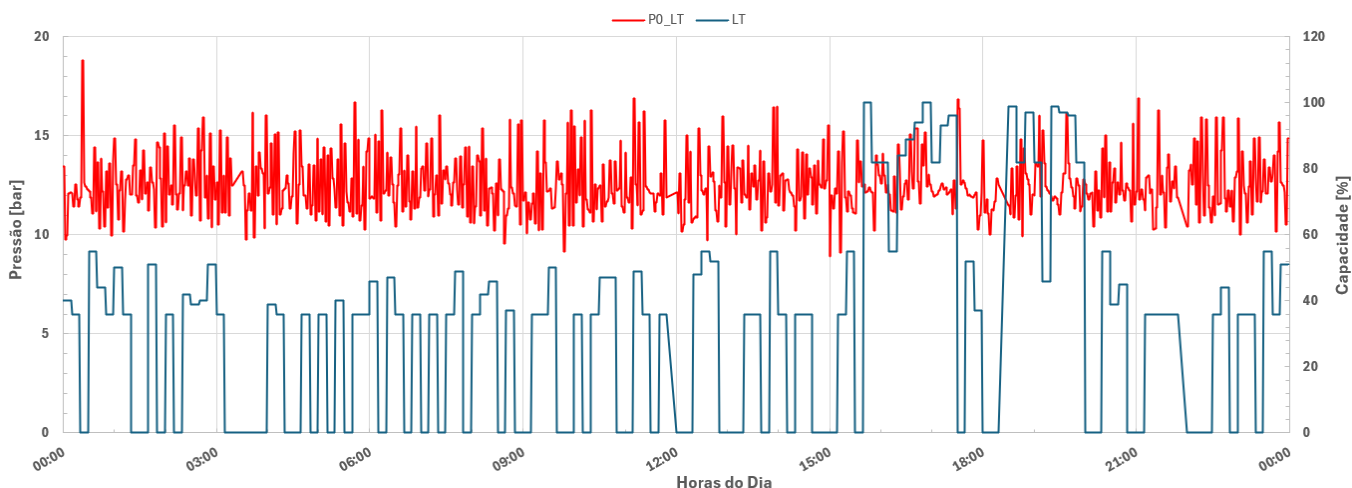


Figura 3.17: Variação da pressão de evaporação e da capacidade dos compressores LT durante o dia 19 de dezembro.

Numa primeira análise dos gráficos apresentados, podemos dizer que o padrão de comportamento da pressão de evaporação e da capacidade dos compressores LT é idêntico tanto no verão como no inverno. De facto, ao contrário dos compressores MT que fazem a descarga do fluido para a entrada do *gas cooler*, os compressores LT comprimem o fluido para a pressão de aspiração dos compressores MT. Esta pressão de aspiração dos MT é aproximadamente constante ao longo do ano, pelo que não é tão notória a diferença de trabalho dos compressores de temperaturas baixas.

Como se constata, a pressão de evaporação vai sofrendo ligeiras oscilações ao longo de um dia completo. Estas oscilações são acompanhadas de um aumento/decréscimo da capacidade dos compressores de forma a manter a temperatura da câmara dentro dos limites aceitáveis. Além disso, verifica-se em ambos os gráficos um maior aumento de capacidade dos compressores ao final do dia. Este fator pode eventualmente ser explicado pela maior carga de produto introduzida

nas câmaras durante este período, assim como uma maior frequência de abertura de portas. Mais ainda, repare-se que a capacidade do grupo dos compressores de negativos pode atingir valores muito próximos de 100%.

3.3.4 Compressores IT e Válvula *Flash Gas*

À semelhança do que foi explicado na Secção 2.6.1, quando a temperatura ambiente é mais elevada, existe a formação de maior quantidade de gás no depósito. Assim, nestas situações é aberta a válvula *flash gas*.

Além dos compressores estudados anteriormente, existe ainda um estágio de compressão em paralelo com os compressores MT, cuja função é aspirar o fluido do depósito diretamente para a entrada do *gas cooler*. Adicionalmente, é instalada uma válvula denominada *flash gas* em paralelo com este compressor. Em dias de temperatura ambiente mais elevada, a temperatura do fluido no *gas cooler* é também superior. Assim, quanto maior esta temperatura, após a expansão na válvula de alta pressão, iremos cair num ponto do diagrama p-h em que o título do fluido é mais elevado, aumentando o nível de gás no depósito e diminuindo o nível de líquido - Figura 3.18.

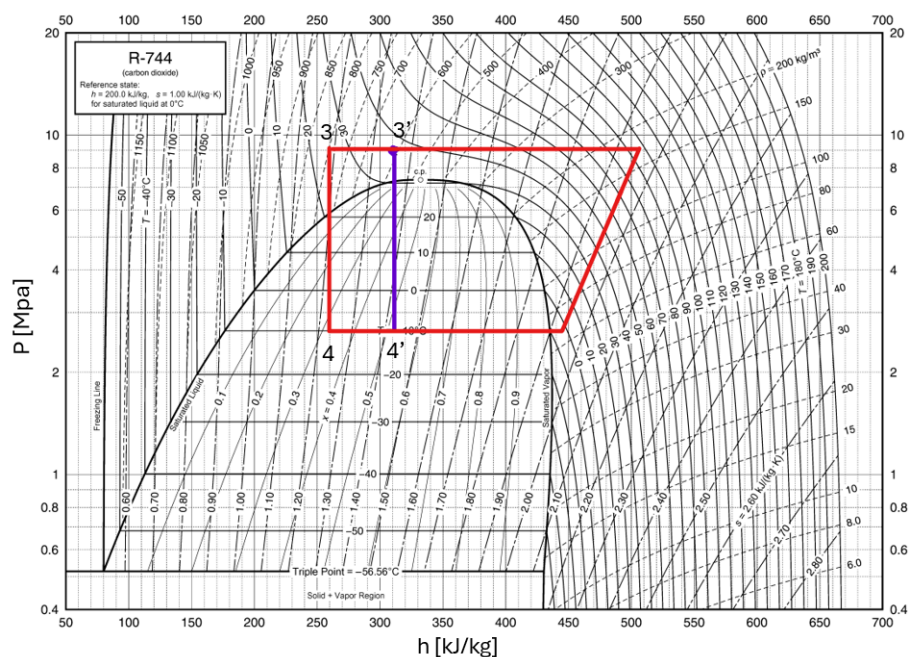


Figura 3.18: Parte de um ciclo a CO_2 transcrito no diagrama p-h [36].

Como é possível observar no diagrama da Figura 3.18, para uma temperatura de saída do *gas cooler* no ponto 3', após expansão, o título será superior quando comparado com a situação do ponto 3. Quando isto acontece, a primeira ação a tomar é abrir a válvula *flash gas* para retirar gás ao depósito e levá-lo para a aspiração dos compressores MT. Claro está que, a partir de determinado ponto, a abertura desta válvula é tal que estamos a sobrecarregar em demasia os compressores de alta pressão, aumentando o seu consumo. Por este motivo, o compressor de paralelo tem um papel fundamental em situações destas. De forma a aliviar e reduzir o consumo dos compressores de alta pressão, é mais benéfico ligar o compressor de paralelo de forma a levar o fluido diretamente para a entrada do *gas cooler* e assim que este estabiliza, fechar a válvula *flash gas*.

Analogamente ao que foi feito na subsecção anterior, também aqui se consideram os dias cujas temperaturas foram mais extremas, de forma a tirar conclusões acerca de algumas variáveis da instalação. Assim, a Figura 3.19 apresenta a variação da temperatura ambiente, capacidade dos compressores IT (paralelo) e a abertura da válvula *flash gas* ao longo de um dia de verão.



Figura 3.19: Variação da temperatura ambiente, capacidade dos compressores IT e da válvula *flash gas* no dia 22 de agosto.

A partir da análise do gráfico da Figura 3.19, é evidente que os compressores IT são chamados a intervir maioritariamente nos momentos de temperatura ambiente mais elevada. Por exemplo, entre as 12h e as 19h, verifica-se que tanto a válvula *flash gas* como os compressores de paralelo estão em funcionamento, devido à elevada temperatura exterior. Por outro lado, entre as 3h e as 8h (período em que a loja se encontra fechada) a válvula *flash gas* é suficiente para controlar o nível de gás no depósito e o compressor de paralelo é ligado apenas em intervalos de tempo bem definidos.

Já no que diz respeito aos dias de menores temperaturas exteriores, o panorama muda drasticamente. Tomando novamente como referência o dia 19 de dezembro, o gráfico da Figura 3.20 apresenta a variação das mesmas variáveis nesse dia.

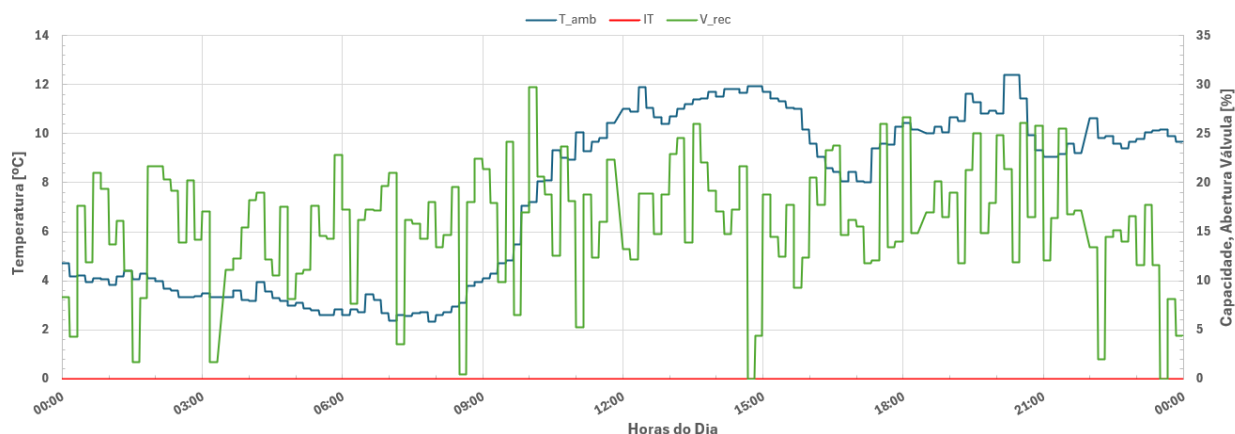


Figura 3.20: Variação da temperatura ambiente, capacidade dos compressores IT e da válvula *flash gas* no dia 19 de dezembro.

Além dos valores de temperatura ambiente que são notoriamente menores, a diferença mais significativa que se verifica em relação aos dias mais quentes é sem dúvida na capacidade dos compressores IT. Neste dia, tendo em conta as baixas temperaturas que se fizeram sentir, os compressores de paralelo não trabalharam em momento algum. Mais ainda, o controlo de gás no reservatório foi exclusivamente efetuado pela válvula *flash gas*.

3.3.5 Evaporadores

No total estão instalados 26 evaporadores, dos quais 15 pertencem a câmaras de refrigerados, 9 a salas climatizadas e 2 para as câmaras de congelados.

Para temperaturas mais baixas, estes equipamentos possuem descongelação elétrica enquanto que no caso de temperaturas mais altas a descongelação é natural. Além disso, nas câmaras de congelados os evaporadores possuem resistências de gola. A Figura 3.21 apresenta um evaporador tipo instalado no supermercado em análise, numa câmara de congelados.



Figura 3.21: Evaporador instalado numa câmara de congelados.

3.3.6 Condensadores/Gas Cooler

Como já foi referido na presente dissertação, o ponto crítico do R744, vulgarmente designado por CO_2 é de 31,1 °C. Tendo em conta os níveis de temperatura que se fazem sentir nos dias de verão na região, o sistema opera muitas das vezes acima desta temperatura, daí a designação de transcrito.

Nesta região do diagrama p-h do dióxido de carbono, não existe condensação mas sim apenas arrefecimento do gás. Assim, o nome dado aos equipamentos que são responsáveis pela libertação de calor para a fonte quente é *gas cooler*. Na Figura 3.22, pode-se observar o *gas cooler* instalado na loja em análise.



Figura 3.22: *Gas cooler* instalado no supermercado em estudo.

As características deste equipamento podem ser consultadas na Tabela 3.17.

Tabela 3.17: Especificações do *gas cooler* da instalação

Temperatura de entrada de ar (gas cooler)	40 °C
Temperatura de saída de gás (compressor MT/IT)	116,2 °C
Temperatura de saída de gás (gas cooler)	41 °C
Capacidade Frigorífica Total	322 kW
Ventiladores	8
Modelo	GCM-ACJD/EA 691/1114 CE
Ruído	35 dB

3.4 Capacidades dos Compressores - Variação Mensal

Embora nas subsecções anteriores tenha sido discutida a variação diária de diferentes parâmetros como as capacidades dos MT, IT, válvula *flash gas* e temperatura ambiente, nesta fase é também relevante olhar para o comportamento destes parâmetros numa janela temporal mais alargada.

Posto isto, nesta subsecção será analisado o comportamento dos compressores no período de 744 horas, correspondentes a um mês de 31 dias. Os gráficos das Figuras 3.23 e 3.24 apresentam respetivamente a variação ao longo dos 31 dias das capacidades dos compressores MT e IT e ainda da temperatura ambiente, no mês mais quente e no mês mais frio.

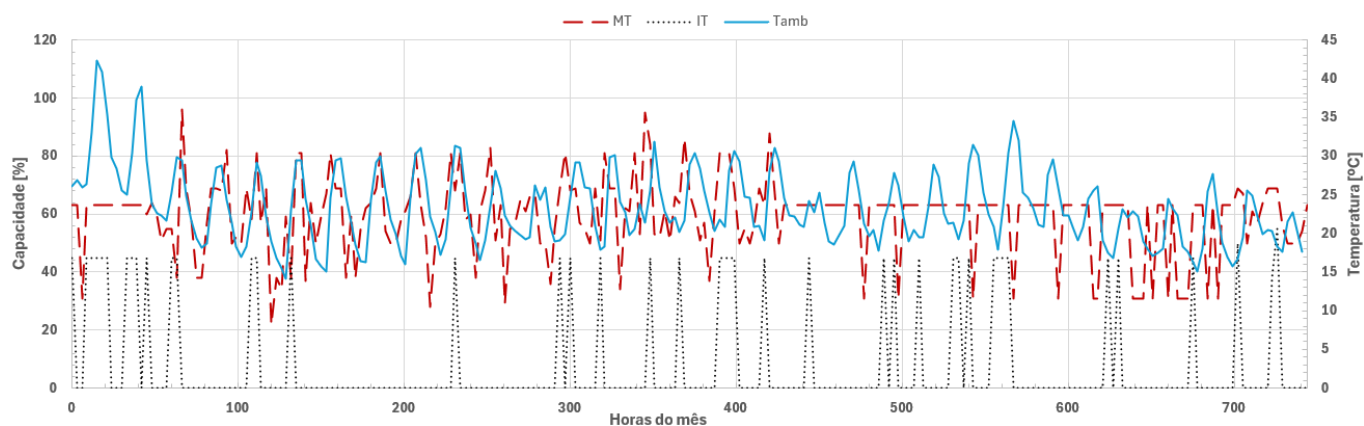


Figura 3.23: Variação das capacidades MT, IT e temperatura ambiente ao longo do mês mais quente.

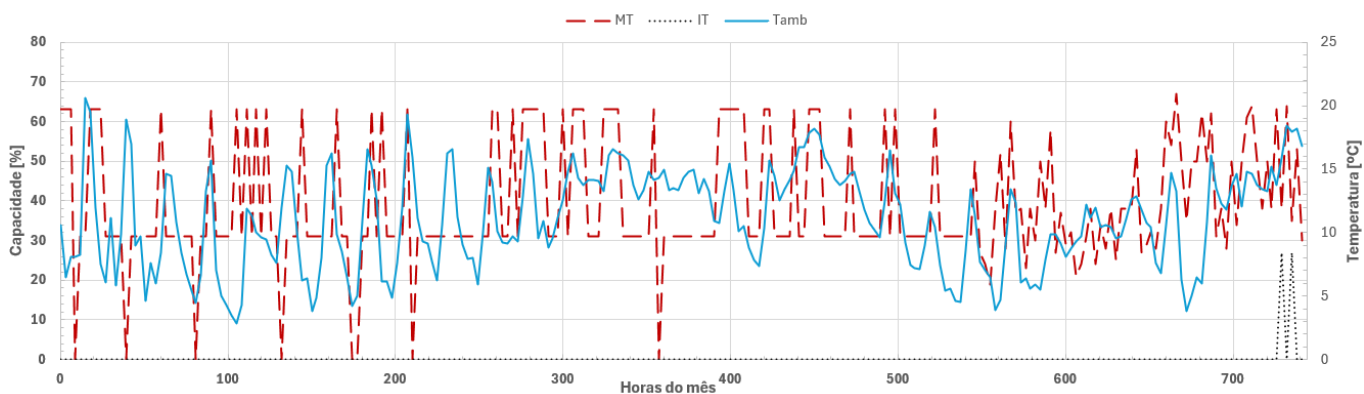


Figura 3.24: Variação das capacidades MT, IT e temperatura ambiente ao longo do mês mais frio.

