



# Análise do desempenho energético para otimização do COP em sistemas de refrigeração de CO<sub>2</sub>

PEDRO MIGUEL ALVES GRANJA

Agosto de 2022

# ANÁLISE DO DESEMPENHO ENERGÉTICO PARA OTIMIZAÇÃO DO COP EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO DE CO<sub>2</sub>

Pedro Miguel Alves Granja

1170862

**2021/2022**

Instituto Superior de Engenharia do Porto

Departamento de Engenharia Mecânica





# ANÁLISE DO DESEMPENHO ENERGÉTICO PARA OTIMIZAÇÃO DO COP EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO DE CO<sub>2</sub>

Pedro Miguel Alves Granja

1170862

Dissertação apresentada ao Instituto Superior de Engenharia do Porto para cumprimento dos requisitos necessários à obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, realizada sob a orientação da Professora Doutora Olga Sobral Castro.

**2021/2022**

Instituto Superior de Engenharia do Porto

Departamento de Engenharia Mecânica





# JÚRI

## **Presidente**

Professor Doutor Rui Filipe Neves Araújo Rego

Professor adjunto, Instituto Superior de Engenharia do Porto

## **Orientador**

Professora Doutora Olga Sobral Castro

Professor adjunto, Instituto Superior de Engenharia do Porto

## **Arguente**

Professor Doutor José Luis Alexandre

Professor auxiliar, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto



## AGRADECIMENTOS

Quero começar por agradecer à RACE SA, e à sua administração, por me terem concedido a oportunidade de realizar esta dissertação nas suas instalações.

Agradeço também a todos os colaboradores da RACE SA pela hospitalidade com que fui integrado.

Gostaria de agradecer também aos meus orientadores, Eng.º Fábio Carvalho, orientador na empresa, e Eng.ª Olga Castro, orientadora no ISEP, por toda a sua disponibilidade e contributo para o desenvolvimento desta dissertação.

Um agradecimento especial ao Eng.º Bernardo Silva, que foi quem me acompanhou de perto durante a realização desta dissertação, por todas as questões e dúvidas que me tirou e pelos novos conhecimentos que me ajudou a adquirir ao longo da realização desta dissertação.

A realização desta dissertação não seria possível sem o apoio incondicional da minha família, em especial dos meus pais e da minha irmã, que me acompanharam e ajudaram durante todo o meu percurso académico.

Agradeço também ao ISEP, à sua direção e a todos que trabalham neste magnífico instituto, pelos conhecimentos e valores transmitidos ao longo do meu percurso académico e que sem eles não seria possível realizar esta dissertação.

Agradeço a todos os meus amigos que me acompanharam durante todo este percurso académico.



## PALAVRAS-CHAVE

Refrigeração; Dióxido de Carbono; Transcrítico; Otimização; COP.

## RESUMO

Devido às restrições impostas pelas políticas ambientais, é necessário substituir os HFC por fluidos que tenham um impacto ambiental reduzido, promovendo a descarbonização. O dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), é uma opção sustentável, dado que é armazenado nos ciclos térmicos dos sistemas e equipamentos de refrigeração e é um fluido frigorigéneo natural, “*low cost*”, com um PAG baixo e boas propriedades termofísicas. No entanto, os sistemas de refrigeração de CO<sub>2</sub> operam com pressões elevadas para poderem dissipar o calor na fonte quente, geralmente o ambiente exterior, sendo necessário operar em regime transcrito, especialmente quando as temperaturas ambientes são elevadas. Em contrapartida, os ciclos frigoríficos transcritos de CO<sub>2</sub> apresentam um COP inferior relativamente aos ciclos frigoríficos de outros fluidos frigorigéneos, e por isso é importante otimizar a eficiência energética nos ciclos térmicos de CO<sub>2</sub>.

Para o desenvolvimento deste documento foi efetuada uma análise de dados experimentais, obtidos através de um programa de cálculo do COP desenvolvido pela empresa, retirados a cada minuto de funcionamento da central. Foram analisados os dados de três centrais de refrigeração diferentes, central frigorífica 1, 2 e 3, cujos dados de funcionamento se referem aos meses de março, maio e julho, respetivamente.

Através da análise de dados das centrais frigoríficas reais, foi possível observar que o aumento de 1°C da temperatura ambiente faz diminuir, em média, o COP em cerca de 3,5%. Também foi possível observar que o COP diminuiu, em média, cerca de 6% com o aumento de 1 bar da pressão no depósito de líquido quando as centrais frigoríficas funcionavam sem compressão paralela. Quando as centrais funcionavam com compressão paralela verificou-se um incremento médio de 5,6% do COP com o aumento da pressão no depósito de líquido até atingir a pressão ótima, diminuindo cerca de 5% após essa mesma pressão. Observou-se que o aumento de 1°C da temperatura de evaporação MT faz aumentar em média o COP em cerca de 3,3%. Já o aumento da temperatura de evaporação LT tem muito pouco impacto no valor do COP das centrais de refrigeração. Para as mesmas condições de pressão e temperatura, o uso da compressão paralela aumenta, em média, o COP entre 8,5 e 10%. Na central de refrigeração 3, observou-se que existiu um desperdício de 7% de energia elétrica consumida pelos ventiladores do *gas cooler* e uma redução do COP em 10%, quando estes ventiladores operam à velocidade máxima comparando com sua a operação a 85% da velocidade máxima.



## KEYWORDS

Refrigeration; Carbon Dioxide; Transcritical; Optimization; COP.

## ABSTRACT

Due to the restrictions imposed by environmental policies, it is necessary to replace HFC for refrigerants with low environmental impact, promoting decarbonization. Carbon dioxide (CO<sub>2</sub>) is a sustainable option, since it is stored in refrigeration systems and equipment's thermal cycles and it is a natural refrigerant, low cost, with a low GWP and good thermophysical properties. However, CO<sub>2</sub> refrigeration systems function with high pressures to be able to reject heat to the hot source, typically the external environment, being necessary to function in transcritical conditions, specially at high ambient temperatures. On the other hand, CO<sub>2</sub> has a lower COP when compared with other refrigerants, being important to optimize CO<sub>2</sub> thermal cycle's energy efficiency.

For the development of this document, it was done an experimental data analysis, with the data being provided every minute when the refrigeration plants were functioning, by a COP calculation software developed by the company. The data analysis was performed for three different refrigeration plants, plants 1, 2 and 3, analyzing data of the months of March, May and July, respectively.

Through the data analysis of the real refrigeration plants, it was possible to note that the increase of ambient temperature of 1°C decreases COP by 3,5%, on average. It was also possible to note that COP decreases on average, by 6% with the increase of 1 unit bar pressure of the liquid reservoir when the refrigeration plants worked without parallel compression. When the refrigeration plants worked with parallel compression, there was an average increase of 5,6% with the increase of 1 unit bar pressure of liquid reservoir until it reached optimal pressure, decreasing approximately 5% on average, after this optimal value. It was also noted, that with the increase of 1°C of MT evaporation temperature, the refrigeration plant's COP increased on average by 3,3%. However, LT evaporation temperature had little to none impact on the COP of the refrigeration plants. For the same pressure and temperature conditions, the parallel compression increases the COP between 8,5 to 10%, on average. It was also possible to find a waste of electricity on the refrigeration plant 3, caused by the gas cooler electricity consumption when it works at the maximum fan speed. This waste of electricity was of 7%, when compared with the refrigeration plant working with gas cooler working at 85% of maximum fan speed. The refrigeration plant's COP was 10% higher when the gas cooler worked at 85% of maximum fan speed.



## LISTA DE SÍMBOLOS E ABREVIATURAS

### Lista de Abreviaturas

ASHRAE	<i>American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers</i>
AVAC	Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado
CFC	Clorofluocarbonetos
CO <sub>2</sub>	Dióxido de Carbono
COP	Coefficiente de Performance
CP	Compressão paralela
GEE	Gases com efeito de estufa
HCFC	Hidroclorofuocarbonetos
HFC	Hidrofluorocarbonetos
HFO	Hidrofluorolefinas
HP	<i>High Pressure</i> – Alta Pressão
IHX	<i>Internal Heat Exchanger</i> – Permutador de Calor Interno
IPCC	<i>Intergovernmental Painel on Climate Change</i> – Painel Internacional sobre Mudanças Climáticas
LP	<i>Low Pressure</i> – Baixa Pressão
LT	<i>Low Temperature</i> - Baixa Temperatura
MT	<i>Medium Temperature</i> - Média Temperatura
NH <sub>3</sub>	Amoníaco
PAG	Potencial de aquecimento global
PDO	Potencial de destruição da camada de ozono

PNEC	Plano Nacional Energia e Clima
RACE	<i>Refrigeration &amp; Air Conditioning Engineering</i>
SDO	Substâncias que destroem a camada de ozono

#### Lista de Unidades

°C	Grau Celsius
bar	Bar
g/cm <sup>3</sup>	Gramas por centímetro cúbico
Hz	Hertz
kg/s	Quilograma por segundo
kJ/kg	Quilo Joule por quilograma
kPa	Quilo Pascal
kW	Quilo Watt
m <sup>3</sup> /h	Metro cúbico por hora

#### Lista de Símbolos

$\eta$	Rendimento (%)
$h (h_f; h_g)$	Entalpia específica (estado líquido; estado gasoso) (kJ/kg)
$\dot{m}$	Caudal mássico (kg/s)
$P$	Pressão (bar)
$\dot{Q}_H$	Potência calorífica dissipada (W)
$\dot{Q}_L$	Potência frigorífica (W)
$q_L$	Efeito frigorífico (kJ/kg)

---

$s$	Entropia Específica (kJ/K·kg)
$T$	Temperatura (°C)
$T_H$	Temperatura no condensador/gas cooler (°C)
$T_L$	Temperatura no evaporador (°C)
$\dot{W}_{comp}$	Trabalho dos compressores (W)
$x$	Título do fluido frigorígeno (%)

---



---

## GLOSSÁRIO DE TERMOS

---

<i>Flash Gas</i>	Fluido frigorigéneo no estado gasoso produzido espontaneamente quando o líquido condensado é submetido a ebulição
<i>Gas Cooler</i>	Arrefecedor de gás
<b>Processo isentálpico</b>	Processo sem variação da entalpia
<b>Processo isentrópico</b>	Processo sem variação da entropia
<b>Processo isobárico</b>	Processo sem variação de pressão
<b>Processo isotérmico</b>	Processo sem variação de temperatura

---



## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 - Logo da empresa com certificados e serviços disponibilizados [5] .....	6
Figura 2-Evolução dos fluidos frigorigêneos ao longo dos anos (Adaptado de [6]).....	9
Figura 3- Efeito do protocolo de Montreal na concentração de cloro efetivo na atmosfera [60] .....	10
Figura 4 - Consumo de HFC por setor no ano de 2012 a nível global [61] .....	11
Figura 5 – Descontinuação progressivo do consumo de HFC requerido pelo regulamento F-Gas [62].....	12
Figura 6 - Diagrama Log (p) - h do CO <sub>2</sub> [63] .....	14
Figura 7 - Representação e diagrama T-s de um ciclo frigorífico de Carnot (Adaptado de [22]).....	16
Figura 8 - Representação e diagrama T-s de um ciclo frigorífico de compressão de vapor Ideal [64].....	18
Figura 9 - Representação de um ciclo de compressão de vapor real e diagrama T-s do mesmo. Adaptado de [65] .....	20
Figura 10 - Representação e diagrama p-h de um ciclo de compressão por estágios (Adaptado de [20])	22
Figura 11 - Diagrama p-h do dióxido de carbono [65] .....	24
Figura 12 - Representação de um sistema frigorífico <i>Booster</i> [29].....	26
Figura 13 - Representação de um sistema frigorífico <i>Booster</i> com compressor paralelo [29].....	29
Figura 14 - Esquema de uma central de refrigeração sem compressor paralelo (Adaptado de [66]) .....	42
Figura 15 – Esquema de uma central de refrigeração com compressor paralelo (Adaptado de [66]) .....	44
Figura 16 - Limites impostos pelos compressores.....	45
Figura 17 - Diagrama log (p)-h do sistema de refrigeração: (a) sem compressão paralela; (b) com compressão paralela; .....	45
Figura 18 - Gráfico com a variação do COP com o aumento da temperatura do <i>gas cooler</i> .....	46
Figura 19 - Mapa de valores de COP com a variação da pressão no depósito de líquido e da temperatura à saída do <i>gas cooler</i> sem uso do compressor paralelo .....	49
Figura 20 - Mapa de valores de COP com a variação da pressão no depósito de líquido e da temperatura à saída do <i>gas cooler</i> com uso do compressor paralelo.....	49
Figura 21 - Valores do COP com a variação da temperatura de evaporação MT .....	51
Figura 22 - Valores do COP com a variação da temperatura de evaporação LT.....	52
Figura 23 - Gráfico com a variação do COP com o aumento do sobreaquecimento na linha de aspiração LT .....	53
Figura 24 - Gráfico com a variação do COP com o aumento do sobreaquecimento na linha de aspiração MT .....	53

Figura 25 - Gráfico com a variação do COP com o aumento do sobreaquecimento na linha de aspiração da compressão paralela .....	54
Figura 26 - Exemplo de uma central de refrigeração para uma instalação de CO <sub>2</sub> transcrito [1] .....	55
Figura 27 – Esquema simplificado das três centrais de refrigeração reais em estudo .....	56
Figura 28 - Diagrama log (p)-h de um ciclo de refrigeração que usa CO <sub>2</sub> como fluido a uma temperatura ambiente de 35°C e a: a) Pressão no <i>gas cooler</i> de 95 bar; b) Pressão no <i>gas cooler</i> ótima; c) Pressão no <i>gas cooler</i> de 80 bar .....	67
Figura 29 - Gráfico da variação das potências frigoríficas da central 1 com o aumento da temperatura ambiente.....	72
Figura 30 - Gráfico da variação dos caudais mássicos da central 1 com o aumento da temperatura ambiente.....	72
Figura 31 - Gráfico da variação da pressão no <i>gas cooler</i> da central 1 com o aumento da temperatura ambiente.....	73
Figura 32 - Gráfico da variação da potência elétrica consumida pela central 1 com o aumento da temperatura ambiente .....	74
Figura 33 - Gráfico da variação do COP da central 1 com o aumento da temperatura ambiente.....	74
Figura 34 - Gráfico da variação dos diferentes caudais mássicos da central 1 com o aumento da pressão no depósito de líquido.....	76
Figura 35 - Gráfico da variação das potências frigoríficas da central 1 com o aumento da pressão no depósito de líquido.....	76
Figura 36 - Gráfico da variação da potência elétrica consumida pela central 1 com o aumento da pressão no depósito de líquido.....	77
Figura 37 - Gráfico da variação do COP da central 1 com o aumento da pressão no depósito de líquido .....	78
Figura 38 - Gráfico da variação da temperatura ambiente média da central 1 com o aumento da pressão no depósito de líquido.....	79
Figura 39 - Gráfico da variação dos diferentes caudais mássicos da central 1 com o aumento da temperatura de evaporação MT .....	79
Figura 40 - Gráfico da variação da temperatura ambiente e da temperatura de evaporação LT da central 1 com o aumento da temperatura de evaporação MT.....	80
Figura 41 - Gráfico da variação da potência frigorífica da central 1 com o aumento da temperatura de evaporação MT .....	80
Figura 42 - Gráfico da variação da potência elétrica consumida da central 1 com o aumento da temperatura de evaporação MT .....	81

Figura 43 - Gráfico da variação do COP da central 1 com o aumento da temperatura de evaporação MT .....	82
Figura 44 - Gráfico da variação dos diferentes caudais mássicos da central 1 com o aumento da temperatura de evaporação LT .....	83
Figura 45 - Gráfico da variação das temperaturas ambiente e de evaporação MT da central 1 com o aumento da temperatura de evaporação LT .....	83
Figura 46 - Gráfico da variação da potência frigorífica da central 1 com o aumento da temperatura de evaporação LT .....	84
Figura 47 - Gráfico da variação da potência elétrica consumida pela central 1 com o aumento da temperatura de evaporação LT .....	84
Figura 48 - Gráfico da variação do COP da central 1 com o aumento da temperatura de evaporação LT	85
Figura 49 - Gráfico da variação dos diferentes caudais mássicos da central 2 com o aumento da temperatura ambiente .....	86
Figura 50 - Gráfico da variação das potências frigoríficas da central 2 com o aumento da temperatura ambiente.....	87
Figura 51 - Gráfico da variação da pressão no depósito de líquido média da central 2 com o aumento da temperatura ambiente .....	88
Figura 52 - Gráfico da variação das diferentes entalpias da central 2 com o aumento da temperatura ambiente.....	88
Figura 53 - Gráfico da variação da potência elétrica consumida pela central 2 com o aumento da temperatura ambiente .....	89
Figura 54 - Gráfico da variação da pressão no <i>gas cooler</i> da central 2 com o aumento da temperatura ambiente.....	90
Figura 55 - Gráfico da variação do COP da centra 2 com o aumento da temperatura ambiente.....	90
Figura 56 - Gráfico da variação da potência elétrica consumida pela central 2 com o aumento da temperatura ambiente– Comparação com e sem CP.....	91
Figura 57 - Gráfico da variação das diferentes entalpias da central 2 com o aumento da pressão no depósito de líquido com CP .....	93
Figura 58 - Gráfico da variação da temperatura ambiente média da central 2 com o aumento da pressão no depósito de líquido com CP .....	94
Figura 59 - Gráfico da variação da pressão no <i>gas cooler</i> da central 2 com o aumento da pressão no depósito de líquido com CP .....	94
Figura 60 - Gráfico da variação dos diferentes caudais mássicos da central 2 com o aumento da pressão no depósito de líquido com CP .....	95

---

Figura 61 - Gráfico da variação das potências frigoríficas da central 2 com o aumento da pressão no depósito de líquido com CP .....	96
Figura 62 - Gráfico da variação da potência elétrica consumida pela central 2 com o aumento da pressão no depósito de líquido com CP .....	97
Figura 63 - Gráfico da variação do COP da central 2 com o aumento da pressão no depósito de líquido com CP .....	98
Figura 64 - Gráfico da variação dos diferentes caudais mássicos da central 2 com o aumento da pressão no depósito de líquido sem CP.....	99
Figura 65 - Gráfico da variação da pressão no <i>gas cooler</i> da central 2 com o aumento da pressão no depósito de líquido sem CP.....	99
Figura 66 - Gráfico da variação da potência frigorífica da central 2 com o aumento da pressão no depósito de líquido sem CP.....	100
Figura 67 - Gráfico da variação da potência elétrica consumida pela central 2 com o aumento da pressão no depósito de líquido sem CP.....	101
Figura 68 - Gráfico da variação da pressão do COP da central 2 com o aumento da pressão no depósito de líquido sem CP.....	101
Figura 69 - Gráfico da variação da pressão do <i>gas cooler</i> da central 2 com o aumento da pressão no depósito de líquido– Comparação com e sem CP .....	102
Figura 70 - Gráfico da variação da potência elétrica consumida pela central 2 com o aumento da pressão no depósito de líquido– Comparação com e sem CP .....	103
Figura 71 - Gráfico da variação dos diferentes caudais da central 2 com o aumento da temperatura de evaporação MT .....	105
Figura 72 - Gráfico da variação das temperaturas ambiente e de evaporação LT da central 2 com o aumento da temperatura de evaporação MT.....	105
Figura 73 - Gráfico da variação das pressões no <i>gas cooler</i> e no depósito de líquido da central 2 com o aumento da temperatura de evaporação MT.....	106
Figura 74 - Gráfico da variação da potência elétrica consumida pela central 2 com o aumento da temperatura de evaporação MT .....	107
Figura 75 - Gráfico da variação da potência frigorífica da central 2 com o aumento da temperatura de evaporação MT .....	107
Figura 76 - Gráfico da variação do COP da central 2 com o aumento da temperatura de evaporação MT .....	108
Figura 77 - Gráfico da variação dos diferentes caudais mássicos da central 2 com o aumento da temperatura de evaporação LT.....	109

---

Figura 78 - Gráfico da variação das temperaturas ambiente e de evaporação MT da central 2 com o aumento da temperatura de evaporação LT .....	109
Figura 79 - Gráfico da variação da potência frigorífica da central 2 com o aumento da temperatura de evaporação LT .....	110
Figura 80 - Gráfico da variação da potência elétrica consumida pela central 2 com o aumento da temperatura de evaporação LT .....	111
Figura 81 - Gráfico da variação do COP da central 2 com o aumento da temperatura de evaporação LT .....	112
Figura 82 - Gráfico da variação dos diferentes caudais mássicos da central 3 com o aumento da temperatura ambiente sem CP .....	113
Figura 83 - Gráfico da variação da potência frigorífica da central 3 com o aumento da temperatura ambiente sem CP .....	113
Figura 84 - Gráfico da variação da potência elétrica consumida pela central 3 com o aumento da temperatura ambiente sem CP .....	114
Figura 85 - Gráfico da variação da pressão no <i>gas cooler</i> da central 3 com o aumento da temperatura ambiente sem CP .....	115
Figura 86 - Gráfico da variação da percentagem de uso do <i>gas cooler</i> da central 3 com o aumento da temperatura ambiente sem CP .....	115
Figura 87 - Gráfico da variação do COP da central 3 com o aumento da temperatura ambiente sem CP .....	116
Figura 88 - Gráfico da variação dos diferentes caudais mássicos da central 3 com o aumento da temperatura ambiente com CP .....	117
Figura 89 - Gráfico da variação pressão no <i>gas cooler</i> da central 3 com o aumento da temperatura ambiente com CP .....	118
Figura 90 - Gráfico da variação da potência frigorífica da central 3 com o aumento da temperatura ambiente com CP .....	119
Figura 91 - Gráfico da variação da potência elétrica consumida da central 3 com o aumento da temperatura ambiente com CP .....	120
Figura 92 - Gráfico da variação da percentagem de uso do <i>gas cooler</i> da central 3 com o aumento da temperatura ambiente com CP .....	120
Figura 93 - Gráfico da variação do COP da central 3 com o aumento da temperatura ambiente com CP .....	121
Figura 94 - Gráfico da variação dos diferentes caudais mássicos da central 3 com o aumento da pressão no depósito de líquido sem CP .....	122

Figura 95 - Gráfico da variação da potência elétrica consumida pela central 3 com o aumento da pressão no depósito de líquido sem CP.....	123
Figura 96 - Gráfico da variação da potência frigorífica pela central 3 com o aumento da pressão no depósito de líquido sem CP.....	124
Figura 97 - Gráfico da variação do COP da central 3 com o aumento da pressão no depósito de líquido sem CP.....	125
Figura 98 - Gráfico da variação do caudal mássico dos evaporadores MT da central 3 com o aumento da pressão no depósito de líquido com CP.....	126
Figura 99 - Gráfico da variação da potência frigorífica da central 3 com o aumento da pressão no depósito de líquido com CP.....	126
Figura 100 - Gráfico da variação da potência elétrica consumida da central 3 com o aumento da pressão no depósito de líquido com CP.....	127
Figura 101 - Gráfico da variação do COP da central 3 com o aumento da pressão no depósito de líquido com CP.....	128
Figura 102 - Gráfico da variação da potência frigorífica da central 3 com o aumento da temperatura de evaporação MT.....	129
Figura 103 - Gráfico da variação da potência elétrica consumida pela central 3 com o aumento da temperatura de evaporação MT.....	130
Figura 104 - Gráfico da variação do COP da central 3 com o aumento da temperatura de evaporação MT.....	131
Figura 105 - Temperatura ambiente média para cada percentagem de funcionamento do <i>gas cooler</i> ..	138
Figura 106 – Potência elétrica consumida para cada percentagem de funcionamento do <i>gas cooler</i> ....	138
Figura 107 - COP para cada percentagem de funcionamento do <i>gas cooler</i> .....	139
Figura 108 – Diferença entre a temperatura de saída do <i>gas cooler</i> e da temperatura ambiente para cada percentagem de funcionamento do <i>gas cooler</i> .....	140
Figura 109 – Padrão diário do COP e variação da temperatura ambiente média ao longo do dia da central 1.....	142
Figura 110 - Padrão diário do COP e variação da temperatura ambiente média ao longo do dia da central 2.....	143
Figura 111 - Padrão diário do COP e variação da temperatura ambiente média ao longo do dia da central 3.....	144
Figura 112 - Variação do delta COP e do delta EEC com a variação da percentagem de uso do <i>gas cooler</i> para cada hora de funcionamento da central.....	145

## ÍNDICE DE TABELAS

Tabela 1 – Propriedades dos diferentes fluidos frigorigêneos (propriedades retiradas de [13], [14]) .....	13
Tabela 2 – Tabela resumo dos resultados obtidos nos artigos científicos estudados para o uso de IHX...34	
Tabela 3 - Tabela resumo dos resultados dos artigos científicos estudados para o uso de compressão paralela .....	36
Tabela 4 - Valores referência dos parâmetros em estudo .....	43
Tabela 5 - Condições de projeto da central de refrigeração 1 .....	57
Tabela 6 - Modelos e propriedades dos compressores da central de refrigeração 1 para o estágio MT ..58	
Tabela 7 - Modelos e propriedades dos compressores da central de refrigeração 1 para o estágio LT ....59	
Tabela 8 - Modelos e propriedades dos compressores da central de refrigeração 1 para o estágio da compressão paralela .....	59
Tabela 9 - Condições de projeto da central de refrigeração 2 .....	60
Tabela 10 - Modelos e propriedades dos compressores da central de refrigeração 2 para o estágio MT 61	
Tabela 11 - Modelos e propriedades dos compressores da central de refrigeração 2 para o estágio LT ..61	
Tabela 12 - Modelos e propriedades dos compressores da central de refrigeração 2 para o estágio de compressão paralela .....	62
Tabela 13 - Condições de projeto da central de refrigeração 3 .....	63
Tabela 14 - Modelos e propriedades dos compressores da central de refrigeração 3 para o estágio MT 64	
Tabela 15 - Modelos e propriedades dos compressores da central de refrigeração 3 para o estágio LT ..64	
Tabela 16 - Modelos e propriedades dos compressores da central de refrigeração 3 para o estágio de compressão paralela .....	65
Tabela 17 - Melhoria do COP com o uso do compressor paralelo com o aumento da temperatura ambiente .....	92
Tabela 18 - Melhoria do COP com o uso do compressor paralelo com o aumento da pressão no depósito de líquido .....	103
Tabela 19 - Tabela dos valores do COP para as diferentes pressões no depósito de líquido quando as centrais de refrigeração funcionam sem compressão paralela .....	133
Tabela 20 - Tabela dos valores do COP para as diferentes pressões no depósito de líquido quando as centrais de refrigeração funcionam com compressão paralela .....	134

---

Tabela 21 - Tabela dos valores do COP para as temperaturas de evaporação MT nas centrais de refrigeração.....	135
---	-----

## ÍNDICE DE EQUAÇÕES

Equação 1 - Fórmula de cálculo geral do COP .....	17
Equação 2 - Fórmula do trabalho necessário para o funcionamento de um sistema reversível .....	17
Equação 3 - Fórmula de cálculo do COP para ciclos reversíveis .....	17
Equação 4 - Fórmula de cálculo do efeito frigorífico .....	19
Equação 5 - Fórmula para o cálculo da potência frigorífica .....	19
Equação 6 - Fórmula para calcular o trabalho do compressor .....	19
Equação 7 - Fórmula de cálculo da potência calorífica dissipada .....	19
Equação 8 - Fórmula para calcular o COP num ciclo frigorífico de compressão de vapor .....	19
Equação 9 - Fórmula para o cálculo do rendimento frigorífico do ciclo .....	19
Equação 10 - Fórmula para calcular a potência frigorífica do ciclo <i>booster</i> .....	28
Equação 11 - Fórmula de cálculo da potência frigorífica dos evaporadores LT .....	28
Equação 12 - Fórmula de cálculo da potência frigorífica dos evaporadores MT.....	28
Equação 13 - Fórmula obtida pela Lei da Conservação da Massa, à saída do compressor, para calcular o caudal mássico .....	28
Equação 14 - Fórmula obtida pela Lei da Conservação da Energia, à saída do compressor, para calcular a entalpia.....	28
Equação 15 - Fórmula de cálculo do trabalho efetuado pelos compressores no sistema <i>booster</i> .....	28
Equação 16 - Fórmula para calcular o trabalho efetuado pelos compressores de baixa pressão .....	28
Equação 17 - Fórmula para calcular o trabalho efetuado pelos compressores de alta pressão .....	28
Equação 18 - Fórmula de cálculo do trabalho efetuado pelos compressores no sistema <i>booster</i> com compressão paralela .....	30
Equação 19 - Fórmula para calcular o trabalho efetuado pelo compressor paralelo.....	30
Equação 20 - Fórmula do COP para o ciclo frigorífico estudado no software da BITZER sem compressão paralela.....	47
Equação 21 - Fórmula do COP para o ciclo frigorífico estudado no software da BITZER com compressão paralela.....	47
Equação 22 - Fórmula de cálculo da entalpia à saída do depósito de líquido.....	48
Equação 23 - Fórmula do rendimento isentrópico para o compressor no estágio LT .....	54
Equação 24 - Fórmula geral do COP para um sistema de refrigeração com dois estágios de compressão	66

---

Equação 25 - Fórmula geral da potência frigorífica dos evaporadores.....	66
Equação 26 - Poder de arrefecimento do ar/ <i>gas cooler</i> .....	139

# ÍNDICE

1	INTRODUÇÃO.....	3
1.1	Contextualização.....	3
1.2	Objetivos.....	4
1.3	Estrutura do relatório.....	5
1.4	RACE.....	6
1.4.1	História .....	6
2	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA .....	9
2.1	Fluidos frigorigéneos na refrigeração.....	9
2.1.1	Evolução dos fluidos frigorigéneos na refrigeração .....	9
2.1.2	CO <sub>2</sub> como fluido frigorigéneo .....	12
2.2	Introdução aos ciclos de refrigeração.....	15
2.2.1	Ciclo frigorífico de Carnot Invertido .....	15
2.2.2	Ciclo frigorífico de compressão de vapor Ideal ou Standard .....	17
2.2.3	Ciclo frigorífico de compressão de vapor Real .....	20
2.2.4	Ciclo frigorífico com compressão por andares/estágios.....	21
2.3	Sistemas de refrigeração que operam com CO <sub>2</sub> transcrito.....	23
2.3.1	Sistema de refrigeração <i>booster</i> para CO <sub>2</sub> transcrito.....	25
2.3.2	Sistema de refrigeração <i>booster</i> com compressão paralela para CO <sub>2</sub> transcrito .....	29
2.4	Coeficiente de Performance de um ciclo frigorífico, COP .....	30
2.4.1	Parâmetros termodinâmicos que influenciam o COP em sistemas de refrigeração de CO <sub>2</sub> ..	31
2.4.2	Melhoria do COP em sistemas que usam CO <sub>2</sub> através de métodos mecânicos .....	33
3	METODOLOGIA PARA ANÁLISE DO COP DAS CENTRAIS DE REFRIGERAÇÃO.....	41
3.1	Investigação teórica.....	41
3.1.1	Variação da temperatura à saída do <i>gas cooler</i> .....	46

---

3.1.2	Variação da pressão no depósito de líquido .....	48
3.1.3	Variação da temperatura de evaporação .....	50
3.1.3.1	Temperatura de evaporação MT .....	51
3.1.3.2	Temperatura de evaporação LT .....	51
3.1.4	Variação do Sobreaquecimento na linha de aspiração.....	52
3.1.4.1	Sobreaquecimento na linha de aspiração LT .....	52
3.1.4.2	Sobreaquecimento na linha de aspiração MT.....	53
3.1.4.3	Sobreaquecimento na linha de aspiração dos compressores paralelos .....	53
3.2	Centrais de Refrigeração em estudo.....	55
3.2.1	Central de refrigeração 1.....	57
3.2.2	Central de refrigeração 2.....	60
3.2.3	Central de refrigeração 3.....	62
3.3	Sistema de aquisição de dados reais para o cálculo do COP .....	65
3.4	Controlo da Pressão no <i>Gas Cooler</i> .....	66
4	ANÁLISE DE DADOS E SUGESTÕES PARA OTIMIZAÇÃO DO COP .....	71
4.1	Análise dos dados obtidos pelas centrais de refrigeração .....	71
4.1.1	Central de refrigeração 1.....	71
4.1.1.1	Temperatura ambiente .....	71
4.1.1.2	Pressão no depósito de líquido.....	75
4.1.1.3	Temperatura de evaporação .....	79
4.1.1.3.1	Temperatura de evaporação MT.....	79
4.1.1.3.2	Temperatura de evaporação LT.....	82
4.1.2	Central de refrigeração 2.....	86
4.1.2.1	Temperatura ambiente .....	86
4.1.2.2	Pressão no depósito de líquido.....	93
4.1.2.2.1	Com compressão paralela.....	93
4.1.2.2.2	Sem compressão paralela.....	98
4.1.2.2.3	Comparação entre o uso ou não da compressão paralela.....	102

---

4.1.2.3	Temperatura de evaporação .....	104
4.1.2.3.1	Temperatura de evaporação MT.....	104
4.1.2.3.2	Temperatura de evaporação LT.....	108
4.1.3	Central de refrigeração 3.....	112
4.1.3.1	Temperatura ambiente .....	112
4.1.3.1.1	Sem compressão paralela .....	112
4.1.3.1.2	Com compressão paralela.....	117
4.1.3.2	Pressão no depósito de líquido.....	122
4.1.3.2.1	Sem compressão paralela .....	122
4.1.3.2.2	Com compressão paralela.....	125
4.1.3.3	Temperatura de evaporação .....	129
4.1.3.3.1	Temperatura de evaporação MT.....	129
4.2	Sugestões para otimização do COP.....	132
4.2.1	Pressão no depósito de líquido.....	132
4.2.1.1	Sem compressão paralela.....	132
4.2.1.2	Com compressão paralela .....	133
4.2.2	Temperatura de evaporação .....	134
4.2.3	Compressão paralela.....	135
4.2.4	Potência elétrica consumida pelo <i>gas cooler</i> .....	136
4.3	Estudo dos padrões diários.....	141
4.3.1	Central de refrigeração 1.....	141
4.3.2	Central de refrigeração 2.....	142
4.3.3	Central de refrigeração 3.....	143
5	CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS.....	149
5.1	Conclusões.....	149
5.2	Propostas de trabalhos futuros.....	153
6	BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO .....	157

---

7	ANEXOS .....	167
7.1	Anexo 1: Página 21 do IPCC.....	167
7.2	Anexo 2: Anexo III do Regulamento F-Gas .....	168

# INTRODUÇÃO

1.1 Contextualização

1.2 Objetivos

1.3 Estrutura

1.4 RACE

# 1 INTRODUÇÃO

## 1.1 Contextualização

No contexto atual, a refrigeração está num processo de mudança/evolução. Isto deve-se ao facto de que as instalações frigoríficas apresentam um impacto no meio ambiente, quer de forma direta através das fugas de fluido frigorigéneo da instalação, quer de forma indireta através da emissão de gases com efeito de estufa (GEE) relacionados com a produção de energia elétrica que é a fonte de energia primária nas centrais de refrigeração. O impacto no ambiente efetuado pelos fluidos frigorigéneos é medido pelo potencial de aquecimento global (PAG) e o potencial de destruição da camada de ozono (PDO). O PAG é calculado em termos do potencial de aquecimento global, em 100 anos, de um quilograma de um gás relativamente a um quilograma de CO<sub>2</sub>. Já o PDO é um quantificador de quanto prejudicial pode ser um químico para a destruição da camada de ozono estratosférico. Os fluidos frigorigéneos mais recentes são os HFC. Apesar de não representarem perigo para a destruição da camada de ozono, os HFC têm um PAG muito elevado [1]. De acordo com o relatório de 2022 do *Intergovernmental Panel on Climate Change* (IPCC), de modo a limitar o aquecimento global é necessário tomar medidas de forma imediata. De modo a limitar o aquecimento global a 1,5°C até 2100, é necessário efetuar uma redução dos níveis de emissão dos GEE global de 27% em 2030 e de 63% em 2050 e uma redução dos níveis globais de emissão de CO<sub>2</sub> de 27% em 2030 e de 52% em 2040, em ambos os casos, comparativamente aos níveis de emissão global de GEE e de CO<sub>2</sub> em 2019, respetivamente, tal como se pode observar no Anexo 1: Página 21 do IPCC. Com vista a atingir estas metas ambientais, é necessário reduzir a utilização de combustíveis fósseis, utilizar tecnologias eficientes do ponto de vista energético e definitivamente, utilizar preferencialmente energias renováveis como fontes de energia primária. No setor da refrigeração comercial, no qual as centrais de refrigeração analisadas nesta dissertação se inserem, é necessário fazer a transição dos fluidos frigorigéneos com um PAG elevado, como é o caso dos HFC, sendo o CO<sub>2</sub> uma opção sustentável, permitindo reduzir as emissões diretas de CO<sub>2</sub> para a atmosfera. [2]

O fluido frigorigéneo deve ter um PAG inferior a 150 e um ODP nulo, de maneira a ser considerado “verde”. O CO<sub>2</sub> para além de ser considerado “verde” tem uma capacidade frigorífica por volume muito mais elevada que outros fluidos frigorigéneos, pelo que, os componentes destas instalações frigoríficas apresentam menores dimensões e por isso apresentam também um consumo de energia elétrica mais reduzido. No entanto, o CO<sub>2</sub> tem uma temperatura crítica baixa, pelo que em climas como o de Portugal, o sistema

de refrigeração de CO<sub>2</sub> vai ter de operar em regime transcrito. Os sistemas frigoríficos de CO<sub>2</sub> transcrito apresentam um COP consideravelmente mais baixo que os HFC, pelo que os torna menos atrativos a nível de eficiência energética, em climas mais quentes. [3]

A eficiência energética é atualmente um parâmetro muito importante em Portugal. De acordo com o Plano Nacional Energia e Clima, existe o plano de reduzir as emissões de CO<sub>2</sub> do país em 50% até 2030, quando comparados com os níveis de emissão de 2005. A este objetivo dão o nome de descarbonização, e neste plano insere-se o setor da refrigeração comercial. Neste setor, tendo em conta o objetivo de descarbonização, o plano visa em promover o uso de fluidos frigoríficos “verdes”, como o CO<sub>2</sub>, e promover a eletrificação dos consumos. Este plano visa também dar prioridade à eficiência energética. O objetivo é aumentar a eficiência energética em 35% até 2030 o que significa reduzir o consumo de energia primária em 35%. [4]

Assim há uma clara aposta no aumento da eficiência energética no setor da refrigeração comercial. Dado que o clima português se encontra na região de temperaturas médias a elevadas, faixa sul da Europa, existe uma dificuldade acrescida, pelo que é necessário encontrar soluções para a otimização do COP das centrais de refrigeração de CO<sub>2</sub> transcrito, visto que o CO<sub>2</sub> é visto como a melhor alternativa sustentável, promovendo a descarbonização do setor da refrigeração comercial, aos HFC.