Da análise dos gráficos anteriores, podem ser retiradas algumas conclusões:

- os compressores MT trabalham a uma maior capacidade no mês mais quente quando comparado com o mês mais frio;
- os compressores IT raramente são solicitados nos períodos de temperaturas mais baixas;

- quando a temperatura ambiente é mais elevada, os compressores IT trabalham durante algumas horas, podendo ser responsáveis por uma grande parte do consumo da central frigorífica;

3.5 Consumo de Potência Elétrica

Após análise mensal das capacidades dos diferentes grupos de compressores, nos períodos de maiores e menores temperaturas, é relevante fazer uma breve análise daquilo que é o consumo de toda a central frigorífica.

Numa instalação de refrigeração comercial, uma grande parte do consumo elétrico da loja provém da casa de máquinas, muito devido aos compressores. À semelhança do que foi feito ao longo do presente capítulo, nesta subsecção analisam-se consumos elétricos da central nos meses de verão e inverno até então considerados e ainda nos dias mais quente e mais frio.

3.5.1 Análise Diária

Como foi comprovado na Secção 3.4, nos dias mais quentes os compressores MT operam a uma capacidade superior, e o compressor de paralelo é solicitado mais frequentemente que nos dias de temperatura exterior mais baixa. Assim, considere-se o gráfico da Figura 3.25, onde está representada a variação do consumo da central nos dias 22 de agosto e 19 de dezembro de 2023.

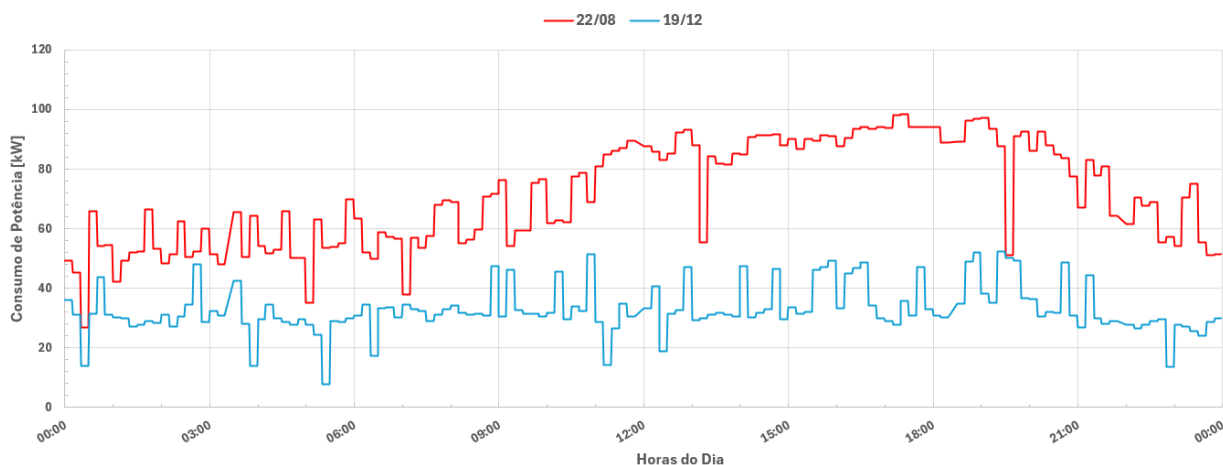


Figura 3.25: Variação do consumo elétrico da central nos dias 22 de agosto e 19 de dezembro de 2023.

Mais uma vez, os dados do gráfico da Figura 3.25 estão em concordância com aquilo que tem vindo a ser apresentado neste capítulo. De facto, o consumo elétrico cresce ligeiramente nas horas do dia em que a temperatura ambiente é mais alta. Mais ainda, comparando as duas curvas, observa-se que o consumo é bastante superior no dia de verão.

3.5.2 Análise Mensal

Como se concluiu na subsecção anterior, ao longo de um dia há pequenas oscilações no nível de consumo de potência da central, devido às diferentes condições de operação da instalação.

Considerando agora os mesmos períodos que foram considerados ao longo deste capítulo, é também possível obter um gráfico que traduz a variação dos consumos da central num mês característico de verão e num de inverno. A Figura 3.26 apresenta a variação do consumo elétrico da central no mês mais quente e no mês mais frio.

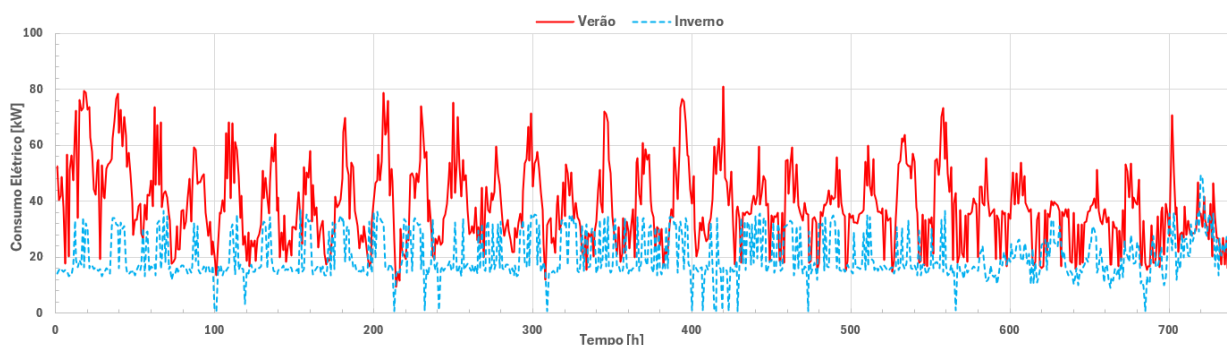


Figura 3.26: Comparação do consumo elétrico da central frigorífica nos meses de verão e de inverno.

Levando em consideração os dados analisados até aqui neste capítulo, os resultados apresentados no gráfico da Figura 3.26 já seriam esperados. Naturalmente, os grupos de compressores apresentam comportamentos distintos mediante a época do ano em que operam, e essas diferenças manifestam-se no consumo elétrico da central. Durante o mês de verão, em que a temperatura ambiente foi bastante elevada, o consumo elétrico foi notoriamente superior quando comparado com o período de inverno. Convertendo os valores de potência apresentados em energia consumida, é possível obter o consumo energético mensal da central, como está representado na Figura 3.27.

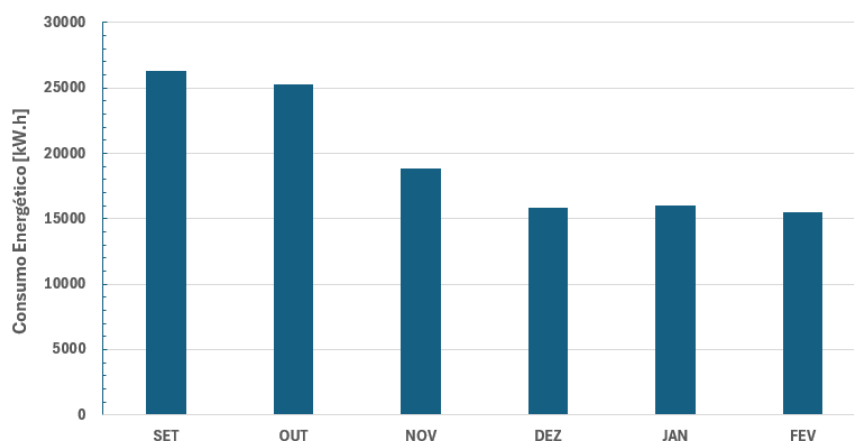


Figura 3.27: Consumo energético mensal da central frigorífica.

Estes dados são relevantes não só para ter uma visão geral da variação do consumo de energia com o período do ano, mas também porque vão servir de comparação com a solução descentralizada que será estudada no capítulo seguinte.

Capítulo 4

Solução Descentralizada

O presente Capítulo tem como principal objetivo projetar uma solução descentralizada (recorrendo a múltiplas unidades condensadoras) passível de ser implementada na instalação em causa. Ao longo do mesmo, será proposta uma primeira solução e, posteriormente, serão feitas algumas alterações e simulações com vista a melhorar esta primeira iteração. Por fim, são discutidos os resultados obtidos e comparados com a solução descentralizada já existente na loja.

4.1 Solução Descentralizada - 1ª iteração

Inicialmente, o critério principal a ter em conta foi a localização dos consumidores na loja. Assim, foi feita uma divisão em 5 unidades condensadoras olhando exclusivamente para o critério da proximidade de consumidores. A Tabela 4.1 apresenta as potências frigoríficas das diferentes unidades, sendo que o agrupamento detalhado pode ser consultado no Anexo D.

Tabela 4.1: Potências frigoríficas de cada unidade - 1ª iteração

Unidade	A	B	C	D	E
Potência [kW]	12,7	49,8	15,1	71,3	19,8

Como pode ser consultado no Anexo D, esta divisão de consumidores foi feita tendo em conta única e exclusivamente a localização dos mesmos na loja. Note-se que a parte mais distante da casa de máquinas foi agrupada na unidade A e a parte central da loja (referente aos muros de refrigerados) foi agrupada numa unidade B. Por outro lado, agrupou-se a zona mais à direita da planta em duas unidades distintas (C e D) e, por fim, considerou-se uma só unidade para os consumidores de congelados (unidade E).

4.1.1 Consumidores de Refrigerados

Analisando os valores de potência frigorífica presentes na Tabela 4.1, facilmente se constata que o somatório de potências associadas à unidade D é bastante elevado (71,3 kW). Após consulta em diversos catálogos, de vários fornecedores diferentes, concluímos que é extremamente difícil

encontrar uma unidade condensadora que nos forneça uma potência tão elevada. Mesmo considerando um coeficiente de simultaneidade ligeiramente inferior a 1, esse valor continua a ser muito elevado, pelo que haverá a necessidade de subdividir esta unidade em múltiplas unidades.

Além deste primeiro entrave, fazendo um estudo acerca dos coeficientes de simultaneidade de cada unidade (como já foi feito para a solução centralizada) conclui-se que em todas elas os consumidores apresentam um comportamento muito díspar.

Tomando como exemplo a unidade A, facilmente se comprova este comportamento. Esta unidade engloba 3 câmaras de refrigerados de 1,8 kW cada, e uma sala climatizada de 7,3 kW. Dada a discrepância entre valores de potência frigorífica, esta unidade apresenta valores de simultaneidade que variam entre 0,10 e 1,70 tanto no verão como no inverno. Esta ampla gama de coeficientes de simultaneidade está diretamente relacionada com o comportamento muito irregular da sala climatizada. Para comprovar tal facto, apresenta-se o gráfico da Figura 4.1, referente à demanda de potência frigorífica associada ao clima SC09 no verão e no inverno.

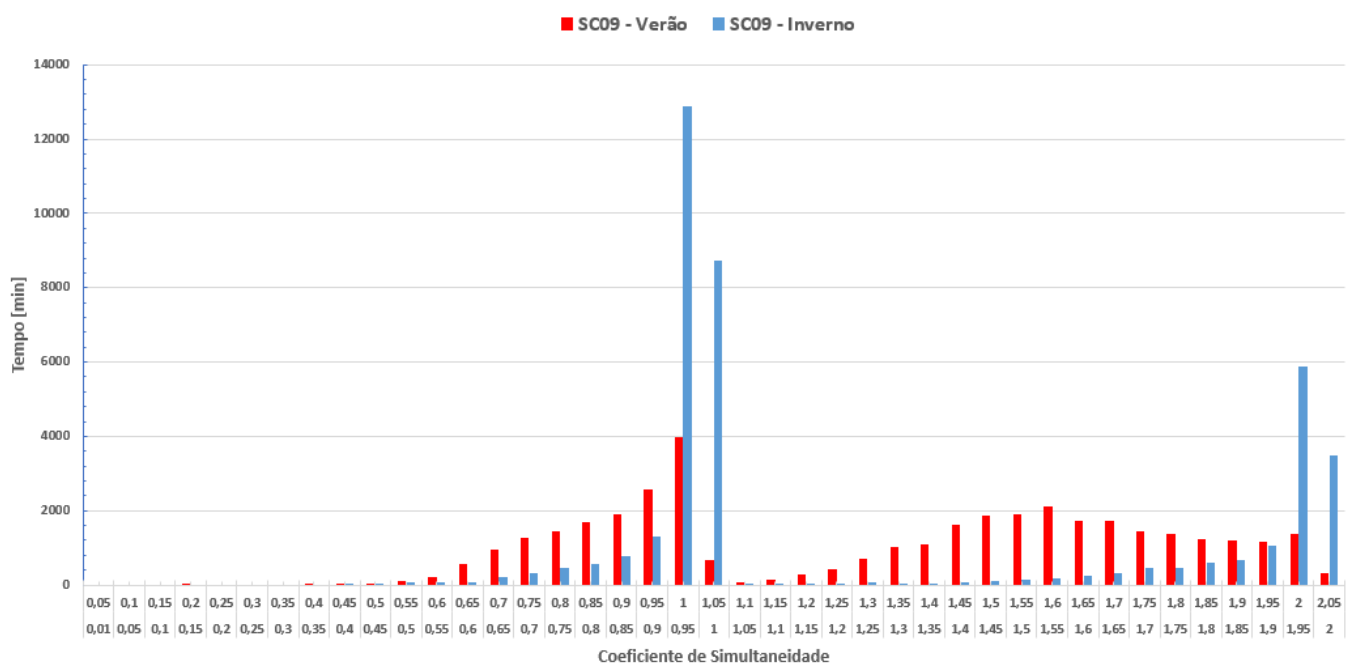


Figura 4.1: Coeficiente de simultaneidade do clima SC09 no verão e inverno.

Contrariamente ao que acontece nas câmaras e expositores, o comportamento dos climas é bastante irregular. Como pode ser analisado na Figura 4.1, as necessidades de refrigeração ultrapassam os valores nominais de potência, chegando neste caso a atingir valores de coeficientes de simultaneidade de 2. Posto isto, e dado que as necessidades das restantes câmaras associadas à unidade A são de 1,8 kW, precisaríamos de uma unidade condensadora que tivesse a capacidade de variar a sua potência num amplo intervalo de valores. Naturalmente, não existem unidades condensadoras capazes de tal, pelo que esta solução não será de todo a ideal.

4.1.2 Consumidores de Congelados

Nesta 1ª iteração reservou-se uma unidade para todos os consumidores de congelados. No entanto, o valor de potência associado é um pouco elevado tendo em conta as soluções disponíveis no mercado. Além disso, e fazendo um estudo de coeficientes de simultaneidade no verão e no inverno, concluiu-se que a demanda de potência é muito heterogénea, não sendo possível satisfazer as necessidades com o uso de uma única unidade condensadora. Assim, este será um dos pontos a melhorar numa 2ª iteração.

Neste ponto, é possível retirar uma primeira conclusão: o agrupamento de consumidores numa unidade deve ser feito de acordo com as potências nominais de cada uma. Por outras palavras, devemos tentar que, sempre que possível, todos os consumidores de uma dada unidade apresentem aproximadamente a mesma potência frigorífica evitando oscilações de potência com uma amplitude elevada.

4.2 Solução Descentralizada - 2ª iteração

Como já seria de esperar, a solução descentralizada inicialmente proposta apresenta alguns problemas que precisam de ser resolvidos. Se por um lado, umas das unidades apresenta um valor de potência frigorífica muito elevado, por outro, o agrupamento das restantes unidades não é o mais adequado, tendo em conta os respetivos coeficientes de simultaneidade.

4.2.1 Murais de Refrigerados

Na 1ª iteração considerou-se apenas uma unidade para a região mais central da loja, correspondente aos murais de refrigerados. No entanto, conforme já foi explicado, havendo a necessidade de retirar a unidade de climatização SC09 do seu agrupamento inicial, uma hipótese possível seria juntar este clima aos murais de refrigerados, dada a sua relativa proximidade deste. Assim, e de forma a evitar valores de potência muito elevados, considerou-se boa opção juntar o clima aos murais MR01, MR02 e MR07. Os restantes murais - MR04, MR05 e MR06 - fazem agora parte de um novo agrupamento - unidade C.