## 1.2 Objetivos

Os principais objetivos deste focaram-se na análise dos resultados obtidos através dos dados das três centrais frigoríficas reais em estudo para entender o comportamento da eficiência energética de centrais de refrigeração, que operam com CO<sub>2</sub> transcrito, com a variação de determinados parâmetros, para assim encontrar soluções de melhoria para otimizar o COP. No entanto, existem diversos objetivos específicos tendo em conta a influência de diferentes parâmetros termodinâmicos. Um dos objetivos foi analisar o comportamento do COP de cada uma das três centrais frigoríficas com o aumento da temperatura ambiente e entender a razão dessa mesma influência. Era também importante analisar a variação do COP com o aumento da pressão no depósito de líquido, quando a central de refrigeração funciona com e sem compressão paralela, perceber se existia alguma diferença entre as tendências de variação do COP para estes dois casos de estudo, e compreender como é que este parâmetro influencia na variação do COP e qual a pressão que se deve utilizar de forma a otimizar COP. Outro objetivo foi a análise do comportamento do COP das centrais frigoríficas com o aumento das temperaturas de evaporação, tanto MT como LT, entender qual o impacto deste parâmetro e quais as temperaturas obtidas para um COP ótimo. Este estudo teve também como objetivo, entender o impacto que o uso da compressão paralela tem na eficiência energética das centrais frigoríficas, se há vantagens em usá-la e as razões para

tal. Para além da variação de parâmetros termodinâmicos, existem outros parâmetros que influenciam o COP e, através da análise de dados do *gas cooler*, um dos objetivos foi identificar se em algum momento havia desperdício de energia, e qual a influência quantitativa das horas mais movimentadas de funcionamento dos supermercados no desempenho energético do sistema de refrigeração.

### 1.3 Estrutura do relatório

No primeiro capítulo é apresentado o enquadramento do trabalho, os objetivos a desenvolver, a estrutura da dissertação e ainda uma apresentação da empresa que acolheu o estágio para a realização da presente dissertação.

No segundo capítulo são expostos os conceitos teóricos necessários para entender o caso em estudo. Inicialmente é feita uma abordagem teórica à história/evolução dos fluidos frigorigéneos e ao CO<sub>2</sub> como fluido de trabalho. De seguida é feita uma introdução teórica aos ciclos de refrigeração, seguido de uma abordagem teórica aos ciclos que operam com CO<sub>2</sub> em regime transcrito como fluido frigorigéneo. Por fim fez-se uma abordagem teórica quanto ao COP, os parâmetros que influenciam o mesmo e a casos de estudo sobre medidas de melhoria do COP.

No terceiro capítulo são apresentadas as metodologias de análise do desempenho energético das centrais em estudo. Neste capítulo é apresentado uma investigação teórica efetuada através do *software* de dimensionamento e seleção de equipamentos de refrigeração [66], cujo objetivo era simular o funcionamento da central relativamente à sua eficiência energética com a variação de certos parâmetros termodinâmicos. Neste capítulo é possível observar a composição e as condições de projeto das centrais em estudo, bem como uma breve explicação de como funciona o programa desenvolvido pela empresa para o cálculo do COP. Por fim, é também apresentada uma breve explicação de como é feito o controlo da pressão no *gas cooler*, bem como o impacto que esta pressão apresenta nos valores do COP.

No quarto capítulo são apresentadas a análise dos resultados obtidos pelo programa para as diferentes centrais e as sugestões de melhoria do COP. Inicialmente é realizada uma análise aos resultados obtidos para as diferentes centrais, tendo em conta a variação de certos parâmetros termodinâmicos. Neste capítulo são também apresentadas sugestões de forma a otimizar a eficiência energética das centrais de refrigeração tendo em conta a análise dos resultados obtidos. Por fim é realizada também uma análise aos padrões diários das diferentes centrais.

No quinto e último capítulo estão apresentadas as conclusões necessárias obtidas através da análise dos dados das diferentes centrais obtidos pelo programa desenvolvido pela empresa.

## 1.4 RACE

O nome da empresa é um acrónimo que apresenta essas mesmas principais atividades, *Refrigeration & Air Conditioning Engineering*. A sua atividade recai sobre cinco áreas: Refrigeração, AVAC, *Building Efficiency*, *Manufacturing* e pós-venda, como é possível observar na Figura 1.



Figura 1 - Logo da empresa com certificados e serviços disponibilizados [5]

### 1.4.1 História

Em 1985 dá-se início do legado desta empresa com a criação da Selfrio S.A. cuja missão era prestar serviços de assistência técnica, conceção, fabrico e construção de instalações de refrigeração.

Com a evolução dos serviços e com vista no crescimento, em 1992, foi criada a Sistavac S.A, com o intuito de introduzir a área de AVAC. Com esta mudança pretendeu-se a conceção/construção de instalações de climatização, hidráulicas e gestão técnica centralizada.

Com o aumento do número de obras realizadas, em 1996, foi criada a SMP S.A., na área da manutenção, com o objetivo de prestar serviços de manutenção geral em diversos setores do mercado. Em 1998, ocorreu a primeira internacionalização do grupo, sendo realizadas as primeiras obras fora do país, nomeadamente no Brasil e em Espanha.

Após alguns anos de funcionamento das três empresas, de forma separada, em 2011, fundem-se todas numa única empresa, a SISTAVAC S.A.

Com o percurso e experiência adquirida ao longo dos anos, em 2014, deu-se a reformulação do modelo de negócio, reforçando a aposta nas áreas core da empresa: Refrigeração, AVAC e *Building Efficiency*.

Em 2017, a designação da empresa foi alterada para RACE, uma empresa que visa ser referência no que respeita à refrigeração e ar condicionado. Para tal, dispõe uma diversificada gama de produtos, realizando desde o projeto à instalação e manutenção no serviço pós-venda [5].

# REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 Fluidos frigorigêneos na refrigeração

2.2 Introdução aos ciclos de refrigeração

2.3 Sistemas de refrigeração que operam com CO<sub>2</sub> transcrito

2.4 Coeficiente de Performance de um ciclo frigorífico, COP



## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

### 2.1 Fluidos frigorigéneos na refrigeração

A refrigeração tem sofrido diversas mudanças nos últimos séculos desde a invenção do ciclo de compressão a vapor. Estas alterações deveram-se a vários motivos como a necessidade de assegurar que os fluidos frigorigéneos eram seguros e não comprometiam nem os processos de refrigeração, nem a saúde das pessoas, ou devido à consciencialização social relativamente às alterações climáticas. Estes fluidos são utilizados como fluidos de trabalho nos sistemas de refrigeração permitindo trocas de calor entre corpos e espaços.

#### 2.1.1 Evolução dos fluidos frigorigéneos na refrigeração

Tal como está descrito na Figura 2, houve uma evolução relativamente ao uso dos fluidos frigorigéneos na refrigeração desde a invenção do ciclo de compressão de vapor até aos dias de hoje. Inicialmente, aquando da invenção dos ciclos de compressão de vapor, começou-se por usar fluidos frigorigéneos naturais como dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ ), do amoníaco ( $\text{NH}_3$ ), entre outros. Porém, com o passar dos anos, começaram a surgir preocupações dos potenciais utilizadores dos equipamentos de refrigeração relativamente à segurança relacionada com o uso dos fluidos frigorigéneos, sobretudo a nível de inflamabilidade e toxicidade. Este problema foi aparentemente resolvido quando surgiu uma segunda geração de fluidos frigorigéneos denominados de clorofluorocarbonetos (CFC) e os hidroclorofluorocarbonetos (HCFC), os primeiros fluidos frigorigéneos não tóxicos e não inflamáveis [1].

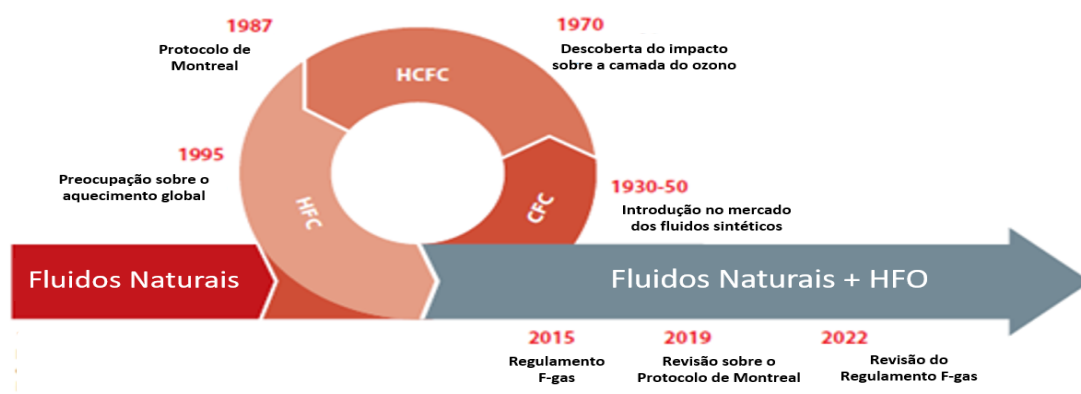


Figura 2-Evolução dos fluidos frigorigéneos ao longo dos anos (Adaptado de [6])

Tal como referido no parágrafo anterior, surgiram os CFC e os HCFC, entre 1930 e 1950, sendo denominados de fluidos frigoríficos seguros. No entanto, por volta de 1970 surge o primeiro problema para os fluidos frigoríficos de segunda geração, a descoberta do buraco na camada de ozono estratosférico. *Molina e Rowland* [7] identificaram os CFC e os HCFC como fonte de emissão de cloro para a atmosfera (destruindo o ozono) e como um potencial perigo para o aumento do buraco na camada de ozono.

Em 1987 foi realizado o Protocolo de Montreal, entrando em vigor apenas em 1989 e alterado ao longo dos anos, e chegando-se a um acordo global, que tinha como objetivo proteger a camada de ozono estratosférico através da descontinuação progressiva, tanto a nível de produção como de consumo, dos compostos químicos que a danificam [8]. Este protocolo permitiu também, a diminuição da concentração de cloro na atmosfera, tal como pode ser observado na Figura 3. O protocolo regula a produção e o consumo de cerca de 100 compostos químicos feitos pelo ser humano que são considerados perigosos para a camada de ozono estratosférico, sendo denominados de SDO (substâncias que destroem a camada de ozono).

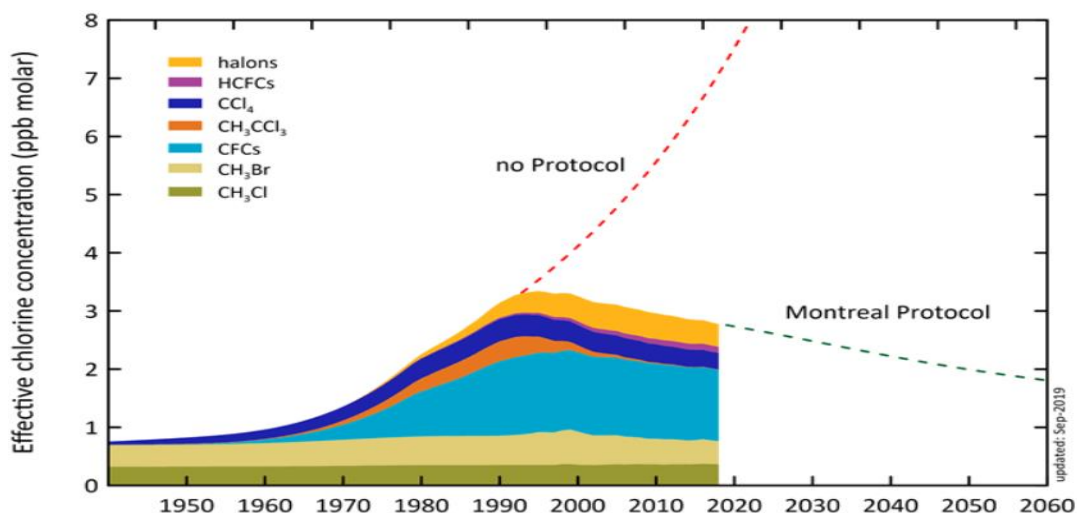


Figura 3- Efeito do protocolo de Montreal na concentração de cloro efetivo na atmosfera [60]

Após o Protocolo de Montreal era necessário um novo fluido frigorífico para substituir os CFC, sendo que o fluido frigorífico não poderia ser considerado SDO. Surgiu então uma terceira geração de fluidos frigoríficos, os hidrofluorcarbonetos (HFC), isentos de cloro. Estes químicos apresentavam um PDO relativamente baixo. Quanto maior o valor do PDO do fluido frigorífico, mais prejudicial este é para o ambiente. Porém, a destruição da camada de ozono deixou de ser o único problema associado à refrigeração. Para além da destruição da camada de ozono estratosférico, os CFC e os HCFC também contribuíam para o aquecimento global, pois absorviam radiação infravermelha na atmosfera, causando um efeito de estufa no planeta.

Os HFC, embora não causem perigo para a camada de ozono, são considerados gases com efeito de estufa. Por volta de 1990 começou-se a dar mais atenção ao aquecimento global e às consequências que as alterações climáticas poderiam causar no planeta. Uma das principais causas para o aquecimento global era a emissão de HFC, e anteriormente CFC e HCFC, para a atmosfera, no qual maior parte desta emissão ocorria nos sistemas de refrigeração e nos sistemas de ar condicionado, como se pode observar o consumo de HFC por setor na Figura 4. A utilização destes fluidos frigoríficos, isentos de cloro, ecológicos, permitiram mitigar as fugas diretas de fluido frigorífico para a atmosfera, que ocorrem nos sistemas de refrigeração e ar condicionado [9].

Era então necessário começar a reduzir estas emissões de gases com efeito de estufa para a atmosfera e por isso surge, primeiro o Protocolo de Kyoto com vista a limitar as emissões quantificadas (toneladas de CO<sub>2</sub> equivalente) de gases com efeito de estufa nos países desenvolvidos, e depois a legislação do F-Gas [10], que tem em conta o objetivo de limitar que o aumento da temperatura global do planeta ultrapasse os 2°C, sendo que para isso tem de se reduzir a emissão de gases com efeito de estufa em 80 a 95% relativamente aos níveis verificados em 1990, até 2050. Estes dois acordos, juntamente com o acordo em Kigali (alteração no Protocolo de Montreal) promoviam a descontinuação progressiva dos HFC e a sua substituição por alternativas tecnológicas seguras e eficientes energeticamente, com o menor impacto possível no ambiente. Com o regulamento do F-Gas surgiram algumas limitações na refrigeração. Através do PAG quantificou-se o quão prejudicial um fluido era para o aquecimento global. Algumas limitações impostas pela legislação do F-Gas são a proibição do uso de frigoríficos e congeladores domésticos que usem HFC com um PAG superior a 150, ou no uso comercial acima de 2500, sendo que a partir de 2022 também serão proibidos frigoríficos e congeladores para uso comercial que contêm HFC com um PAG de 150, entre outras que podem ser observadas no Anexo 2: Anexo III do Regulamento F-Gas. Relativamente aos HCFC, após o regulamento do F-Gas foi descontinuado de forma imediata.

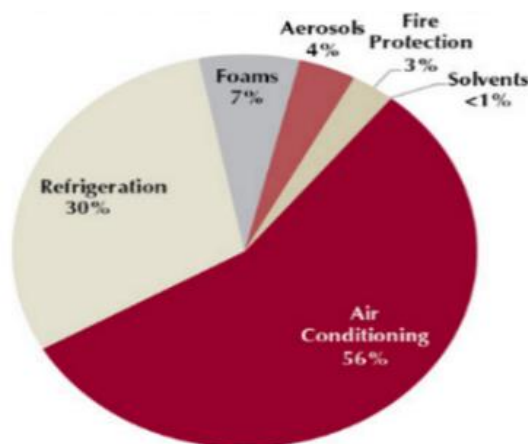


Figura 4 - Consumo de HFC por setor no ano de 2012 a nível global [61]

Após as limitações nas emissões de gases com efeito de estufa foi designada uma descontinuação progressiva dos HFC, descrita da forma representada na Figura 5. Foi então necessário encontrar alternativas aos HFC que fossem ao mesmo tempo eficientes a nível energético e não prejudiciais para o ambiente. Surgem então os fluidos frigorigéneos naturais e os HFO (hidrofluorolefinas), que contém um PDO igual a 0 e um PAG bastante baixo, normalmente inferior a 10.

Um dos fluidos frigorigéneos que mais se destacou e na última década tem sido o substituto principal dos HFC é o CO<sub>2</sub>. Este destaque deve-se ao facto de o CO<sub>2</sub> ter um baixo custo, bem como propriedades interessantes para ser usado na refrigeração, como um calor específico alto, alta condutividade térmica, baixa viscosidade e excelente disponibilidade [11]. Para além das suas boas propriedades térmicas, o CO<sub>2</sub> não é tóxico nem inflamável, tendo ainda um PDO igual a zero e um PAG igual a 1, sendo o valor de referência para o cálculo do PAG, o que o torna uma alternativa muito interessante[12]. Este conjunto de razões levou a que na última década se tenha visto uma maior aposta no uso do CO<sub>2</sub>, sobretudo no uso comercial, e também um estudo a nível de evoluções tecnológicas para aumentar a sua eficiência energética dos seus sistemas.

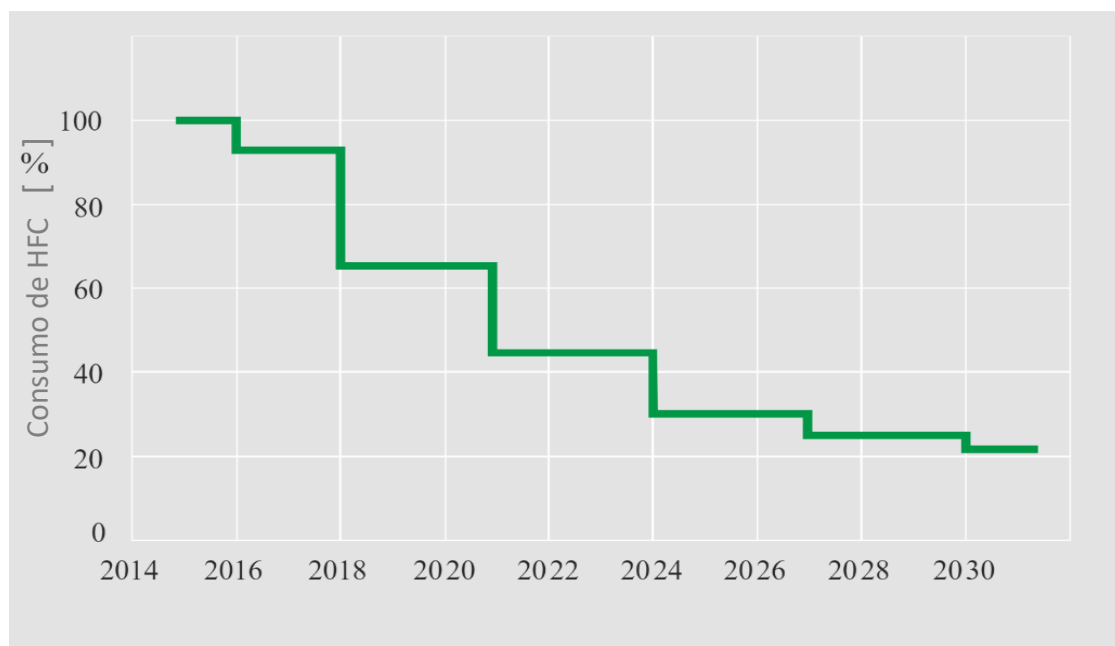


Figura 5 – Descontinuação progressiva do consumo de HFC requerido pelo regulamento F-Gas [62]

### 2.1.2 CO<sub>2</sub> como fluido frigorigéneo

Tal como referido anteriormente, o uso do CO<sub>2</sub> tem vindo a aumentar na refrigeração na última década como fluido frigorigéneo. A sua nomenclatura ASHRAE (*American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers*) é R744.

Na Tabela 1 estão presentes diversas propriedades para avaliar e comparar os diferentes fluidos frigoríficos mais utilizados ao longo dos anos na refrigeração. As propriedades presentes são a inflamabilidade e a toxicidade do fluido quando usado em ciclos de refrigeração, o PDO e o PAG para avaliar o impacto no ambiente de cada fluido frigorífico, a temperatura e a pressão crítica e ainda sua massa específica. Os diferentes fluidos frigoríficos estão classificados pela sua numeração ASHRAE e estão classificados pelo tipo de frigorífico. Estes fluidos frigoríficos são os que forma mais utilizados ao longo dos anos, havendo CFC, HCFC, HFC, misturas azeotrópicas de HFC, HFO e fluidos frigoríficos naturais (R290 – propano e R717 – amoníaco).

Tabela 1 – Propriedades dos diferentes fluidos frigoríficos (propriedades retiradas de [13], [14])

Número ASHRAE	Tipo de Frigorífico	Inflamabilidade /Toxicidade	PDO	PAG	T <sub>crítica</sub> [°C]	P <sub>crítica</sub> [kPa]	Massa Específica p.c. [g/cm <sup>3</sup> ]
R11	CFC	N/N	1,0	4750	197,96	4408	0,565
R12	CFC	N/N	1,0	10900	111,97	4136	0,565
R124	HCFC	N/N	0,022	609	122,28	3624	0,560
R134a	HFC	N/N	0	1430	101,06	4059	0,512
R290	Natural	S/N	0	20	96,7	4251	0,221
R404A	HFC	N/N	0	3900	72,14	3735	0,482
R410A	HFC	N/N	0	2100	71,36	4903	0,459
R717	Natural	S/S	0	<1	132,3	11333	0,225
R744	Natural	N/N	0	1	31,04	7377	0,468
R1234yf	HFO	N/N	0	4	94,7	3392	0,476

N-Não; S-Sim; p.c – ponto crítico

É possível verificar que os fluidos frigoríficos naturais e os HFO são muito mais verdes que os CFC, HCFC e HFC, analisando os valores de PDO e PAG. Também se pode observar a diferença a nível de PDO entre os CFC e os HCFC, no qual os CFC são muito mais prejudiciais. Já os HFC têm um potencial de depleção da camada de ozono (PDO) igual a

zero, porém tem um PAG bastante elevado, sobretudo quando comparados com os fluidos frigoríficos naturais e os HFO. Outra observação que pode ser feita relativamente ao PAG é o facto de os CFC terem o maior valor de entre os fluidos frigoríficos presentes na tabela.

Outra propriedade presente na tabela é a temperatura crítica. Esta temperatura é à qual e acima dela o vapor da substância não pode ser liquidificado, não interessando quanta pressão é aplicada. Esta temperatura deve ser o maior possível relativamente à temperatura de condensação no processo de refrigeração para ter uma maior transferência de calor a temperatura constante. Na tabela é possível observar que a temperatura crítica do  $\text{CO}_2$  é de  $31,04^\circ\text{C}$ , sendo a mais baixa da tabela. Esta temperatura é geralmente mais baixa que os valores típicos de temperatura de dissipação de calor (temperatura no processo da condensação) dos sistemas de refrigeração a temperaturas ambiente altas (acima dos  $25^\circ\text{C}$ ). Esta condição obriga a que o fluido trabalhe em ciclo transcrito para altas temperaturas ambiente, no qual o processo de dissipação de calor é feito na região supercrítica, enquanto o processo de absorção ocorre na região subcrítica, regiões que podem ser observadas na Figura 6. O COP do  $\text{CO}_2$  em ciclo transcrito é mais baixo do ciclo subcrítico [15],[16].

Outra propriedade interessante do  $\text{CO}_2$  é o facto de ter uma pressão crítica muito elevada quando comparado com outros fluidos frigoríficos, o que permite que este trabalhe a pressões elevadas. Acima dessa pressão o  $\text{CO}_2$  encontra-se em estado supercrítico e são necessários muitos cuidados na sua utilização para se garantir um funcionamento correto e seguro.

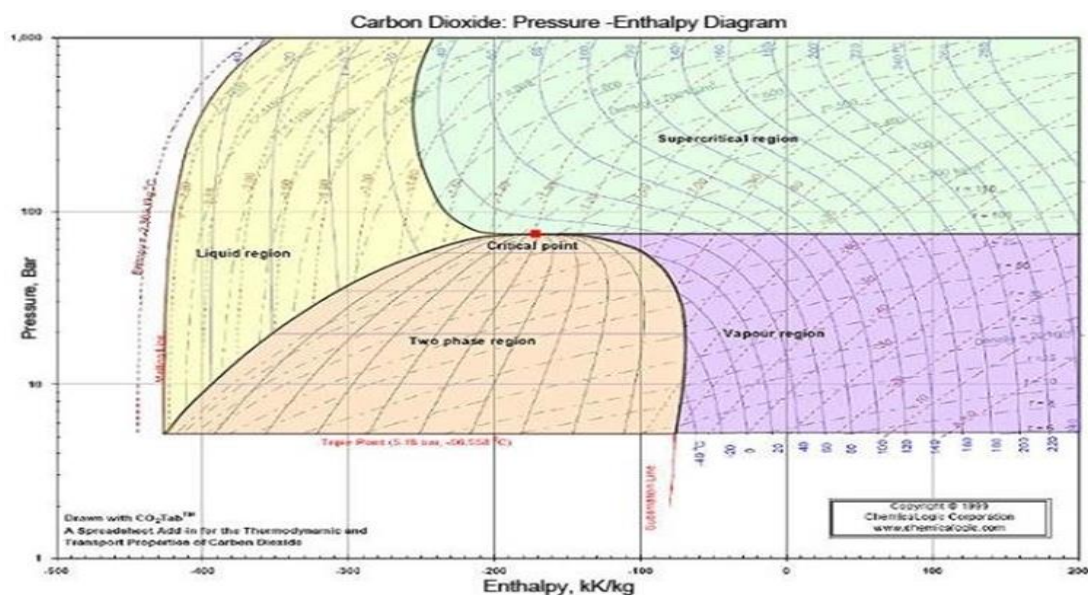


Figura 6 - Diagrama Log (p) - h do  $\text{CO}_2$  [63]

## 2.2 Introdução aos ciclos de refrigeração

Um sistema de refrigeração normalmente opera como um ciclo de compressão de vapor. Os sistemas frigoríficos têm como finalidade extrair calor de um corpo ou espaço (fonte fria) para que a sua temperatura seja inferior à do meio ambiente num dado espaço e tempo. Este calor retirado tem de ser dissipado para uma outra fonte térmica que estará a uma temperatura superior (normalmente o meio ambiente), para assim poder funcionar em regime permanente [17]. Para que uma máquina frigorífica funcione, e de acordo com o enunciado de Clausius da segunda lei da termodinâmica, é impossível construir um dispositivo a operar continuamente, cujo único efeito sobre o exterior seja o da transferência de calor de um corpo com uma temperatura inferior para outro, com uma temperatura superior, sendo necessário fornecer energia do exterior, contrariamente à direção do processo natural de transferência de calor, que ocorre de um corpo a uma temperatura mais elevada ,para uma mais baixa [18].

Os principais componentes de um ciclo de refrigeração são o compressor, o condensador, o evaporador e um dispositivo de expansão.

Através deste subcapítulo é possível adquirir conhecimentos para perceber como funcionam os sistemas de refrigeração, ganhando sensibilidade relativamente ao tema da dissertação, bem como os cálculos a eles associados, importantíssimos para a determinação do COP.

### 2.2.1 Ciclo frigorífico de Carnot Invertido

O ciclo de Carnot é um ciclo ideal termodinamicamente reversível, primeiramente investigado por Sadi Carnot em 1824 como uma medida da conversão máxima possível de calor para energia mecânica. Este ciclo é o mais eficiente, mas é impossível de ser obtido numa máquina frigorífica. Denominado de ciclo perfeito, serve como base de estudo para o desenvolvimento e melhoria dos ciclos de compressão de vapor, que são construídos com a finalidade de serem parecidos o mais próximo possível com o ciclo de Carnot. Porém, o ciclo aplicado a uma máquina frigorífica é o ciclo de Carnot invertido, cuja diferença se baseia nos processos 2-3 e 4-1, que podem ser observados na Figura 7, bem como a representação de uma máquina frigorífica de Carnot, com os seus principais componentes, bem como o diagrama T-s do ciclo dessa mesma máquina [19].

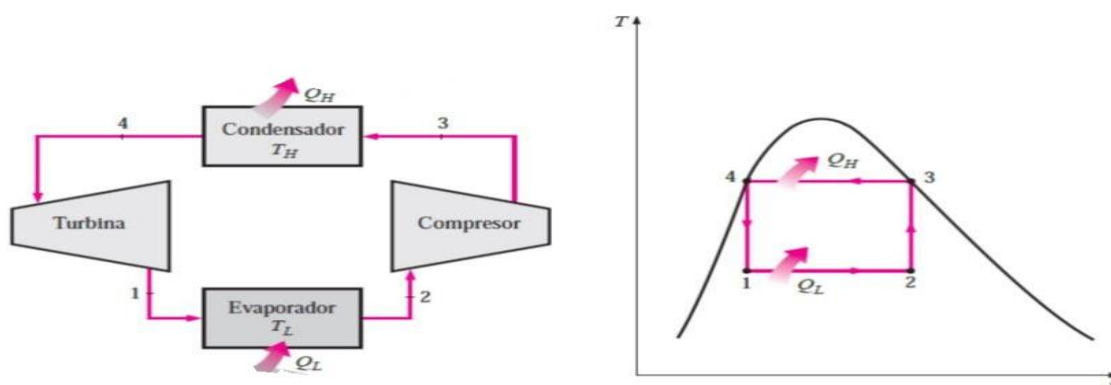


Figura 7 - Representação e diagrama T-s de um ciclo frigorífico de Carnot (Adaptado de [22])

Um dos processos do ciclo é a absorção de calor (processo isotérmico e isobárico) que se dá no evaporador. Aqui dá-se a vaporização do fluido frigorífero proveniente da turbina como resultado dessa absorção de calor do meio que se pretende arrefecer. Esse calor absorvido ( $Q_L$ ) é denominado de efeito frigorífico e este processo está representado na Figura 7 como o processo 1-2.

Seguindo por ordem numérica, o seguinte processo é o processo 2-3. Este processo é denominado de compressão adiabática. No compressor, o fluido frigorífero proveniente do evaporador é comprimido para a pressão de condensação. Para haver essa compressão é necessário o compressor exercer trabalho mecânico sobre o fluido ( $W_C$ ). Este processo é um processo isentrópico.

O seguinte processo é representado por 3-4. Este processo decorre no condensador e é onde se dá a condensação do vapor proveniente do compressor. Ao dar-se essa condensação, retira-se calor ( $Q_H$ ) do fluido e é dissipado para o meio ambiente. Por isso, este processo pode ser denominado de dissipação isotérmica de calor e tal como o processo 4-1, é um processo isotérmico e isobárico.

Por fim, o processo representado por 4-1. Este processo ocorre no componente de expansão (neste caso uma turbina). É denominado de expansão adiabática, sendo que neste processo o líquido formado do condensador é expandido até à pressão de evaporação. Também neste processo é necessário exercer trabalho para que ocorra a expansão ( $W_T$ ) e tal como o processo 2-3, é um processo isentrópico [20].

A finalidade do ciclo é retirar calor ao espaço que se pretende refrigerar (efeito frigorífico), sendo os restantes processos em jogo os necessários para que a energia a baixa temperatura seja cedida a um meio com uma temperatura mais elevada [21].

Para se caracterizar o melhor ou pior desempenho de um ciclo frigorífico definiu-se o COP como a razão entre o efeito frigorífico e o trabalho realizado no ciclo ( $W$ ) e é calculado pela Equação 1. Quanto maior for o valor do COP maior será a eficiência energética do

ciclo, menor a potência elétrica consumida e menor os custos de operação. O COP ser maior que 1 não significa que o sistema tenha uma eficiência superior a 100%, até porque nenhum componente presente no sistema consegue ter uma eficiência térmica maior ou igual a 100%.

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}}$$

Equação 1 - Fórmula de cálculo geral do COP

De acordo com a Primeira Lei da Termodinâmica, num sistema reversível pode-se conferir que o calor dissipado ( $\dot{Q}_H$ ) para o ambiente é igual à soma do trabalho necessário para o funcionamento do sistema e da potência frigorífica do sistema, pelo que o trabalho necessário é dado pela Equação 2. Como o calor de um processo reversível depende da entropia pode-se assumir que o COP pode ser calculado através da Equação 3.

$$\dot{W} = \dot{Q}_H - \dot{Q}_L$$

Equação 2 - Fórmula do trabalho necessário para o funcionamento de um sistema reversível

$$COP = \frac{T_1(s_2 - s_1)}{T_4(s_3 - s_4) - T_1(s_2 - s_1)} = \frac{T_1}{T_4 - T_1}$$

Equação 3 - Fórmula de cálculo do COP para ciclos reversíveis

Quanto menor o valor de  $T_4$  (ou  $T_H$ ), maior será o COP, e quanto maior for  $T_1$  (ou  $T_L$ ), maior o COP, tendo esta maior preponderância pois tanto influi favoravelmente no numerador e no divisor.

### 2.2.2 Ciclo frigorífico de compressão de vapor Ideal ou Standard

Este ciclo foi desenvolvido tendo em conta as dificuldades existentes no ciclo de Carnot Invertido, bem como a existência de subarrefecimento à saída do condensador (temperatura menor que a de saturação). A existência de subarrefecimento faz com que haja um aumento do efeito frigorífico e garante que exista líquido à entrada do dispositivo de expansão. Define-se o grau de subarrefecimento através da diferença entre a temperatura de saturação à pressão de condensação e a temperatura à saída do compressor. A outra grande diferença é o facto de ocorrer a vaporização completa na passagem pelo evaporador, o que elimina a presença de líquido à entrada do compressor, visto que é aspirado por este no estado de vapor saturado e saindo no

estado de líquido comprimido. Esta diferença é uma vantagem pois proporciona um melhor funcionamento e uma maior durabilidade do compressor [22].

Através da aplicação da Primeira Lei da Termodinâmica aos diversos componentes (desprezando as variações de energia cinética e potencial) obtém-se a representação gráfica exibida na Figura 8, podendo-se observar os quatro processos termodinâmicos essenciais num ciclo de compressão de vapor teórico:

- Processo 1-2: No compressor, ocorre a aspiração do fluido frigorígeno no estado de vapor, bem como a sua compressão. Esta compressão eleva a pressão do fluido desde a pressão de evaporação até à pressão de condensação. É um processo isentrópico, sendo uma compressão reversível e adiabática;
- Processo 2-3: No condensador, ocorre a dissipação (reversível) de calor para a fonte quente a pressão constante. Esta dissipação deve-se a que neste processo vai haver condensação do fluido, retirando assim calor ao vapor ( $\dot{Q}_H$ );
- Processo 3-4: No dispositivo de expansão, o líquido proveniente do condensador é expandido da pressão de condensação até à pressão de evaporação. Este é um processo isentálpico e reversível. Outra das diferenças quando comparado com o ciclo de Carnot Invertido pois a turbina de expansão é substituída;
- Processo 4-1: No evaporador, o fluido, no estado líquido, proveniente do dispositivo de expansão, vai ser evaporado. Para que este processo ocorra é necessária a absorção de calor na fonte fria ( $\dot{Q}_L$ ), criando assim o efeito frigorífico. Este processo é denominado de absorção de calor reversível e é um processo isobárico [23];

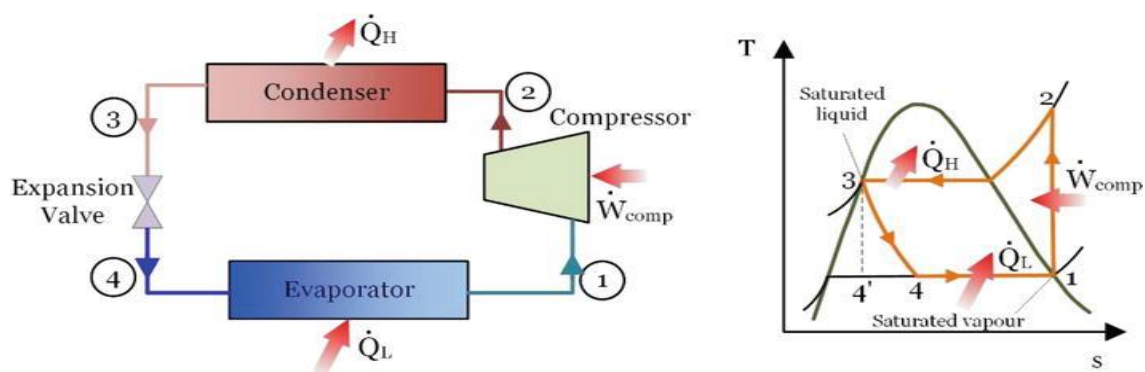


Figura 8 - Representação e diagrama T-s de um ciclo frigorífico de compressão de vapor Ideal [64]

Tal como referido anteriormente, aplicou-se a Primeira Lei da Termodinâmica aos diversos componentes. Através da aplicação da mesma é possível obter-se os balanços energéticos nesses mesmos componentes. No evaporador, sendo o trabalho nulo e existindo apenas fluxo de caudal mássico, o efeito frigorífico ( $q_L$ ) é dado pela Equação 4.

$$q_L = h_1 - h_4$$

Equação 4 - Fórmula de cálculo do efeito frigorífico

A respetiva potência frigorífica ( $\dot{Q}_L$ ), depende da capacidade do compressor, isto é, o caudal volúmico admitido no compressor, que depende essencialmente das suas dimensões e velocidade e das propriedades termodinâmicas do fluido frigorigéneo (através da sua massa volúmica obtém o caudal mássico [ $\dot{m}$ ]), bem como as condições de trabalho, dada pela Equação 5.

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

Equação 5 - Fórmula para o cálculo da potência frigorífica

O trabalho do compressor ( $\dot{W}_{comp}$ ) é obtido pela Equação 6 e a potência dissipada ( $\dot{Q}_H$ ), no condensador, através da Equação 7.

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m} \times (h_2 - h_1)$$

Equação 6 - Fórmula para calcular o trabalho do compressor

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

Equação 7 - Fórmula de cálculo da potência calorífica dissipada

Para quantificar o desempenho do ciclo calcula-se o COP através da Equação 8.

$$COP = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_{comp}}$$

Equação 8 - Fórmula para calcular o COP num ciclo frigorífico de compressão de vapor

Tal como referido anteriormente, é impossível obter-se o ciclo de Carnot numa máquina frigorífica, porém, um ciclo deve ser o mais próximo possível do ciclo de Carnot. Por isso, para contabilizar o maior ou menor afastamento deste ciclo relativamente ao de Carnot, definiu-se rendimento frigorífico pela Equação 9.

$$\eta = \frac{COP_{ciclo}}{COP_{Carnot}}$$

Equação 9 - Fórmula para o cálculo do rendimento frigorífico do ciclo

O  $COP_{Carnot}$  é calculado para as temperaturas extremas do ciclo. A temperatura de condensação é a temperatura de saturação correspondente à pressão do fluido no condensador (no qual a pressão é constante). O mesmo acontece com a temperatura de evaporação, sendo a temperatura de saturação correspondente à pressão constante do fluido no evaporador [20].

### 2.2.3 Ciclo frigorífico de compressão de vapor Real

O ciclo frigorífico de compressão de vapor real difere do ideal devido à existência de perdas de carga no condensador e no evaporador derivadas da existência de atrito nas tubagens de circulação do fluido frigorigéneo que não são consideradas no ciclo frigorífico de compressão de vapor ideal. Estas perdas de carga provocam o aumento do trabalho de compressão, a existência de subarrefecimento e sobreaquecimento não intencionais, que apesar de tudo podem ser benéficos [24]. O grau de sobreaquecimento é dado pela diferença da temperatura à entrada do compressor e da temperatura de saturação à pressão de evaporação. O sobreaquecimento e subarrefecimento são benéficos para o funcionamento do ciclo. No caso do sobreaquecimento a razão é porque esse aumento de temperatura faz diminuir a probabilidade de presença de gotas de líquido à entrada do compressor, sendo que essas gotas podem danificar o compressor. No caso do subarrefecimento é benéfico pois faz com que o COP do ciclo aumente pois, indiretamente vai deslocar os pontos 6 e 7 para trás, aumentando o efeito frigorífico. [25]. Outras diferenças entre ambos os ciclos é o facto da compressão não ser isentrópica, aumentando o trabalho de compressão, e a existência de perdas de carga nas válvulas de admissão e de escape do compressor.

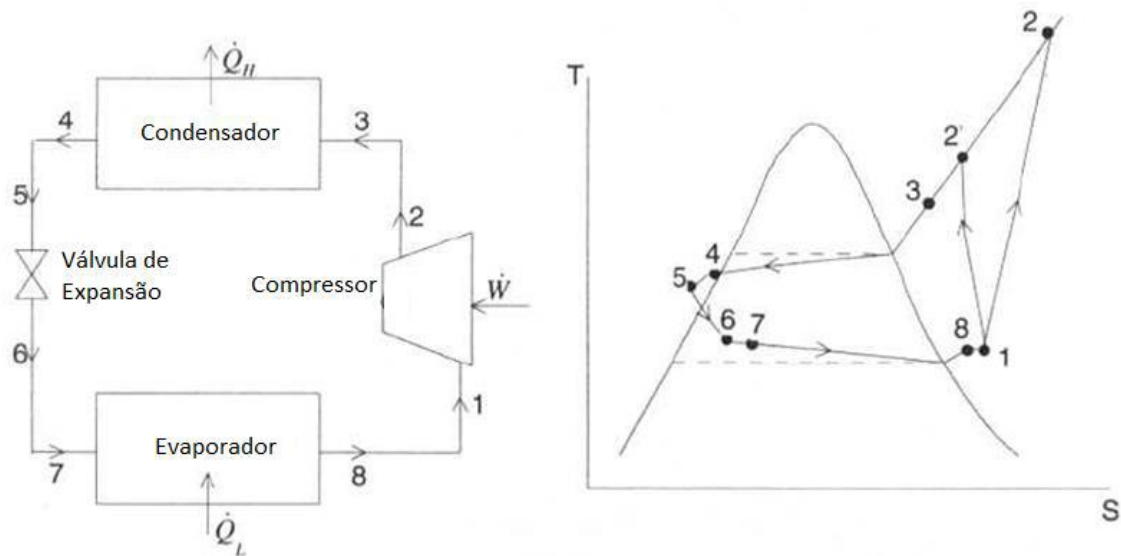


Figura 9 - Representação de um ciclo de compressão de vapor real e diagrama T-s do mesmo. Adaptado de [65]

Na Figura 9 pode-se observar a representação de um sistema frigorífico de compressão de vapor real e o respetivo diagrama T-s, onde se podem visualizar os quatro processos termodinâmicos essenciais e ainda, as perdas de carga associadas às linhas de líquido, aspiração e permutadores de calor. Segue-se a descrição detalhada dos quatro processos essenciais [23]:

- Processo 1-2'/1-2: Na compressão do fluido, devido às irreversibilidades e transferência de calor entre o fluido e o meio, (1-2) a entropia pode aumentar por causa do calor transferido para o fluido ou (1-2') diminuir devido à perda de calor do fluido;
- Processo 2-3/2'-3: Devido às perdas de carga e transferência de calor para o exterior, existe uma redução de temperatura e entropia;
- Processo 3-4: Processo de condensação decorre como descrito no ciclo frigorífico de Compressão de Vapor Ideal. Porém a temperatura à saída do condensador é menor que a temperatura de saturação devido às perdas de carga associadas na passagem do fluido pelo condensador;
- Processo 4-5: Existe uma diminuição de temperatura no caudal de fluido frigorígeno devido às perdas de carga provocadas pela passagem desse causal na tubagem entre o condensador e o dispositivo de expansão;
- Processo 5-6: Processo de expansão, decorre como no ciclo ideal, expandindo o fluido até à pressão de evaporação;
- Processo 6-7: Na passagem do fluido pelas tubagens que ligam o dispositivo de expansão e o evaporador ocorrem perdas de carga, fazendo com que haja uma diminuição da temperatura no caudal do fluido;
- Processo 7-8: No evaporador, ocorre a evaporação do fluido, criando o efeito frigorífico. Porém, é necessário ter em atenção a temperatura de saída do evaporador pois o sobreaquecimento é necessário para garantir que o compressor não aspire gotas de fluido frigorígeno. No entanto, esse sobreaquecimento não pode ser muito elevado pois se assim o for, diminui o rendimento do compressor;
- Processo 8-1: Há uma diminuição de temperatura do fluido frigorígeno nas tubagens devido às perdas de carga associadas à mesma.

Como é possível observar, os quatro processos essenciais para o funcionamento de um ciclo de compressão de vapor estão presentes, sendo os restantes processos associados às diversas perdas de carga que ocorrem ao longo do sistema em estudo.

#### 2.2.4 Ciclo frigorífico com compressão por andares/estágios

O aumento da diferença de temperaturas entre o evaporador e o condensador faz com que haja uma diminuição do rendimento volumétrico do compressor devido à reexpansão do vapor encerrado no espaço morto, um aumento da temperatura do fluido frigorígeno à saída do compressor, o que pode levantar problemas atendendo à estabilidade química do fluido frigorígeno e do óleo de lubrificação, e ainda uma redução do COP. Se essa diferença for muito elevada deve-se partir para o uso de outros ciclos como por exemplo, os ciclos de compressão por andares/estágios [18].

Nestes ciclos, o processo de compressão não é feito num só estágio, existindo um ou mais patamares de pressões intermédias entre a pressão máxima e mínima, usando vários compressores ou um compressor de andares. É utilizado um depósito de líquido para fazer borbulhar o vapor proveniente do compressor de baixa pressão à pressão intermédia, no próprio fluido frigorígeno na fase líquida. Para tal acontecer, desvia-se algum fluido frigorígeno à saída do condensador passando previamente pela válvula de expansão que provoca uma queda de pressão para a pressão intermédia, obtendo-se então vapor húmido, processo demonstrado na Figura 10 pelos pontos 5-6-7. Devido ao contacto existente entre o vapor proveniente do compressor de baixa pressão e o líquido, o vapor vai deixar o depósito de líquido à temperatura do líquido no estado de vapor saturado, seguindo depois para o compressor de alta pressão (processo 2-3).

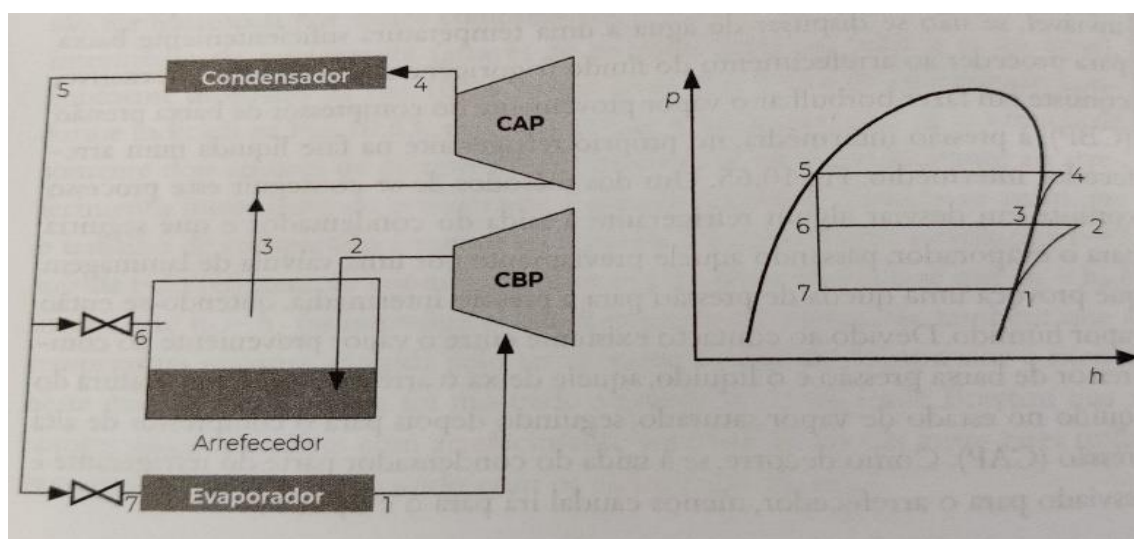


Figura 10 - Representação e diagrama p-h de um ciclo de compressão por estágios (Adaptado de [20])

É possível verificar também na mesma figura os quatro processos essenciais para ocorrer um ciclo de compressão de vapor. Esses processos estão representados nos processos 1-2 e 3-4 como sendo os processos de compressão, sendo respetivamente compressão de baixa e a alta pressão. No processo 4-5 é possível observar a condensação, enquanto nos processos 5-6 e 5-7 pode-se observar o processo de expansão, sendo que no processo 5-6 essa expansão é feita até à pressão intermédia, enquanto no processo 5-7 é feita até à pressão de evaporação. A evaporação dá-se no processo 7-1, e terá um caudal menor para evaporar devido ao desvio de fluido para o depósito de líquido. No depósito de líquido, aplicando o princípio de conservação da massa, tem-se  $\dot{m}_3 = \dot{m}_2 + \dot{m}_6$ . O cálculo do COP mantém-se relativamente aos outros ciclos (Equação 8), tendo em atenção que nos ciclos com dois estágios é necessário somar o trabalho dos dois compressores [20].

A opção por um ciclo de dois estágios deve basear-se num estudo económico, dado que existe um acréscimo do custo de instalação que terá de ser comparado com a eventual diminuição da potência de compressão. Outros fatores que também são importantes e relevantes nesta opção são as razões de pressão entre as temperaturas de condensação e evaporação, assim como o fluido frigorífero que se utiliza no ciclo em função da aplicação do ciclo frigorífico.

### 2.3 Sistemas de refrigeração que operam com CO<sub>2</sub> transcrito

Atualmente, os sistemas de refrigeração que usam como fluido frigorífero o dióxido de carbono são muito utilizados em supermercados e outras diversas aplicações comerciais de refrigeração, ou mesmo residenciais, incluindo bombas de calor para água sanitária, máquinas de venda de refrigerantes, ar condicionado móvel, entre outros.

Tal como se pode observar na Figura 11, os ciclos frigoríficos de CO<sub>2</sub> são classificados em dois regimes, dependendo da pressão de dissipação de calor em relação ao ponto crítico. O ciclo opera no regime subcrítico se a pressão de dissipação de calor for inferior à pressão no ponto crítico (73,7 bar), tendo o fluido, à saída do compressor, uma temperatura abaixo da temperatura do ponto crítico (31°C), estando representado a azul. Este processo decorre de forma convencional, dando-se a condensação à pressão anteriormente referida. No entanto, no caso de a pressão de dissipação de calor for superior à pressão no ponto crítico, o dióxido de carbono encontra-se no regime transcrito, ciclo representado a preto. Acima da condição de pressão no ponto crítico o CO<sub>2</sub> vai estar num estado supercrítico e o CO<sub>2</sub> não vai condensar. Por isso, no ciclo transcrito, o condensador é substituído por outro componente denominado de arrefecedor de gás ou *gas cooler*, visto que utilizar um condensador diminui a eficiência do ciclo. Tal como o condensador, este componente é responsável por dissipar calor, arrefecendo o fluido frigorífero, sendo a única diferença o facto de o fluido não condensar, mantendo-se no estado de vapor à saída do *gas cooler* [22]. De forma resumida, o regime em que o fluido frigorífero opera depende da temperatura ambiente. Operar em regime transcrito implica que a temperatura ambiente é alta o suficiente para produzir uma temperatura de dissipação superior à temperatura crítica. No caso dessa temperatura ambiente ser baixa o suficiente para reduzir a temperatura de dissipação de calor abaixo da temperatura crítica, o sistema de refrigeração pode operar em condições subcríticas.

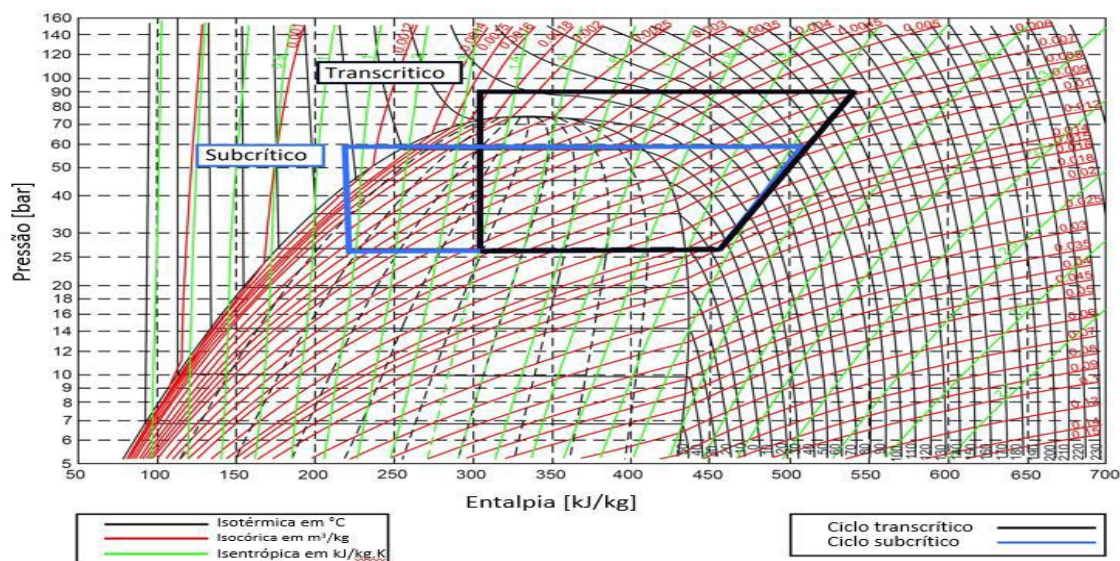


Figura 11 - Diagrama p-h do dióxido de carbono [65]

Devido ao facto de a temperatura crítica do R744 ser baixa, torna-se difícil a implementação do seu ciclo frigorífico convencional (subcrítico). Mesmo a temperaturas próximas da temperatura crítica, ligeiramente mais baixas, existe uma redução brusca na entalpia de vaporização, o que leva a uma redução da potência frigorífica, reduzindo assim a eficiência energética do ciclo. Por isso, os sistemas frigoríficos que usam como fluido frigorígeno devem ser desenhados para funcionar na condição transcrito [23]. No entanto deve-se ter em atenção ao facto em que em algumas alturas do ano as condições do meio ambiente permitem que o sistema trabalhe em ciclo subcrítico e como este é mais eficiente energeticamente, deve-se ter isto em atenção para que o sistema trabalhe nas duas condições. Para isso é necessário garantir que o componente responsável pelo processo de dissipação de calor cumpra ambas as funções do arrefecedor de gás e do condensador.

No ciclo transcrito, o CO<sub>2</sub> opera normalmente numa gama de temperaturas entre os -50 e os 120 °C. No processo de dissipação de calor, em estado supercrítico, a temperatura e a pressão do dióxido de carbono são independentes uma da outra, e por isso, podem regular-se para obter valores ótimos de modo a maximizar a eficiência do ciclo frigorífico. Se o processo no *gas cooler* ocorre a pressão constante, a magnitude dessa pressão vai afetar a entalpia específica, afetando a potência frigorífica específica. Por isso, esta pressão não é controlada pelas propriedades do frigorígeno, mas sim pela quantidade de caudal de fluido frigorígeno a circular no sistema. Outro aspeto importante é o facto de a sua pressão de vapor ter uma melhor variação com a temperatura, isto é, por cada unidade de pressão que varia, a diferença de temperatura é menor para o R744 do que para os outros fluidos frigorígenos, havendo menores perdas de pressão. Porém ainda são muito afetados por perdas no processo de expansão, pois quando ocorre a expansão isentálpica do líquido saturado para a pressão

de evaporação, neste estado final, o título do vapor é algo elevado (devido ao facto de a pressão crítica, pressão à qual o fluido se encontra antes de ser expandido, ser muito elevada) e o vapor saturado formado à saída da válvula de expansão não produz nenhum efeito frigorífico já que no evaporador apenas ocorre uma mudança de fase [23]. Como a pressão de dissipação é muito elevada o ciclo tem uma razão de pressão muito alta.

De seguida, estão apresentados dois, dos ciclos mais utilizados nos sistemas frigoríficos que usam CO<sub>2</sub> e que também serão analisados no capítulo do desenvolvimento deste documento, sendo que através deste subcapítulo foi possível compreender como funcionam os sistemas de refrigeração de CO<sub>2</sub>, bem como, se calculam os valores de COP destes sistemas.

### 2.3.1 Sistema de refrigeração *booster* para CO<sub>2</sub> transcrito

Dado que se verificam grandes perdas associadas ao processo de expansão do CO<sub>2</sub> quando opera na região transcrito é o facto de existirem grandes perdas associadas ao processo de expansão, recorre-se a modificações no ciclo convencional para aumentar a eficiência energética. Uma dessas modificações é passar um ciclo simples para um ciclo com compressão por estágios, diminuindo a razão de pressão, e consecutivamente diminuindo as perdas no processo de expansão, podendo ser obtidos aumentos do valor do COP até 25%, quando se compara o COP do ciclo de compressão por estágio com o COP do ciclo convencional [16]. Existem também outras modificações que podem ser aplicadas em ambos os ciclos, convencional e de compressão por estágios, como por exemplo, usar-se permutadores de calor ou injetores, que serão abordados no subcapítulo 2.4.2.

O ciclo *booster* de CO<sub>2</sub> transcrito é um ciclo que funciona em compressão por estágios, sendo utilizado quando o fluido opera em condições transcritas, podendo também operar em condições subcritis (dependendo da temperatura do meio ambiente). Os sistemas de refrigeração *booster* são dos sistemas mais utilizados atualmente nas novas instalações de supermercados na Europa, principalmente nos países escandinavos, pois estes ciclos, numa baixa temperatura ambiente como a da região escandinava, apresentam eficiências energéticas superiores às dos fluidos frigoríficos sintéticos, bem como são menos prejudiciais para o ambiente. Este ciclo é também muito interessante para aplicar nos supermercados devido ao facto de normalmente apresentar dois níveis de evaporação, correspondendo cada um a um estágio de compressão, como será falado posteriormente. A existência de duas temperaturas de evaporação diferentes permite que o mesmo ciclo tenha duas finalidades de refrigeração diferentes. A uma menor temperatura com a finalidade de conservar produtos congelados. O estágio que corresponde a esta temperatura de evaporação denomina-se de estágio de baixa temperatura (LT) ou baixa pressão (LP). O mesmo ciclo pode ainda ter a finalidade de conservar produtos frios, mas a uma outra temperatura superior, mas baixa. A esta temperatura de evaporação corresponde o estágio de média

temperatura (MT) ou alta pressão (HP). Ou seja, contém uma temperatura para congelar e uma para arrefecer, o que permite economizar a níveis económicos para um sistema bem dimensionado, através do uso de dois estágios de compressão [27]. Na Figura 12 está representado um exemplo de um ciclo *booster* básico e pode-se observar que em cada um dos estágios existe no mínimo um compressor (ou conjunto de compressores), um evaporador e uma válvula de expansão adequados às condições de trabalho em cada estágio. O conjunto de compressores deve conter um compressor de velocidade variável. É necessário existir também um *gas cooler* e um depósito de líquido para separar o líquido e o vapor saturado à pressão intermédia [28]. A disposição dos componentes não é necessariamente a representada neste exemplo, podendo ser diferente, podendo inclusive haver mais componentes, mas os processos principais do ciclo *booster* serão idênticos para qualquer configuração.

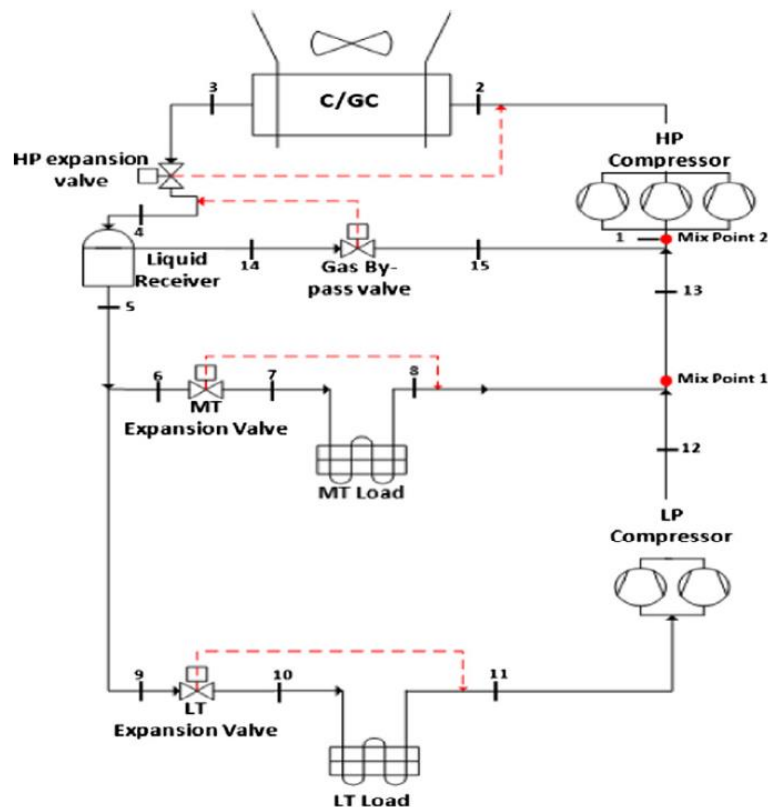


Figura 12 - Representação de um sistema frigorífico *Booster* [29]

O fluido circula do evaporador LT (evaporação LT ocorre no processo 10-11) até aos compressores LT (ou LP) através da linha de aspiração dos mesmos. No processo 11-12 dá-se a compressão a baixa pressão, que comprime o fluido desde a pressão de evaporação LT até à pressão intermédia, e o fluido ao sair dos compressores vai-se misturar com o caudal de fluido que sai do evaporador MT (evaporação MT no processo 7-8). Antes deste novo caudal misturado chegar à linha de aspiração dos compressores MT (ou HP) vai haver nova mistura, desta vez com o caudal de vapor que sai do depósito

de líquido e passa pela válvula *bypass* (processo 6-7). Este caudal de vapor é denominado de *flash gas*. Após esta mistura, o fluido entra no compressor de alta pressão, no qual é comprimido até à pressão do *gas cooler* (processo 1-2). No arrefecedor de gás vai-se dar a dissipação de calor, retirando calor ao fluido (processo 2-3), podendo haver condensação ou não, dependendo das condições de operação (subcrítica ou transcítica) e da temperatura ambiente [29].

Visto que na região supercrítica a pressão de dissipação de calor não depende da temperatura do fluido frigorífero, esta pressão é controlada por uma válvula de controlo de alta pressão, que vai expandir o fluido desde a pressão supercrítica até à pressão intermédia (processo 3-4), pressão à qual se encontra o depósito. A pressão intermédia tem limites máximos e mínimos. O limite mínimo é necessário para manter uma diferença de pressão mínima nas válvulas de expansão, enquanto o limite máximo é limitado pela diferença máxima de pressão operativa do evaporador LT. Ambos os limites vão depender das condições de pressão e temperatura impostos pelos componentes, como por exemplo a temperatura de evaporação. É necessário também controlar o lado de alta pressão pois a pressão à entrada desta válvula vai determinar a potência frigorífica específica do ciclo, tal como foi referido anteriormente [30].