4.2.2 Salas Climatizadas

Como foi comprovado com o exemplo do consumidor SC09, os climas possuem um comportamento bastante característico. Geralmente a sua demanda de potência frigorífica anda próxima da sua potência nominal, sendo que por vezes este valor é excedido tanto no verão como no inverno. Assim, considerou-se que poderia ser uma boa opção alocar todos os climas numa mesma unidade (excepto o SC09). Além disso, importa referir que as salas climatizadas não são tão críticas quanto os consumidores de refrigerados. Enquanto que na refrigeração o objetivo é preservar alimentos e produtos perecíveis a baixas temperaturas, na climatização o objetivo final é o conforto térmico dos operadores e clientes. Assim, em situações de maiores demanda de potência,

e na presença de diferentes tipos de consumidores, é possível dar prioridade aos refrigerados em detrimento dos climas, e assim baixar o nível de potência total requerida.

4.2.3 Consumidores de congelados

Um outro ponto a melhorar face à 1ª iteração, é a organização dos consumidores de congelados. Como já foi referido na subsecção 4.1, a solução ideal não passa por agrupá-los todos numa mesma unidade.

As máquinas de gelo são equipamentos bastante sensíveis no que toca à potência de refrigeração. Para ocorrer a formação de gelo, água no estado líquido é bombeada para um cilindro onde circula CO_2 a uma temperatura muito baixa. Esta água vai congelar, formando gelo que se agarra às paredes do recipiente. Posteriormente, uma lâmina rotativa força o gelo a separar-se das paredes do cilindro, caindo por um tubo circular no local de consumo. Dado o modo de funcionamento, se por alguma razão a potência requerida pelas máquinas de gelo não poder ser satisfeita, há o risco de esta água não congelar na totalidade, o que é prejudicial para a qualidade final do produto. Consequentemente, é de extrema importância escolher uma unidade condensadora que seja capaz de suprir estas necessidades. Assim, optou-se por dividir a unidade dos congelados (unidade E da 1ª iteração) em 2 unidades: uma para as duas máquinas de gelo e outra para os restantes consumidores de baixa temperatura (2 câmaras e 1 expositor).

Em suma, a Tabela 4.2 apresenta um resumo das unidades consideradas nesta 2ª iteração. O agrupamento detalhado pode ser consultado no Anexo E.

Tabela 4.2: Potências frigoríficas de cada unidade - 2ª iteração

Unidade	A	B	C	D	E	F	G
Potência [kW]	5,4	44,26	19,73	32,19	46,95	11	8,8

4.3 Solução Descentralizada - 3ª iteração

Após as duas primeiras iterações de agrupamento de consumidores em diferentes unidades condensadoras, obtivemos uma compreensão clara daquilo que são os padrões de consumo dos diferentes tipos de consumidores. Além disso, através do estudo dos coeficientes de simultaneidade associados a cada unidade, percebemos que não é viável agrupar consumidores cujas necessidades de refrigeração sejam muito díspares, principalmente em unidades com um número reduzido de potência. No entanto, pode haver a necessidade de agrupar alguns consumidores com capacidades frigoríficas um pouco diferentes, de forma a obter uma melhor solução para o sistema.

Nesta 3ª e última iteração, o foco passa por agrupar os diferentes consumidores otimizando a sua distribuição espacial. Obedecendo aos critérios previamente definidos, e tentando não comprometer a demanda heterogénea de potência, o objetivo é tentar fazer pequenos ajustes de modo a que a localização das unidades condensadoras seja ótima, não existindo muita distância entre estas

e os consumidores. Posto isto, apresentam-se de seguida a proposta de unidades condensadoras a implementar nesta instalação.

4.3.1 Salas Climatizadas

Como já foi possível analisar, as potências das unidades de climatização SC01 e SC04 são muito superiores às restantes. Deste modo, estudou-se a hipótese de colocar uma unidade única e exclusivamente para estes climas de maiores dimensões, e juntar todos os outros à unidade D.

Analisando a planta da loja e a distribuição espacial dos diferentes consumidores, uma alteração que parece ser óbvia em termos de localização são as unidades de climatização SC06, SC07 e SC08. Como se pode observar, estas unidades de climatização situam-se na mesma zona das câmaras frigoríficas CR10, CR11 e CR12, pelo que espacialmente faria sentido alocá-las à mesma unidade condensadora. Para perceber se tal alteração é possível, verificou-se o valor de potência frigorífica total desta unidade e verificou-se o comportamento em termos de demanda de potência.

No caso concreto da unidade C, verificou-se que a introdução destas 3 unidades de climatização não prejudica os valores de necessidade de potência. O facto desta unidade já englobar um número considerável de consumidores pode explicar este comportamento. Adiante, será possível verificar os gráficos referentes ao coeficiente de simultaneidade desta unidade no verão e no inverno de forma a comprovar este comportamento.

Importa referir que ao nível dos congelados não será possível otimizar a sua distribuição espacial. Assim, e tendo em conta o que já foi explicado na subsecção 4.2 relativamente às máquinas de gelo, os restantes consumidores têm de ficar obrigatoriamente associados a uma mesma unidade.

A Tabela 4.3 apresenta os valores nominais de potência frigorífica de cada uma das unidades que incorporam esta solução. A composição detalhada de cada unidade pode ser consultada no Anexo F.

Tabela 4.3: Potências frigoríficas de cada unidade - 3ª iteração

Unidade	A	B	C	D	E	F	G
Potência [kW]	5,4	44,26	27,92	40,43	30,89	11,0	8,8

Com esta solução, fica assim finalizado este estudo preliminar do sistema de refrigeração descentralizado. Importa referir que o tipo de controlo utilizado nas válvulas de expansão eletrónica de cada consumidor é do tipo on/off. Este tipo de controlo é o mais utilizado nos sistemas de refrigeração atuais. No entanto, existe um outro tipo de controlo que pode ser usado neste tipo de sistemas - o controlo modulante. Desta forma, na subsecção 4.4 será feita uma análise da forma como o tipo de controlo das válvulas de expansão pode ou não influenciar os parâmetros do sistema, nomeadamente a potência requerida por cada consumidor e a sua influência nos coeficientes de simultaneidade de cada unidade condensadora.

4.4 Controlo Modulante

A temperatura interior da câmara é registada por um ou dois sensores de temperatura, localizados antes de evaporador (ar de retorno) e depois do evaporador. O valor real de temperatura pode ser feito com uma média aritmética simples dos valores destas sondas, ou então uma média ponderada [37].

O controlo de temperatura presente na solução centralizada analisada no Capítulo 3 é do tipo on/off, sendo que no entanto pode ser utilizado o tipo de controlo modulante, no qual a variação de temperatura não é tão elevada como no primeiro tipo - Figura 4.2.

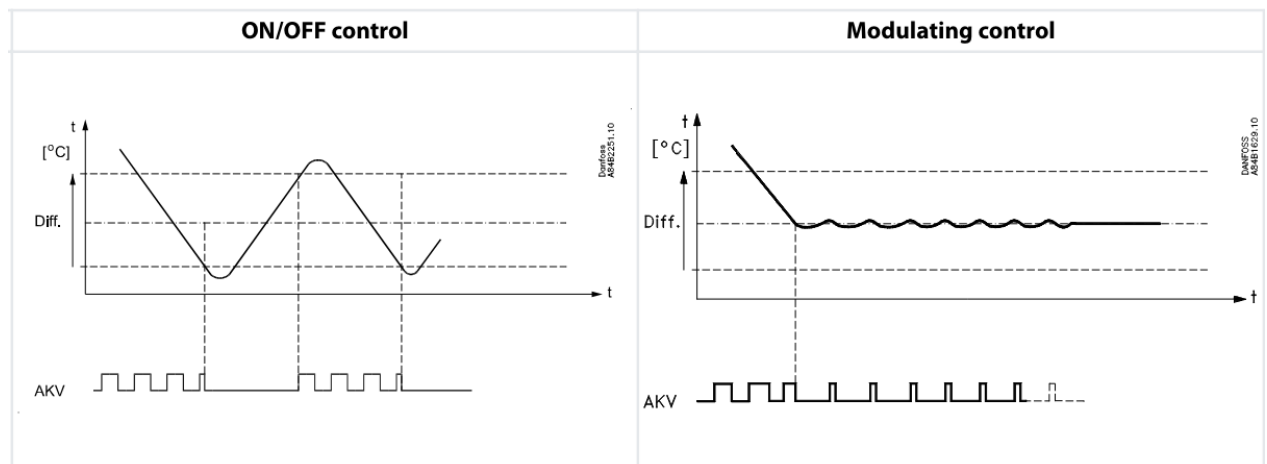


Figura 4.2: Variação de temperatura da câmara nos dois tipos de controlo [37].

A Figura 4.2 além de mostrar a variação de temperatura na câmara para os dois tipos de controlo, mostra também a frequência dos impulsos da válvula de expansão eletrónica. Como é possível observar, no tipo de controlo modulante estes impulsos são mais curtos e mais frequentes quando comparados com o tipo de controlo on/off. Assim, poderemos admitir que a percentagem média de abertura das válvulas será menor no controlo modulante. Antes de avançar para o estudo propriamente dito, convém referir que este tipo de controlo apenas é recomendado em consumidores de refrigerados [37]. No que diz respeito aos consumidores de congelados, o fabricante recomenda o uso do controlo on/off de maneira a permitir períodos maiores de descongelação natural [37].

Com o objetivo de perceber a influência que este tipo de controlo poderá ter no comportamento das unidades condensadoras, tomou-se como referência um período de 14 dias, onde nos primeiros 8 o controlo foi on/off e nos últimos mudou-se a configuração para controlo modulante. A janela temporal em análise está compreendida entre os dias 16 e 29 de abril, e os dados de temperatura referentes a esses períodos são apresentados na Tabela 4.4.

Tabela 4.4: Dados de temperatura nos períodos em análise

	14/04 a 21/04	22/04 a 29/04
$T_{max.} [^{\circ}C]$	25,6	21,5
$T_{min.} [^{\circ}C]$	12,1	10,2
$T_{media} [^{\circ}C]$	17,5	14,0

É importante realçar que o estudo efetuado estaria sujeito a um erro menor caso o comportamento da temperatura exterior fosse exatamente o mesmo nos dois períodos distintos. Não obstante a isso, como pode ser verificado na Tabela 4.4, os valores de temperatura ambiente foram muito semelhantes durante todos os dias da análise.

Posto isto, estão reunidas as condições para perceber que influência terá o tipo de controlo nas unidades previamente definidas. Assim, recolheram-se amostras das aberturas médias das válvulas de expansão nos dois períodos de tempo, e à semelhança do que já tinha sido feito, obtiveram-se gráficos que relacionam os coeficientes de simultaneidade nos dois casos. Estes gráficos podem ser consultados no Anexo G.

Pela análise dos gráficos comprova-se a teoria por detrás do controlo modulante. De facto, este tipo de controlo permite que as válvulas tenham uma abertura mais prolongada, mas mais controlada em torno de um certo valor. Este comportamento tem influência direta no valor de potência requerida por um dado consumidor, pelo que irá também afetar os valores de coeficientes de simultaneidade associados a cada unidade. Veja-se que em todas as unidades (A a E), a curva característica dos valores de coeficientes de simultaneidade se concentra numa região mais restrita, não existindo variações tão bruscas como no controlo on/off.

O estudo aqui efetuado comprova que o tipo de controlo das válvulas de expansão afeta as necessidades de potência de um dado consumidor. Desta forma, tendo em conta as conclusões aqui enumeradas, na fase seguinte, ou seja, na escolha de diferentes unidades para esta instalação, deveremos ter em atenção que a amplitude entre coeficiente de simultaneidade máximo e mínimo é menor caso se use este tipo de controlo. Isto irá permitir uma escolha mais ajustada às necessidades de potência de cada grupo de consumidores, podendo ter um impacto positivo do ponto de vista financeiro e até ambiental.

4.5 Seleção de Unidades Condensadoras

Uma vez definido o agrupamento final de unidades desta solução descentralizada, há que consultar as demais opções existentes no mercado de maneira a escolher equipamentos que satisfaçam as necessidades. Uma vez que o procedimento adotado foi idêntico para todas as unidades, nesta secção será descrito o processo de escolha apenas de uma delas. Além disso, e após a escolha das unidades, serão dadas as informações mais relevantes nomeadamente o preço de venda ao público, capacidade de refrigeração, COP e consumo elétrico.

4.5.1 Unidade Condensadora - MT

De forma a tornar claro o procedimento adotado, vamos tomar como referência a unidade D. Conforme já foi detalhado anteriormente, esta unidade incorpora consumidores de média temperatura, nomeadamente câmaras refrigeradas e algumas unidades de climatização. A sua potência nominal é de aproximadamente 40 kW e o seu comportamento em termos de coeficiente de simultaneidade é apresentado na Figura 4.3.

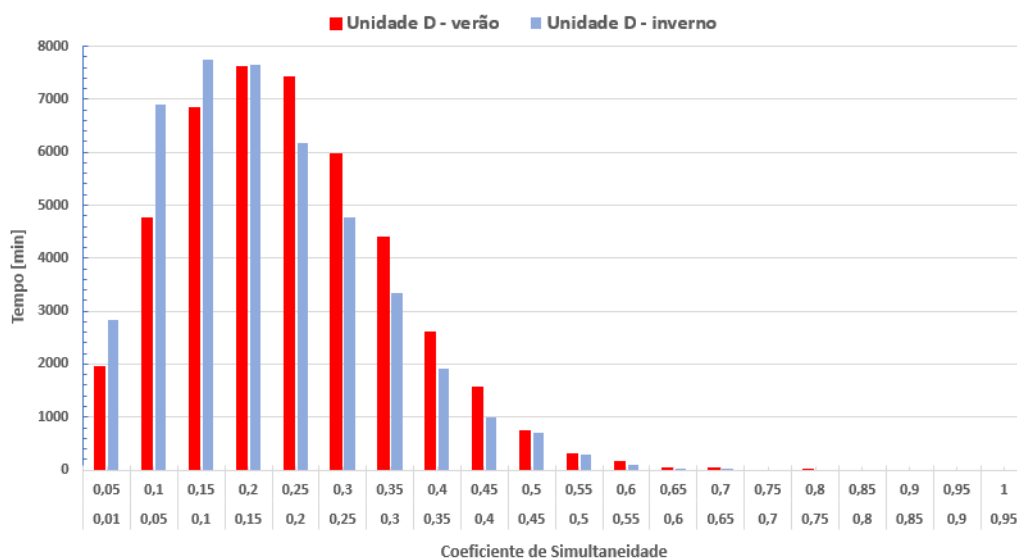


Figura 4.3: Coeficiente de simultaneidade da unidade D.

Em momento algum a potência frigorífica requerida foi igual à potência nominal, tanto no verão como no inverno. Mais ainda, conclui-se que o coeficiente de simultaneidade nos dias mais quentes e mais frios não foi superior a aproximadamente 0,6.

Retomando o estudo efetuado na Secção 4.4, podemos inferir que os valores extremos de potência requerida se vão aproximar ainda mais, caso se aplique o controlo modulante às válvulas de expansão. Deste modo, é de prever que os valores apresentados na Figura 4.3 sigam uma distribuição com um desvio padrão ainda menor que o atual. Torna-se então possível fazer uma escolha de unidade condensadora mais ajustada às necessidades, evitando custos desnecessários tanto no investimento inicial como no decorrer da operação do sistema, a nível de consumo energético.

De entre todos os fabricantes e catálogos já citados neste documento, escolheu-se a unidade condensadora que mais se adequa a esta situação em específico - Figura 4.4.



Figura 4.4: Unidade da Copeland selecionada para esta aplicação [34].

As suas características técnicas apresentam-se na Tabela 4.5.

Tabela 4.5: Especificações técnicas da unidade da Copeland selecionada

Capacidade Frigorífica [W] (mínima - máxima)	Compressor	Modelo	Preço
3400 - 15300	1 Scroll Inverter	ZOV18AG-9X9	42 799 €

Importa referir que os dados apresentados foram obtidos para condições específicas de funcionamento. Aqui, o fabricante considera uma temperatura ambiente de 32°C, sobreaquecimento de 10K com alimentação a 400V/50Hz. Claro está que, em situações cuja temperatura ambiente seja mais elevada, o rendimento da unidade não será o mesmo, e a potência máxima disponibilizada será ligeiramente menor. Por outro lado, em dias com temperatura ambiente mais baixa (no inverno), o rendimento da unidade aumenta, aumentando também as capacidades de refrigeração mínimas e máximas apresentadas na Tabela 4.5.

Neste ponto, poderíamos questionar a viabilidade deste modelo em situações de temperaturas ambiente altas e elevada demanda de potência. Ainda que raro, é possível que em certo instante a temperatura exterior seja muito elevada, e a potência máxima disponibilizada pela unidade não seja suficiente. Como já foi referido, esta unidade agrega não só câmaras de refrigeração (para conservação de produtos perecíveis) mas também climas responsáveis pelo conforto térmico. Assim sendo, uma possível solução para mitigar estes efeitos, passa por priorizar sempre os consumidores associados às câmaras e murais de produtos perecíveis, deixando de lado as salas climatizadas por alguns instantes. Esta funcionalidade é possível de implementar recorrendo ao controlador e definindo prioridades de arrefecimento. Os restantes modelos de unidades, assim como as suas especificações técnicas são apresentados no Anexo H.