Após o fluido entrar no depósito, parte do caudal vai condensar e segue para a linha de líquido, onde existe uma bifurcação, que separa o caudal do fluido para os evaporadores MT e LT. Antes de chegarem aos evaporadores serão expandidos até a pressão do respetivo evaporador (processo 6-7 é a expansão para a pressão do evaporador MT e processo 9-10 é a expansão para o evaporador LT) através das válvulas de expansão que se encontram antes dos evaporadores. Estes evaporadores são outra das grandes diferenças do ciclo *booster* para o ciclo convencional, pois estes evaporadores também armazenam líquido, enquanto os evaporadores do ciclo convencional são de expansão direta, isto é, têm uma secção específica para o sobreaquecimento do fluido no evaporador, tendo um menor coeficiente de transferência de calor do que o dos evaporadores do ciclo *booster* que contêm uma região de fluxo de duas fases, permitindo que estes tirem partido do CO<sub>2</sub> líquido até à saída do evaporador, permitindo uma maior temperatura de evaporação [27]. Normalmente estes ciclos também incluem um permutador de calor que permita que haja subarrefecimento do fluido antes da entrada no evaporador e sobreaquecimento útil antes da entrada nos compressores, para evitar gotas de líquido no compressor para não haver danos no mesmo.

A potência frigorífica desde ciclo é a soma das potências frigoríficas dos evaporadores LT e MT, dada pela Equação 10, sendo que a potência frigorífica dos evaporadores LT segue a fórmula comum da multiplicação da massa volúmica que sai do evaporador pela variação da entalpia que existe no processo de evaporação, dada pela Equação 11, tal como a potência frigorífica dos evaporadores MT que é dada pela Equação 12.

$$\dot{Q}_L = \dot{Q}_{evap,LT} + \dot{Q}_{evap,MT}$$

Equação 10 - Fórmula para calcular a potência frigorífica do ciclo *booster*

$$\dot{Q}_{evap,LT} = \dot{m}_{11} \cdot (h_{11} - h_{10})$$

Equação 11 - Fórmula de cálculo da potência frigorífica dos evaporadores LT

$$\dot{Q}_{evap,MT} = \dot{m}_8 \cdot (h_8 - h_7)$$

Equação 12 - Fórmula de cálculo da potência frigorífica dos evaporadores MT

Porém o caudal mássico à saída do evaporador MT não é o mesmo que é aspirado pelo compressor de alta pressão ( $\dot{m}_1$ ) pois neste é aspirado a mistura do caudal que sai do compressor de baixa pressão ( $\dot{m}_{12}$ ), o caudal de *flash gas* ( $\dot{m}_{15}$ ) e o próprio caudal proveniente do evaporador MT ( $\dot{m}_8$ ). Através da Lei da Conservação da massa obtém-se a Equação 13, sendo que do mesmo modo, pela Lei da Conservação de Energia, se obtém a sua entalpia dada pela Equação 14.

$$\dot{m}_8 = \dot{m}_1 - \dot{m}_{12} - \dot{m}_{15}$$

Equação 13 - Fórmula obtida pela Lei da Conservação da Massa, à saída do compressor, para calcular o caudal mássico

$$\dot{m}_8 h_8 = \dot{m}_1 h_1 - \dot{m}_{12} h_{12} - \dot{m}_{15} h_{15}$$

Equação 14 - Fórmula obtida pela Lei da Conservação da Energia, à saída do compressor, para calcular a entalpia

Tal como a potência frigorífica, o trabalho do sistema calcula-se pela Equação 15 soma do trabalho dos dois compressores, no qual o trabalho dos compressores de baixa pressão é dado pela Equação 16 e o trabalho dos compressores de alta pressão é dado pela Equação 17.

$$\dot{W}_{comp} = \dot{W}_{comp,LT} + \dot{W}_{comp,MT}$$

Equação 15 - Fórmula de cálculo do trabalho efetuado pelos compressores no sistema *booster*

$$\dot{W}_{comp,LT} = \dot{m}_{11} \cdot (h_{11} - h_{10})$$

Equação 16 - Fórmula para calcular o trabalho efetuado pelos compressores de baixa pressão

$$\dot{W}_{comp,MT} = \dot{m}_1 \cdot (h_2 - h_1)$$

Equação 17 - Fórmula para calcular o trabalho efetuado pelos compressores de alta pressão

A fórmula do COP mantém-se de acordo com a Equação 8.

### 2.3.2 Sistema de refrigeração *booster* com compressão paralela para CO<sub>2</sub> transcrito

O facto de a eficiência energética relacionada com os sistemas *booster* a altas temperaturas ambientes não ser muito elevada pode ser relacionada com a quantidade de *flash gas* existente, pois este não produz efeito frigorífico útil quando separado dos outros caudais. Porém pode ser resolvido ao adicionar-se um compressor paralelo para operar com o excesso de *flash gas* diminuindo a carga que vai para os compressores a alta pressão. O ciclo *booster* com compressão paralela utiliza basicamente a mesma configuração que o sistema *booster* básico, no entanto apresenta um compressor paralelo que vai extrair vapor saturado do depósito de líquido e o comprime até à pressão de dissipação de calor, reduzindo o caudal de *flash gas* que entra nos compressores de alta pressão, diminuindo assim também o trabalho destes e levando a um aumento da eficiência energética [30].

Na Figura 13 é possível observar que os processos de compressão por estágio e os processos de evaporação LT e MT se mantêm, diferenciando apenas o facto de que o *flash gas* proveniente do depósito de líquido não irá entrar no compressor de alta pressão, sendo comprimido diretamente pelo compressor paralelo e só depois se misturando com o caudal de fluido que sai do compressor de alta pressão, antes de entrar no *gas cooler*.

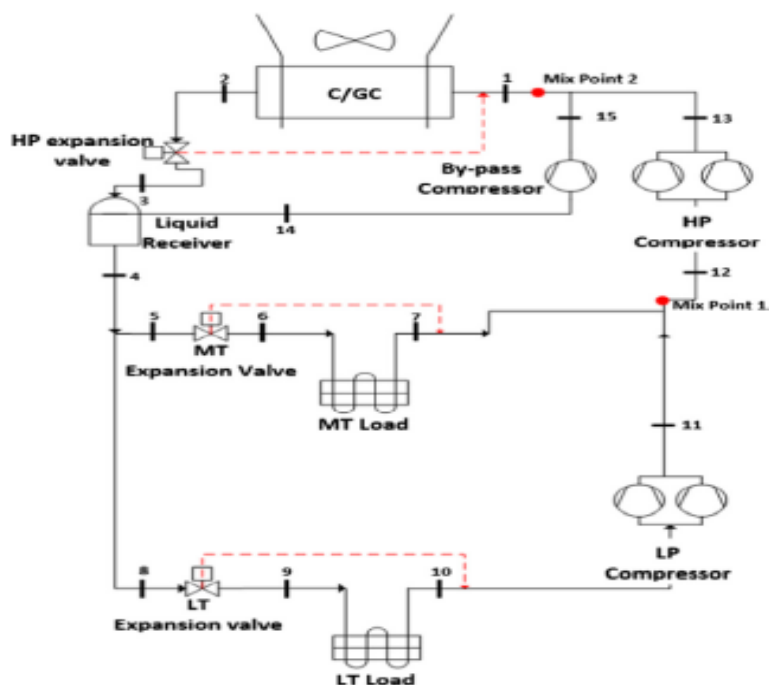


Figura 13 - Representação de um sistema frigorífico *Booster* com compressor paralelo [29]

O cálculo das potências frigoríficas é efetuado através da Equação 10, alterando apenas o cálculo do trabalho, sendo calculado através da Equação 18, no qual o trabalho dos compressores de baixa pressão é dado pela Equação 16, o trabalho dos compressores de alta pressão é dado pela Equação 17 e o trabalho dos compressores paralelos é dado pela Equação 19.

$$\dot{W}_{comp} = \dot{W}_{comp,LT} + \dot{W}_{comp,MT} + \dot{W}_{comp,paralelo}$$

Equação 18 - Fórmula de cálculo do trabalho efetuado pelos compressores no sistema *booster* com compressão paralela

$$\dot{W}_{comp,paralelo} = \dot{m}_{14} \cdot (h_{15} - h_{14})$$

Equação 19 - Fórmula para calcular o trabalho efetuado pelo compressor paralelo

A fórmula de cálculo do COP mantém-se a representada na Equação 8.

Em ambos os ciclos normalmente existem outros componentes que não estão representados nas figuras mas que também têm relevância para o funcionamento do sistema como a existência de um separador de óleo e linhas de retorno do mesmo, pois pode haver óleo misturado no fluido de trabalho, válvulas de diversos tipos para controlo e funcionamento do sistema, sondas para avaliar as condições de pressão e temperatura em diversos pontos do sistema, filtros de secagem para verificar que não existe humidade no fluido/ciclo, entre outros.

## 2.4 Coeficiente de Performance de um ciclo frigorífico, COP

Os valores do COP são altamente dependentes das condições de operação, especialmente das temperaturas no ambiente e no sistema, bem como as pressões de operação. De modo a obter as condições ótimas para obter o máximo COP possível nos sistemas de refrigeração, e assim melhorar a eficiência do ciclo frigorífico, devem-se fazer alterações nessas mesmas condições de pressão e temperatura. Estas alterações podem ocorrer quer através da alteração de diversos parâmetros termodinâmicos, quando possível serem alterados, relativamente às suas condições de projeto ou que estão a ser implementadas no ciclo, quer através da implementação de métodos mecânicos nos ciclos frigoríficos.

Este subcapítulo é essencial para a parte de desenvolvimento deste documento pois, este conhecimento teórico será aplicado na análise dos valores do COP das centrais a analisar, bem como para perceber que parâmetros alterar para melhorar o COP, ajudando a atingir os objetivos fulcrais da dissertação.

### 2.4.1 Parâmetros termodinâmicos que influenciam o COP em sistemas de refrigeração de CO<sub>2</sub>

Existem diversos parâmetros que influenciam a variação do valor de COP em ciclos que usam como fluido frigorigéneo o CO<sub>2</sub>. Um desses parâmetros, e já referido anteriormente, é a temperatura do meio ambiente. Esta temperatura pode influenciar as condições de operação. O aumento da temperatura ambiente provoca um aumento da pressão de dissipação de calor [22]. Com o aumento desta pressão, a razão de pressão no ciclo aumenta, aumentando o trabalho necessário para comprimir o fluido, sendo que o COP depende diretamente desse trabalho. Para além de aumentar a potência elétrica consumida pelo compressor, aumenta também as perdas que existem no processo de expansão, que também faz diminuir o COP.

Outro parâmetro que influencia o COP nos ciclos de CO<sub>2</sub> é a temperatura de evaporação, ou temperaturas de evaporação no caso dos ciclos com dois estágios de compressão. Quando o ciclo é de estágio único de compressão, o aumento da temperatura de evaporação a uma certa pressão e temperatura ambiente leva à diminuição da razão de pressão, diminuindo o trabalho efetuado pelo compressor, pelo que o COP vai aumentar. Porém estes aumentos de temperatura costumam estar condicionados com as temperaturas de refrigeração que são exigidas, sendo que estas alterações de temperatura não podem comprometer a finalidade para qual o ciclo é designado. Para ciclos com dois estágios de compressão, as temperaturas também são limitadas pela temperatura exigida para exercer a finalidade designada a cada estágio. O aumento da temperatura de evaporação MT a uma certa pressão no lado de alta pressão e a uma certa temperatura ambiente, vai levar ao aumento do COP. Isto deve-se a que este aumento de temperatura cause uma diminuição da razão de pressão dos compressores de alta pressão, diminuindo o seu trabalho, pelo que o COP aumenta. No entanto vai aumentar a razão de pressão dos compressores de baixa pressão, aumentando o seu consumo de energia. Porém, este aumento de consumo de energia não compensa o decréscimo de consumo de energia dos compressores de alta pressão pois a razão de pressão é mais baixa. Em contrapartida, o aumento desta temperatura de evaporação é limitado pela pressão do depósito de líquido, pois a pressão (e consequentemente a temperatura) neste ponto não pode estar acima nem muito próxima das condições do depósito de líquido [31]. O mesmo se aplica se houver um aumento da temperatura de evaporação LT. Este aumento leva à diminuição da razão de pressão dos compressores de baixa pressão, diminuindo assim o seu consumo de energia, aumentando o COP. No entanto, este aumento não tem o mesmo impacto que o aumento da temperatura de evaporação MT. O ideal seria aumentar ambas as temperaturas para reduzir ao máximo o consumo de energia de ambos os compressores.

O COP é também influenciado pela pressão do depósito de líquido. A diminuição desta pressão faz diminuir o título do fluido frigorigéneo à saída do depósito de líquido,

levando à redução dos valores de entalpia à entrada dos evaporadores. Esta redução dos valores de entalpia à entrada dos evaporadores faz aumentar o efeito frigorífico (diferença da entalpia entre a saída e a entrada do evaporador), aumentando a potência frigorífica dos evaporadores, bem como levam à diminuição da razão de pressão do lado de baixa pressão, diminuindo o trabalho específico dos compressores de baixa pressão, que levam ao aumento do COP. No entanto, quando o sistema recorre ao uso da compressão paralela, esta diminuição faz com que haja uma diminuição na pressão (e temperatura) de entrada dos compressores paralelos. Assim provoca o aumento da razão de pressão desses compressores, pelo que o consumo de energia elétrica aumenta, tendo um efeito negativo no COP. Porém, se se aumentar a pressão no depósito de líquido, existe um aumento do título do fluido frigorígeno. Para além de aumentar a entalpia de entrada dos evaporadores e reduzir o efeito frigorífico dos mesmos, aumenta também o caudal de *flash gas*, quer o sistema funcione com ou sem compressão paralela. Se o sistema funcionar sem compressão paralela, vai existir um aumento do caudal mássico dos compressores MT, aumentando o trabalho de compressão dos mesmos e, por consequência, aumenta a potência elétrica consumida. Quando o sistema funciona com compressão paralela, aumenta o caudal mássico aspirado pelos compressores paralelos, aumentando assim o trabalho de compressão dos mesmos [31].

Por fim, outro dos parâmetros que influencia o valor do COP é a pressão de dissipação de calor. Esta é a pressão no *gas cooler*, ou condensador no caso de o fluido operar na região subcrítica. No caso de se tratar de um ciclo de duplo estágio de compressão, esta pressão encontra-se na região supercrítica, sendo que é independente da temperatura intermédia e das condições de pressão e temperatura do fluido, mas aumenta com o aumento da temperatura ambiente. A variação do COP não é monótona com o aumento da pressão de dissipação de calor devido ao facto de a pressão ser independente da temperatura de dissipação de calor [15]. O aumento da pressão de dissipação para uma determinada temperatura aumenta o COP até este atingir um valor ótimo, sendo que depois, com o aumento da pressão o COP vai começar a diminuir. Este valor ótimo de pressão existe para qualquer valor de temperatura, isto é, para cada temperatura de saída do *gas cooler* existe uma pressão que obtém o valor máximo de COP, denominando essa pressão de pressão ótima. À medida que essa temperatura desce para uma mesma pressão, o COP aumenta. Porém, se ao se baixar essa mesma temperatura se encontrar o valor ótimo de pressão para a mesma, o COP vai ser maior do que quando se baixou a temperatura e se manteve a pressão [32]. No entanto esta temperatura está limitada pela temperatura ambiente e pela temperatura à entrada do depósito de líquido, pelo que, tal como acontece nas temperaturas de evaporação, não se pode variar muito para as condições “definidas”, pelo que se deve sempre encontrar o valor de pressão (ótima) que garanta o maior COP possível para tais condições de temperatura ambiente e temperaturas no sistema (tendo mais importância para esta

pressão, a temperatura à saída do *gas cooler*). O controlo desta pressão é feito pela válvula reguladora de alta pressão.

Estes parâmetros são necessários a ter em conta quando se pretende otimizar o valor do COP, sendo sempre importante encontrar um equilíbrio entre todos os parâmetros referidos de modo a obter-se o valor máximo de COP possível.

#### 2.4.2 Melhoria do COP em sistemas que usam CO<sub>2</sub> através de métodos mecânicos

Existem diversos métodos para promover a melhoria do COP de um sistema de refrigeração que usa como fluido frigorigéneo o dióxido de carbono. Estes métodos baseiam-se em criar melhores condições de trabalho do fluido através da colocação de componentes no sistema, de modo a otimizar os parâmetros anteriormente referidos. Os métodos mecânicos mais estudados por diversos autores são o uso de permutadores de calor internos (IHX), o uso de ciclos de subarrefecimento mecânico, o uso de ejetores e o uso da compressão paralela.

Os IHX podem ser utilizados tanto em sistemas de simples estágio de compressão, como em sistemas com mais estágios de compressão. O uso de um IHX promove a troca de calor entre o caudal de fluido frigorigéneo em diferentes estágios. O arrefecimento do caudal ao sair do *gas cooler* permite diminuir as perdas que ocorrem no processo de expansão. Permite também sobreaquecer o caudal de fluido antes de entrar no compressor. Normalmente o IHX é colocado após o *gas cooler* por isso mesmo. Quando se coloca após o evaporador as trocas de calor acontecem na mesma entre o caudal de fluido que sai do *gas cooler* e o que sai do evaporador. No caso em que se usou dois IHX, no primeiro as trocas de calor ocorreram entre o caudal de fluido que saiu do *gas cooler* e o caudal de fluido que sai do evaporador após ser aquecido no segundo permutador. As trocas de calor no segundo permutador dão-se entre o caudal de fluido que sai do depósito e o caudal de fluido que sai do evaporador. Na Tabela 2 encontram-se resumidos os resultados obtidos pelos diversos autores dos artigos científicos estudados. Na tabela é possível observar os resultados de cada artigo, bem como os autores desse mesmo, acompanhados do tipo de ciclo frigorífico estudado pelos autores e a posição onde o IHX foi colocado de modo a entender e validar os resultados, tornando possível também fazer comparações entre estudos do mesmo tipo de ciclo frigorífico com o IHX posicionado da mesma forma. As centrais de refrigeração reais que serão estudadas posteriormente neste mesmo documento já têm instaladas estes permutadores de calor, pelo que não será possível comparar estes resultados com os resultados obtidos na análise das centrais frigoríficas reais.

Tabela 2 – Tabela resumo dos resultados obtidos nos artigos científicos estudados para o uso de IHX

Autores	Ciclo Frigorífico	Posição IHX	Resultados
<i>Aprea e Maiorino</i> [33]	Ciclo de simples estágio de compressão	Após o <i>Gas Cooler</i>	Aumento do COP em 10%
<i>Llopis et al</i> [34]	Ciclo de simples estágio de compressão	Após o <i>Gas Cooler</i>	Aumento máximo da potência frigorífica em 14% e do COP em 15%
<i>Sánchez et al</i> [35]	Ciclo de simples estágio de compressão	1-Após o <i>Gas Cooler</i> ; 2-Após o depósito de líquido;	Incremento do COP em 13%
<i>Torrella et al</i> [36]	Ciclo de simples estágio de compressão	Após o <i>Gas Cooler</i>	Incremento do COP em 12%
<i>Robinson e Groll</i> [37]	Ciclo de simples estágio de compressão	Após o evaporador	Incremento do COP em 7%
<i>Cavallini et al</i> [38]	Ciclo de duplo estágio de compressão com um evaporador	Após o <i>Gas Cooler</i>	Aumento do COP em 20% se for usado um depósito de líquido
<i>Sawalha</i> [39]	Ciclo Booster	Após o <i>Gas Cooler</i>	COP aumenta entre 5 e 10%
<i>Karampour e Sawalha</i> [40]	Ciclo <i>Booster</i>	Após o <i>Gas Cooler</i>	Aumento do COP em 12%
<i>Zhang et al</i> [41]	Ciclo de simples estágio de compressão	Após o evaporador	Aumento do COP entre 5,6 e 17%

Outro método que foi investigado para utilizar nos sistemas de refrigeração de CO<sub>2</sub> é o uso de ciclos dedicados de subarrefecimento mecânico. Estes ciclos consistem em subarrefecer o fluido frigorígeno à saída do *gas cooler*, aumentando a potência frigorífica específica do sistema, reduzindo também a pressão ótima de dissipação de

calor, pelo que o COP aumenta. Este ciclo vai subarrefecer o fluido do ciclo principal através da passagem de outro fluido (fluido presente no ciclo de subarrefecimento mecânico), a uma temperatura mais baixa, num permutador de calor. Este permutador serve de evaporador para o ciclo de subarrefecimento mecânico pois o fluido recebe calor do fluido frigorífero presente no ciclo principal e procede a ser comprimido, condensado e expandido até regressar ao permutador de calor para fazer trocas de calor com o fluido do ciclo principal. À fórmula do COP é necessário adicionar-se o consumo de energia do ciclo de subarrefecimento mecânico no denominador e a variação da entalpia no processo de subarrefecimento no numerador. *Llopis et al* [42] fizeram um estudo teórico sobre o impacto de usar um ciclo de subarrefecimento mecânico, que usa como fluido frigorífero propano, num sistema de refrigeração de CO<sub>2</sub> de único estágio de compressão e num sistema *booster* a condições de pressão de dissipação de calor ótimas. No caso do ciclo de único estágio de compressão, dependendo da temperatura de evaporação e do grau de subarrefecimento obteve-se um aumento máximo do COP até 13,7%, enquanto no sistema *booster* se obteve um aumento do COP em 13,1%. *Nebot-Andrés et al* [43] fez uma análise experimental sobre o impacto do uso de um sistema de subarrefecimento mecânico com fluido frigorífero R1234yf num sistema de refrigeração de CO<sub>2</sub> transcrito que tinha sido anteriormente testado por *Cabello et al* [44] obtendo um aumento máximo de 22,8% no COP quando comparado com o mesmo sistema sem o sistema de subarrefecimento mecânico. *Sanchez et al* [45] fizeram uma análise experimental acerca do impacto do uso de um ciclo de subarrefecimento mecânico que usa como fluido R600a num sistema de refrigeração de CO<sub>2</sub> transcrito básico, obtendo uma melhoria máxima no COP de 16,1%. Por comparação, no mesmo ciclo testaram o uso de um IHX em vez do uso de um ciclo de subarrefecimento mecânico, obtendo um aumento do COP em 6,2% quando comparado com o ciclo básico. Este estudo foi um aperfeiçoamento do estudo anteriormente feito pelos mesmos usando o mesmo sistema de subarrefecimento mecânico [46]. *Dai et al* [47] estudou o efeito do uso de um ciclo de subarrefecimento mecânico, que usava como fluido frigorífero R152a, no COP de um sistema de refrigeração básico de CO<sub>2</sub> transcrito em temperaturas ambiente elevadas e baixas temperaturas de evaporação, obtendo um incremento máximo no valor do COP de 25,3%. *Astrain et al* [48] estudaram o impacto produzido pelo uso de um sistema de subarrefecimento termoelétrico com vários módulos num sistema de refrigeração simples de CO<sub>2</sub> transcrito, obtendo melhorias no COP até 20% dependendo do número de módulos utilizados no sistema termoelétrico.

Outro método utilizado para aumentar a eficiência energética de um sistema de refrigeração de CO<sub>2</sub> transcrito é o uso ejetores. *Lucas e Koehler* [49] estudaram o uso de um ejetor num ciclo básico de CO<sub>2</sub> transcrito, substituindo a válvula de expansão por um ejetor. Este ejetor recebia o fluido que saía do *gas cooler* e acelerava-o, diminuindo a sua pressão abaixo da pressão de evaporação. O ejetor vai aspirar também

fluido refrigerante do evaporador, misturando ambos os caudais de fluido e aumentando a pressão devido à redução da velocidade. Neste estudo obtiveram um incremento de COP máximo de 17% para uma eficiência do ejetor de 22% quando comparado com o ciclo básico de CO<sub>2</sub> transcrito. *Deng et al* [50] também fizeram um estudo teórico num ciclo básico de CO<sub>2</sub> transcrito usando um ejetor do mesmo modo do estudo referido anteriormente e obtiveram uma melhoria no COP máximo em 18,6% quando comparado com o mesmo ciclo a usar um IHX e 22% quando comparado com o ciclo básico sem usar IHX. *Sarkar* [51] realizou um estudo teórico relativamente ao impacto do uso de um ejetor num sistema de refrigeração de CO<sub>2</sub> transcrito com dois evaporadores e depósito de líquido (apenas um estágio de compressão) no COP, obtendo um incremento de 38,1% quando comparado com o mesmo sistema sem ejetor. *Elbel e Hrnjak* [52] fizeram um estudo teórico sobre o impacto do uso de um ejetor num sistema convencional de refrigeração que usa R744 transcrito como fluido refrigerante com um permutador de calor à saída do *gas cooler* obtendo uma melhoria no COP em 7%.

Outro método utilizado, sobretudo para sistemas com duplo estágio de compressão, para a melhoria do COP, já abordado anteriormente, é o uso da compressão paralela. Tal como explicado anteriormente, a compressão paralela aspira o *flash gas*, que sendo assim não vai para os compressores, diminuindo a energia de consumo dos mesmos. Na Tabela 3 encontram-se resumidos os resultados obtidos pelos autores dos artigos científicos estudados que abordavam o uso da compressão paralela. Na tabela estão presentes os autores dos argumentos, bem como o tipo de ciclo frigorífico

Tabela 3 - Tabela resumo dos resultados dos artigos científicos estudados para o uso de compressão paralela

Autores	Ciclo Frigorífico	Resultados
<i>Sarkar e Agrawal</i> [53]	Ciclo de simples estágio de compressão;	Aumento do COP em 47%; (estudo teórico)
<i>Chesi et al</i> [54]	Ciclo de simples estágio de compressão	Aumento máximo do COP em 30% (estudo teórico)
<i>Karampour e Sawalha</i> [55]	Ciclo Booster	Aumento máximo do COP em 14% (estudo teórico)
<i>Karampour e Sawalha</i> [56]	Ciclo Booster	Incremento do COP em 8% (estudo experimental)

Existem ainda outros métodos, não tantas vezes utilizados ou estudados, para garantir uma melhor eficiência energética. *Gil et al* [57] fizeram um estudo experimental sobre a influência do uso de um *desuperheater*, funciona como permutador de calor, colocado entre os estágios de compressão num sistema *booster* de CO<sub>2</sub> transcrito, cujo fluido secundário era água. Com este estudo obtiveram um aumento máximo no valor do COP em 7,05% quando comparado com o sistema sem usar o *desuperheater*, mas verificaram que este incremento não compensa os gastos económicos na instalação do mesmo. *Cabello et al* [58] fizeram uma análise experimental à performance de um ciclo de simples estágio de compressão que usa como fluido frigorígeno CO<sub>2</sub> transcrito quando modificado para retirar vapor do depósito e injetá-lo diretamente na linha de aspiração do compressor, sendo que havia um permutador de calor depois do ponto de injeção deste vapor, antes do compressor. Obtiveram como incremento máximo 7% relativamente ao valor do COP quando comparado com o mesmo ciclo sem injeção de vapor. *Cho et al* [59] fizeram uma investigação à performance de um sistema *booster* de CO<sub>2</sub> transcrito com injeção de gás. Esta injeção é feita através de se retirar vapor no depósito de líquido e injetá-lo num ponto entre os dois estágios de compressão. Os resultados demonstraram que o COP aumenta em 16,5% quando naquele mesmo sistema se usa injeção de gás a certas condições de trabalho.

Todos os métodos referidos anteriormente não devem só procurar obter uma maior eficiência energética. Para poderem ser aplicados é necessário confirmar que o aumento que provocam na eficiência energética compensa o aumento de gastos económicos.



# Metodologia de análise do COP das centrais de refrigeração

3.1 Investigação teórica

3.2 Centrais de Refrigeração em estudo

3.3 Programa para o cálculo do COP

3.4 Controlo da Pressão no *Gas Cooler*



### 3 Metodologia para análise do COP das centrais de refrigeração

Este capítulo foi subdividido em quatro partes. Inicialmente apresenta-se o software que permitiu simular o funcionamento das centrais em estudo. De seguida apresentam-se as condições de projeto das centrais de refrigeração em estudo. Posteriormente é abordado a interface de monitorização e cálculo o COP, que fornece os dados necessários para fazer a análise dos resultados. Por fim descreve-se como é feito o controlo da pressão no *gas cooler*, visto que este é um parâmetro essencial, e que, influencia diretamente a eficiência energética da central de refrigeração.

#### 3.1 Investigação teórica

Inicialmente foi realizado um estudo que permitiu a prever o funcionamento das centrais de refrigeração a analisar no presente trabalho. O funcionamento de uma central de refrigeração depende da variação de certos parâmetros termodinâmicos, e desta forma foi possível simular o funcionamento das centrais, visto que as centrais em estudo já se encontram em atividade, não se interferindo com a conservação/preservação dos produtos. Do mesmo modo, foi possível estimar os valores da eficiência energética, fazendo variar os diversos parâmetros termodinâmicos, tornando possível entender como se poderia melhorar o COP das centrais de refrigeração.

Este estudo foi efetuado, utilizando o *software* da BITZER (BITZER *Software* v6.17.8 rev2725). Este *software* utiliza as equações necessárias para o cálculo do COP, da potência frigorífica ou da potência elétrica consumida pelo sistema de refrigeração, utilizando os dados que caracterizam os compressores, bem como das propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho a utilizar, que neste caso é o CO<sub>2</sub>. No *software* é possível experimentar diferentes tipos de sistemas de refrigeração, sendo pretendido neste caso, o sistema baseado no ciclo frigorífico transcrito de CO<sub>2</sub> com compressão paralela e compressão multi-estágio. Foi possível alterar diversos fatores, entre eles a potência frigorífica dos evaporadores, o número de compressores e a sua frequência, a temperatura de evaporação, a pressão no depósito de líquido, a temperatura de saída do *gas cooler* (serve como indicador da temperatura ambiente), entre outros. Na Figura 14 está representado um esquema de princípio de uma central de refrigeração, cuja simulação de funcionamento foi efetuada com o *software* utilizado no presente estudo.

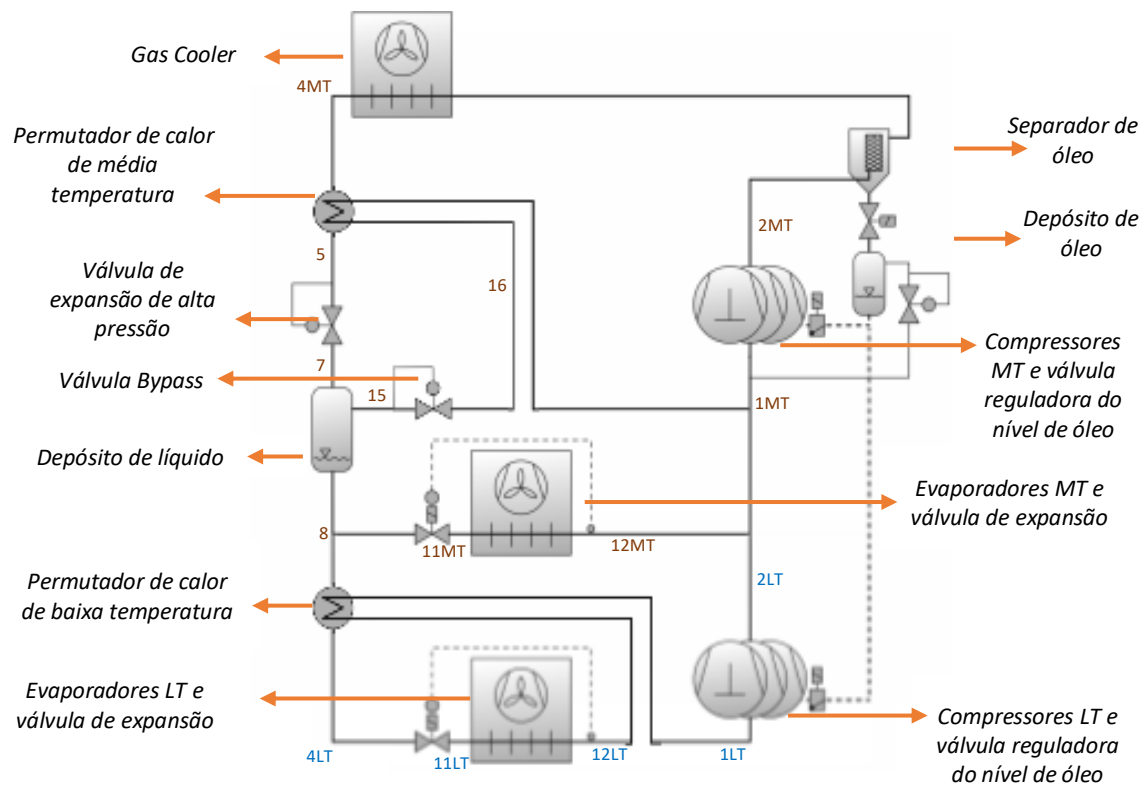


Figura 14 - Esquema de uma central de refrigeração sem compressor paralelo (Adaptado de [66])

Este sistema de refrigeração é classificado como um ciclo *booster*, sendo que o seu modo de funcionamento foi explicado no capítulo 2.3, diferindo apenas na inclusão dos permutadores de calor. O permutador de calor de média temperatura utiliza o caudal de CO<sub>2</sub> que sai do *gas cooler*, para aquecer o caudal de fluido que passa na válvula bypass de modo a evitar-se que os compressores MT aspirem caudal de CO<sub>2</sub> líquido. O permutador de calor de baixa temperatura, utiliza o caudal de fluido que se encaminha desde o depósito de líquido até ao evaporador para fazer aumentar a temperatura do caudal que sai do evaporador, de modo a sobreaquecê-lo para assim, garantir que não há gotas de líquido à entrada do compressor. Ao mesmo tempo permite que haja subarrefecimento do fluido antes de entrar no evaporador garantindo que todo o caudal de fluido entra em estado líquido no evaporador, favorecendo o aumento do efeito frigorífico.

Na fase inicial deste estudo, foi necessário definir todos os parâmetros, de acordo com a Tabela 4, que descreve os parâmetros de referência a utilizar nas simulações. Após esta definição, fez-se variar um destes parâmetros de cada vez, e foi possível avaliar e contabilizar o comportamento da central de refrigeração que opera com CO<sub>2</sub> quer em regime subcrítico, quer em regime transcrito.

Tabela 4 - Valores referência dos parâmetros em estudo

Parâmetros	Valores referência
Potência Frigorífica LT [kW]	19
Potência Frigorífica MT [kW]	58
Temperatura de saída do <i>gas cooler</i> [°C]	35
Pressão (absoluta) no depósito de líquido [bar]	35
Temperatura de evaporação LT [°C]	-30
Temperatura de evaporação MT [°C]	-10
Sobreaquecimento (evaporadores LT e MT e linha de aspiração MT, LT e compressão paralela) [K]	5
Subarrefecimento no <i>gas cooler</i> (apenas na região subcrítica) [K]	2

Outra versão de central frigorífica em estudo, envolve o uso dos compressores paralelos. Estes só foram utilizados quando as condições de pressão e temperatura o permitiam e quando se tornava mais eficiente usá-lo tendo em conta o caudal de *flash gas*. Na Figura 15 está representado um esquema de uma central de refrigeração, sendo que a única diferença relativamente à apresentada na Figura 14, é a presença de compressor paralelo sendo um ciclo booster com compressor paralelo.

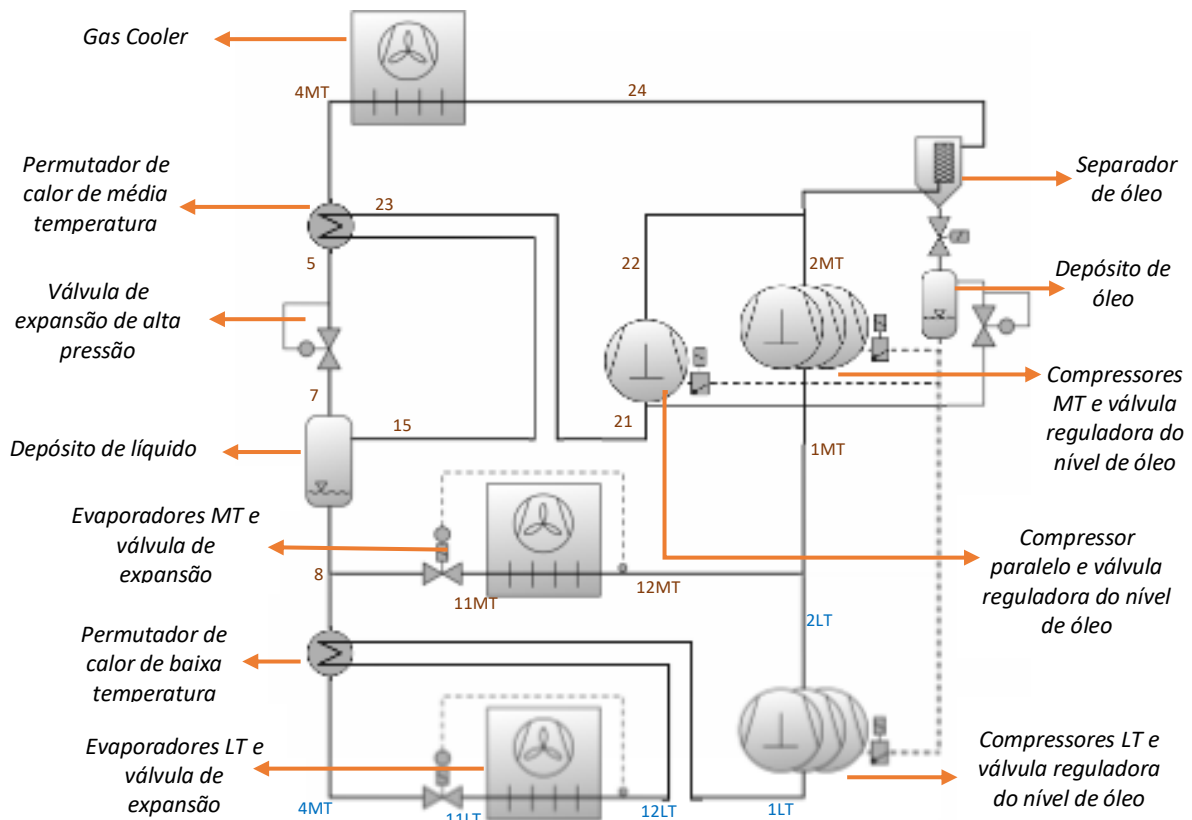


Figura 15 – Esquema de uma central de refrigeração com compressor paralelo (Adaptado de [66])

Neste estudo teórico, os compressores utilizados foram os compressores da BITZER 2GSL-3K para os compressores de baixa pressão, 4HTE-20K para o compressor de frequência variável no conjunto de compressores de alta pressão e para os compressores paralelos e ainda os compressores 4FTE-20k para os restantes compressores de alta pressão. Na Figura 16 é possível observar os limites que os compressores impõem na central. Não é recomendado utilizar temperaturas e pressões fora desta região pois os compressores não terão o comportamento ideal para o funcionamento da central.

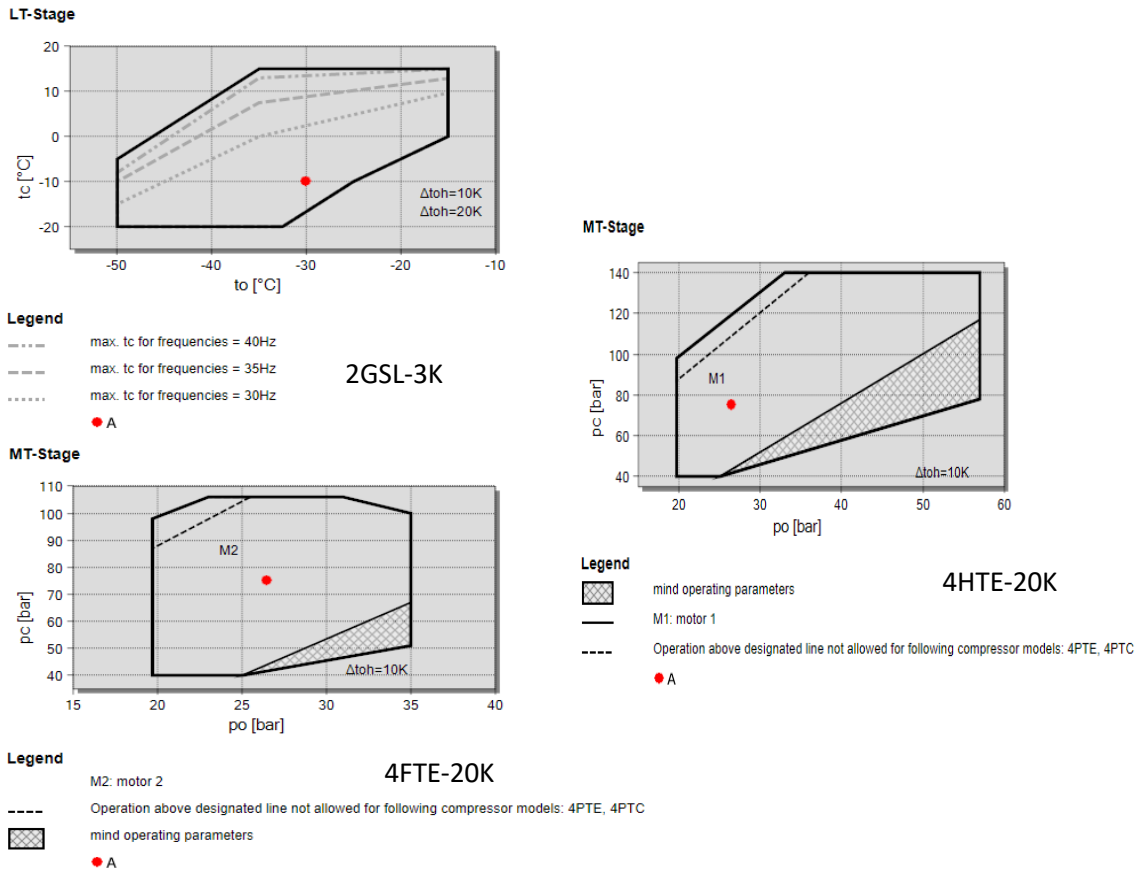


Figura 16 - Limites impostos pelos compressores

Na Figura 17 é possível observar os diagramas log(p)-h do ciclo frigorífico estudado no software da BITZER utilizando os valores de referência presentes na Tabela 4. Os pontos representados nos diagramas estão em concordância com os pontos representados nas Figura 14 e Figura 15.

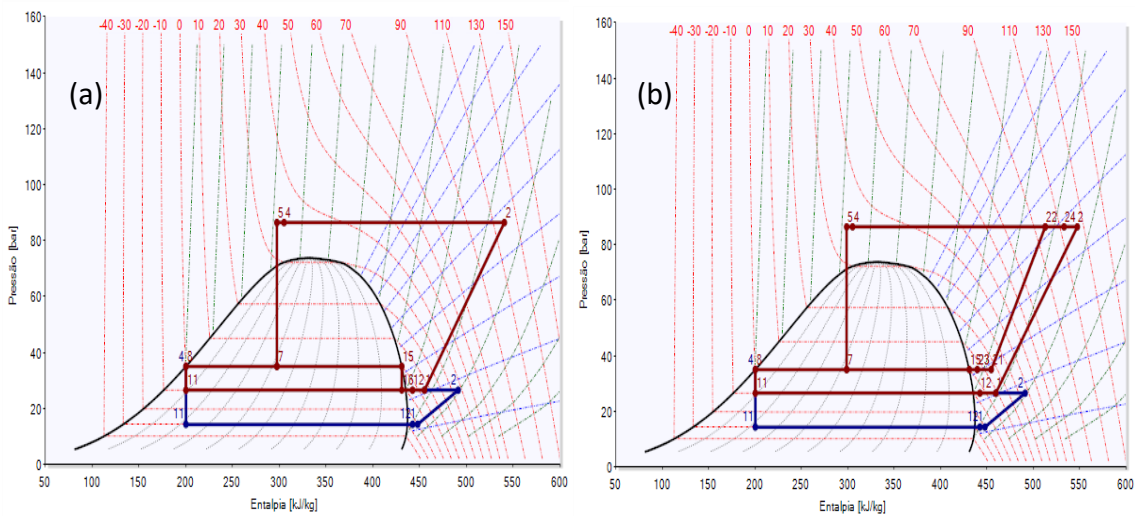


Figura 17 - Diagrama log (p)-h do sistema de refrigeração: (a) sem compressão paralela; (b) com compressão paralela;

### 3.1.1 Variação da temperatura à saída do *gas cooler*

Numa fase inicial, fez-se variar a temperatura de saída do fluido frigorífero, no *gas cooler*. Esta temperatura apresenta uma diferença relativamente à temperatura ambiente devendo ser mais elevada, para permitir a libertação de calor no *gas cooler*. A variação da temperatura de saída do *gas cooler* permite analisar o comportamento dos ciclos frigoríficos, e a respetiva variação dos valores do COP. Todos os outros parâmetros, de acordo com os valores referência apresentados na Tabela 4, foram mantidos constantes. O único parâmetro passível de alteração é o número de compressores a funcionar.

Na Figura 18, é possível observar a variação dos valores do COP obtidos com e sem compressão paralela. Tal como seria de esperar, com o aumento da temperatura à saída do *gas cooler*, o COP vai diminuir, quer este tenha compressor paralelo ou não. Entre os 10 e os 30°C, o sistema encontra-se a funcionar na região subcrítica, sendo que o decréscimo do COP com o aumento da temperatura de saída do *gas cooler* é mais significativo do que o decréscimo dos valores do COP quando o sistema está a funcionar na região transcritical (temperaturas superiores aos 30°C). Isto deve-se ao facto de que quando o CO<sub>2</sub> se encontra na região subcrítica opera-se com uma pressão no *gas cooler* igual à pressão de condensação, que está relacionada com a temperatura ambiente, e com o aumento de pressão há um aumento na razão de compressão dos compressores MT, aumentando a potência elétrica consumida pelos compressores. Após os 30°C o COP continua a diminuir pois há um aumento da pressão ótima do *gas cooler* com o aumento da temperatura de saída do *gas cooler*. No entanto este aumento de pressão por grau Celsius é menor que o aumento da pressão de condensação. O COP diminui, em média, 4,8% com o aumento de 1°C.

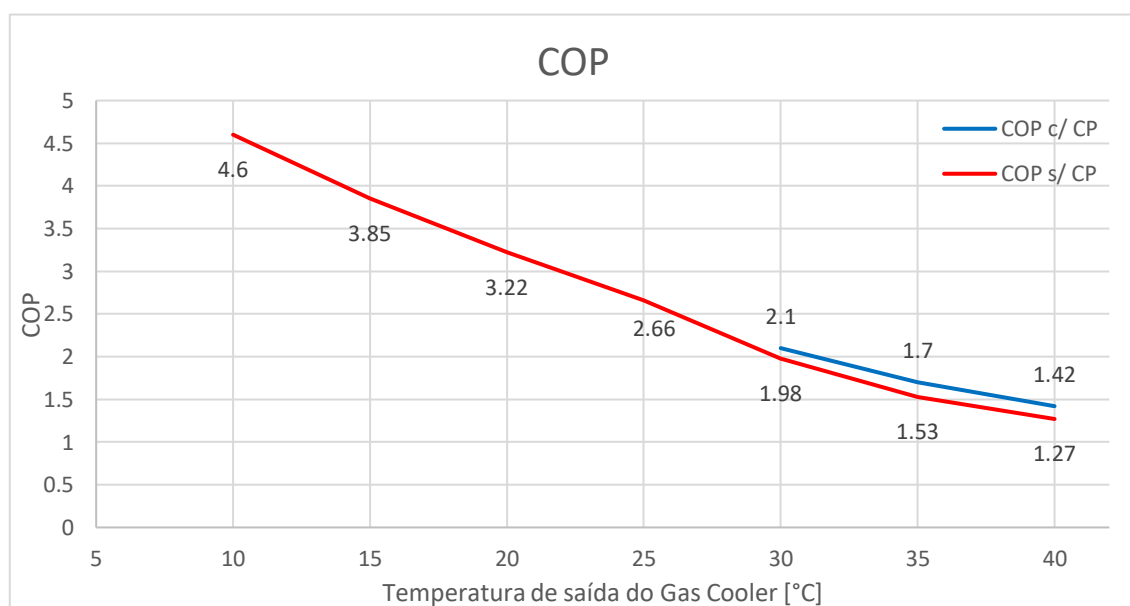


Figura 18 - Gráfico com a variação do COP com o aumento da temperatura do *gas cooler*

Também é possível observar que no caso de o sistema recorrer à compressão paralela o COP vai ser maior, em média, cerca de 10%, quando comparado com o caso de não haver compressão paralela. Este valor é superior em 2% ao resultado obtido no estudo experimental de *Karampour* e *Sawalha* [56], mas inferior ao resultado obtido no estudo teórico dos mesmos [55]. A diferença, entre o COP de ambos os casos, aumenta com o aumento da temperatura à saída do *gas cooler*, pelo que se pode concluir que quanto maior a temperatura ambiente, mais benéfico é o uso da compressão paralela. Isto acontece devido ao aumento de caudal de *flash gas* com o aumento da temperatura à saída do *gas cooler*. Esse caudal de *flash gas*, quando não se usa um compressor paralelo, é aspirado pelos compressores de alta pressão, aumentando o trabalho de compressão necessário pelos mesmos, aumentando o consumo de energia elétrica. Quando se recorre à compressão paralela, o caudal de *flash gas* é comprimido pelos compressores paralelos. Observando a Figura 17 percebe-se que a temperatura de descarga dos compressores MT, bem como as suas entalpias de entrada e saída, aumentam com o uso da compressão paralela. No entanto, através da comparação das Equação 20 e Equação 21, é possível observar que o caudal mássico presente no compressor MT é menor, levando a que haja um menor trabalho de compressão exercido pelo mesmo. Apesar da diferença de entalpias aumentar com o uso do compressor paralelo, a redução do caudal mássico é maior que esse mesmo aumento. Também tendo em conta que a entalpia de entrada no compressor paralelo é muito mais alta que a entalpia de entrada no compressor MT sem compressão paralela, é possível verificar que a soma dos trabalhos de compressão dos compressores MT e paralelos no sistema com compressão paralela é inferior ao trabalho de compressão dos compressores MT no sistema sem compressão paralela. Por isso é possível constatar através das mesmas fórmulas, que o COP vai ser maior quando houver compressão paralela no sistema.

$$COP = \frac{\dot{m}_{1LT}(h_{1LT} - h_{11}) + \dot{m}_{1MT}(h_{1MT} - h_{11})}{\dot{m}_{1LT}(h_{2LT} - h_{1LT}) + (\dot{m}_{1MT} + \dot{m}_{1LT} + \dot{m}_{15})(h_{2MT} - h_{1MT})}$$

Equação 20 - Fórmula do COP para o ciclo frigorífico sem compressão paralela

$$COP = \frac{\dot{m}_{1LT}(h_{1LT} - h_{11}) + \dot{m}_{1MT}(h_{1MT} - h_{11})}{\dot{m}_{1LT}(h_{2LT} - h_{1LT}) + (\dot{m}_{1MT} + \dot{m}_{1LT})(h_{2MT} - h_{1MT}) + \dot{m}_{15}(h_{22} - h_{21})}$$

Equação 21 - Fórmula do COP para o ciclo frigorífico com compressão paralela

O uso da compressão paralela torna-se mais benéfico, comparado com o sistema sem compressão paralela, quanto maior for o caudal de *flash gas* pois a potência elétrica consumida pelos compressores paralelos é menor que a potência elétrica consumida pelos compressores MT para comprimir apenas o caudal de *flash gas*.

### 3.1.2 Variação da pressão no depósito de líquido

O parâmetro seguinte em estudo foi a pressão no depósito de líquido. Neste estudo mantiveram-se os restantes parâmetros constantes de acordo com os valores referência da Tabela 4 e variou-se a pressão no depósito de líquido entre os valores {30, 33, 35, 37, 40, 42, 45, 47, 50, 52, 55, 57} [bar] sendo que o mínimo é 30 bar devido à temperatura nos evaporadores MT ser  $-10^{\circ}\text{C}$ . Abaixo desta pressão a temperatura do líquido presente no depósito já seria muito próxima dessa temperatura de evaporação. A pressão máxima no depósito depende da temperatura ambiente, quanto maior, maior será a pressão máxima para o estudo. Por isso, também se variou a temperatura de saída do *gas cooler* entre os valores {5, 10, 15, 20, 25, 30, 35, 40} [ $^{\circ}\text{C}$ ] o que permitiu elaborar um mapa com os valores do COP para estes valores de pressão no depósito de líquido e da temperatura de saída do *gas cooler*.

Na Figura 19 está representado o mapa de valores do COP com a variação da pressão no depósito de líquido e da temperatura à saída do *gas cooler*, sem uso do compressor paralelo. É possível observar que com o aumento da pressão no depósito de líquido, para qualquer temperatura de saída do *gas cooler*, o valor do COP diminui em média 0,2% por bar para qualquer temperatura ambiente. Isto acontece devido a que com o aumento da pressão no depósito de líquido, o título do fluido frigorígeno será maior, pelo que a entalpia de saída do depósito de líquido aumenta, de acordo com a Equação 22. A entalpia de entrada nos evaporadores é igual à entalpia de saída do depósito de líquido, pelo que o seu aumento faz diminuir o efeito frigorífico dos evaporadores, tal como é possível observar na Equação 4. Visto que a potência frigorífica se mantém constante neste caso de estudo e tendo em conta a Equação 5, devido à diminuição do efeito frigorífico, o caudal mássico tem de aumentar. Aumentando o caudal mássico vai também haver um aumento do trabalho de compressão, fazendo diminuir o COP. Por outro lado, o aumento do título também leva a que haja um aumento do caudal de *flash gas*, pois o título é a quantidade de vapor presente na massa total do fluido de frigorígeno, levando a que haja um maior trabalho de compressão. Isto acontece de forma idêntica tanto na região subcrítica como na região transcítica, sendo que, com o aumento da temperatura de saída do *gas cooler*, o decréscimo do COP é cada vez menor. Com o aumento da temperatura de saída do *gas cooler*, o COP diminui em média 5% por cada grau Celsius. No entanto, a diminuição do COP por bar não é muito elevada devido ao facto que o aumento do título provocado pelo aumento da pressão no depósito de líquido não é muito significativo, pelo que o aumento da entalpia de entrada dos evaporadores (ponto 8) e caudal de *flash gas* também não é muito elevado.

$$h_7 = (1 - x) \times h_f + x \times h_g$$

Equação 22 - Fórmula de cálculo da entalpia à saída do depósito de líquido

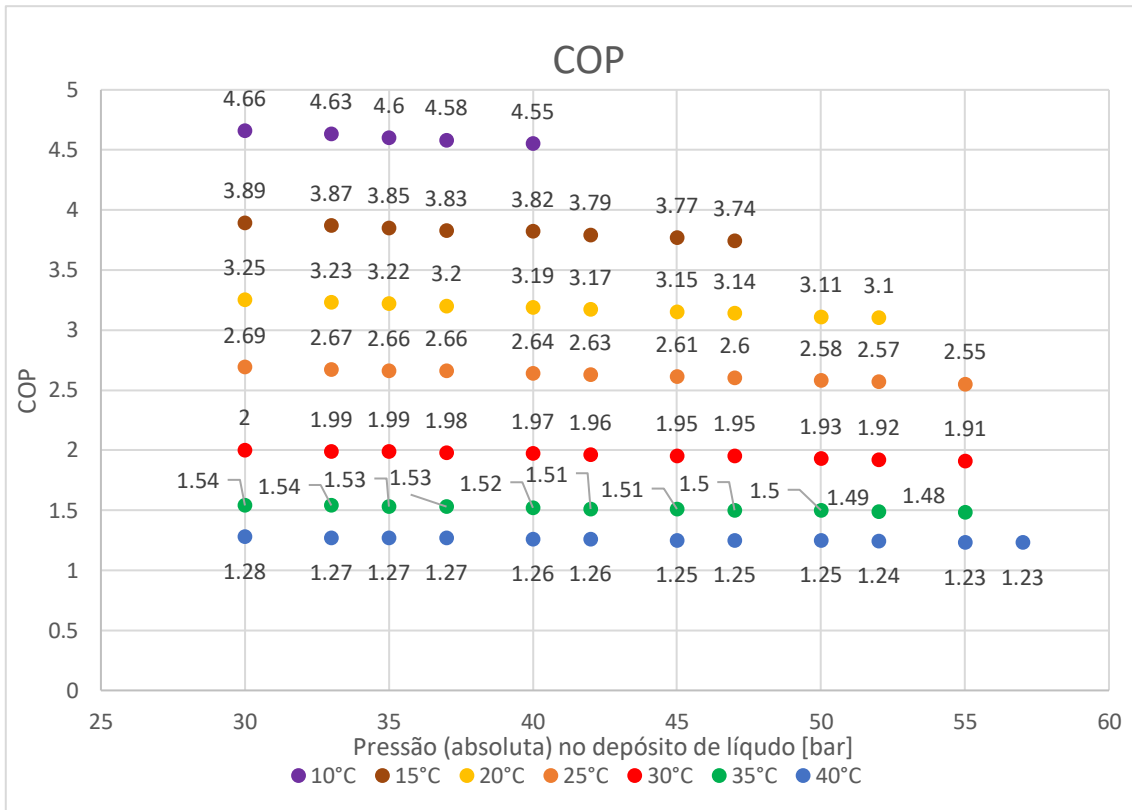


Figura 19 - Mapa de valores de COP com a variação da pressão no depósito de líquido e da temperatura à saída do *gas cooler* sem uso do compressor paralelo

Na Figura 20 encontra-se representado o mapa de valores de COP com a variação da pressão no depósito de líquido e da temperatura à saída do *gas cooler*, com uso do compressor paralelo.

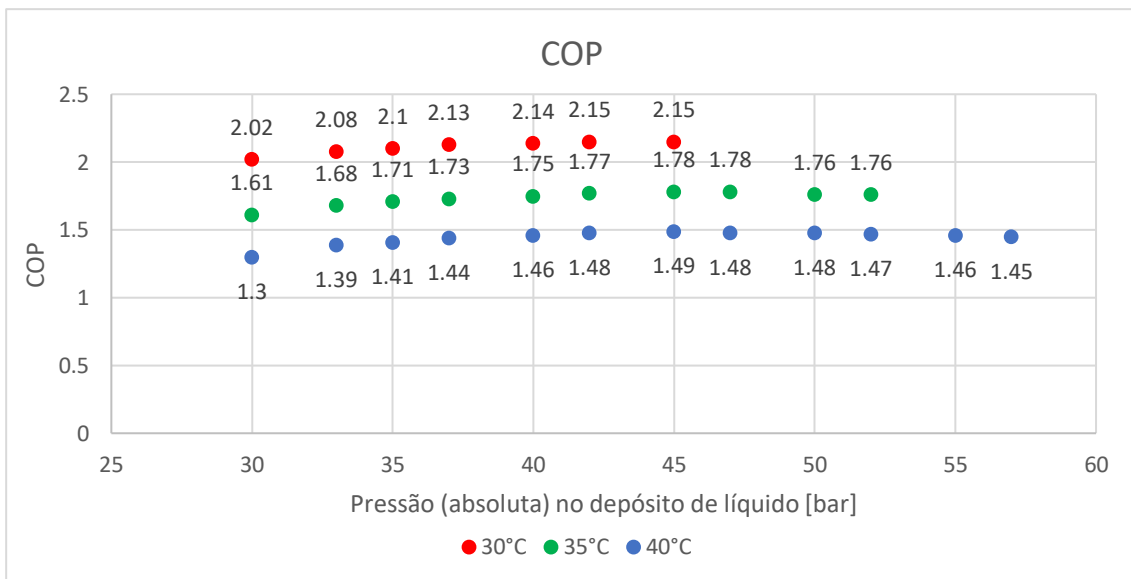


Figura 20 - Mapa de valores de COP com a variação da pressão no depósito de líquido e da temperatura à saída do *gas cooler* com uso do compressor paralelo

Neste mapa é possível observar um comportamento diferente do mapa anterior. Com o uso da compressão paralela o COP inicialmente aumenta com o aumento da pressão no depósito de líquido até atingir um valor ótimo, aumentando em média cerca de 6% até à pressão ótima. Após atingir este valor, o COP diminui com o aumento da pressão no depósito de líquido, mas de forma menos acentuada. Isto deve-se ao facto de que com o aumento da pressão no depósito de líquido ocorre uma diminuição na razão de compressão paralela e, por consequência, menor trabalho dos compressores paralelos. Numa fase inicial, essa diminuição é maior que o aumento da entalpia de saída do depósito de líquido e do caudal de *flash gas*, pelo que, apesar de haver um aumento de caudal mássico a entrar nos compressores LT e MT, o COP aumenta. A partir do ponto ótimo de pressão o valor do COP tende a manter-se ou reduzir-se em média cerca de 2%. A existência de poucos pontos deve-se a que a algumas temperaturas não é possível o uso de compressão paralela, bem como para certas pressões, pois não há caudal suficiente para os compressores paralelos. À semelhança com o caso de estudo sem compressão paralela, é possível observar que o COP diminui com o aumento da temperatura de saída do gas cooler. Por cada aumento de 1°C da temperatura de saída do gas cooler, o COP diminui em média 4,4%.

### 3.1.3 Variação da temperatura de evaporação

De seguida estudou-se o efeito que teria a variação da temperatura de evaporação (tanto MT como LT) no COP de uma central de refrigeração. Para este estudo mantiveram-se constantes todos os parâmetros de acordo com os valores da Tabela 4 variando apenas as temperaturas de evaporação. No entanto, variou-se uma de cada vez. Quando se variava a temperatura de evaporação MT entre {-16.66, -15, -13, -11.5, -10, -8, -6.5, -5, -4} [°C] a temperatura de evaporação LT era mantida constante no seu valor de referência. O mesmo acontecia quando se variava a temperatura de evaporação LT entre {-50, -47.5, -45, -42.5, -40, -37.5, -35, -32.5, -30, -28, -26} [°C] em que a temperatura de evaporação MT era mantida constante no seu valor de referência. As temperaturas mínimas em estudo, para ambos os casos, são impostas pelos limites de temperatura presentes na ficha técnica dos compressores. Já no caso das temperaturas máximas, para os MT é limitada pela pressão do depósito de líquido, enquanto para os LT o máximo é imposto também pelos compressores.

### 3.1.3.1 Temperatura de evaporação MT

Na Figura 21 é possível observar a variação dos valores do COP com a variação da temperatura MT. Com o aumento dessa mesma temperatura, o COP aumentou de forma gradual. Isto deve-se ao facto de que com o aumento desta temperatura, a pressão de evaporação vai aumentar e sendo esta a pressão mínima do estágio, existe uma diminuição na razão de pressão dos compressores MT e por consequência uma diminuição do trabalho realizado pelos mesmos, bem como a potência eléctrica consumida. Por outro lado, a razão de compressão nos compressores LT aumenta, porém, o incremento do trabalho de compressão dos compressores LT é menor que o decréscimo do trabalho dos compressores MT, resultando num trabalho de compressão menor e num aumento do COP. Este aumento do COP foi em média cerca de 1,5% por cada 1°C.

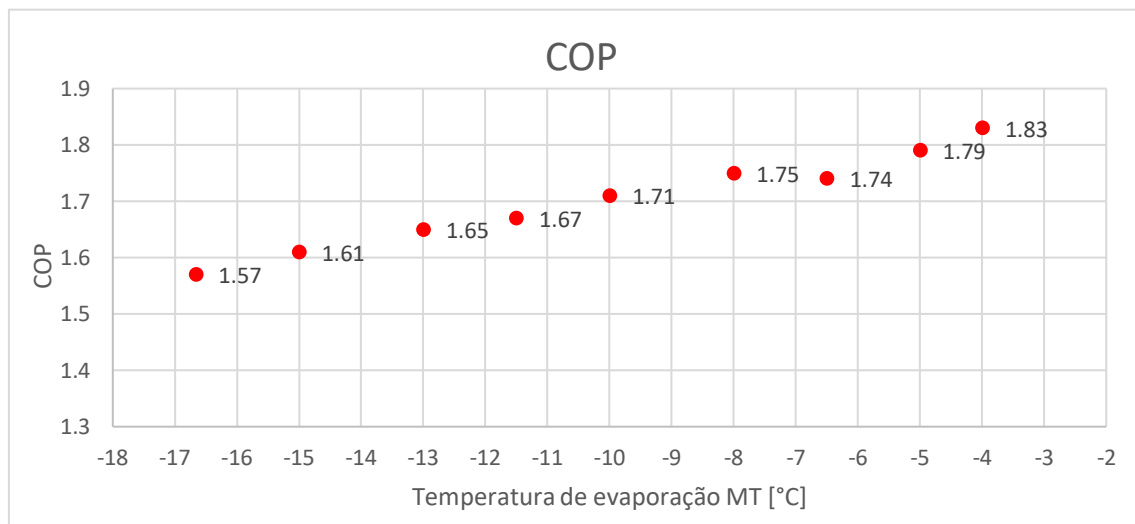


Figura 21 - Valores do COP com a variação da temperatura de evaporação MT

### 3.1.3.2 Temperatura de evaporação LT

Na Figura 22 está representada a variação dos valores do COP com a variação da temperatura LT. É possível observar que com o aumento da temperatura de evaporação LT existe um incremento nos valores do COP. Isto deve-se ao facto de que com o aumento desta temperatura leva ao aumento da pressão de evaporação (pressão mínima do sistema de refrigeração), pelo que, existe um decréscimo na razão de compressão LT, pelo que o trabalho exercido pelos compressores LT, bem como a sua potência eléctrica consumida, diminui. Por cada grau Celsius de incremento da temperatura de evaporação LT, o COP aumenta em média 0,8%.

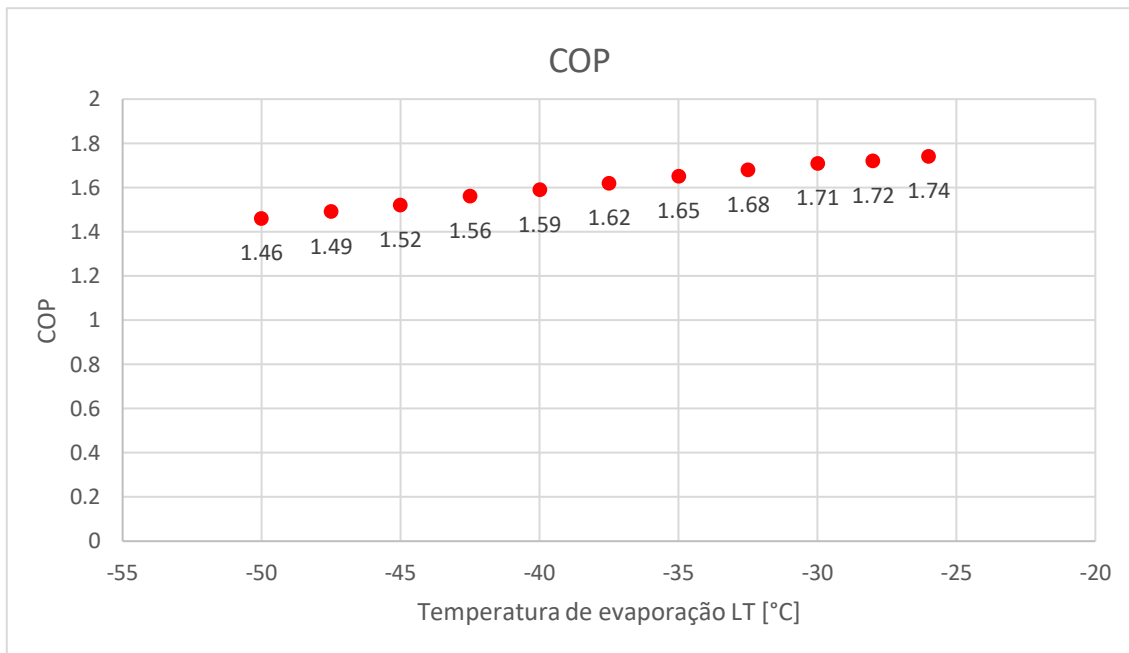


Figura 22 - Valores do COP com a variação da temperatura de evaporação LT

### 3.1.4 Variação do Sobreaquecimento na linha de aspiração

Outro parâmetro em estudo foi o sobreaquecimento na linha de aspiração dos compressores MT, LT e paralelos. Variou-se este parâmetro entre os valores {0, 5, 10, 15, 20, 30} [K] e verificou-se influência que cada um tem nos valores do COP. Quando se variava um dos sobreaquecimentos, os restantes eram mantidos em 5K. Os restantes parâmetros foram mantidos constantes de acordo com os valores apresentados na Tabela 4.