4.6 Dimensionamento de Tubagem

Uma das razões pelas quais a solução descentralizada poderá ser uma vantagem reside na tubagem de toda a instalação. Se numa solução centralizada temos de ter tubagem com um diâmetro suficiente para elevadas potências, numa solução descentralizada ao subdividir essas potências em

pequenos grupos, as dimensões serão naturalmente menores. Além disso, uma vez que as unidades estão posicionadas num local relativamente mais próximo dos respectivos consumidores, o comprimento da tubagem poderá ser um pouco menor.

Assim sendo, e para finalizar este capítulo da solução descentralizada, apresentam-se de seguida os cálculos e procedimentos adotados para o dimensionamento da nova tubagem. Com o auxílio do *Coolselector* fez-se o dimensionamento da tubagem a integrar a nova instalação. A Figura 4.5 apresenta um exemplo de cálculo para a linha de aspiração de um dos consumidores de média temperatura.

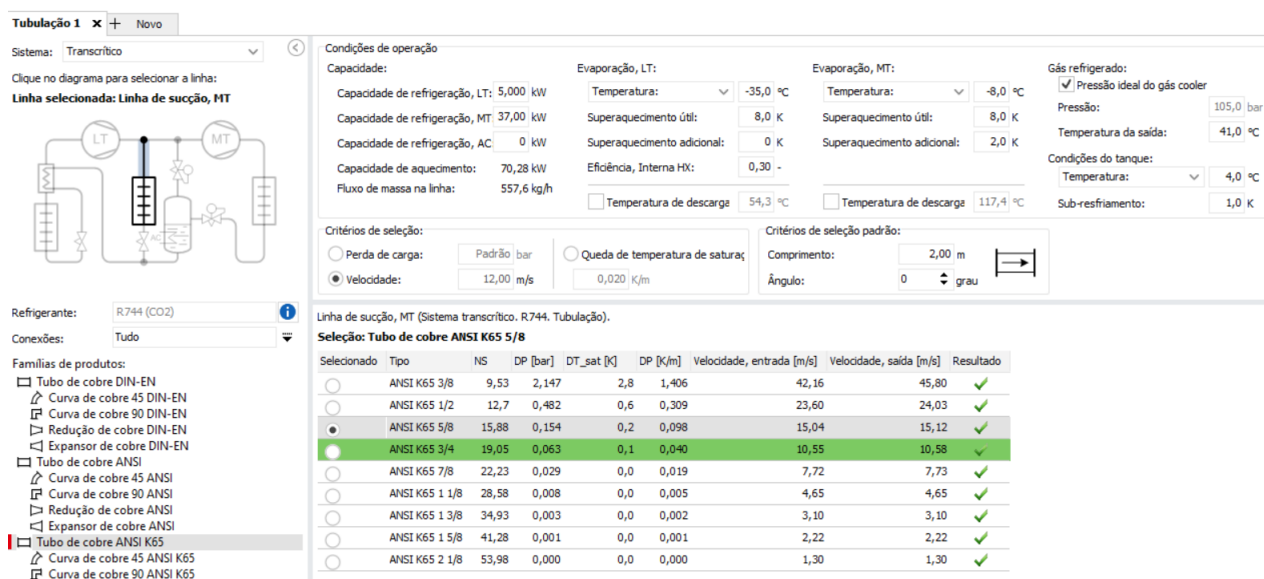


Figura 4.5: Dimensionamento da linha de aspiração para um consumidor MT - *Coolselector*.

De acordo com a Figura 4.5, para uma potência frigorífica de 37 kW, a linha de aspiração deve ser o ANSI K65 3/4. Repare-se que o tipo de tubo utilizado foi o cobre K65, dadas as suas excelentes características em termos de resistência a altas pressões e boas propriedades de transferência de calor. Além disso outro critério a ter em consideração é a velocidade do fluido. Por norma, nas linhas de líquido espera-se que a velocidade seja inferior a 1 m/s, enquanto que nas linhas de aspiração este valor tenha de estar compreendido entre 7 e 12 m/s. Estes limites utilizam-se sobretudo devido a duas razões: por um lado uma velocidade excessiva pode causar mais perdas de carga e por outro uma velocidade muito pequena pode originar o não retorno do óleo à central frigorífica, podendo o mesmo acumular-se em locais indesejados.

O procedimento foi repetido para todos os troços de tubagem, tanto para a linha de líquido como para a linha de aspiração. O desenho detalhado da nova tubagem está apresentado na planta da loja no Anexo I.

Fica assim finalizado o Capítulo 4 onde foi feito um pequeno estudo acerca de uma possível solução descentralizada a implementar nesta loja. No próximo capítulo será feita análise de resultados, de maneira a perceber possíveis vantagens e desvantagens desta solução em termos económicos, ambientais e energéticos.

Capítulo 5

Análise de Resultados

Sugerida uma nova solução para o supermercado em estudo, é importante agora perceber se a mesma é vantajosa em termos económicos, ambientais e energéticos. Deste modo, neste Capítulo é feita uma análise destes parâmetros com vista a retirar conclusões acerca de ambas as soluções.

5.1 Análise Económica

Do ponto de vista económico, o parâmetro mais relevante para o cliente/investidor é o investimento inicial. Sem dúvida que, uma solução com um orçamento inicial mais reduzido, será preferível quando comparada com uma solução cuja cotação é mais elevada.

De acordo com [38] a estrutura de investimento inicial relativo de um sistema de refrigeração segue aproximadamente o esquema apresentado na Figura 5.1.

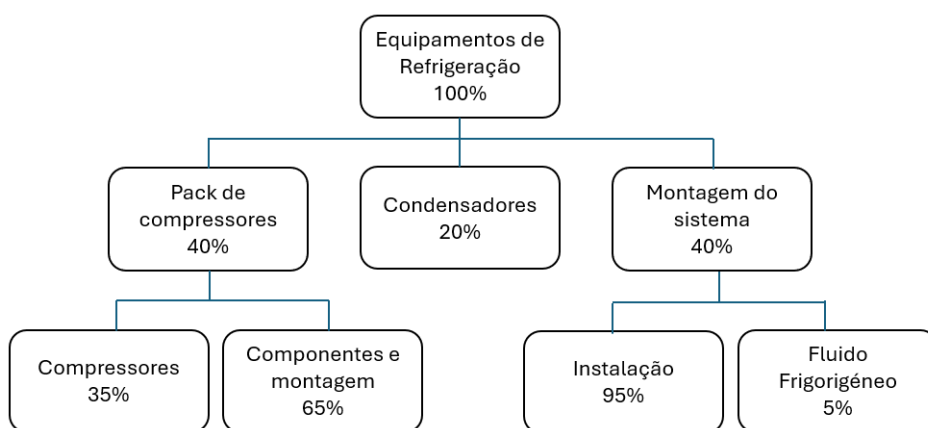


Figura 5.1: Estrutura simplificada do investimento inicial relativo [38].

Como se pode observar na Figura 5.1, o conjunto de compressores + *gas cooler* representa aproximadamente 60% do investimento inicial de uma instalação de refrigeração comercial. Além disso, os custos de instalação - onde estão incluídos acessórios e tubagem - representam uma boa parte dos custos totais do sistema.

5.1.1 Investimento Inicial

O parâmetro principal a analisar do ponto de vista económico é o investimento inicial. Na perspectiva do cliente, uma proposta cujo investimento inicial seja menor, parte em vantagem quando comparada a outras propostas mais caras. Assim sendo, é de extrema importância fazer uma análise do investimento inicial de ambas as soluções estudadas nesta dissertação.

Comparando uma solução centralizada e uma solução descentralizada, concluímos que os evaporadores e respetivas válvulas de expansão permanecem inalterados uma vez que os requisitos de potência serão exatamente os mesmos. Por este motivo, podemos também concluir que as diferenças de custo na instalação elétrica são residuais ou até mesmo nulas. Do ponto de vista do projeto, as principais alterações são a central e *gas cooler* - que serão substituídos por várias unidades condensadoras - e a tubagem que devido às menores potências associadas a cada unidade terá um menor diâmetro. Posto isto, apresentam-se na Tabela 5.1 os preços de venda a público dos principais componentes diferenciadores que integram cada uma das soluções.

Tabela 5.1: Custos associados às soluções centralizada e descentralizada

	Centralizada [€]	Descentralizada [€]
Central	251 307	[-]
Gas Cooler	68 883	[-]
Unidades Condensadoras	[-]	317 173
Tubagem + acessórios + isolamento + suportes + válvulas	50 438	34 491
Fluido Frigorígeno (CO ₂)	1349	787
Total	371 977	352 451

Os resultados obtidos mostram que a solução descentralizada é aquela que requer um investimento inicial menor. Como está comprovado pela Tabela 5.1, há uma poupança de cerca de 5,3% na instalação de uma solução descentralizada. Esta diminuição de valor poderá estar relacionada com diversos fatores.

Em primeiro lugar, repare-se que o conjunto central + *gas cooler* tem um valor muito idêntico ao valor das unidades condensadoras. De facto esta redução de preço não estará diretamente relacionada com estes componentes, mas sim com a tubagem, acessórios e isolamento. Isto pode ser explicado pelo facto de que a tubagem não tem mais a necessidade de transportar o fluido da central para um ponto a muitos metros de distância. Em vez disso, ao subdividir a loja em diversas zonas, cada uma delas alimentada por uma unidade, estamos a diminuir a distância a percorrer pelo fluido, assim como as potências frigoríficas associadas a cada uma. Desta forma, não só o comprimento da tubagem poderá ser ligeiramente menor, como também o próprio diâmetro. Assim, faz todo o sentido que a solução descentralizada fique mais económica.

Mais ainda, embora a diferença seja praticamente nula, verifica-se que os custos associados ao CO₂ são reduzidos com a solução descentralizada. Isto deve-se sobretudo às menores dimensões

dos depósitos das unidades, e ao facto das mesmas estarem mais ajustadas a esta instalação que a solução centralizada.

5.2 Análise Energética

Além do investimento inicial, é também importante perceber quais serão os custos de operação da instalação ao longo do seu tempo de vida útil. Assim sendo, nesta secção é feita uma breve análise de consumo de energia, e a sua repercussão em termos monetários.

Como tem sido hábito ao longo deste documento, também aqui se consideram os períodos de verão e inverno. O procedimento adotado consistiu primeiramente na obtenção do COP em função da temperatura ambiente de cada umas das unidades para, posteriormente, analisando as necessidades de refrigeração, obter o consumo elétrico. A relação entre o COP e a temperatura ambiente para cada unidade é apresentada na Figura 5.2.

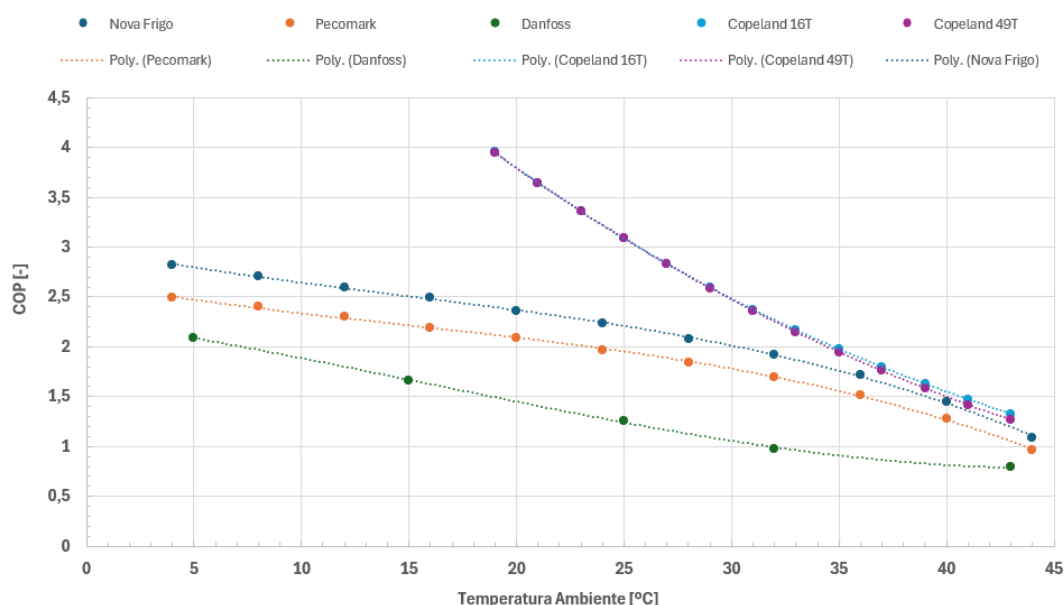


Figura 5.2: Variação do COP com a temperatura ambiente para cada unidade condensadora.

Como se verifica na Figura 5.2, o COP de todas as unidades diminui com o aumento da temperatura ambiente. Além disso, verifica-se ainda que o COP das unidades *Danfoss* é inferior ao COP das restantes unidades, muito possivelmente pelo facto de serem unidades de negativos.

De acordo com a Equação 5.1, tendo a performance das unidades em função da temperatura ambiente, e tendo também os coeficientes de simultaneidade de cada unidade, torna-se possível obter o consumo elétrico em cada intervalo de tempo (de 10 em 10 minutos).

$$Energia = \frac{C.S \times Pot.Nominal}{COP} \times \frac{10}{60} [kW \cdot h] \quad (5.1)$$

Este procedimento é mais rigoroso no sentido em que não se considera um valor de COP para uma temperatura média. Em vez disso, ao subdividir em intervalos de tempo de 10 em 10 minutos,

garantimos que temos o COP para diferentes temperaturas. Mais ainda, o consumo de potência elétrica depende também das necessidades de refrigeração. À semelhança do COP, também são usados os dados de fator de simultaneidade de 10 em 10 minutos, para o resultado obtido ser o mais real possível.

Como forma de comparação, apresentam-se na Figura 5.3 os valores de consumo de energia da solução centralizada e da solução descentralizada, no verão e no inverno. Note-se que devido à ausência de dados, considerou-se que o ano se subdivide em 6 meses de verão e 6 meses de inverno. Esta aproximação estará naturalmente sujeita a erros, no entanto em termos médios o resultado obtido estará muito próximo do real.

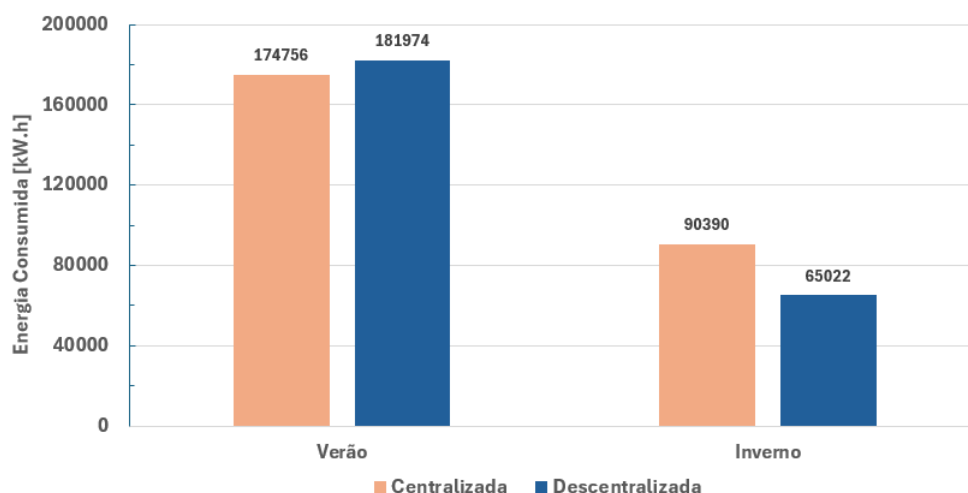


Figura 5.3: Consumo de energia das soluções centralizada e descentralizada para o verão e inverno.

Observa-se que em ambas as soluções o consumo de energia é bastante superior nos meses de verão quando comparado com os meses de inverno. Além disso, observa-se que nos meses de verão o consumo energético da solução descentralizada é cerca de 4 % superior ao consumo energético da solução centralizada no mesmo período de tempo. Por outro lado, verifica-se que nos meses mais frios conseguimos obter uma redução de aproximadamente 28 % no consumo de energia na solução descentralizada.