#### 3.1.4.1 Sobreaquecimento na linha de aspiração LT

Na Figura 23 é possível observar que com o aumento do sobreaquecimento na linha de aspiração LT o COP diminui. Isto acontece, pois, com o aumento do sobreaquecimento existe um ligeiro aumento do trabalho de compressão tanto nos compressores LT como nos compressores MT, visto que o caudal que sai dos compressores LT entra posteriormente nos compressores MT. Por cada grau de aumento de sobreaquecimento na linha de aspiração LT, o COP diminui em média 0,1%.

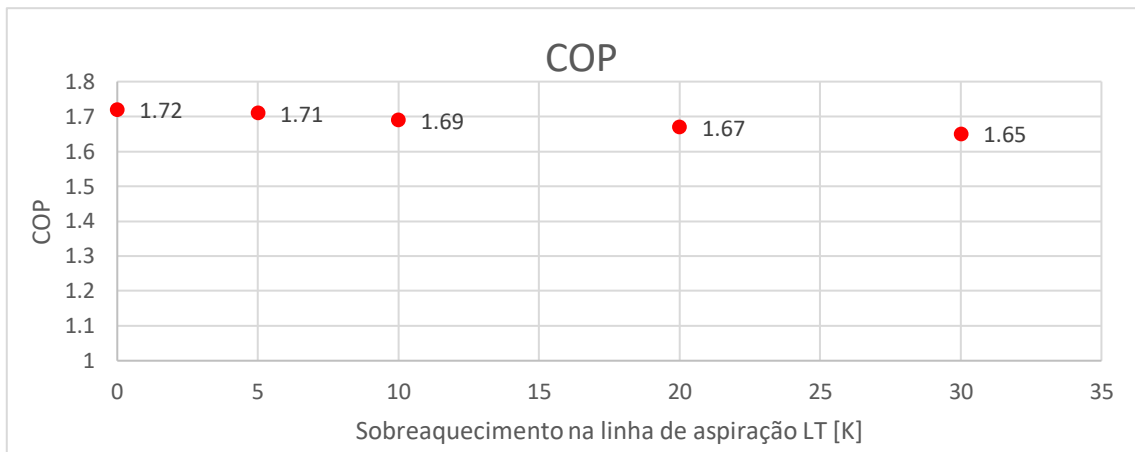


Figura 23 - Gráfico com a variação do COP com o aumento do sobreaquecimento na linha de aspiração LT

### 3.1.4.2 Sobreaquecimento na linha de aspiração MT

Na Figura 24 é possível perceber que com o aumento do sobreaquecimento na linha de aspiração MT o COP diminui. Isto acontece, pois, há um aumento do trabalho de compressão, bem como da potência elétrica consumida, devido também ao aumento da diferença de entalpias de entrada e saída dos compressores MT. É possível observar que existe um decréscimo maior nos valores do COP com o aumento do sobreaquecimento na linha de aspiração MT quando comparado com o aumento do sobreaquecimento na linha de aspiração LT. Por cada grau de aumento de sobreaquecimento na linha de aspiração MT, o COP diminui em média 0,3%.

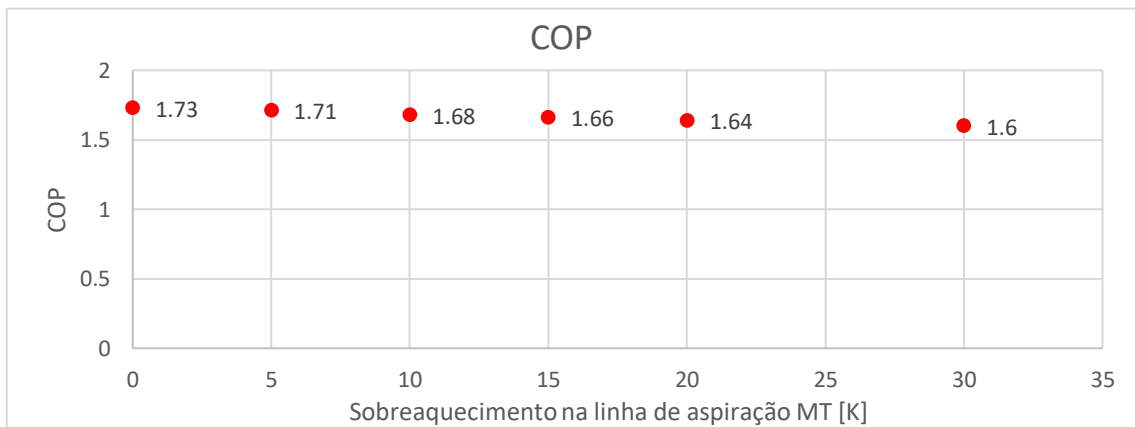


Figura 24 - Gráfico com a variação do COP com o aumento do sobreaquecimento na linha de aspiração MT

### 3.1.4.3 Sobreaquecimento na linha de aspiração dos compressores paralelos

Na Figura 25 observa-se que com o aumento do sobreaquecimento na linha de aspiração dos compressores paralelos os valores do COP decrescem. Tal como ocorre com o

sobreaquecimento na linha de aspiração MT, existe um aumento do trabalho de compressão com o aumento do trabalho de compressão específica dos compressores paralelos. O decréscimo associado aos valores do COP é idêntico ao decréscimo observado com o aumento do sobreaquecimento na linha de aspiração MT. Por cada grau de aumento de sobreaquecimento na linha de aspiração da compressão paralela, o COP diminui em média 0,3%.



Figura 25 - Gráfico com a variação do COP com o aumento do sobreaquecimento na linha de aspiração da compressão paralela

Esta diminuição do COP e aumento do trabalho de compressão que ocorre em todos os casos de estudo deve-se não só ao aumento de caudal, mas também a que o rendimento isentrópico dos compressores se mantém constante e assim, aumentando o sobreaquecimento na linha de aspiração dos compressores, não só irá aumentar a entalpia de entrada no compressor como também a entalpia de saída do compressor, tal como é possível observar na Equação 23. Esta equação foi realizada para os compressores MT e LT tendo em conta a numeração apresentada nos diagramas presentes na Figura 17. No entanto a mesma fórmula aplica-se para os compressores paralelos sabendo que  $h_2$  é a entalpia de saída dos compressores,  $h_1$  é a entalpia de entrada e  $h'_2$  a entalpia real de saída dos compressores.

$$\eta_{isentrópico} = \frac{h_2 - h_1}{h'_2 - h_1}$$

Equação 23 - Fórmula do rendimento isentrópico para o compressor no estágio LT

Tendo em conta a Equação 6, e visto que a diferença de entalpias de saída e entrada também aumenta, pois, o aumento de  $h_2$  é maior que o aumento de  $h_1$ , é possível observar que o trabalho de compressão específico aumenta. O aumento do trabalho de compressão específico faz com que seja necessário fornecer mais energia elétrica aos compressores para comprimirem o fluido de trabalho. De acordo com a fórmula geral do COP, Equação 1, com o aumento do trabalho de compressão, o COP diminui.

### 3.2 Centrais de Refrigeração em estudo

Neste subcapítulo serão apresentadas as centrais de refrigeração reais cujos resultados de operação serão analisados no capítulo 4. Essa análise será efetuada através de um programa criado pela empresa para obter os valores do COP das centrais e assim poder estudar a variação da sua eficiência energética e tentar encontrar soluções para otimizar a mesma. No entanto, é necessário saber como a central em estudo pelo programa é composta e as suas condições de projeto para se poder utilizar o programa e assim poder obter-se os diversos valores de pressão e temperatura que mais tarde servirão para calcular o COP da central com ajuda do programa.

Uma central de refrigeração é um aglomerado da maior parte dos componentes de uma instalação frigorífica, estando ligado por tubagens aos evaporadores e aos condensadores/*gas cooler*, com a existência de diversas válvulas de controlo, segurança, entre outras. Na Figura 26 é possível observar uma central de refrigeração construída para uma instalação frigorífica que usa como fluido frigorigéneo, o CO<sub>2</sub>.



Figura 26 - Exemplo de uma central de refrigeração para uma instalação de CO<sub>2</sub> transcritical [1]

As centrais frigoríficas em estudo, têm dois estágios de compressão, bem como, compressão paralela, também designados como sistemas de refrigeração *booster*. As centrais de refrigeração foram projetadas para operar tanto em regime subcrítico como em regime transcritical. Este estudo de casos reais baseia-se em dados monitorizados de três centrais de refrigeração *booster*, com um esquema de princípio, de acordo com a figura presente na Figura 27. No entanto, as condições de projeto das três centrais têm

algumas diferenças, e a sua definição é fundamental para se entender a operação da central frigorífica. As condições de projeto definem a instalação frigorífica e, através destas, obtêm-se as pressões e temperaturas em que o ciclo frigorífico vai operar, desde as pressões mínimas de cada estágio (pressões de evaporação) à pressão elevada do sistema de refrigeração (pressão no *gas cooler*). A seleção dos compressores é efetuada de acordo com estas mesmas condições, sendo de crucial importância a escolha de compressores que garantam uma elevada eficiência energética do ciclo frigorífico. Os parâmetros presentes nas condições de projeto sofrem variações, tendo em conta as necessidades da central em cada momento, sendo que uns afastam-se mais dos valores de projeto que outros, visto que a central é um sistema dinâmico.

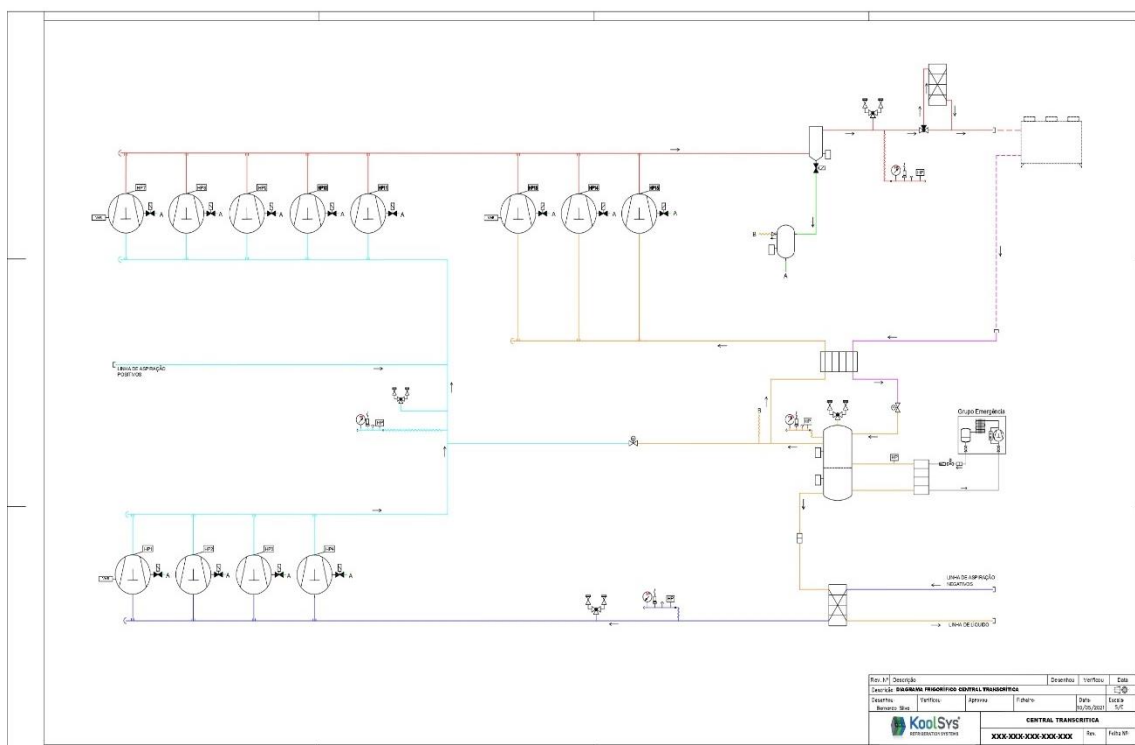


Figura 27 – Esquema simplificado das três centrais de refrigeração reais em estudo

### 3.2.1 Central de refrigeração 1

Os dados estudados nesta central correspondem ao mês de março e está localizada num supermercado na região Norte. Esta central funcionou apenas no regime subcrítico, devido à baixa amplitude térmica apresentada neste mês. A central foi projetada tendo em conta as condições presentes na Tabela 5. As condições de projeto tiveram em conta uma temperatura ambiente de 41°C. Relativamente ao grau de sobreaquecimento, foi preciso ter em conta a existência de perdas de energia na tubagem, tendo em conta o seu comprimento e o facto de haver secções de tubagem que podem estar de fora do edifício.

Tabela 5 - Condições de projeto da central de refrigeração 1

<b>MT</b>	Temperatura de evaporação [°C]	-8
	Potência Frigorífica [kW]	450
	Pressão no <i>Gas Cooler</i> (absoluta) [bar]	103,5
	Sobreaquecimento [K] (linha/evaporadores)	2 / 8
<b>LT</b>	Temperatura de evaporação [°C]	-35
	Potência Frigorífica [kW]	100
	Temperatura de condensação [°C]	-8
	Sobreaquecimento [K] (linha/evaporadores)	2 / 8
<b>CP</b>	Temperatura de evaporação [°C]	-8
	Pressão no <i>Gas Cooler</i> (absoluta) [bar]	103,5
	Pressão no depósito de líquido (absoluta) [bar]	39

Tanto as pressões máximas de descarga e aspiração como o caudal máximo e mínimo que pode entrar no compressor são fornecidos pelas fichas técnicas dos compressores utilizados na central descritos na Tabela 6, Tabela 7 e Tabela 8. No entanto não são os únicos parâmetros definidos tendo em conta os compressores utilizados. O sobreaquecimento também é definido tendo em conta a recomendação dos fabricantes dos compressores a utilizar. O sobreaquecimento presente no sistema é uma característica importante para garantir que a central funciona de forma correta sem comprometer os componentes presentes nesta. O sobreaquecimento na central deve ser o mais próximo possível do sobreaquecimento recomendado pelos fabricantes dos

compressores. Isto deve-se ao facto de que se o sobreaquecimento utilizado for abaixo do recomendado corre-se o risco de haver presença de gotas de fluido frigorígeno a entrar nos compressores e comprometer não só o equipamento, como também o funcionamento da central. No caso de ser superior irá fazer diminuir o COP, mas também poderá comprometer o funcionamento da central pois poderá levar a que os compressores tenham uma temperatura de descarga muito maior.

Tabela 6 - Modelos e propriedades dos compressores da central de refrigeração 1 para o estágio MT

Estágio MT					
	Compressor 1	Compressor 2	Compressor 3	Compressor 4	Compressor 5
Modelo (BITZER)	4CTE(U) – 30(L)K (30-70Hz)	4CTE(U) – 30(L)K (50Hz)	4CTE(U) – 30(L)K (50Hz)	4CTE(U) – 30(L)K (50Hz)	4CTE(U) – 30(L)K (50Hz)
Pressão máxima [bar] (Descarga/Aspiração)	160/100	160/100	160/100	160/100	160/100
Caudal Volúmico [m <sup>3</sup> /h] (Mínimo/Máximo)	3,3/25	3,3/25	3,3/25	3,3/25	3,3/25
Potência Frigorífica a -10°C [kW]	57,60	57,60	57,60	57,60	57,60
Potência elétrica consumida a -10°C [kW]	29,40	29,40	29,40	29,40	29,40
Sobreaquecimento recomendado [K]	20				

Tabela 7 - Modelos e propriedades dos compressores da central de refrigeração 1 para o estágio LT

<b>Estágio LT</b>				
	Compressor 1	Compressor 2	Compressor 3	Compressor 4
Modelo (BITZER)	4ESL – 9K (30-70Hz)	4SL – 7K (50Hz)	4SL – 7K (50Hz)	4SL – 7K (50Hz)
Pressão máxima [bar] (Descarga/Aspiração)	53/30	53/30	53/30	53/30
Caudal Volúmico [m <sup>3</sup> /h] (Mínimo/Máximo)	1,3/16	1,3/11,5	1,3/11,5	1,3/11,5
Potência Frigorífica a - 35°C [kW]	26,55	20,95	20,95	20,95
Potência elétrica consumida a -35°C [kW]	6,59	5,21	5,21	5,21
Sobreaquecimento [K]	30			

Tabela 8 - Modelos e propriedades dos compressores da central de refrigeração 1 para o estágio da compressão paralela

<b>Estágio Compressão paralela</b>			
	Compressor 1	Compressor 2	Compressor 3
Modelo (BITZER)	6FTE(U) – 35(L)K (30-70Hz)	6FTE(U) – 35(L)K (50Hz)	6FTE(U) – 35(L)K(50Hz)
Pressão máxima [bar] (Descarga/Aspiração)	160/100	160/100	160/100
Caudal Volúmico [m <sup>3</sup> /h] (Mínimo/Máximo)	3,30/38,2	3,30/38,2	3,30/38,2
Potência Frigorífica a 5°C [kW]	60,00	60,00	60,00
Potência elétrica consumida a 5°C [kW]	30,80	30,80	30,80
Sobreaquecimento [K]	20		

Uma das características destes compressores presentes na tabela são as pressões máximas toleráveis (quer de descarga, quer de aspiração) pelos compressores. A pressões mais elevadas (ou até mesmo a esta pressão), podem ocorrer danos no sistema, pelo que estas pressões limitam o uso de pressões maiores no sistema para a aspiração e descarga em cada estágio desta central.

### 3.2.2 Central de refrigeração 2

Os dados estudados desta central correspondem ao mês de maio e está localizada num supermercado na região Centro/Sul. Esta central operou em regime transcrito e em subcrítico. Isto deve-se a que a amplitude térmica neste mês atingiu valores de temperatura acima da temperatura crítica do dióxido de carbono. A central foi projetada tendo em conta as condições presentes na Tabela 9, para uma temperatura ambiente de 39°C.

Tabela 9 - Condições de projeto da central de refrigeração 2

<b>MT</b>	Temperatura de evaporação [°C]	-8
	Potência Frigorífica [kW]	450
	Pressão no <i>Gas Cooler</i> (absoluta) [bar]	98,6
	Sobreaquecimento [K] (linha/evaporadores)	2 / 8
<b>LT</b>	Temperatura de evaporação [°C]	-35
	Potência Frigorífica [kW]	100
	Temperatura de condensação [°C]	-8
	Sobreaquecimento [K] (linha/evaporadores)	2 / 8
<b>CP</b>	Temperatura de evaporação [°C]	-8
	Pressão no <i>Gas Cooler</i> (absoluta) [bar]	96,8
	Pressão no depósito de líquido (absoluta) [bar]	39

Na Tabela 10, Tabela 11 e Tabela 12 é possível observar os compressores que se utilizam nesta central bem como as suas características, para cada estágio de compressão.

Tabela 10 - Modelos e propriedades dos compressores da central de refrigeração 2 para o estágio MT

<b>Estágio MT</b>				
	Compressor 1	Compressor 2	Compressor 3	Compressor 4
Modelo (BITZER)	4FTE(U) – 30(L)K (30-70Hz)	6CTE(U) – 50(L)K (50Hz)	6CTE(U) – 50(L)K (50Hz)	6CTE(U) – 50(L)K (50Hz)
Pressão máxima [bar] (Descarga/Aspiração)	160/100	160/100	160/100	160/100
Caudal Volúmico [m <sup>3</sup> /h] (Mínimo/Máximo)	3,3/18	3,3/38,2	3,3/38,2	3,3/38,2
Pot. Frigorífica a -10°C [kW]	38,60	87,70	87,70	87,70
Potência elétrica consumida a -10°C [kW]	19,30	45,90	45,90	45,90
Sobreaquecimento [K]	20			

Tabela 11 - Modelos e propriedades dos compressores da central de refrigeração 2 para o estágio LT

<b>Estágio LT</b>				
	Compressor 1	Compressor 2	Compressor 3	Compressor 4
Modelo (BITZER)	4FSL – 7K (30-70Hz)	4ESL – 9K (50Hz)	4ESL – 9K (50Hz)	4ESL – 9K (50Hz)
Pressão máxima [bar] (Descarga/Aspiração)	53/30	53/30	53/30	53/30
Caudal Volúmico [m <sup>3</sup> /h] (Mínimo/Máximo)	1,3/11,5	1,3/16	1,3/16	1,3/16
Pot. Frigorífica a -35°C [kW]	20,95	26,55	26,55	26,55
Potência elétrica consumida a -35°C [kW]	5,21	6,59	6,59	6,59
Sobreaquecimento [K]	30			

Tabela 12 - Modelos e propriedades dos compressores da central de refrigeração 2 para o estágio de compressão paralela

<b>Estágio Compressão paralela</b>			
	Compressor 1	Compressor 2	Compressor 3
Modelo (BITZER)	4FTE(U) – 30(L)K (30-70Hz)	4FTE(U) – 30(L)K (50Hz)	4FTE(U) – 30(L)K (50Hz)
Pressão máxima [bar] (Descarga/Aspiração)	160/100	160/100	160/100
Caudal Volúmico [m <sup>3</sup> /h] (Mínimo/Máximo)	3,30/18	3,30/18	3,30/18
Pot. Frigorífica a 5°C [kW]	64,40	64,40	64,40
Potência elétrica consumida a 5°C [kW]	20,00	20,00	20,00
Sobreaquecimento [K]	20		

### 3.2.3 Central de refrigeração 3

Os dados estudados desta central correspondem ao mês de julho e também esta central está localizada num supermercado na região Centro/Sul. Esta central também funcionou em ambos os regimes transcrito e subcrítico. Isto deve-se a que a amplitude térmica neste mês atingiu valores de temperatura acima da temperatura crítica do dióxido de carbono. A central foi projetada tendo em conta as condições presentes na Tabela 13. As condições de projeto tiveram em conta uma temperatura ambiente de 45°C.

Tabela 13 - Condições de projeto da central de refrigeração 3

<b>MT</b>	Temperatura de evaporação [°C]	-8
	Potência Frigorífica [kW]	340
	Pressão no <i>Gas Cooler</i> (absoluta) [bar]	105,9
	Sobreaquecimento [K] (linha/evaporadores)	2 / 8
<b>LT</b>	Temperatura de evaporação [°C]	-35
	Potência Frigorífica [kW]	60
	Temperatura de condensação [°C]	-8
	Sobreaquecimento [K] (linha/evaporadores)	2 / 8
<b>CP</b>	Temperatura de evaporação [°C]	-8
	Pressão no <i>Gas Cooler</i> (absoluta) [bar]	105,9
	Pressão no depósito de líquido (absoluta) [bar]	39

Na Tabela 14, Tabela 15 e Tabela 16 é possível observar os compressores que se utilizam nesta central bem como as suas características, para os diferentes estágios de compressão. Na linha da tabela referente ao modelo do compressor é possível observar uma gama de frequências entre parenteses. Quando o compressor apresenta uma gama de 30 a 70Hz, significa que esse compressor contém um variador de frequência. Os restantes compressores não têm variador de frequência, pelo que funcionam sempre a 50 Hz. É possível também observar na tabela o caudal volúmico máximo e mínimo permitido. Este parâmetro limita a quantidade de fluido frigorigéneo que entra nos compressores. É possível também observar a potência frigorífica e a potência elétrica consumida estimada para uma temperatura de evaporação, neste caso a -10°C.

Tabela 14 - Modelos e propriedades dos compressores da central de refrigeração 3 para o estágio MT

<b>Estágio MT</b>					
	Compressor 1	Compressor 2	Compressor 3	Compressor 4	Compressor 5
Modelo (BITZER)	4CTE(U) – 30(L)K (30-70Hz)	4CTE(U) – 30(L)K (50Hz)	4CTE(U) – 30(L)K (50Hz)	4CTE(U) – 30(L)K (50Hz)	4CTE(U) – 30(L)K (50Hz)
Pressão máxima [bar] (Descarga/Aspiração)	160/100	160/100	160/100	160/100	160/100
Caudal Volúmico [m <sup>3</sup> /h] (Mínimo/Máximo)	3,3/25	3,3/25	3,3/25	3,3/25	3,3/25
Pot. Frigorífica a -10°C [kW]	57,60	57,60	57,60	57,60	57,60
Potência elétrica consumida a -35°C [kW]	29,40	29,40	29,40	29,40	29,40
Sobreaquecimento [K]	20				

Tabela 15 - Modelos e propriedades dos compressores da central de refrigeração 3 para o estágio LT

<b>Estágio LT</b>				
	Compressor 1	Compressor 2	Compressor 3	Compressor 4
Modelo (BITZER)	4ESL – 9K (30-70Hz)	4SL – 7K (50Hz)	4SL – 7K (50Hz)	4SL – 7K (50Hz)
Pressão máxima [bar] (Descarga/Aspiração)	53/30	53/30	53/30	53/30
Caudal Volúmico [m <sup>3</sup> /h] (Mínimo/Máximo)	1,3/16	1,3/11,5	1,3/11,5	1,3/11,5
Pot. Frigorífica a -35°C [kW]	26,55	20,95	20,95	20,95
Potência elétrica consumida a -35°C [kW]	6,59	5,21	5,21	5,21
Sobreaquecimento [K]	30			

Tabela 16 - Modelos e propriedades dos compressores da central de refrigeração 3 para o estágio de compressão paralela

<b>Estágio Compressão paralela</b>			
	Compressor 1	Compressor 2	Compressor 3
Modelo (BITZER)	6FTE(U) – 35(L)K (30-70Hz)	6FTE(U) – 35(L)K (50Hz)	6FTE(U) – 35(L)K (50Hz)
Pressão máxima [bar] (Descarga/Aspiração)	160/100	160/100	160/100
Caudal Volúmico [m <sup>3</sup> /h] (Mínimo/Máximo)	3,30/38,2	3,30/38,2	3,30/38,2
Pot. Refrigerica a 5°C [kW]	60,00	60,00	60,00
Potência elétrica consumida a 5°C [kW]	30,80	30,80	30,80
Sobreaquecimento [K]	20		

### 3.3 Sistema de aquisição de dados reais para o cálculo do COP

Tal como referido anteriormente, foi desenvolvido um programa/*software* com a finalidade de calcular o COP da central ao longo do dia. Os dados foram recolhidos de minuto a minuto ao longo de cada dia do mês em estudo. A criação desta interface tem como intuito fornecer ao cliente qual o COP da central em diversos momentos do dia para o mesmo compreender a eficiência da central de refrigeração e também a recolha de dados de diversos parâmetros para a empresa poder analisar o funcionamento da central e as possibilidades de melhorar a sua eficiência. Esta recolha de dados serve para analisar o comportamento da central, tornando mais fácil a identificação de possíveis causas para diversas adversidades que possam ocorrer durante o funcionamento da central, como por exemplo quebras de eficiência ao longo do dia. Tendo a perceção da causa destes problemas facilita a correção dos mesmos de forma mais rápida e eficaz, podendo levar a que se evite estes mesmos problemas em novas instalações. No programa foram incorporados os dados dos compressores que são utilizados nas centrais da empresa e as tabelas termodinâmicas dos fluidos frigoríficos. O programa

efetua o cálculo do COP através da fórmula geral presente na Equação 24, simplificada nas Equações 20 e Equação 21. Para calcular o COP era necessário calcular as potências frigoríficas, cuja fórmula está representada na Equação 25, e para isso é necessário obter as entalpias de saída e entrada dos evaporadores. Estas entalpias foram obtidas utilizando as sondas equipadas na central de refrigeração nas linhas de aspiração e descarga dos compressores que retiram as temperaturas e pressão a cada instante. A potência elétrica consumida pelo sistema é fornecida pela central.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap,LT} + \dot{Q}_{evap,MT}}{\dot{W}_{comp,LT} + \dot{W}_{comp,MT} + (\dot{W}_{comp,paralelo} *)} \quad *se\ houver\ compressão\ paralela$$

Equação 24 - Fórmula geral do COP para um sistema de refrigeração com dois estágios de compressão

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{entrada,evap} \times (h_{saída,evap} - h_{entrada,evap})$$

Equação 25 - Fórmula geral da potência frigorífica dos evaporadores

### 3.4 Controlo da Pressão no *Gas Cooler*

A pressão no *gas cooler* é um parâmetro importante para se obter um valor de COP ótimo. Esta pressão é controlada através de uma válvula de alta pressão, e é possível variar este valor de pressão, permitindo obter o valor ótimo de pressão no *gas cooler*. Quando o sistema funciona no regime subcrítico (pressão de condensação do CO<sub>2</sub>), o *gas cooler* funciona como um condensador. Neste regime, controla-se a pressão no *gas cooler* de modo a ser idêntica à pressão de condensação do CO<sub>2</sub>, que aumenta proporcionalmente com o aumento da temperatura ambiente, sendo que, com esta pressão é possível obter um COP ótimo. No regime transcrito, a pressão no *gas cooler* encontra-se acima da pressão de condensação do CO<sub>2</sub>. Acima dessa pressão o *gas cooler* funciona como um permutador de calor. Visto que quando o CO<sub>2</sub> opera no estado supercrítico a pressão é independente da temperatura ambiente, é necessário definir e controlar a pressão no *gas cooler*, de modo a obter a pressão na qual o sistema frigorífico opere com mais eficiência energética. Para definir essa pressão no *gas cooler* "ótima" é preciso ter em conta que, para a mesma temperatura ambiente, o arrefecimento do fluido frigorígeno até à temperatura ambiente, ou próximo desta, acontece de forma diferente no *gas cooler* para diferentes pressões. Se a pressão no *gas cooler* for muito baixa, a troca de calor entre os fluidos é menor e leva a que o fluido frigorígeno tenha um título maior, aumentando assim o caudal de *flash gas*, pelo que aumenta a potência elétrica consumida. Se a pressão no *gas cooler* for demasiado elevada, há um aumento da razão de compressão dos compressores MT, tornando-se necessário fornecer mais energia elétrica aos compressores MT. Na Figura 28 é possível observar os ciclos

frigoríficos num diagrama  $\log(p)$ - $h$  em que, para a mesma temperatura de saída do gas cooler, quando funciona com uma pressão no *gas cooler* ótima, abaixo e acima da mesma. A ligação entre os pontos 1 e 2 representa a razão de compressão, e a ligação entre os pontos 7 e 8 representa o aumento do título, e por consequência do caudal de *flash gas*. É possível observar que quanto maior for a pressão no *gas cooler*, maior a razão de compressão, e quanto menor a pressão no *gas cooler*, maior o aumento do título. Por isso, de modo a obter um COP ótimo é necessário encontrar uma pressão no *gas cooler* em que se encontre o equilíbrio entre o aumento da razão da compressão e o aumento do título, de forma a obter o maior COP possível. De notar que para o diagrama b), o COP é maior, sendo que o COP do ciclo representado no diagrama a) é mais baixo que o do diagrama b), enquanto o do diagrama c) é o mais baixo de todos. Isto acontece, pois, quanto menor for a pressão no *gas cooler*, o efeito no COP do aumento do título é maior, do que o efeito da diminuição da razão de compressão. Já entre os diagramas a) e b), com o aumento da pressão no *gas cooler*, o efeito no COP do aumento da razão de compressão é superior ao efeito da diminuição do título.

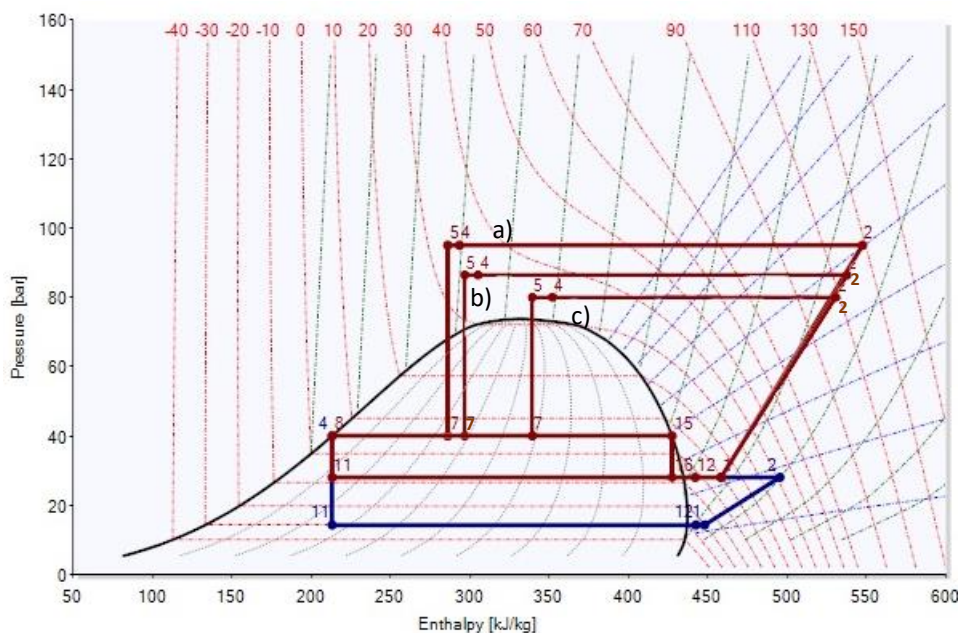


Figura 28 - Diagrama  $\log(p)$ - $h$  de um ciclo de refrigeração que usa  $\text{CO}_2$  como fluido a uma temperatura ambiente de  $35^\circ\text{C}$  e a: a) Pressão no *gas cooler* de 95 bar; b) Pressão no *gas cooler* ótima; c) Pressão no *gas cooler* de 80 bar



# Análise de Dados e Sugestões de Otimização do COP

- 4.1 Análise dos dados obtidos pelas centrais de refrigeração
  - 4.2 Sugestões para otimização do COP
    - 4.3 Estudo dos padrões diários



## 4 Análise de Dados e Sugestões para Otimização do COP

### 4.1 Análise dos dados obtidos pelas centrais de refrigeração

Neste capítulo foi efetuada uma análise aos dados obtidos das diferentes centrais. Os dados foram recolhidos de minuto a minuto através da interface de cálculo do COP das centrais e foram tratados através do programa de *software* Microsoft Excel. Os dados tratados na folha de Excel continham os valores recolhidos pelas sondas presentes nas centrais frigoríficas que representavam diversos parâmetros termodinâmicos. Para se analisar o impacto que certos parâmetros termodinâmicos tinham no COP, foi efetuada uma divisão por parâmetro na própria folha de cálculo. Para cada parâmetro existiu um intervalo de valores introduzido manualmente e para cada valor dentro desse intervalo, foi efetuada uma média para os restantes parâmetros, incluindo o COP. Por exemplo, para a temperatura ambiente, introduzia-se um intervalo de temperaturas entre 0 e 30°C. Para cada temperatura obtida pelos sensores das centrais obteve-se uma média do COP a essa temperatura, bem como para outros parâmetros.