O maior consumo de energia no verão já era esperado, estando diretamente relacionado com a temperatura ambiente mais elevada e consequente diminuição do COP das unidades com o aumento da temperatura ambiente. Isto deve-se ao facto de que no verão a diferença de temperatura/pressão entre a evaporação e o ambiente é grande, aumentando a razão de pressão. Por outro lado, no inverno, espera-se que o rendimento dos compressores que integram as unidades seja superior, uma vez que a razão de pressão será também inferior. Assim, para uma mesma potência frigorífica, o consumo elétrico será menor.

Tomando como referência um preço médio de $0,155\text{€}/\text{kW} \cdot \text{h}$ - EDP - e um ano completo, os valores de energia consumida e respetivo custo são apresentados na Tabela 5.2.

Tabela 5.2: Custos de energia em ambas as soluções num ano de referência

	Centralizada	Descentralizada
Energia [kW · h]	265146	246996
Custo [€]	41097	38284
Poupança/ano	6,8 %	

Verifica-se assim que a solução descentralizada seria economicamente viável no que diz respeito ao consumo de energia elétrica, observando-se uma poupança na casa dos 6,8 % anualmente. Além disso, a solução descentralizada apenas fica em desvantagem para a centralizada nos meses de verão, onde a temperatura ambiente atinge valores muito elevados (na casa dos 40 °C). Estima-se então que nos restantes meses do ano, onde a temperatura ambiente não é tão elevada, a solução descentralizada seja vantajosa.

5.3 Análise Ambiental

Embora as questões económicas sejam extremamente relevantes, importa também fazer uma breve análise do impacto ambiental da solução. Claro está que, se comparássemos uma instalação que usa um CFC ou HFC com uma instalação a CO_2 , notaríamos melhorias significativas dado o baixo valor de GWP dos fluidos naturais, como o dióxido de carbono.

No caso concreto desta dissertação, comparam-se duas soluções a CO_2 , sendo uma centralizada e outra descentralizada. Assim sendo, é de esperar que as diferenças não sejam tão significativas. De acordo com a Associação Britânica de Refrigeração, o fator que deve ser usado para comparar as emissões diretas e indiretas para a atmosfera é o TEWI - "Total Equivalent Warming Impact". Este fator é dado pela Equação 5.2:

$$TEWI = TEWI_{diretas} + TEWI_{indiretas} \quad (5.2)$$

em que as emissões diretas e indiretas são dadas pelas Equações 5.3 e 5.4, respetivamente:

$$TEWI_{diretas} = GWP \times m \times L \times n + GWP \times m \times (1 - a) \quad (5.3)$$

$$TEWI_{indiretas} = E \times \beta \times n \quad (5.4)$$

O parâmetro L é a taxa anual de fugas, habitualmente considerado 15% - [17], [39] - e o fator " n " representa o tempo de vida útil de uma instalação (considerado 10 anos de acordo com [17] e [38]). Conforme já foi referido, o GWP é uma medida que caracteriza o potencial de aquecimento global de um fluido, " m " é a massa desse fluido e " a " é um fator de reciclagem, geralmente considerado 95% - [17], [38].

As emissões indiretas representam as emissões de CO_2 provenientes do consumo anual de energia. O fator β em Portugal continental é aproximadamente $0,151 \text{ kgCO}_2/\text{kW} \cdot \text{h}$, de acordo

com a Agência Portuguesa do Ambiente [40]. Neste ponto importa relembrar que à semelhança do que foi feito na análise ambiental, devido à ausência de dados relativos a todo o ano, de maneira a fazer uma comparação justa e mais real entre soluções, considerou-se um período de 6 meses de verão e 6 meses de inverno. Desta forma, embora em alguns meses estivermos a ter em consideração um consumo mais elevado que o real, nos restantes sucede-se o oposto. Assim, em termos médios, a comparação será a mais próxima da realidade possível. Os resultados do fator TEWI para ambas as soluções são apresentados Tabela 5.3.

Tabela 5.3: Consumo energético e respetivo custo em ambas as soluções ao longo de um ano de referência

	TEWI [kg_{CO_2}]		
	Diretas	Indiretas	Total
Centralizada	24	400370	400394
Descentralizada	14,6	372964	372978
Diminuição [%]	-	-	6,9

Em ambas as soluções, as emissões diretas de CO_2 são quase nulas. Isto explica-se pelo valor de GWP do R744 igual a 1. Por outro lado, as emissões indiretas representam quase a totalidade das emissões de CO_2 . A diferença entre uma solução e outra reside nos diferentes consumos energéticos.

Considerando as emissões totais de CO_2 - diretas e indiretas - conclui-se que a solução acaba por ser um pouco mais vantajosa. Esta diferença relativamente pequena é explicada pelo facto da comparação aqui efetuada ser entre duas instalações com o mesmo fluido frigorigéneo. Claro está que, comparando uma instalação a CO_2 e outra a *Fréon*, este parâmetro seria bem diferente em ambas.

Além disto, importa ainda referir que a solução poderá trazer outra vantagem em situações de fugas. Numa solução centralizada, ocorrendo uma fuga e não se atuando rapidamente, há o risco de perder todo o fluido para o ambiente. Por outro lado, se considerarmos uma solução descentralizada, onde a carga de fluido é dividida pelas várias unidades, em caso de fuga as perdas de fluido seriam inevitavelmente menores.

Capítulo 6

Conclusões e Trabalhos Futuros

A presente dissertação teve como principal objetivo o estudo de uma solução de refrigeração comercial a CO_2 transcrito e a comparação com uma possível solução descentralizada a implementar no supermercado em análise. Para isso, analisaram-se algumas variáveis importantes como os consumos elétricos dos compressores da central frigorífica, temperatura ambiente, aberturas de válvulas, coeficientes de simultaneidade, entre outras. Posteriormente, e tendo em conta o comportamento específico da instalação centralizada em análise, projetou-se uma nova solução descentralizada.

Os resultados obtidos mostram uma melhoria em termos económicos, ambientais e energéticos por parte da solução descentralizada. De facto, tanto o investimento inicial como os custos de operação relativos ao consumo de energia são menores na solução descentralizada quando comparados com a solução centralizada. No primeiro obteve-se uma melhoria de aproximadamente 5,3% e no segundo de 6,8%. Mais ainda, concluiu-se que a solução descentralizada apresenta uma redução de 6,9% no valor de TEWI quando comparada com a solução centralizada.

Estes resultados comprovam que as soluções descentralizadas podem perfeitamente ser uma alternativa à maioria das instalações centralizadas atualmente em funcionamento. Não só do ponto de vista económico e ambiental, as instalações que utilizam diversas unidades condensadoras ao invés de uma única central apresentam vantagens em termos técnicos. Num futuro próximo, haverá a necessidade de fazer remodelações gerais a inúmeras instalações de refrigeração comercial que ainda não estão em conformidade com as normas da União Europeia. Deste modo, a utilização de diversas unidades torna este processo mais simples, pois no caso de uma remodelação em várias fases, a solução descentralizada é altamente vantajosa.

Importa ainda referir que o estudo aqui efetuado teve por base os dados referentes aos últimos meses de operação da central. Em obras futuras, em que se equacione a instalação de diversas unidades, conclui-se que existem algumas regras que devem ser respeitadas para um funcionamento do sistema mais eficiente. Assim sendo, as principais conclusões retiradas deste trabalho são as seguintes:

- A solução centralizada estudada nesta dissertação foi propositadamente sobredimensionada na fase de projeto. Este facto fica comprovado pela análise de aberturas médias das válvulas

de expansão de cada consumidor e posterior estudo dos coeficientes de simultaneidade;

- Por questões de redundância, ao contrário do que acontece numa solução centralizada, os consumidores MT e LT devem ser separados em unidades diferentes;
- Concluiu-se que os consumidores de frio devem ser agrupados de acordo com a sua potência de refrigeração nominal. Por outras palavras, devem agrupar-se os consumidores com os valores de potência mais próximos possível. Isto leva a um comportamento mais homogêneo por parte da unidade, evitando grandes amplitudes de necessidades de refrigeração;
- Relativamente aos consumidores de LT, deve ter-se especial atenção à unidade escolhida para alimentar a máquina de gelo. Estes equipamentos são muito sensíveis, e tendo em conta o seu modo de funcionamento deve garantir-se que temos a potência necessária sempre disponível;
- O critério da localização deve ter-se em consideração sempre que possível. Uma das principais vantagens da solução descentralizada é a possibilidade de colocar as unidades condensadoras mais próximas dos consumidores, evitando grandes quantidades de tubagem e consequentes perdas de carga;
- As salas climatizadas apresentam um comportamento muito característico. No entanto, verifica-se que a sua inserção juntamente com câmaras e expositores de refrigerados não afeta o comportamento da unidade, e em situações de temperaturas mais elevadas e maior carga de produto, podemos fazer um deslastre de cargas, desligando a unidade de climatização momentaneamente, para não sobrecarregar a unidade;
- Por último, concluiu-se que o controlo modulante nas válvulas de expansão traz melhorias significativas no que diz respeito à variação de necessidades de potência com o tempo. Este tipo de controlo, em detrimento do on/off, permite que as unidades operem numa amplitude de coeficientes de simultaneidade mais reduzida, levando a uma escolha mais ajustada destes equipamentos;

Por fim, importa referir que este trabalho esteve sujeito a algumas limitações. A mais notória prende-se com o facto de que não foi possível obter dados concretos de todos os meses de um ano relativamente ao comportamento das válvulas de expansão. Isto leva a que os resultados obtidos em termos de consumo energético possam estar sujeitos a alguns erros.

Como foi concluído ao longo deste trabalho, a instalação centralizada está sobredimensionada. Assim, uma possibilidade de trabalho futuro seria o redimensionamento desta instalação, levando a uma escolha mais ajustada dos compressores e restantes equipamentos, de forma a perceber as possíveis melhorias em termos económicos e ambientais. Além disso, seria interessante efetuar um estudo idêntico noutras instalações, mas de menores dimensões em termos de potência. De facto, a instalação aqui estudada apresenta elevados valores de potência frigorífica (149kW de MT e 19kW de LT). Se neste caso as unidades condensadoras se revelaram vantajosas em vários

aspetos, será de esperar que a melhoria seja ainda mais significativa em instalações frigoríficas de menor potência. Por fim, realizar um estudo similar a este mas considerando os 12 meses de um ano completo poderia trazer resultados ainda mais reais.

Em suma, após este projeto os meus conhecimentos na área da refrigeração comercial ficaram muito mais aprofundados. Estou confiante de que este trabalho servirá de base para futuras investigações na área, e creio que será um bom primeiro passo para a implementação desta solução nas instalações de frio em Portugal.

Referências

- [1] Dario Staubach, Benoît Michel, and Rémi Revellin. Refrigerant selection from an economic and TEWI analysis of cascade refrigeration systems in Europe based on annual weather data. *Applied Thermal Engineering*, 230:120747, 2023. ISSN 1359-4311.
- [2] Mingzhang Pan et. al. A review of the cascade refrigeration system. *Energies*, 13:2254, 2020. ISSN 1996-1073.
- [3] ÇENGEL, Yunus; BOLES, Michael - Termodinâmica. Edição 7ª ed. Mc Graw Hill, 2013. ISBN 978-85-8055-200-3.
- [4] RAEL, Ronald - Yakhchal: Ancient Refrigerants. Earth Architecture, 2009, atual. 2009-[Consultado em 20 fev. 2024]. Disponível em <https://eartharchitecture.org/?p=570>.
- [5] William Cullen. *Of the Cold Produced by Evaporating Fluids and of Some Other Means of Producing Cold*. Essays and Observations Physical and Literary Read Before a Society in Edinburgh and Published by Them, vol. 2 (Edinburgh: Philosophical Society of Edinburgh, 1756), 145-156.
- [6] Oliver Evans. *The Abortion of the Young Steam Engineer's Guide*. Philadelphia, Penn.: Fry Kammerer, 1805), appendix.
- [7] American Society of Mechanical Engineers - Perkins Vapor-Compression Cycle for Refrigeration - A HISTORIC MECHANICAL ENGINEERING LANDMARK. November, 2020.
- [8] James M. Calm. The next generation of refrigerants – Historical review, considerations, and outlook. *International Journal of Refrigeration*, 31:1123–1133, 2008. ISSN 0140-7007.
- [9] Simón Reif-Acherman. The early ice making systems in the nineteenth century. *International Journal of Refrigeration*, vol.35 - 5ª ed., pp. 1124-1252, 2012.
- [10] AFONSO, Clito - Termodinâmica para Engenharia. 1ª ed. FEUP Edições, 2012. ISBN 978-972-752-143-2.
- [11] EPA - United States Environmental Protection Agency.
- [12] Baomin Dai et. al. Assessment of booster refrigeration system with eco-friendly working fluid co2/halogenated alkene (HA) mixture for supermarket application around the world: Energy conservation, cost saving, and emissions reduction potential. *Energy*, 297:131244, 2024. ISSN 0360-5442.
- [13] MAZYAR KARAMPOUR. *State-of-the-art Integrated Refrigeration Systems in Supermarkets*. PhD thesis, KTH ROYAL INSTITUTE OF TECHNOLOGY, 2021.

- [14] Jakub Krzysztof Wiecha. Analysis of supermarket CO_2 refrigeration cycles equipped with multi-ejectors. Norwegian University of Science and Technology, 2016.
- [15] Risto Ciconkov. Refrigerants: There is still no vision for sustainable solutions. *International Journal of Refrigeration*, vol. 36 - pp. 441-448, 2018.
- [16] Won Young Park et. al. Ensuring the climate benefits of the Montreal Protocol: Global governance architecture for cooling efficiency and alternative refrigerants. *Energy Research Social Science*, 76:102068, 2021. ISSN 2214-6296.
- [17] Konstantinos M. Tsamos. *Performance Investigation and Optimisation of CO_2 Refrigeration Systems in Retail Food Stores*. PhD thesis, Brunel University, London, 2016.
- [18] Ricardo Jorge Dias Loureiro. Projeto de um ciclo de refrigeração a CO_2 aplicado num supermercado. Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, 2019.
- [19] Jason Alexander Shilliday. *Investigation Optimisation of Commercial Refrigeration Cycles using Natural Refrigerant CO_2* . PhD thesis, School of Engineering and Design, Brunel University, 2021.
- [20] Gkizelis A Zolcer Skacanová, K. Technical report on energy efficiency in HFC-free supermarket refrigeration, 2018. Disponível em https://issuu.com/shecco/docs/2018_kcep_shecco_eia_technical_repo.
- [21] União Europeia. Regulamento 2024/573. *Jornal Oficial da União Europeia*, 2024. Disponível em https://eur-lex.europa.eu/legal-content/PT/TXT/PDF/?uri=OJ:L_202400573.
- [22] F and L Asia. EU Parliament approves new restrictions for fluorinated gases. *FL Magazine*, 2024. [Consultado em março de 2024]. Disponível em <https://www.fuelsandlubes.com/fli-article/eu-parliament-approves-new-restrictions-for-fluorinated-gases/>.
- [23] Linde. Refrigerants Environmental Data. Ozone Depletion and Global Warming Potential. Disponível em https://www.linde-gas.pt/pt/images/Refrigerants%20environmental%20GWPs_tcm310-111483.pdf.
- [24] José Fidalgo. Estudo de várias soluções existentes e em desenvolvimento de CO_2 subcrítico e CO_2 transcrito, aplicadas a instalações frigoríficas da indústria agroalimentar. Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, 2017.
- [25] Danfoss - Transcritical Booster with Parallel Compression Solution. Disponível em https://www.danfoss.com/en/search/?query=Transcritical%20Booster%20%20with%20Parallel%20Compression%20-%20Medium%20Solution&pageSize=10&filter=allSegment%3Adocs%2CdocumentationLanguage%3Aen_en%2CdocumentationArchived%3Afalse. [Consultado em março de 2024].
- [26] Samer Sawalha. Theoretical evaluation of transcritical CO_2 systems in supermarket refrigeration. part ii: System modifications and comparisons of different solutions. *International Journal of Refrigeration*, 31(3):516-524, 2008.
- [27] GreenChill Webinar. Understanding supermarket transcritical carbon dioxide CO_2 refrigeration systems. EPA - United States Environmental Protection Agency, 2021. Disponível em <https://shorturl.at/Kxbtr>.

- [28] K. Zolcer Skačánová and M. Battesti. Global market and policy trends for CO_2 in refrigeration. *International Journal of Refrigeration*, 107:98–104, 2019. ISSN 0140-7007.
- [29] J Schönenberger, A Hafner, K Banasiak, and S Girotto. Experience with ejectors implemented in a R744 booster system operating in a supermarket. In *Proceedings of the 11th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants, Hangzhou, China*, volume 31, 2014.
- [30] Panasonic. Catálogo de refrigeração 2022/2023. Disponível em [https://www.panasonicproclub.com/uploads/PT/catalogues/EU%2024P%20REFRIGERATION%2022_por_LR%20\(1\).pdf](https://www.panasonicproclub.com/uploads/PT/catalogues/EU%2024P%20REFRIGERATION%2022_por_LR%20(1).pdf).
- [31] SCM Frigo. Transcritical CO_2 Condensing Units. 2024. Disponível em <https://www.scmfrigo.com/cms/wp-content/uploads/2023/10/SCM-FRIGO-CUBO2-PLUS-BROCHURE-NEW2-PAG-SING.pdf>.
- [32] Tewis. Unidades Condensadoras CO_2 , 2024. Disponível em https://tewis.com/wp-content/uploads/GCU-PBX1_HCU-PBX1_V2_esp_sin.pdf.
- [33] Danfoss. *The natural next step in cooling*. Danfoss. Disponível em <https://assets.danfoss.com/documents/latest/240836/AD428032179371en-000201.pdf>.
- [34] Pecomark. *Refrigeração*. Gestão Integral da Produção Gráfica, S.L. 2024. Disponível em https://www.pecomark.com/cataleg/2024_PT/2/.
- [35] Diário da República. Despacho nº15793-F/2013. *Diário da República*, 2ª série - nº 234, 3 de dezembro de 2013. Disponível em <https://diariodarepublica.pt/dr/detalhe/despacho-extrato/15793-f-2013-2975219>.
- [36] ASHRAE. *Thermophysical Properties of Refrigerants*. ASHRAE, Inc, 2013.
- [37] Danfoss. *Case/room controller (EEV) Type AK-CC55 Single Coil and AK-CC55 Single Coil UI*. Danfoss, 2022. Disponível em <https://assets.danfoss.com/documents/198797/BC364229688105en-000201.pdf>.
- [38] Emerson Climate Technologies, 2010. Refrigerant Choices for Commercial Refrigeration. Finding the Right Balance. Consultado a 05/06/2024.
- [39] David Cowan, Jane Gartshore, Issa Chaer, Christina Francis, and Graeme Maidment. Real zero – reducing refrigerant emissions leakage -feedback from the IOR Project. volume 2009, 2010. Disponível em https://www.researchgate.net/publication/268388881-REAL_Zero_-_Reducing_refrigerant_emissions_leakage_-_feedback_from_the_IOR_Project.
- [40] Agência Portuguesa do Ambiente. Fator de Emissão da Eletricidade 2023, Portugal. Disponível em https://www.apambiente.pt/sites/default/files/_Clima/Inventarios/20230427/FE_GEE_Eletricidade2023rev3.pdf.

Apêndice A

Necessidades de refrigeração dos consumidores da instalação

Tabela A.1: Designação e necessidades de refrigeração dos expositores de refrigerados.

Expositores de Refrigerados	Item	Capacidade Frigorífica (kW)	Modulação
Mural de Frutas e Legumes	MR01	8,86	2 x 3,75 m
Mural de Lacticínios A/S - c/ portas	MR02	16,29	5 x 3,75 m + 2 x 2,50 m
Mural de Take-Away A/S - c/ portas	MR04	6,00	1 x 3,75 m + 2 x 2,50 m
Mural de Queijos A/S - c/ portas	MR05	1,72	1 x 2,50 m
Mural de Charcutaria A/S - c/ portas	MR06	5,15	2 x 3,75 m
Semi-mural de Queijos	MR07	11,81	2 x 2,50 m + 2 x 1,875 m
Vitrina Chapa Quente	MR08	Autónomo	1 x 0,937 m
Vitrina Chapa Quente	MR09	Autónomo	1 x 1,35 m
Vitrina de Take Away S/T	MR10	0,37	1 x 1,56 m
Vitrina de Charcutaria S/T	MR11	0,30	1 x 1,25 m
Vitrina de Queijos SELF	MR12	0,80	1 x 3,125 m
Retrobalcão de Charcutaria A/S	MR13	1,31	1 x 1,25 m
Mural de Peixe Embalado	MR14	Autónomo	1 x 1,30 m
Mural de Migas de Bacalhau	MR15	Autónomo	1 x 1,30 m
Vitrina de Talho S/T	MR16	1,69	1 x 3,75 m + 1 x 2,50 m
Mural de Talho A/S - c/ portas	MR17	4,46	1 x 3,75 m + 1 x 2,50 m
Vinho Fresco	MR18	Autónomo	1 x 1,25 m
Vitrina de Pastelaria S/T	MR19	Autónomo	1 x 2,50 m
Sandes e Salgados S/T	MR20	Autónomo	1 x 1,25 m
Bebidas, Frutas, Sobremesas, Saladas, Sandes, Wraps L/S	MR21	Autónomo	1 x 1,25 m + 1 x 1,875 m
Vitrina Banho Maria S/T	MR22	Autónomo	1 x 1,56 m
Vitrina Banho Maria S/T	MR23	Autónomo	1 x 1,25 m
Saladas	MR24	Autónomo	1 x 1,25 m
Sobremesas, Bebidas	MR25	Autónomo	1 x 1,56 m

Tabela A.2: Designação e necessidades de refrigeração das câmaras de refrigerados.

Câmaras de Refrigerados	Item	Capacidade Frigorífica (kW)	Volume (m³)	Temp. Int. (°C)
Câmara de Carnes	CR01	4,90	53,76	0 °C
Câmara de Aves	CR02	2,00	20,67	0 °C
Câmara de Sebo e Ossos	CR03	1,40	10,20	0 °C
Câmara de Embalados	CR04	1,60	12,48	0 °C
Câmara de Bacalhau	CR05	2,99	25,32	+ 3 °C
Câmara de Lacticínios	CR06	6,70	81,33	+ 2 °C
Câmara de Devoluções	CR07	0,85	7,20	+ 2 °C
Câmara de Peixe	CR08	2,30	28,50	+ 0,5 °C
Câmara de Frutas e Legumes	CR09	3,30	38,94	+ 4 °C
Câmara de Queijos	CR10	1,60	12,18	+ 2 °C
Câmara de Fumados	CR11	1,60	12,18	+ 2 °C
Câmara de Frangos	CR12	1,25	8,76	0 °C
Câmara Refrigerada	CR14	1,80	17,61	+ 2 °C
Câmara Refrigerada	CR15	1,80	17,31	0 °C
Câmara de Lixos	CR16	1,80	16,92	0 °C

Tabela A.3: Designação e necessidades de refrigeração das câmaras de refrigerados.

Salas Climatizadas	Item	Capacidade Frigorífica (kW)	Volume (m³)	Temp. Int. (°C)
Sala de Corte Fino	SC01	13,49	149,88	+ 10 /+ 12 °C
Circulação	SC02	2,69	44,76	+ 12 °C
Apoio Peixaria	SC03	2,93	41,85	+ 12 °C
Buffer de Frescos	SC04	17,40	248,52	+ 8 / + 10 °C
Preparação de Frutas e Legumes	SC05	2,62	37,38	+ 12 °C
Circulação	SC06	2,16	36,06	+ 12 °C
Circulação	SC07	2,04	34,02	+ 12 °C
Apoio de Charcutaria	SC08	3,62	51,66	+ 10 /+ 12 °C
Preparação Take-Away In	SC09	7,30	104,28	+ 10 /+ 12 °C

Tabela A.4: Designação e necessidades de refrigeração dos expositores de congelados.

Expositores de Congelados	Item	Capacidade Frigorífica (kW)	Modulação
Ilha de Congelados	MC01	Autónomo	6 x 2,50m + 2 x 1,70m + 2 x Topo
Ilha de Congelados	MC02	Autónomo	6 x 2,50m + 2 x 1,70m + 2 x Topo
Mural de Congelados A/S	MC03	Autónomo	1 x 1,25m
Ilha de Peixe Congelado	MC04	1,58	1 x 2,50 m + 1 x 1,875 m

Tabela A.5: Designação e necessidades de refrigeração das câmaras de congelados.

Câmaras de Congelados	Item	Capacidade Frigorífica (kW)	Volume (m³)	Temp. Int. (°C)
Câmara de Congelados	CC01	3,30	35,85	- 20 °C
Câmara de Congelados de Padaria	CC02	3,96	35,31	- 20 °C

Tabela A.6: Designação e necessidades de refrigeração das máquinas de gelo.

Designação	Capacidade Frigorífica (kW)	Capacidade Produção (kg/24h)
Máquinas de Gelo	11,00	1 000

Apêndice B

Especificações técnicas da central

As especificações técnicas dos compressores que constituem esta central estão apresentadas na Figura B.1.

Compressor	LT-Stage	2FSL-4K	2FSL-4K	
Frequency compressor	--	70,0 Hz	--	
Evaporator capacity	24,3 kW	14,26 kW	10,09 kW	
Ratio	--	58,6 %	41,4 %	
Power input	6,49 kW	3,87 kW	2,62 kW	
Current	12,43 A	6,69 A	5,74 A	
Voltage range	--	380-420V	380-420V	
Mass flow	384 kg/h	225 kg/h	159,0 kg/h	
Total superheat	9,90 K	9,90 K	9,90 K	
Discharge gas temp. w/o cooling	53,2 °C	54,2 °C	51,8 °C	
Compressor	MT-Stage	4FTEU-30LK	4FTEU-30LK	4FTEU-30LK
Frequency compressor	--	68,0 Hz	--	--
Evaporator capacity	170,5 kW	71,4 kW	49,5 kW	49,5 kW
Ratio	--	41,9 %	29,1 %	29,1 %
Gas cooler capacity	322 kW	80,1 kW	55,5 kW	55,5 kW
Power input	71,2 kW	29,1 kW	21,1 kW	21,1 kW
Current	111,1 A	42,2 A	34,4 A	34,4 A
Voltage range	--	380-420V	380-420V	380-420V
Mass flow	3067 kg/h	1285 kg/h	891 kg/h	891 kg/h
Total superheat	15,60 K	15,60 K	15,60 K	15,60 K
Discharge gas temp. w/o cooling	126,1 °C	124,5 °C	127,2 °C	127,2 °C
optimal high pressure	101,0 bar(a)	--	--	--
Compressor	Parallel-Stage	4HTEU-20LK	4HTEU-20LK	
Frequency compressor	--	70,0 Hz	--	
Ratio	--	60,1 %	39,9 %	
Power input	37,3 kW	22,0 kW	15,36 kW	
Current	58,1 A	32,0 A	26,2 A	
Voltage range	--	380-420V	380-420V	
Mass flow	2454 kg/h	1476 kg/h	978 kg/h	
Total superheat	15,00 K	15,00 K	15,00 K	
Discharge gas temp. w/o cooling	103,8 °C	103,0 °C	105,0 °C	

Figura B.1: Especificações técnicas da central frigorífica.

Apêndice C

Simulações Bitzer

Neste Anexo apresentam-se todas as simulações feitas recorrendo ao *software* da Bitzer para obter os valores de potência frigorífica de cada compressor (MT e LT) tanto no verão como no inverno.

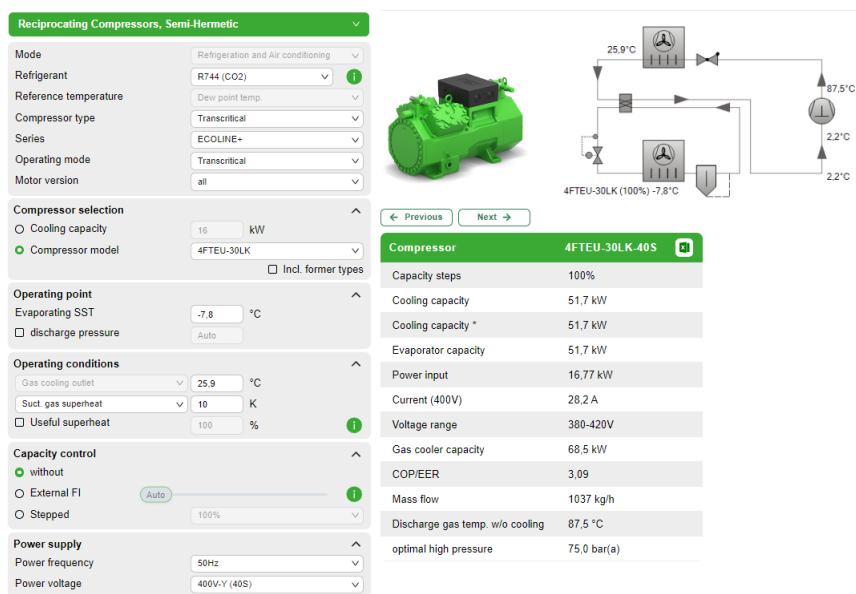


Figura C.1: Dados de entrada e resultados obtidos para o compressor MT sem controlo de capacidade - verão.

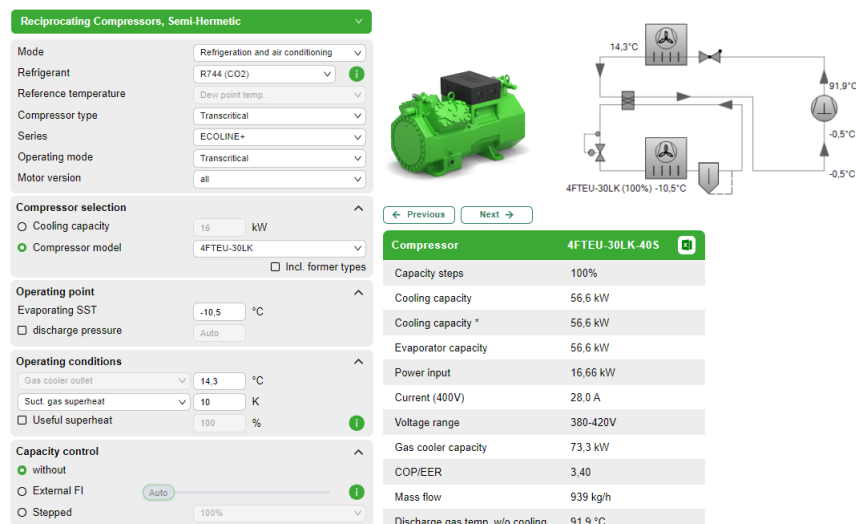


Figura C.2: Dados de entrada e resultados obtidos para o compressor MT sem controlo de capacidade - inverno.

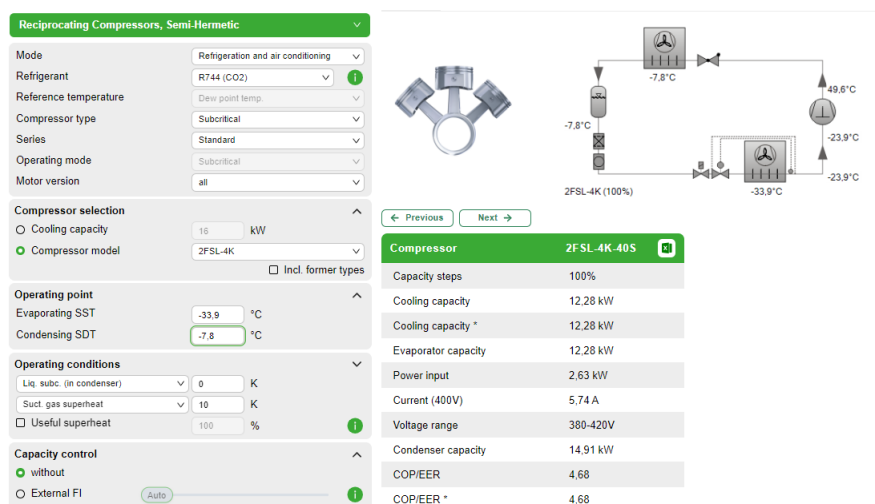


Figura C.3: Dados de entrada e resultados obtidos para o compressor LT sem controlo de capacidade - verão.

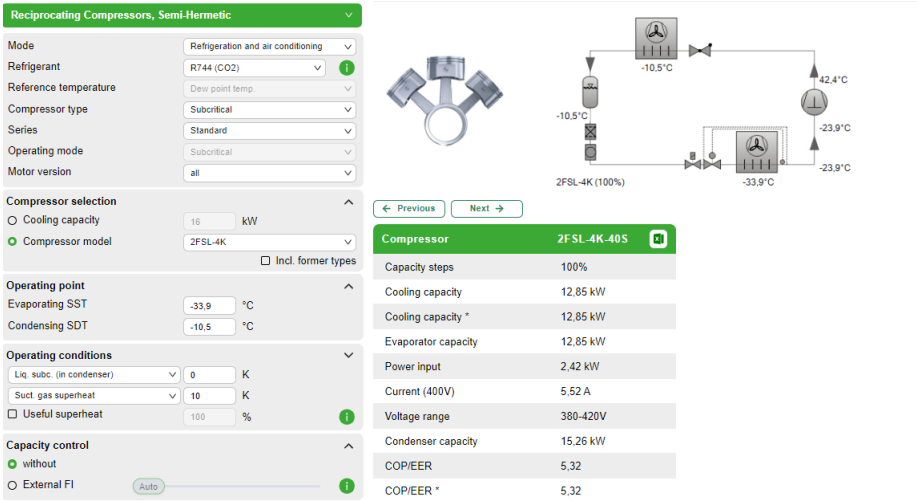


Figura C.4: Dados de entrada e resultados obtidos para o compressor LT sem controlo de capacidade - inverno.