#### 4.1.1 Central de refrigeração 1

##### 4.1.1.1 Temperatura ambiente

O primeiro parâmetro em estudo foi a variação da temperatura ambiente. Esta variável é independente do funcionamento da central de refrigeração e tem carácter aleatório. No estudo teórico efetuado no capítulo 3.1.1, observou-se que o COP diminui com o aumento da temperatura de saída do *gas cooler*, sendo que os dados reais deverão mostrar a mesma tendência que nesse estudo.

Na Figura 29 é possível observar a variação das potências frigoríficas LT e MT com o aumento da temperatura ambiente. Observa-se um aumento da necessidade de arrefecimento com o aumento da temperatura ambiente. Isto acontece, pois, com o aumento da temperatura ambiente, o calor removido do ambiente para o fluido frigorífero que circula nos evaporadores é maior. Devido ao aumento das necessidades frigoríficas, é necessário aumentar o caudal mássico de CO<sub>2</sub>. Na Figura 30 é possível observar o aumento do caudal mássico de entrada nos evaporadores MT, e dos compressores LT sendo este último 4 a 5 vezes mais baixo relativamente ao aumento do caudal mássico dos compressores MT. Explica assim, o facto de a potência frigorífica LT parecer quase constante, quando comparado, com a potência frigorífica MT.

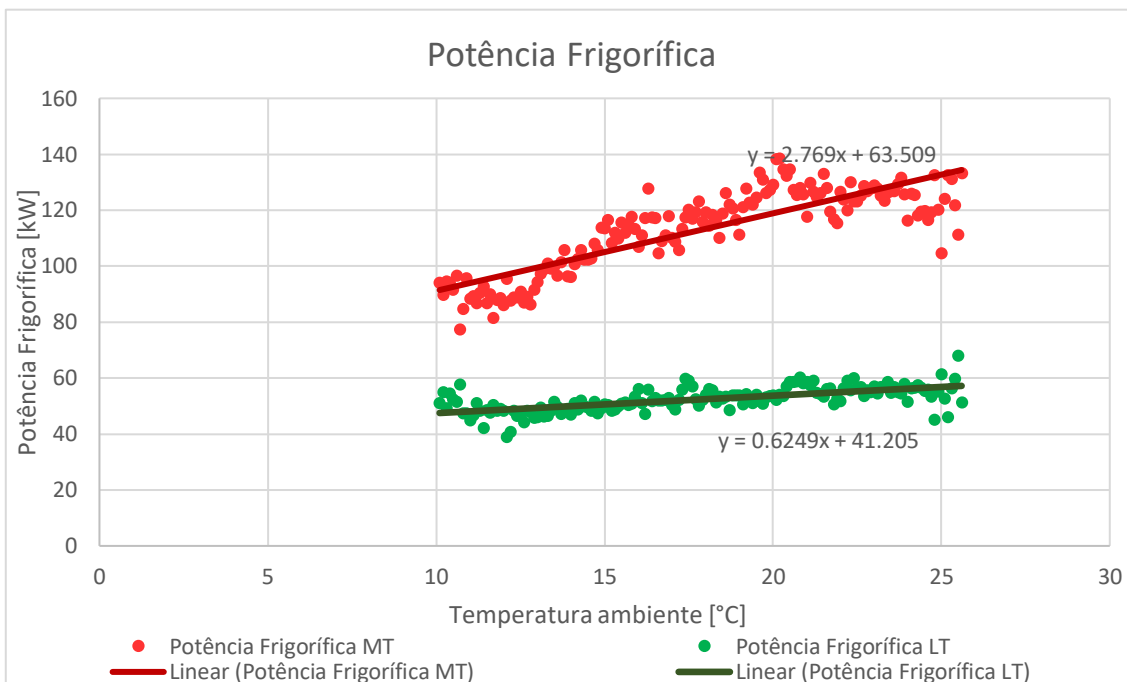


Figura 29 - Gráfico da variação das potências frigoríficas da central 1 com o aumento da temperatura ambiente

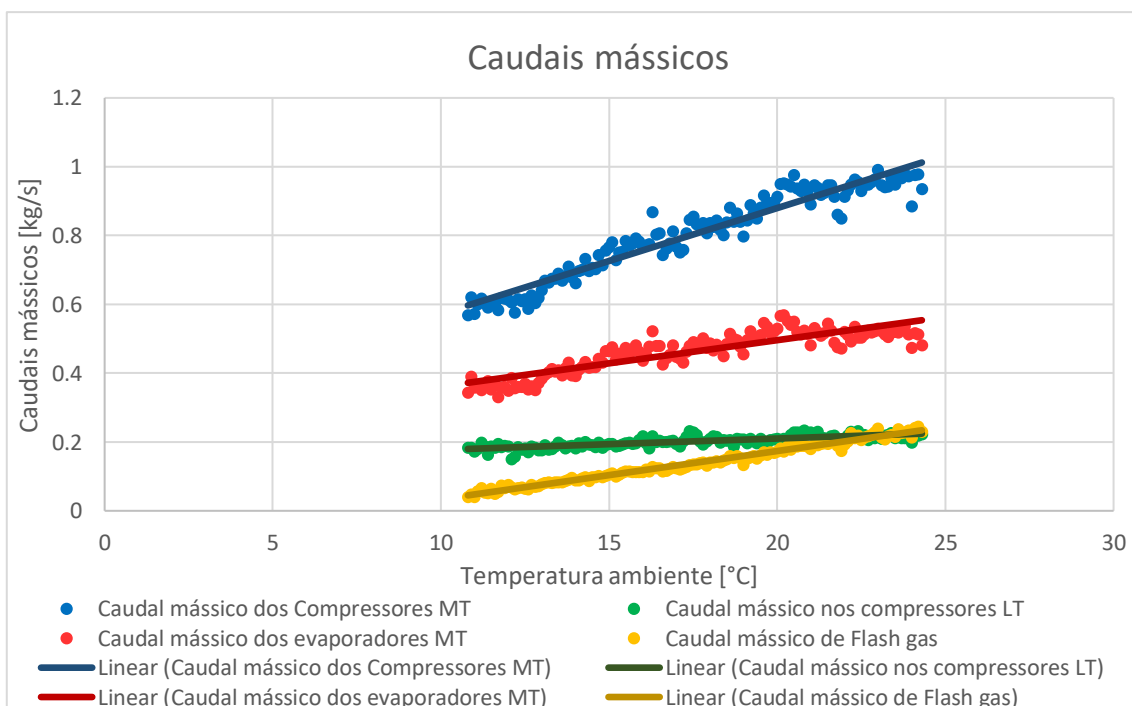


Figura 30 - Gráfico da variação dos caudais mássicos da central 1 com o aumento da temperatura ambiente

Na Figura 31 é possível observar que se aumentou a pressão no *gas cooler* com o aumento da temperatura ambiente, e respetivo aumento da temperatura de saída do *gas cooler*, que leva a que haja um aumento na razão de compressão. Esta pressão aumenta-se constantemente pois, para cada temperatura ambiente existe uma pressão ótima para maximizar o COP, sendo essa pressão a de condensação do CO<sub>2</sub>, tal como referido no capítulo 3.4, pressão esta que aumenta com o aumento da temperatura.

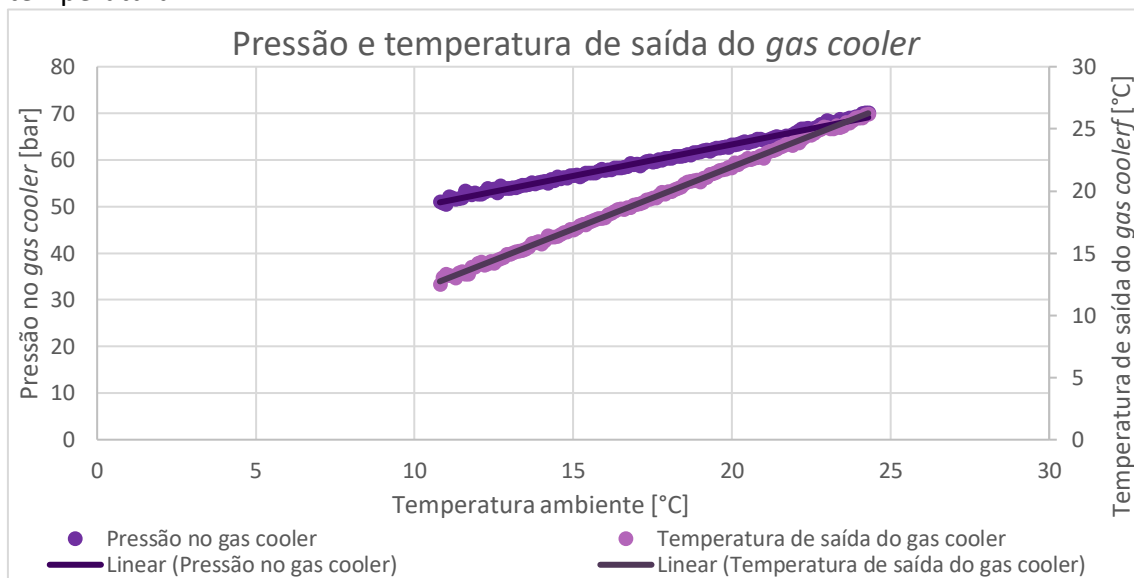


Figura 31 - Gráfico da variação da pressão no *gas cooler* da central 1 com o aumento da temperatura ambiente

Na Figura 32 é possível observar como varia a potência elétrica consumida, quer a total da central, quer a dos compressores. Com o aumento da temperatura ambiente, a potência elétrica consumida aumenta. Isto acontece devido ao aumento da pressão no *gas cooler* que aumenta a razão de compressão. Este aumento da razão de compressão leva a que seja necessário fornecer mais energia elétrica para os compressores exercerem o seu trabalho de compressão. Isto acontece, pois, com o aumentar da razão de compressão, a entalpia de saída dos compressores MT aumenta, aumentando o trabalho específico de compressão. Assumindo que o rendimento isentrópico do compressor se mantém constante e tendo em conta o esquema representado na Figura 17, o declive do rendimento isentrópico mantém-se constante, pelo que o aumento da pressão máxima leva a que a entalpia siga esse mesmo declive, aumentando o seu valor. No entanto não é só influenciado pelo aumento da razão de compressão. O caudal mássico que entra no compressor (soma do caudal mássico que sai dos evaporadores MT, compressores LT e *flash gas*) aumenta com o aumento da temperatura ambiente tal como se pode verificar no gráfico de variação dos caudais mássicos (Figura 30), em que o caudal dos evaporadores MT aumenta devido às necessidades frigoríficas, como também, se verifica um aumento do caudal de *flash gas* devido a aumento de título com o aumento da temperatura ambiente e consequente aumento da pressão no *gas cooler*.

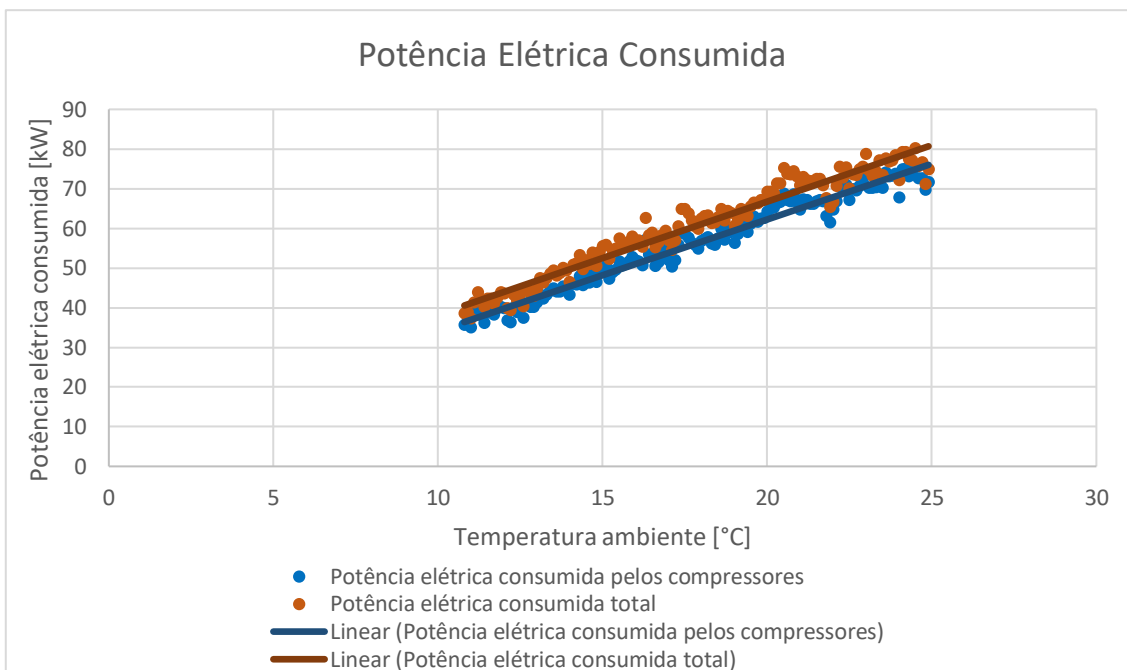


Figura 32 - Gráfico da variação da potência elétrica consumida pela central 1 com o aumento da temperatura ambiente

Na Figura 33 é possível observar a variação do COP com o aumento da temperatura ambiente. Na figura estão presentes duas representações do COP, COP real e COP teórico.

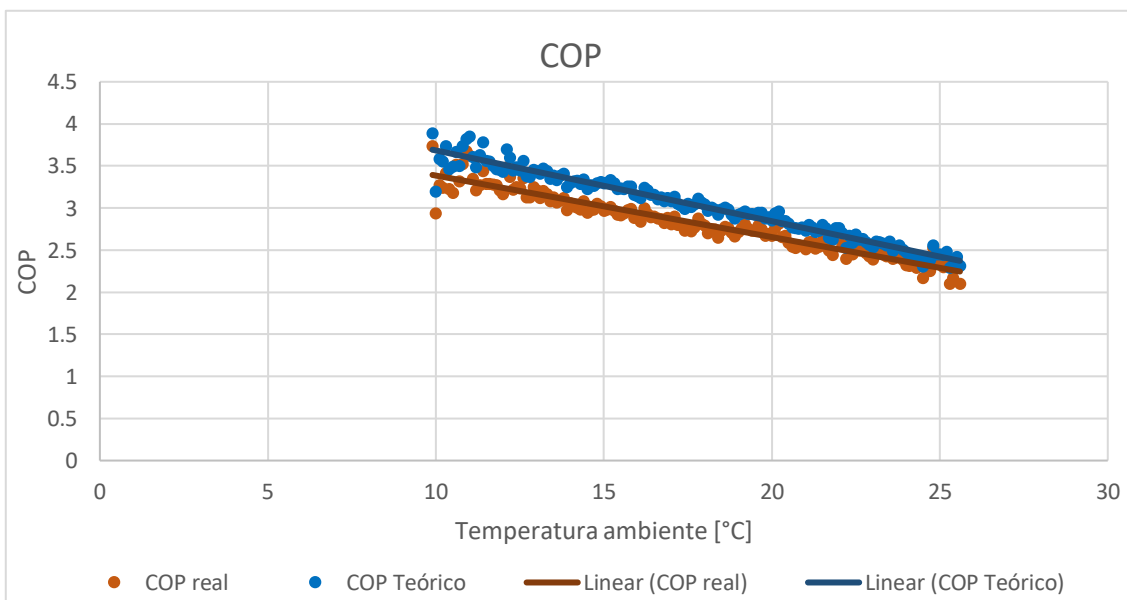


Figura 33 - Gráfico da variação do COP da central 1 com o aumento da temperatura ambiente

A diferença entre as duas representações do COP é que o COP real utiliza para cálculo a potência elétrica consumida total pelo sistema (pelos compressores, *gas cooler*, variadores de frequência, e outros componentes eletrônicos) enquanto o teórico utiliza apenas a potência elétrica consumida pelos compressores, diferenciados por cerca de 5 kW constantemente. Por esse aspeto é que o COP teórico é maior que o COP real. No entanto, ambos diminuem com o aumento da temperatura ambiente, tal como previsto no estudo teórico (neste caso para a temperatura de saída do *gas cooler*) efetuado no capítulo 3.1.1 deste documento. Esta diminuição no COP ocorre devido a que o aumento da potência elétrica consumida é superior ao aumento da potência frigorífica. É possível observar esta diferença através das equações das linhas de tendência da potência elétrica consumida e da potência frigorífica MT, nos quais o declive da linha de tendência da potência elétrica consumida é maior. O declive é maior pois, existe um aumento da entalpia de saída dos compressores MT com o aumento da pressão no *gas cooler*, e ainda um maior aumento no caudal que entra nos compressores, quando comparado com o caudal mássico dos evaporadores devido ao aumento do caudal de *flash gas*. A diminuição do COP ocorre principalmente na zona de média temperatura do sistema, uma vez que a potência frigorífica LT é quase constante, quando comparado com o aumento da potência elétrica consumida no sistema e a potência frigorífica MT. Este decréscimo do COP real é, em média, de 3,3% por cada grau Celsius, sendo inferior ao decréscimo médio do COP apresentado nos dados teóricos (4,8%).

#### 4.1.1.2 Pressão no depósito de líquido

Nesta central de refrigeração, outro parâmetro em estudo foi a variação da pressão no depósito de líquido. Através de uma válvula de controlo de pressão presente na central de refrigeração é possível fixar um determinado valor de pressão no depósito de líquido, obtendo-se valores de pressão à volta desse valor fixo. Nesta central não houve variação desse valor fixo pelo que a amostra tendo em conta a variação de pressão é curta. Tal como foi explicado no capítulo 3.1.2, o aumento da pressão no depósito de líquido leva a que haja um aumento do título do caudal de fluido frigorigéneo. Este aumento traduz-se num aumento da entalpia à entrada dos evaporadores, explicado pela Equação 22. No entanto, o aumento da entalpia à entrada dos evaporadores da central frigorífica é pouco acentuado, pelo que este parâmetro tem pouca influência na variação da potência frigorífica.

Na Figura 34 é possível observar que existe um aumento do caudal mássico dos evaporadores MT. No entanto é possível observar que o caudal mássico dos compressores MT tem um aumento mais acentuado que o caudal mássico dos evaporadores MT. A razão para este aumento ser mais acentuado é que com o aumento do título do fluido frigorigéneo, causado pelo aumento da pressão no depósito, dá-se

um aumento do caudal mássico de *flash gas*. Este caudal mássico de *flash gas* é também comprimido nos compressores MT.

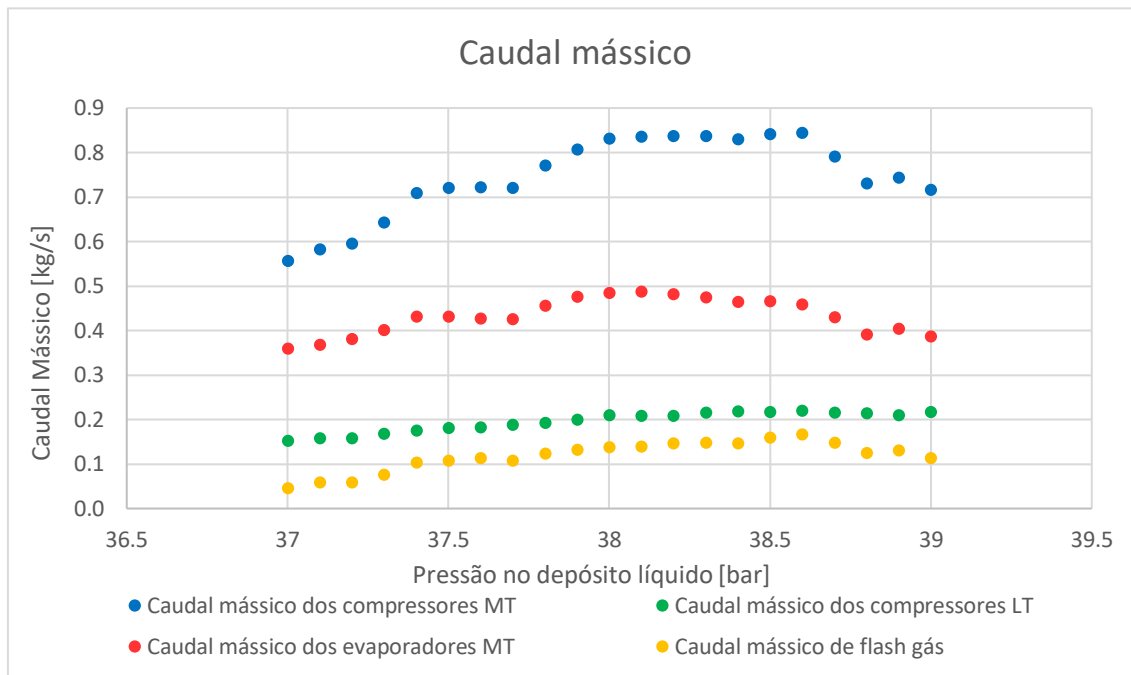


Figura 34 - Gráfico da variação dos diferentes caudais mássicos da central 1 com o aumento da pressão no depósito de líquido

Esta tendência a aumentar do caudal mássico nos evaporadores traduz-se numa tendência a aumentar a potência frigorífica, tal como é possível observar na Figura 35. Tal como acontece no caudal mássico, a potência frigorífica aumenta até aos 38 bar e após este tende a descer. Isto acontece devido à inconstância da temperatura ambiente após esta pressão.

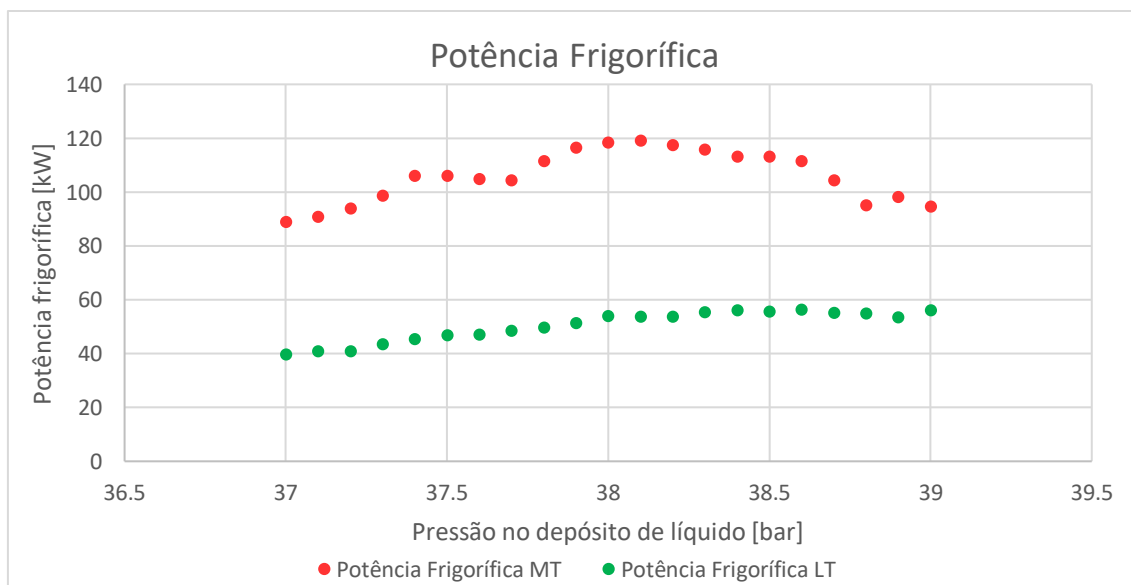


Figura 35 - Gráfico da variação das potências frigoríficas da central 1 com o aumento da pressão no depósito de líquido

O vapor sai do depósito de líquido com a designação de *flash gas* e é comprimido pelos compressores MT. Com o aumento do título, devido ao aumento da pressão no depósito de líquido, dá-se o aumento do caudal mássico de *flash gas* devido ao aumento da quantidade de vapor presente no depósito, tal como pode ser observado na Figura 34. Visto que há um aumento dos diferentes caudais, e que o caudal que entra nos compressores MT é a soma dos caudais que saem do compressor LT e dos evaporadores MT e ainda do caudal de *flash gas*, existe um aumento no trabalho de compressão. Esse aumento é traduzido no aumento da potência elétrica consumida, quer pelo sistema, quer apenas pelos compressores, tal como pode ser observado na Figura 36. Devido a esse aumento de caudal de *flash gas* é que a potência elétrica consumida não aumenta do mesmo modo que a potência frigorífica, tornando o aumento da potência elétrica consumida ligeiramente superior ao aumento da potência frigorífica com o aumento da pressão no depósito de líquido.

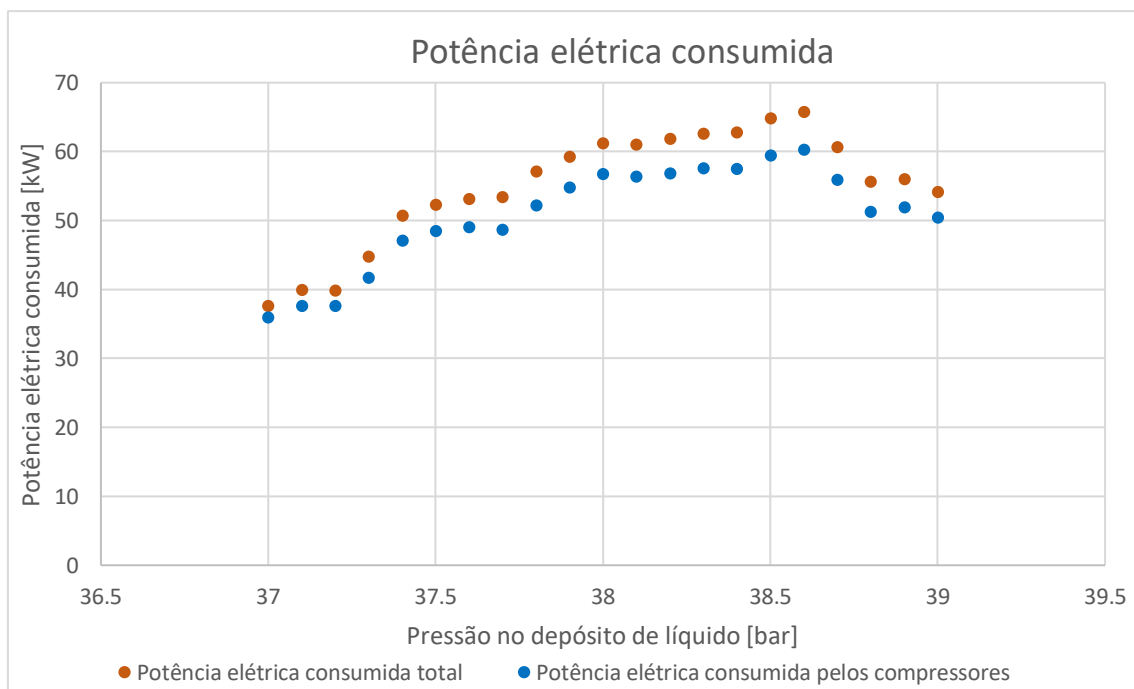


Figura 36 - Gráfico da variação da potência elétrica consumida pela central 1 com o aumento da pressão no depósito de líquido

Como o aumento da potência elétrica consumida é maior que o aumento da potência frigorífica MT, e sendo que o aumento da potência frigorífica LT é muito baixo quando comparado com a potência frigorífica MT e a potência elétrica consumida, o COP vai diminuir com o aumento da pressão no depósito de líquido tal como se pode observar na Figura 37.

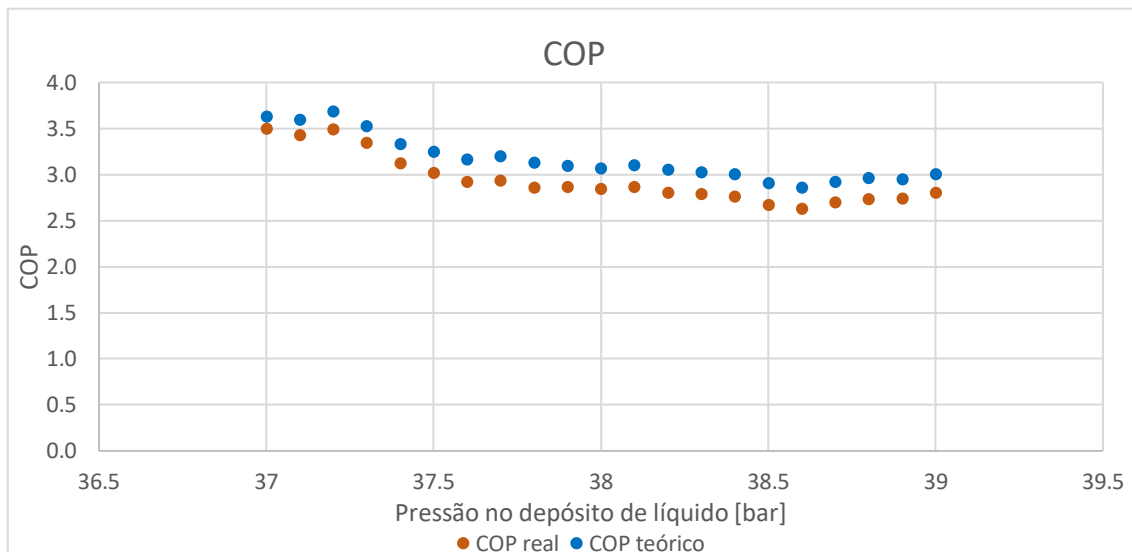


Figura 37 - Gráfico da variação do COP da central 1 com o aumento da pressão no depósito de líquido

Tal como o previsto no estudo teórico efetuado no capítulo 3.1.2, com o aumento da pressão no depósito de líquido, o COP diminui. No entanto, esta diminuição é maior apesar do campo de pressão real variar apenas entre 37 e 39 bar. O COP diminui em média cerca de 7% por bar na central frigorífica real, enquanto nos dados teóricos observa-se um decréscimo médio do COP de cerca de 0,2% por bar. Tal acontece, pois, na central frigorífica real a potência frigorífica não é constante. No caso teórico o aumento do caudal apenas compensava o aumento da entalpia do fluido frigorigéneo à entrada dos evaporadores, mantendo a potência frigorífica constante. O COP diminuía devido ao aumento da potência elétrica consumida causado pelo aumento do caudal dos evaporadores, que compensavam o aumento da entalpia de entrada dos mesmos, e do caudal de *flash gas*. No entanto, como se observa nos resultados desta central, com pouca variação de pressão, a entalpia não aumenta em grande quantidade. Estes aumentos de caudal, e por consequência, da potência frigorífica e do consumo de energia elétrica acontece devido à temperatura ambiente que aumenta varia ao longo das diferentes pressões no depósito, não estando relacionado com o mesmo, como se pode observar na Figura 38. A diminuição inicial de temperatura explica o facto de o COP até aos 37,3 bar se mantém constante. Isto sucede-se, pois, até esta pressão, o caudal de *flash gas* é praticamente constante, levando a que o aumento da potência frigorífica e o aumento da potência elétrica consumida sejam iguais (dependem os dois do aumento do caudal dos evaporadores MT). Entre os 37,3 e os 37,5 bar, existe um aumento mais acentuado de temperatura, implicando uma diminuição do COP em 10%. A diminuição de temperatura ambiente a partir dos 38,7 bar explica as diminuições de caudal mássico para esses valores de pressão, levando à diminuição da potência elétrica consumida e da potência frigorífica MT, sendo que o COP aumenta, pois, a potência frigorífica LT se mantém constante e a diminuição do caudal de *flash gas* é maior que a diminuição do caudal dos evaporadores MT. Por isso ocorre uma maior diminuição do caudal dos compressores MT quando comparado com a diminuição do caudal dos

evaporadores MT. Desta forma não dá para concluir se o COP diminui com o aumento da pressão no depósito. No entanto, no intervalo de pressões onde a temperatura ambiente teve uma variação menos acentuada observa-se uma diminuição do COP de cerca de 4%, por bar.

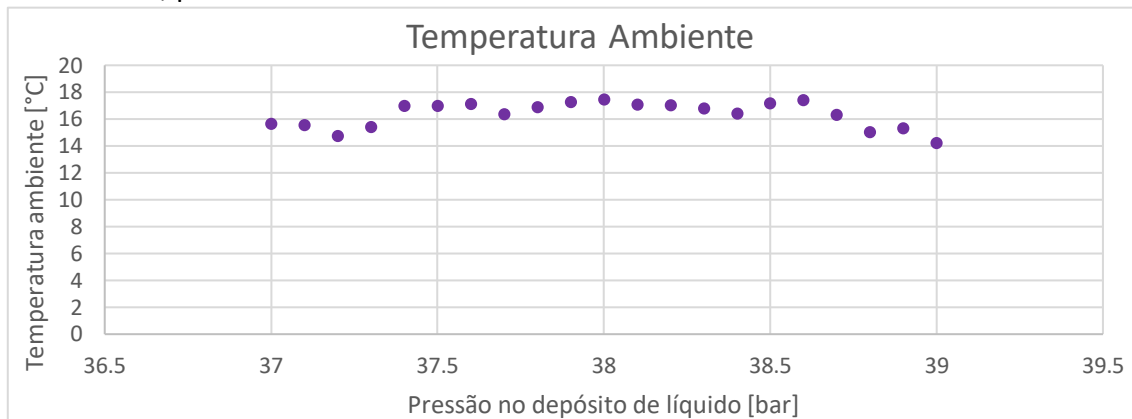


Figura 38 - Gráfico da variação da temperatura ambiente média da central 1 com o aumento da pressão no depósito de líquido

#### 4.1.1.3 Temperatura de evaporação

Outro parâmetro em estudo foi a temperatura de evaporação. O estudo dividiu-se individualmente pelas temperaturas de evaporação dos dois ciclos do sistema para observar o impacto que cada um tinha no mesmo.