Apêndice D

Solução descentralizada - 1ª iteração

Neste Anexo apresenta-se a composição detalhada das unidades consideradas na 1ª iteração - Tabelas [D.1](#) a [D.5](#).

Tabela D.1: Composição da unidade A - 1ª iteração

Unidade A	
Consumidor	Potência [kW]
CR14	1,8
CR15	1,8
CR16	1,8
SC09	7,3
Total	12,7

Tabela D.2: Composição da unidade B - 1ª iteração

Unidade B	
Consumidor	Potência [kW]
MR01	8,86
MR02	16,29
MR04	6,0
MR05	1,72
MR06	5,15
MR07	11,8
Total	49,8

Tabela D.3: Composição da unidade C - 1ª iteração

Unidade C	
Consumidor	Potência [kW]
CR10	1,60
CR11	1,60
CR12	1,25
MR10	0,37
MR11	0,30
MR12	0,80
MR13	1,31
SC06	2,16
SC07	2,04
SC08	3,62
Total	15,05

Tabela D.4: Composição da unidade D - 1ª iteração

Unidade D	
Consumidor	Potência [kW]
CR01	4,90
CR02	2,00
CR03	1,40
CR04	1,60
CR05	2,99
CR06	6,70
CR07	0,85
CR08	2,30
CR09	3,30
MR16	1,69
MR17	4,46
SC01	13,49
SC02	2,69
SC03	2,93
SC04	17,40
SC05	2,62
Total	71,32

Tabela D.5: Composição da unidade E - 1ª iteração

Unidade E	
Consumidor	Potência [kW]
CC01	3,30
CC02	3,96
MC04	1,58
Máquina de Gelo 1	5,5
Máquina de Gelo 2	5,5
Total	19,84

Apêndice E

Solução descentralizada - 2ª iteração

Neste Anexo apresenta-se a composição detalhada das unidades consideradas na 2ª iteração - Tabelas [E.1](#) a [E.7](#).

Tabela E.1: Composição da unidade A - 2ª iteração

Unidade A	
Consumidor	Potência [kW]
CR14	1,8
CR15	1,8
CR16	1,8
Total	5,4

Tabela E.2: Composição da unidade B - 2ª iteração

Unidade B	
Consumidor	Potência [kW]
MR01	8,86
MR02	16,29
MR07	11,81
SC09	7,30
Total	44,26

Tabela E.3: Composição da unidade C - 2ª iteração

Unidade C	
Consumidor	Potência [kW]
MR04	6,0
MR05	1,72
MR06	5,15
MR11	0,30
MR12	0,80
MR13	1,31
CR10	1,6
CR11	1,6
CR12	1,25
Total	19,73

Tabela E.4: Composição da unidade D - 2ª iteração

Unidade D	
Consumidor	Potência [kW]
CR01	4,90
CR02	2,00
CR03	1,40
CR04	1,60
CR05	2,99
CR06	6,70
CR07	0,85
CR08	2,30
CR09	3,30
MR16	1,69
MR17	4,46
Total	32,19

Tabela E.5: Composição da unidade E - 2ª iteração

Unidade E	
Consumidor	Potência [kW]
SC01	13,49
SC02	2,69
SC03	2,93
SC04	17,40
SC05	2,62
SC06	2,16
SC07	2,04
SC08	3,62
Total	46,95

Tabela E.6: Composição da unidade F - 2ª iteração

Unidade F	
Consumidor	Potência [kW]
Máquina de Gelo 1	5,5
Máquina de Gelo 2	5,5
Total	11,0

Tabela E.7: Composição da unidade G - 2ª iteração

Unidade G	
Consumidor	Potência [kW]
CC01	3,30
CC02	3,96
MC04	1,58
Total	8,84

Apêndice F

Solução descentralizada - 3ª iteração

Neste Anexo apresenta-se a composição detalhada das unidades consideradas na 3ª iteração - Tabelas [F.1](#) a [F.7](#).

Tabela F.1: Composição da unidade A - 3ª iteração

Unidade A	
Consumidor	Potência [kW]
CR14	1,8
CR15	1,8
CR16	1,8
Total	5,4

Tabela F.2: Composição da unidade B - 3ª iteração

Unidade B	
Consumidor	Potência [kW]
MR01	8,86
MR02	16,29
MR07	11,81
SC09	7,30
Total	44,26

Tabela F.3: Composição da unidade C - 3ª iteração

Unidade C	
Consumidor	Potência [kW]
MR04	6,0
MR05	1,72
MR06	5,15
MR10	0,37
MR11	0,30
MR12	0,80
MR13	1,31
CR10	1,6
CR11	1,6
CR12	1,25
SC06	2,16
SC07	2,04
SC08	3,62
Total	27,92

Tabela F.4: Composição da unidade D - 3ª iteração

Unidade D	
Consumidor	Potência [kW]
CR01	4,90
CR02	2,00
CR03	1,40
CR04	1,60
CR05	2,99
CR06	6,70
CR07	0,85
CR08	2,30
CR09	3,30
MR16	1,69
MR17	4,46
SC02	2,69
SC03	2,93
SC05	2,62
Total	40,43

Tabela F.5: Composição da unidade E - 3ª iteração

Unidade E	
Consumidor	Potência [kW]
SC01	13,49
SC04	17,40
Total	30,89

Tabela F.6: Composição da unidade F - 3ª iteração

Unidade F	
Consumidor	Potência [kW]
Máquina de Gelo 1	5,5
Máquina de Gelo 2	5,5
Total	11,0

Tabela F.7: Composição da unidade G - 3ª iteração

Unidade G	
Consumidor	Potência [kW]
CC01	3,30
CC02	3,96
MC04	1,58
Total	8,84

Apêndice G

Coeficientes de simultaneidade da solução descentralizada - estudo de abril

As Figuras G.1 a G.5 representam os coeficientes de simultaneidade das unidades desta solução com controlo on/off e modulante. Os dados apresentados dizem respeito ao estudo que foi efetuado entre os dias 14 e 29 de abril.

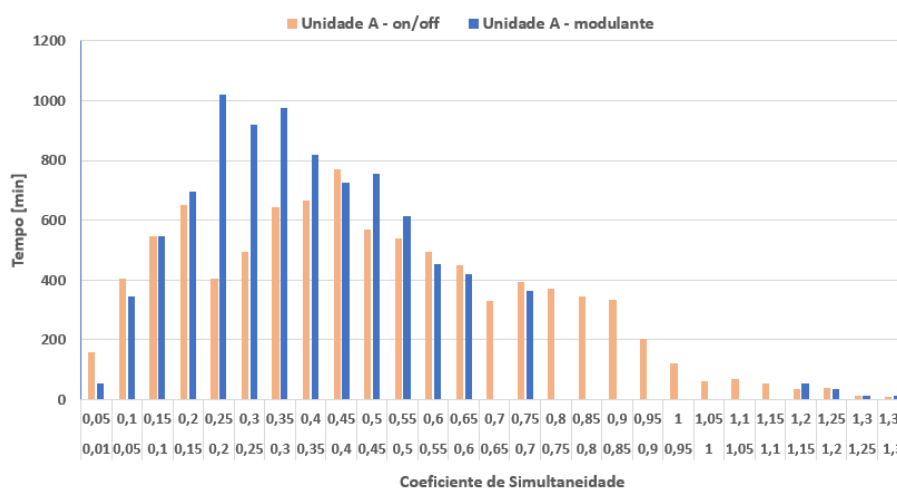


Figura G.1: Coeficientes de simultaneidade da unidade A para o controlo on/off e modulante.

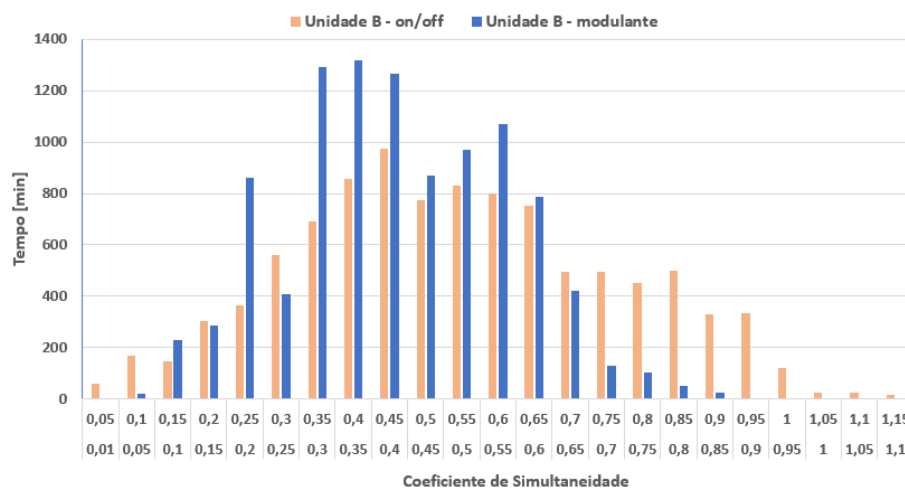


Figura G.2: Coeficientes de simultaneidade da unidade B para o controlo on/off e modulante.

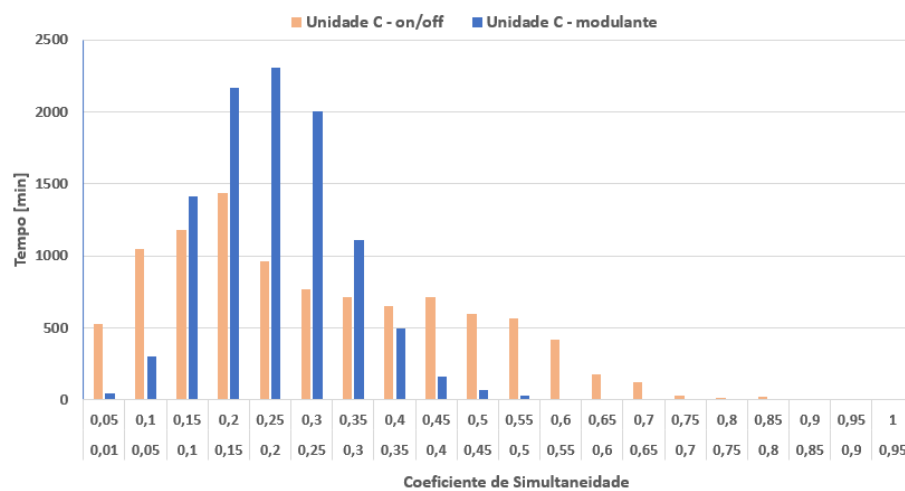


Figura G.3: Coeficientes de simultaneidade da unidade C para o controlo on/off e modulante.

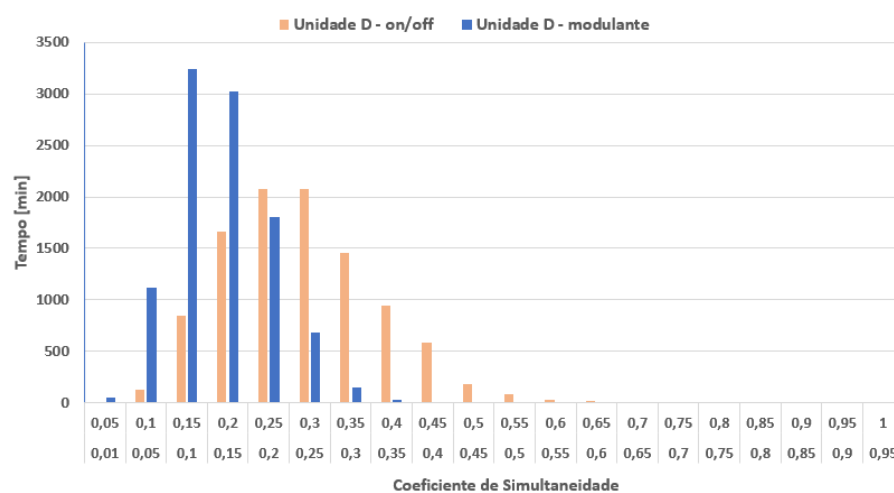


Figura G.4: Coeficientes de simultaneidade da unidade D para o controlo on/off e modulante.

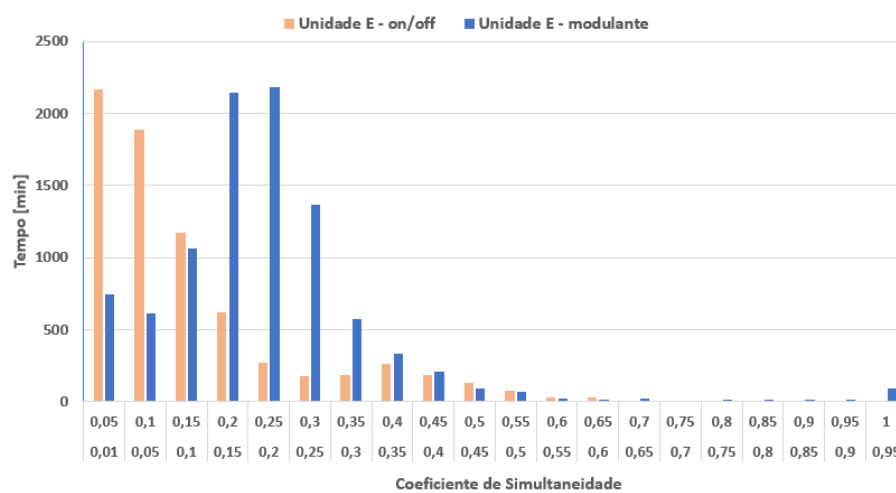


Figura G.5: Coeficientes de simultaneidade da unidade E para o controlo on/off e modulante.

Apêndice H

Especificações Técnicas das Unidades Condensadoras

Neste Anexo apresentam-se todas as unidades condensadoras escolhidas assim como as suas especificações técnicas - Tabelas [H.1](#) a [H.6](#). Além disso, apresentam-se ainda os coeficientes de simultaneidade associados a cada unidade, tanto no verão como no inverno - Figuras [H.2](#) a [H.13](#).

Unidade A



Figura H.1: Unidade condensadora da Pecomark [\[34\]](#).

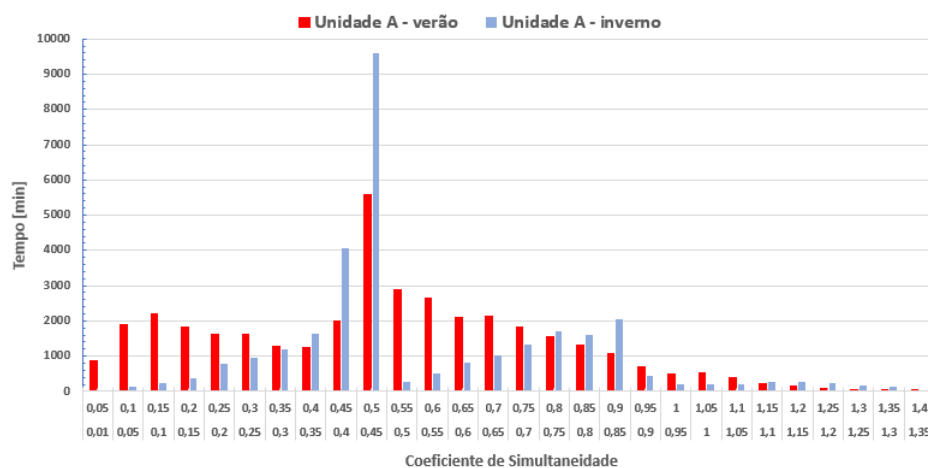


Figura H.2: Coeficientes de simultaneidade associados à unidade A no verão e no inverno.

Tabela H.1: Especificações técnicas da unidade A - Pecomark

Capacidade Frigorífica [W] (mínima - máxima)			Modelo	Preço
0 °C	-5°C	-10°C		
1179 - 4890	1007 - 4317	847 - 3775	PE-CO2 TR 45 MT	16 087 €

Unidade B



Figura H.3: Unidade condensadora Copeland [34].

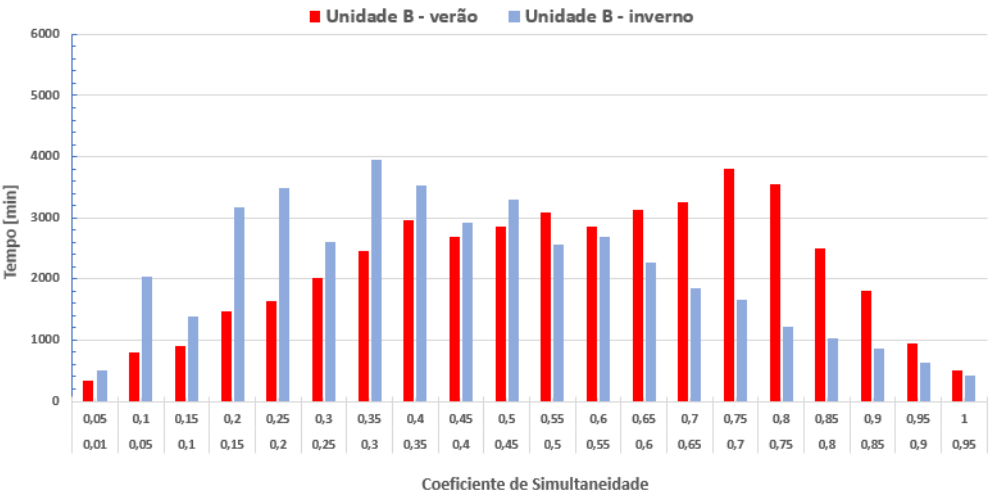


Figura H.4: Coeficientes de simultaneidade associados à unidade B no verão e no inverno.

Tabela H.2: Especificações técnicas da unidade da Copeland selecionada

Capacidade Frigorífica [W] (mínima - máxima)	Compressor	Modelo	Preço
4100 - 36900	1 Scroll Inverter	ZOV18AG-9X9 + ZOV25AG-4X9	80 923 €

Unidade C



Figura H.5: Unidade condensadora Copeland [34].

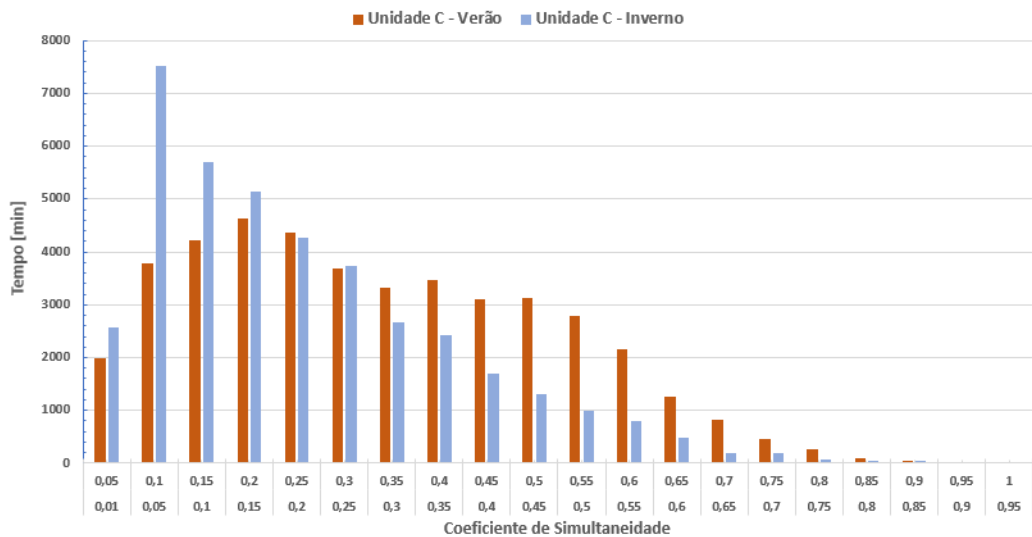


Figura H.6: Coeficientes de simultaneidade associados à unidade C no verão e no inverno.

Tabela H.3: Especificações técnicas da unidade da Copeland selecionada

Capacidade Frigorífica [W] (mínima - máxima)	Compressor	Modelo	Preço
3400 - 15300	1 Scroll Inverter	ZOV18AG-9X9	42 799 €

Unidade D



Figura H.7: Unidade condensadora Copeland [34].

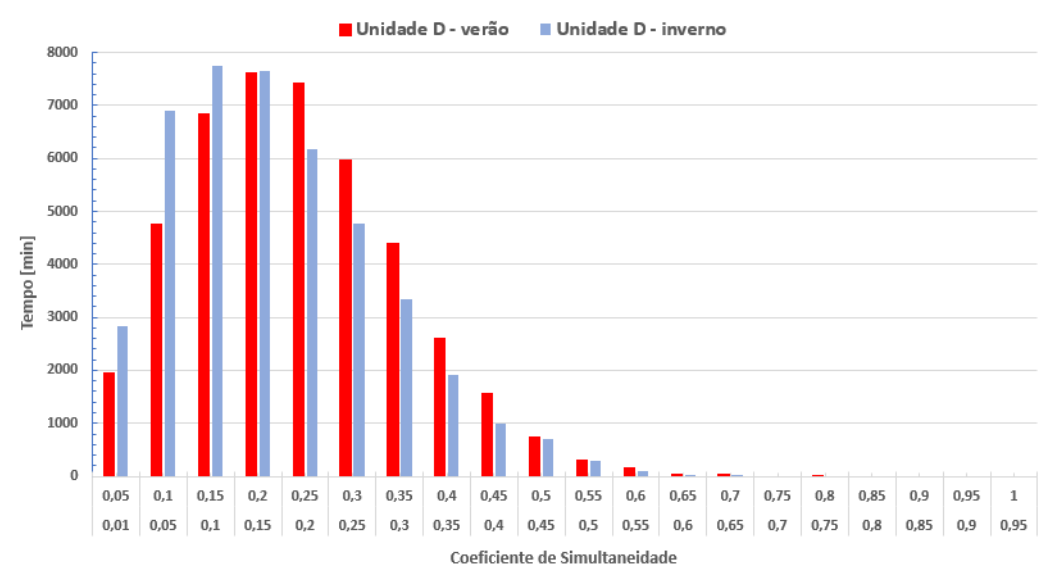


Figura H.8: Coeficientes de simultaneidade associados à unidade D no verão e no inverno.

Tabela H.4: Especificações técnicas da unidade da Copeland seleccionada

Capacidade Frigorífica [W] (mínima - máxima)	Compressor	Modelo	Preço
3400 - 15300	1 Scroll Inverter	ZOV18AG-9X9	42 799 €

Unidade E

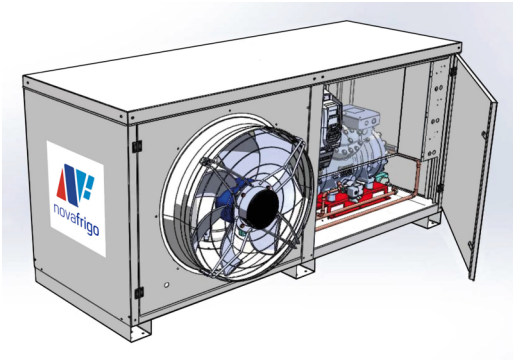


Figura H.9: Unidade condensadora NovaFrigo [34].

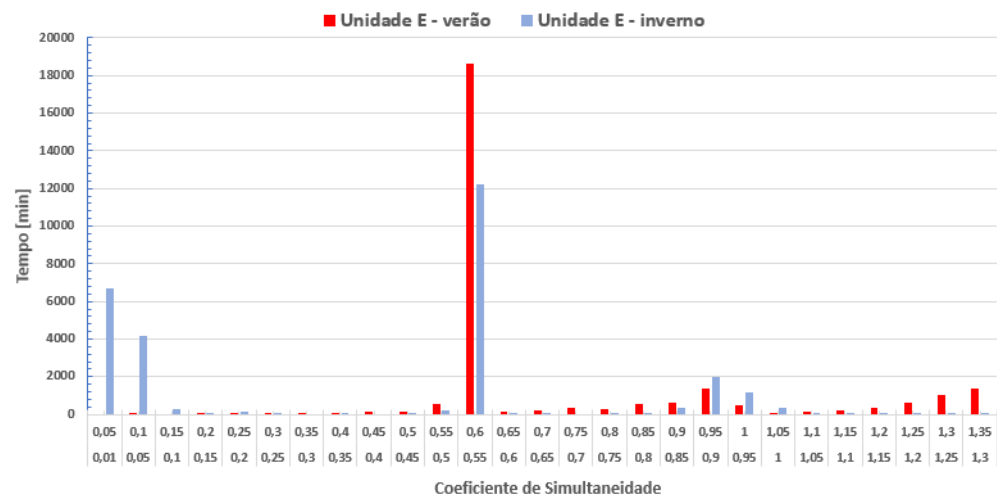


Figura H.10: Coeficientes de simultaneidade associados à unidade E no verão e no inverno.

Tabela H.5: Especificações técnicas da unidade E - Nofa Frigo

Capacidade Frigorífica [kW]							Preço [€]
T_evap [°C]	-8		-5		0		
T_amb [°C] / Freq. [Hz]	30	60	30	60	30	60	36 885
32	15	27,5	17,1	31,4	20,1	36,9	
38	12,9	23,7	14,7	27,0	17,4	31,9	

Unidades F e G



Figura H.11: Unidade condensadora Danfoss [34].

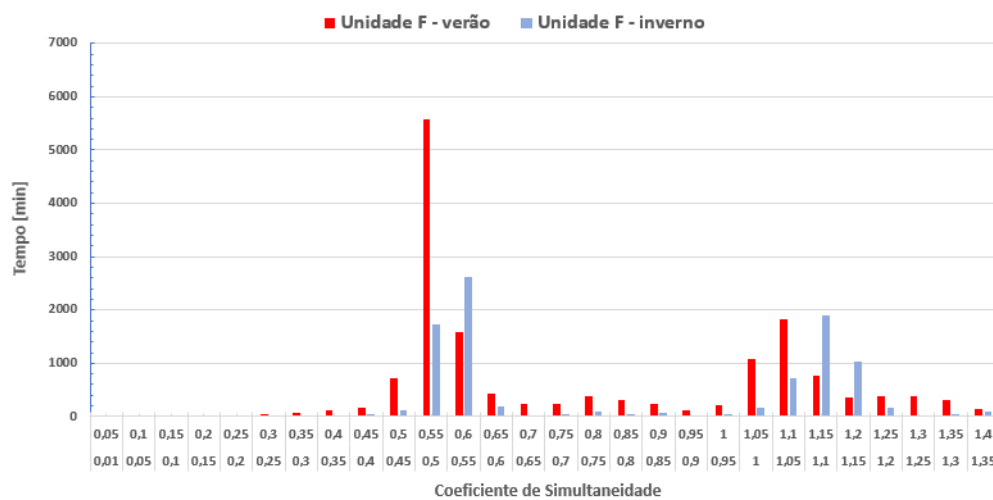


Figura H.12: Coeficientes de simultaneidade associados à unidade F no verão e no inverno.

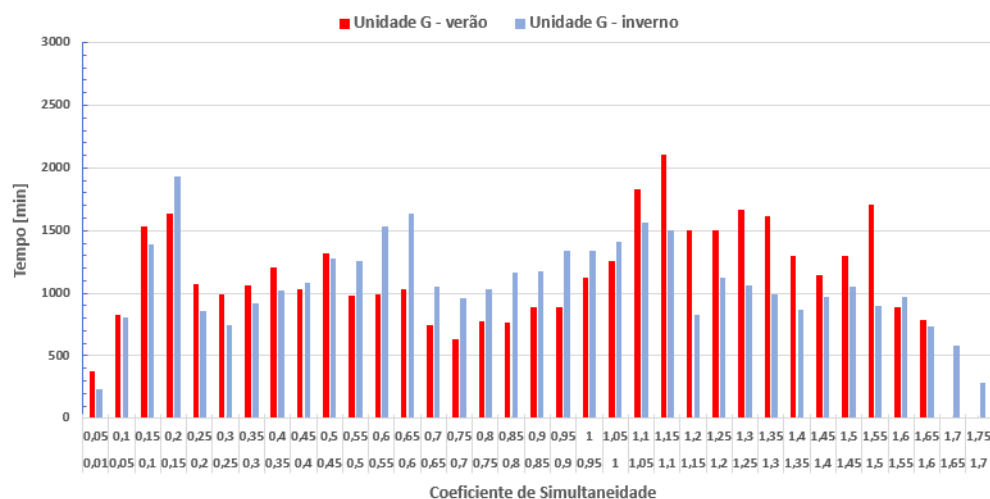


Figura H.13: Coeficientes de simultaneidade associados à unidade G no verão e no inverno.

Tabela H.6: Especificações técnicas das unidades Danfoss selecionadas

T _{eva} / T _{amb} [°C]	Capacidade Frigorífica [kW] (mínima - máxima)			Modelo	Preço [€]
	15	27	38		
-35	4,23 - 12,13	3,15 - 10,19	1,22 - 9,29	OP-UPAC015CO	48 840
-20	6,55 - 17,83	5,91 - 16,75	4,28 - 15,07		

Apêndice I

Planta do supermercado com a nova tubagem

Neste Anexo, apresenta-se o novo *layout* de tubagem assim como a distribuição espacial das diversas unidades condensadoras no supermercado em análise - Figura [I.1](#).

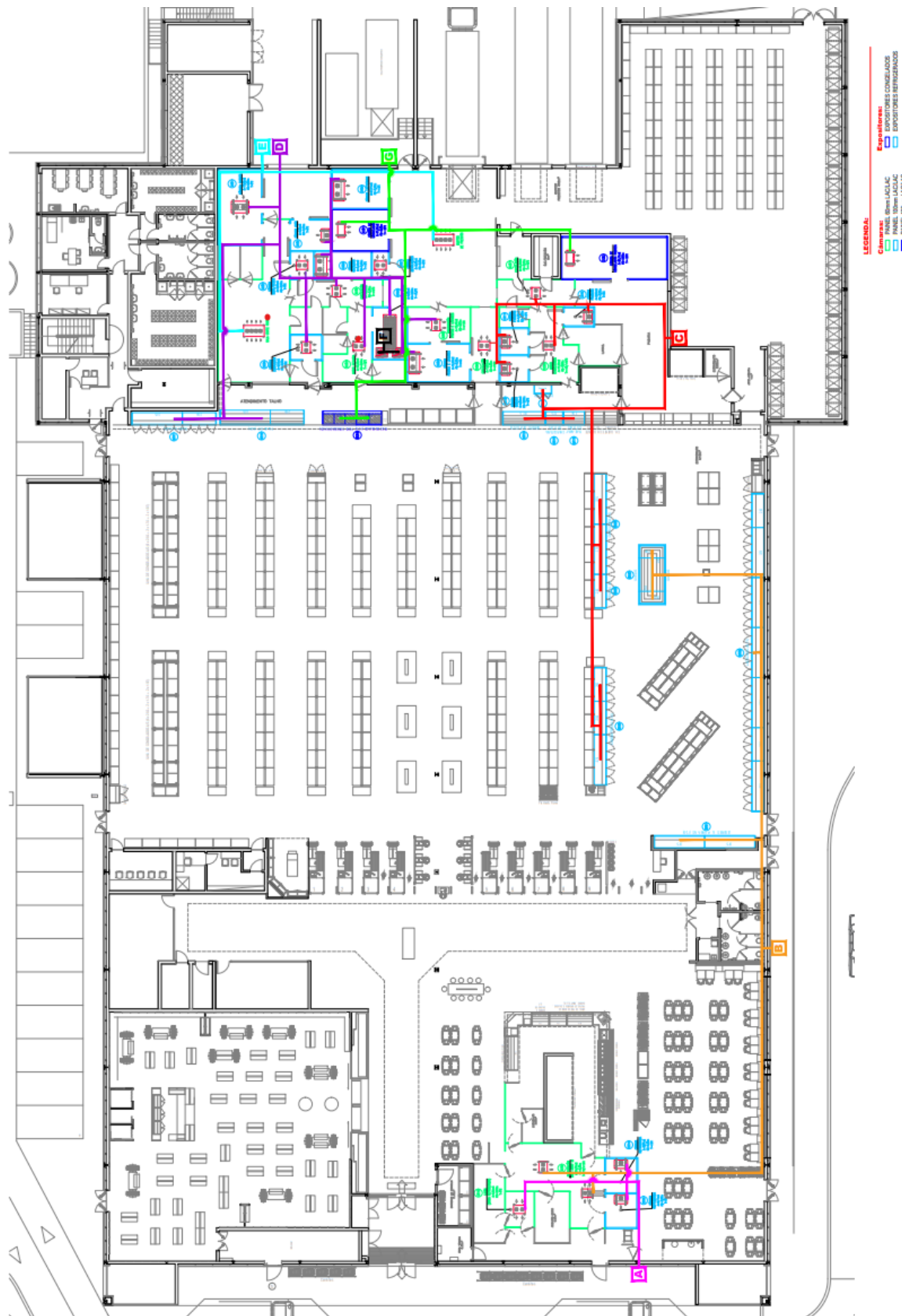


Figura I.1: Planta da loja com nova tubagem e localização das unidades condensadoras.