##### 4.1.1.3.1 Temperatura de evaporação MT

Na Figura 39 é possível observar que há um aumento do caudal mássico dos evaporadores MT e LT com o aumento da temperatura de evaporação MT. Por este aumento de ambos o caudal mássico dá-se também o aumento do caudal mássico dos compressores MT. Já o caudal mássico de *flash gas* mantém-se constante.

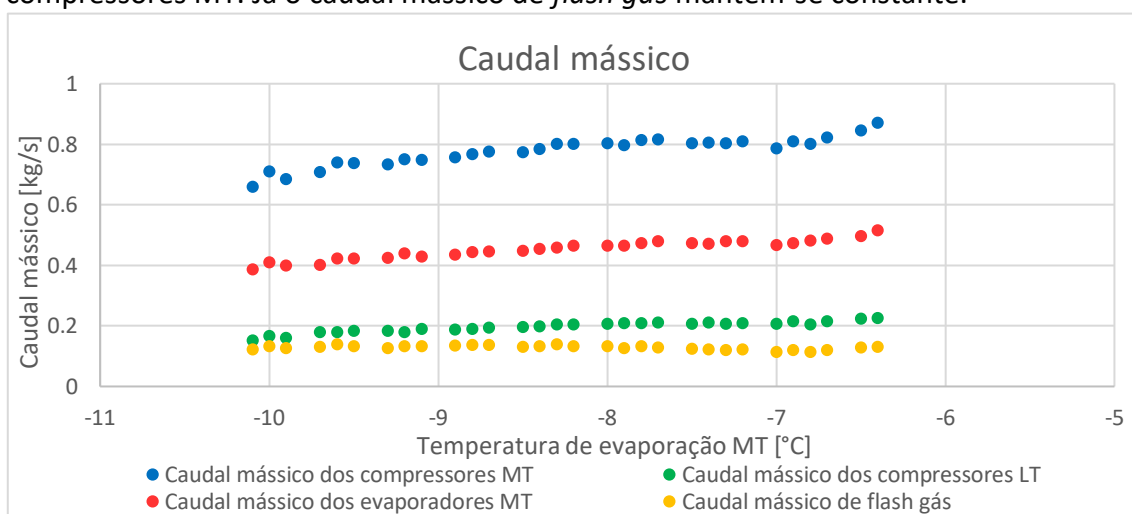


Figura 39 - Gráfico da variação dos diferentes caudais mássicos da central 1 com o aumento da temperatura de evaporação MT

A temperatura ambiente mantém-se praticamente constante durante a variação da temperatura de evaporação MT, no qual aumenta de forma pouco acentuada. Na Figura 40 é possível observar esse mesmo comportamento da temperatura ambiente, bem como o ligeiro aumento da temperatura de evaporação LT. É também possível observar que o padrão de variação da temperatura ambiente e dos caudais mássicos diferem pelo facto de que existe uma tendência a aumentar das curvas dos caudais mássicos, enquanto a curva da temperatura ambiente se mantém constante.

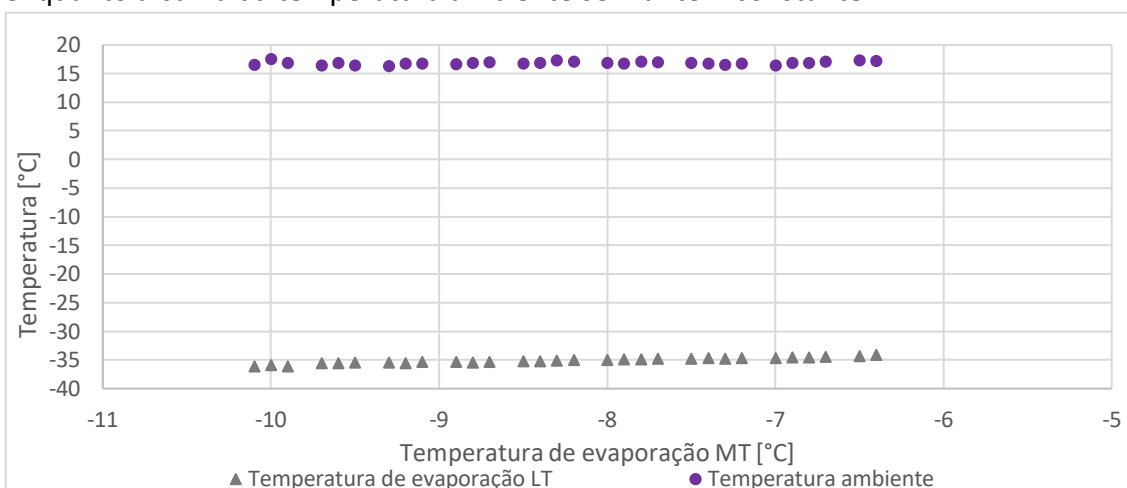


Figura 40 - Gráfico da variação da temperatura ambiente e da temperatura de evaporação LT da central 1 com o aumento da temperatura de evaporação MT

Na Figura 41 é possível observar que tanto a potência frigorífica MT como LT tendem a aumentar com o aumento da temperatura de evaporação MT. Isto ocorre devido ao aumento tanto do caudal mássico dos evaporadores MT como dos evaporadores LT. É possível observar as semelhanças no padrão de variação das potências frigoríficas com os respetivos caudais mássicos, como por exemplo o maior aumento a partir dos -7°C.

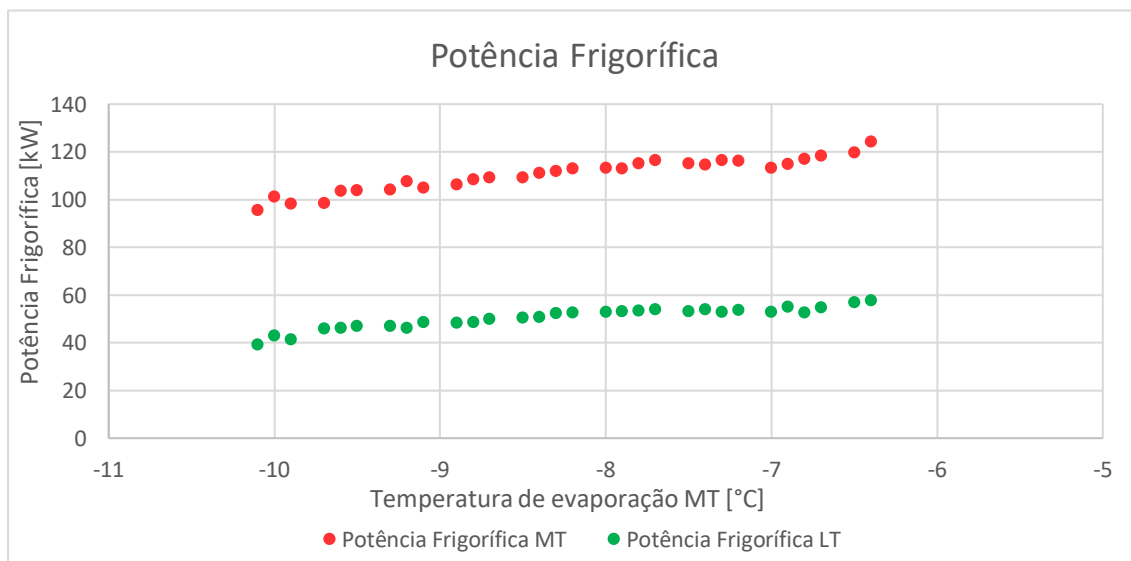


Figura 41 - Gráfico da variação da potência frigorífica da central 1 com o aumento da temperatura de evaporação MT

Na Figura 42 é possível observar que a potência elétrica consumida tende a aumentar de forma pouco acentuada até aos  $-8,5^{\circ}\text{C}$ , diminuindo até aos  $-7^{\circ}\text{C}$ , sendo que a partir desta temperatura de evaporação volta a aumentar devido ao aumento de temperatura ambiente. O aumento ligeiro inicial deve-se ao facto do caudal mássico dos compressores MT aumentar com o aumento da temperatura de evaporação MT. Esse aumento é mais acentuado que o aumento dos restantes caudais por ser a soma dos mesmos. No entanto, o aumento da potência elétrica consumida acontece de forma menos acentuada do que o aumento da potência frigorífica. Tal acontece, pois, tal como explicado anteriormente, com o aumento da temperatura de evaporação MT, aumenta-se a pressão de evaporação, diminuindo da razão de compressão dos compressores MT. Por isso a energia elétrica fornecida para os mesmos exercerem o seu trabalho de compressão diminui. Por outro lado, aumenta a potência elétrica consumida pelos compressores LT. No entanto, como a potência elétrica consumida pelos compressores MT é bastante superior à dos compressores LT, este aumento de potência elétrica consumida têm uma menor influência na potência elétrica consumida total. No intervalo seguinte de temperatura de evaporação no qual se observa uma diminuição da potência elétrica consumida é que é possível observar o fundamento desta explicação. Tal acontece, pois, neste intervalo de temperatura, o caudal mássico dos compressores MT se mantém constante.

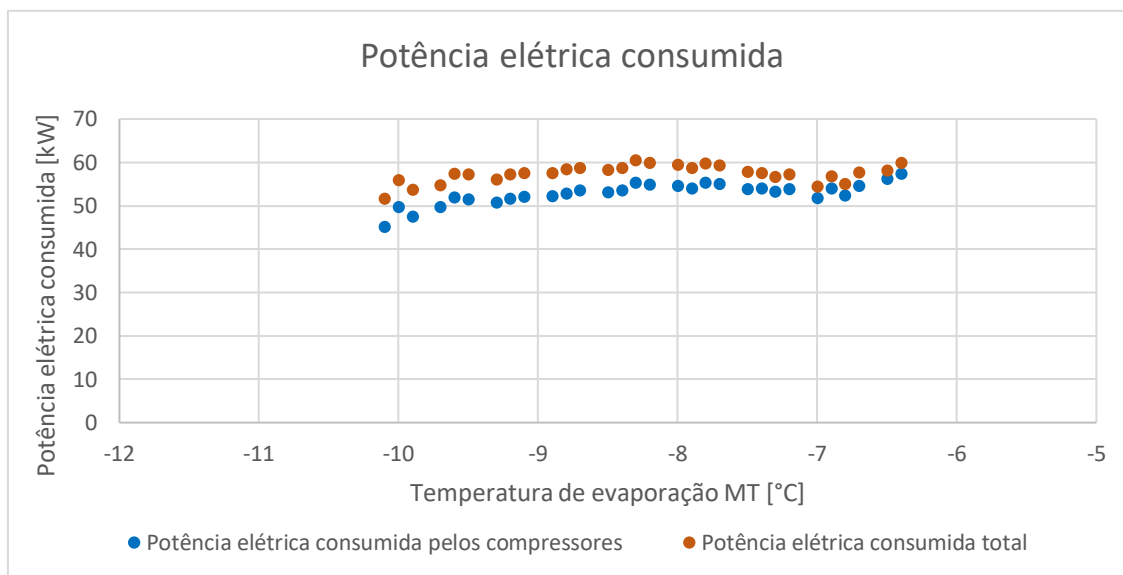


Figura 42 - Gráfico da variação da potência elétrica consumida da central 1 com o aumento da temperatura de evaporação MT

Na Figura 43 é possível observar que com o aumento da temperatura de evaporação MT o COP tende a aumentar em média cerca de 5% por cada grau Celsius. Tal acontece, pois, existe um aumento de ambas as potências frigoríficas e de forma ligeiramente mais acentuada que a potência elétrica consumida. No caso de os caudais mássicos se manterem constantes, a potência frigorífica seria constante. No entanto, com o

aumento da pressão de evaporação, a potência elétrica consumida diminuiria pelo que seria de esperar que o COP também aumentasse. Este último caso é o que acontece nos dados teóricos, estudados previamente no capítulo 3.1.3.1, devido ao facto de no *software* ser possível manter os diversos parâmetros com valores fixos, pelo que o aumento médio do COP por grau Celsius no estudo teórico é menor (cerca de 1,5%). No entanto, uma central de refrigeração real é dinâmica pelo que a qualquer momento os parâmetros podem alterar os seus valores, sendo que a temperatura ambiente é independente e não há como regulá-la. No entanto os resultados da central acabam por ir de encontro com os resultados do estudo teórico, pelo que se pode concluir que com o aumento da temperatura de evaporação MT há um aumento do COP.

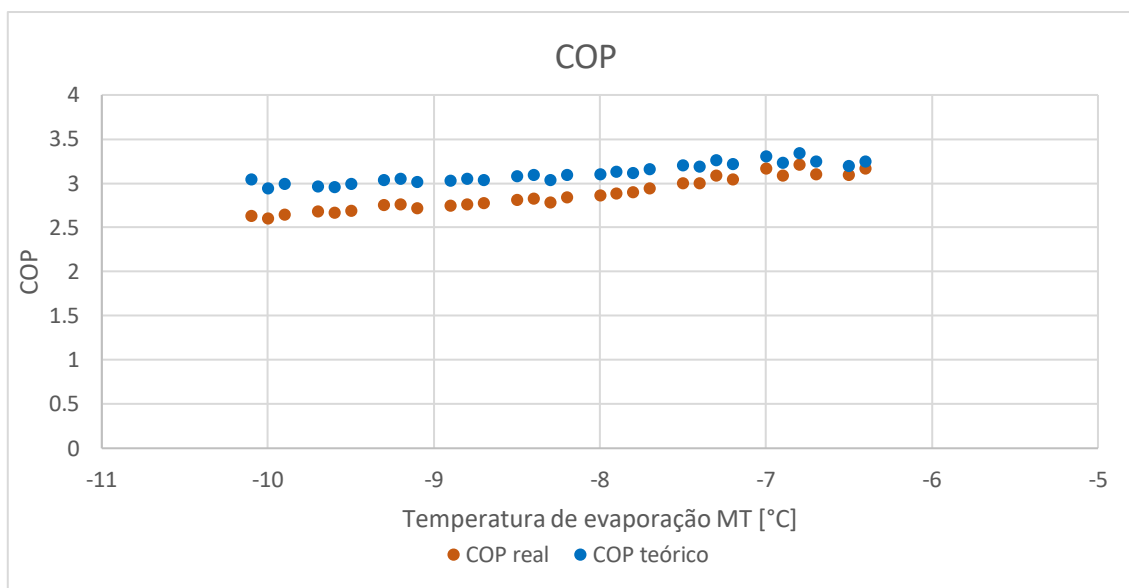


Figura 43 - Gráfico da variação do COP da central 1 com o aumento da temperatura de evaporação MT

#### 4.1.1.3.2 Temperatura de evaporação LT

Na Figura 44 é possível observar que com o aumento da temperatura de evaporação LT, existe uma tendência a haver um aumento do caudal mássico dos evaporadores LT, enquanto o caudal mássico dos evaporadores MT se mantém constante e diminui a partir dos  $-35^{\circ}\text{C}$ . O caudal mássico dos compressores MT tende a aumentar ligeiramente até aos  $-35^{\circ}\text{C}$  devido ao facto de neste intervalo de temperatura o caudal mássico dos evaporadores LT aumenta, enquanto os restantes caudais mássicos se mantêm constantes. Após esta temperatura de evaporação LT, o caudal mássico dos compressores MT diminui, pois, a diminuição do caudal dos evaporadores MT e do caudal de *flash gas* é mais acentuada que o aumento do caudal mássico dos evaporadores LT.

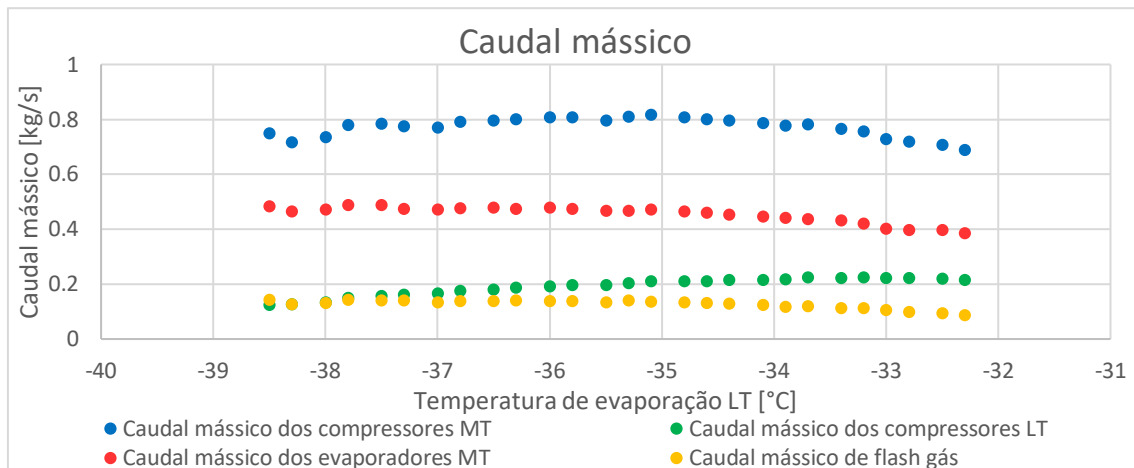


Figura 44 - Gráfico da variação dos diferentes caudais mássicos da central 1 com o aumento da temperatura de evaporação LT

Esta diminuição de caudal mássico dos evaporadores MT acontece, pois, a partir dos -35°C a temperatura ambiente desce ligeiramente, havendo também um ligeiro aumento da temperatura de evaporação MT, tal como se pode observar na Figura 45. Por isso existe menor trocas de calor entre os evaporadores MT e o ambiente, diminuindo assim as necessidades frigoríficas e por consequência o caudal dos evaporadores MT. De notar também que o caudal mássico de *flash gas* segue o padrão de variação da temperatura ambiente. O caudal mássico dos compressores MT também tem um padrão de variação semelhante, mas as suas variações são mais acentuadas devido às variações dos caudais mássicos dos evaporadores MT e dos compressores LT.

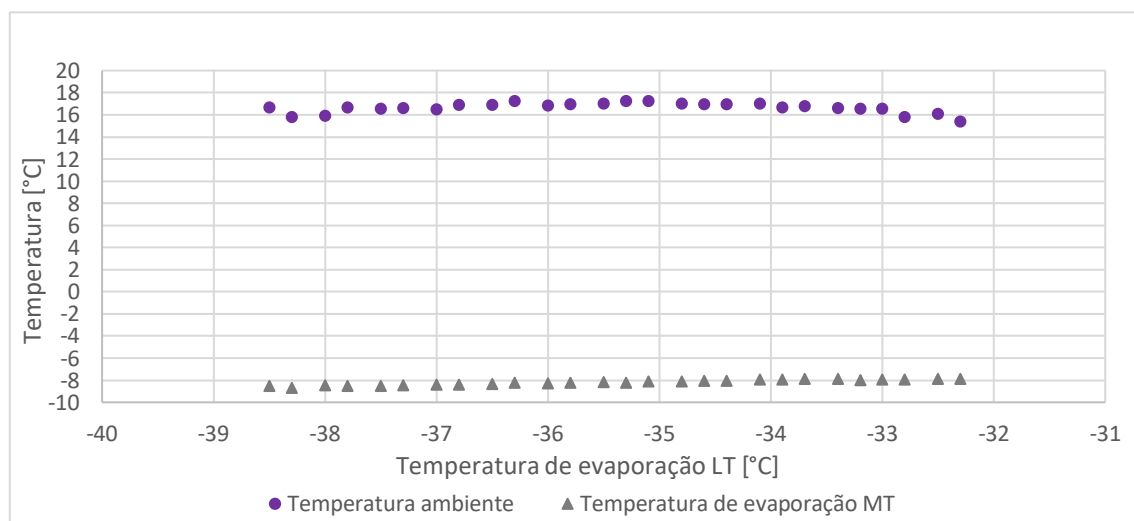


Figura 45 - Gráfico da variação das temperaturas ambiente e de evaporação MT da central 1 com o aumento da temperatura de evaporação LT

Na Figura 46 é possível observar que a potência frigorífica MT tende a diminuir com o aumento da temperatura de evaporação LT, enquanto a potência frigorífica LT tende a aumentar. Tal acontece devido às variações dos caudais mássicos dos respetivos

evaporadores, seguindo o mesmo padrão de variação que a curva desses mesmos caudais mássicos como se pode observar anteriormente.

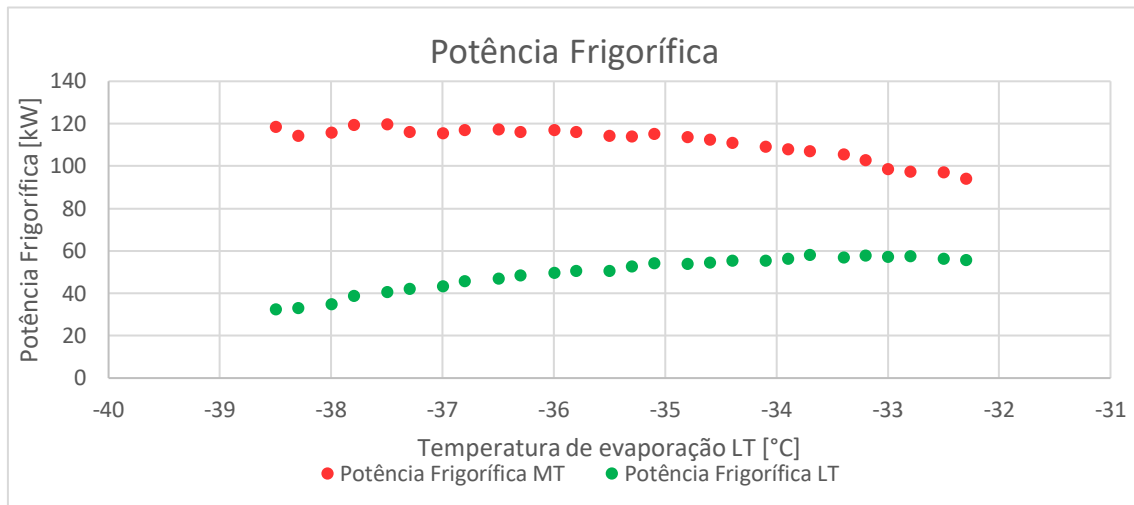


Figura 46 - Gráfico da variação da potência frigorífica da central 1 com o aumento da temperatura de evaporação LT

Em contrapartida, a variação da potência elétrica consumida segue o mesmo padrão de variação do caudal mássico dos compressores MT. Tal como é possível observar na Figura 47, a potência elétrica consumida tende a aumentar até aos  $-35^{\circ}\text{C}$ , diminuindo após esta temperatura. Existe este aumento de potência elétrica consumida pois, apesar de com o aumento da temperatura de evaporação LT e respetiva diminuição do trabalho específico de compressão dos compressores LT, o caudal mássico dos compressores MT e dos compressores LT tem um aumento superior à diminuição da razão de compressão. A partir dos  $-35^{\circ}\text{C}$  diminui a temperatura ambiente média, diminuindo o caudal mássico dos compressores MT e a pressão no *gas cooler* (pouco acentuada), pelo que há diminuição da potência elétrica consumida. No entanto, a diminuição da potência elétrica consumida é mais acentuada que a diminuição do caudal mássico. Tal acontece devido ao aumento da pressão de evaporação MT e ainda à diminuição da pressão no *gas cooler* e respetivo diminuir de razão de compressão.

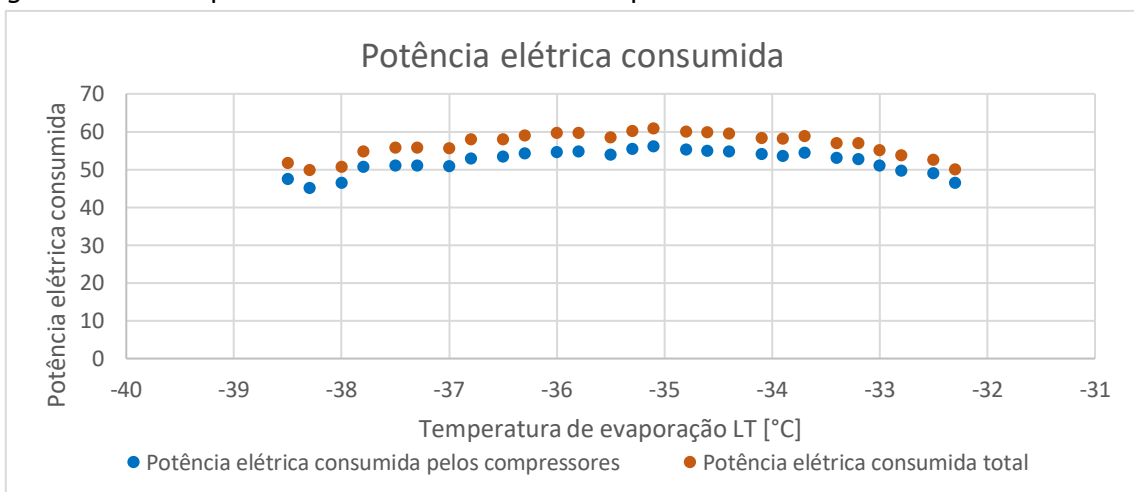


Figura 47 - Gráfico da variação da potência elétrica consumida pela central 1 com o aumento da temperatura de evaporação LT

Na Figura 48 pode-se observar que o COP diminui ligeiramente até aos  $-35^{\circ}\text{C}$ . Tal acontece, pois, no primeiro intervalo de temperatura de evaporação LT, a potência elétrica consumida aumenta, enquanto a potência frigorífica MT diminui. Como o aumento da potência frigorífica LT não consegue ser maior que o aumento da potência elétrica consumida e a diminuição da potência frigorífica MT, o COP diminui. Após os  $-35^{\circ}\text{C}$ , o COP aumenta de forma pouco acentuada pois, a potência elétrica começa a diminuir e o aumento da potência frigorífica LT é superior à diminuição da potência frigorífica MT. Estes resultados não vão de acordo com os resultados obtidos no estudo teórico presente no capítulo 3.1.3.2, cujos resultados mostravam que com o aumento da temperatura de evaporação LT, o COP também aumentava. No entanto tal é explicado pela variação da temperatura ambiente. Nos resultados do estudo teórico o COP aumenta em média 0,7% por cada grau Celsius, pois apenas ocorre a diminuição da razão de compressão LT, diminuindo assim a potência elétrica consumida pelos compressores LT. Nesta central é possível observar que existe um aumento do caudal mássico dos evaporadores LT. Este aumento de caudal mássico causa um aumento na potência frigorífica LT. No entanto, este aumento de caudal mássico dos evaporadores LT leva a um aumento do caudal mássico dos compressores MT e LT. Este aumento de caudal mássico dos compressores causa um aumento na potência elétrica consumida pelos mesmos apesar de que com o aumento da temperatura de evaporação LT haja uma diminuição do trabalho específico dos compressores LT. Tendo em conta que os aumentos dos caudais mássicos são semelhantes, o aumento da potência frigorífica LT e da potência elétrica consumida pelo sistema é idêntico, pelo que o COP se mantém constante. No entanto, como há variação da temperatura ambiente, vai haver momentos em que o caudal mássico dos evaporadores MT aumente com o aumento da temperatura ambiente, e diminua com a diminuição da temperatura ambiente. Por isso quando há um ligeiro aumento da temperatura ambiente é possível observar uma diminuição no COP, e quando há uma diminuição pouco acentuada na temperatura ambiente observa-se que o COP aumenta.

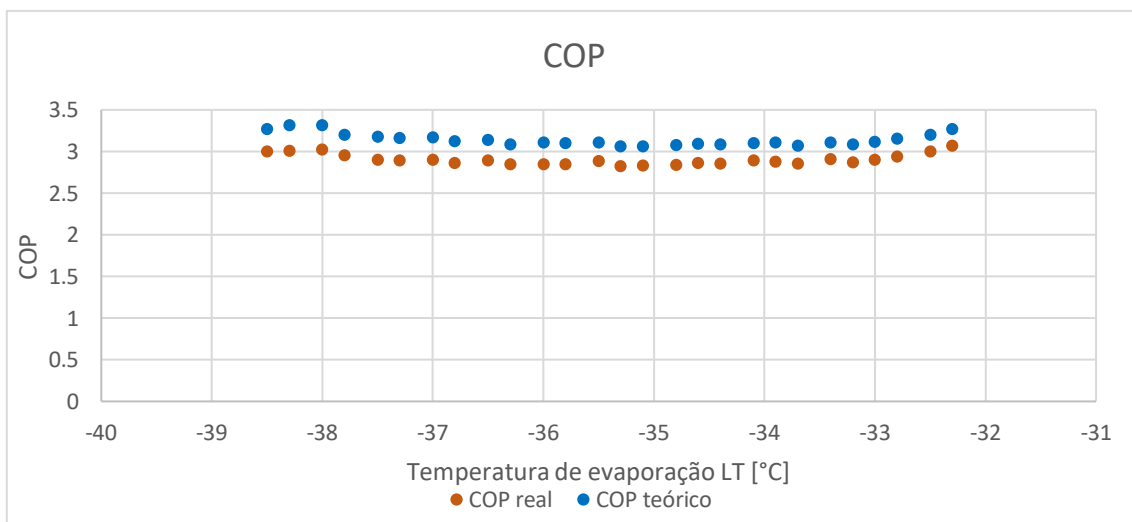


Figura 48 - Gráfico da variação do COP da central 1 com o aumento da temperatura de evaporação LT

### 4.1.2 Central de refrigeração 2

Tal como referido anteriormente, os dados desta central correspondem ao mês de maio, cuja amplitude térmica obrigou a central a operar não só em regime subcrítico como também em regime transcrito. Nesta central pode-se observar o uso da compressão paralela. Esta acontece a partir de mais ou menos 20°C. De forma resumida, tendo em conta os dados fornecidos pela central, entre os 17 e os 20°C a central funcionou sem uso da compressão paralela. Dos 20 aos 25°C a central funcionou não só sem compressão paralela, como também houve momentos em que recorreu à compressão paralela. E a partir dos 25°C, a central apenas funcionou com compressão paralela.

#### 4.1.2.1 Temperatura ambiente

Na central de refrigeração 1 foi observado que com o aumento da temperatura ambiente havia um aumento de caudal mássico, quer fosse nos compressores MT, quer fosse nos evaporadores MT ou até mesmo o caudal de *flash gas*. Através da Figura 49, nesta central de refrigeração é possível observar que o caudal mássico nos compressores MT aumenta até aos 25°C, havendo depois uma pequena diminuição. Isto deve-se ao facto de que com o uso da compressão paralela, deixa de haver caudal de *flash gas* a ir para os compressores MT, diminuindo assim o caudal aspirado por estes compressores, e verificando-se um aumento do caudal que vai para os compressores paralelos.

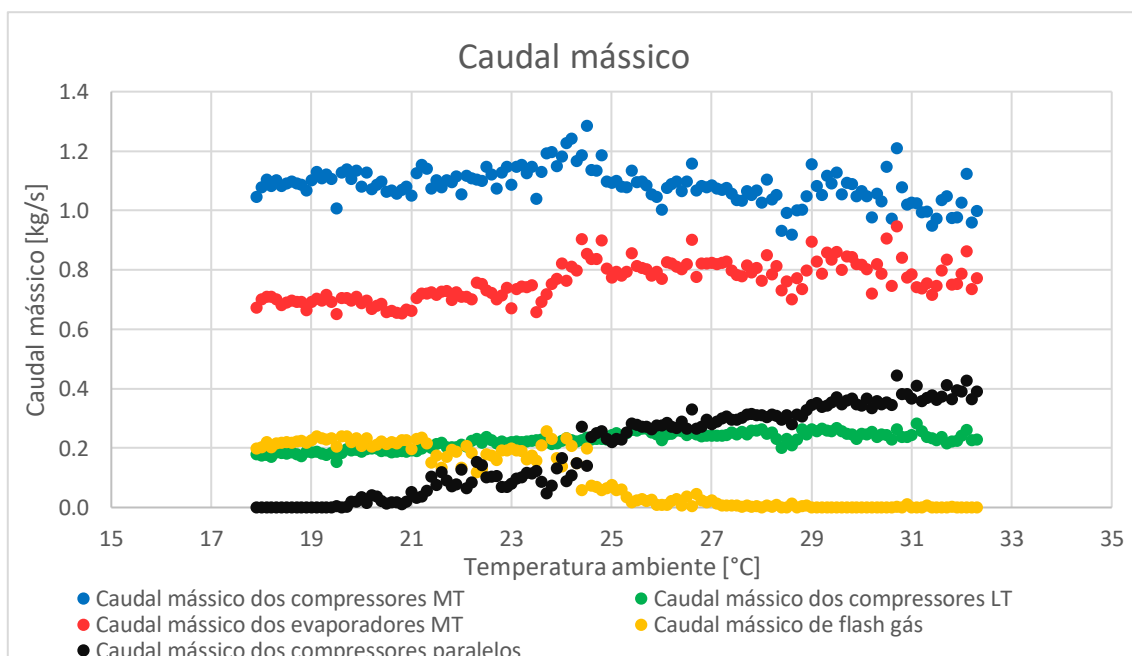


Figura 49 - Gráfico da variação dos diferentes caudais mássicos da central 2 com o aumento da temperatura ambiente

No entanto, o caudal mássico dos evaporadores MT aumenta, até que se mantém mais ou menos constante na gama de temperaturas de 27 a 33°C. Por isso, tal como se pode observar na Figura 50, existe um ligeiro aumento da potência frigorífica MT até aos 25°C, sendo que a partir dessa mesma temperatura se mantém mais ou menos constante. No entanto, a potência frigorífica, tanto MT como LT, diminui ligeiramente ao atingir uma temperatura ambiente de 25°C. Isto acontece devido a que a essa temperatura ambiente há um aumento mais destacado da pressão no depósito de líquido, que se mantém constante até nas restantes temperaturas, mas a uma pressão maior, tal como se pode observar na Figura 51. Este aumento de pressão leva a que haja um ligeiro aumento da entalpia de entrada nos evaporadores, levando a que a potência frigorífica MT diminua ligeiramente apesar do caudal mássico se manter constante. Esse aumento de entalpia à entrada dos evaporadores quando atinge os 25°C pode ser observado na Figura 52. Após os ultrapassar essa temperatura ambiente a potência frigorífica mantém-se constante nesse valor mais baixo.

Relativamente à potência frigorífica LT, esta potência tem um aumento muito ligeiro tal como acontece na central de refrigeração 1, pois o seu caudal mássico é quase constante.

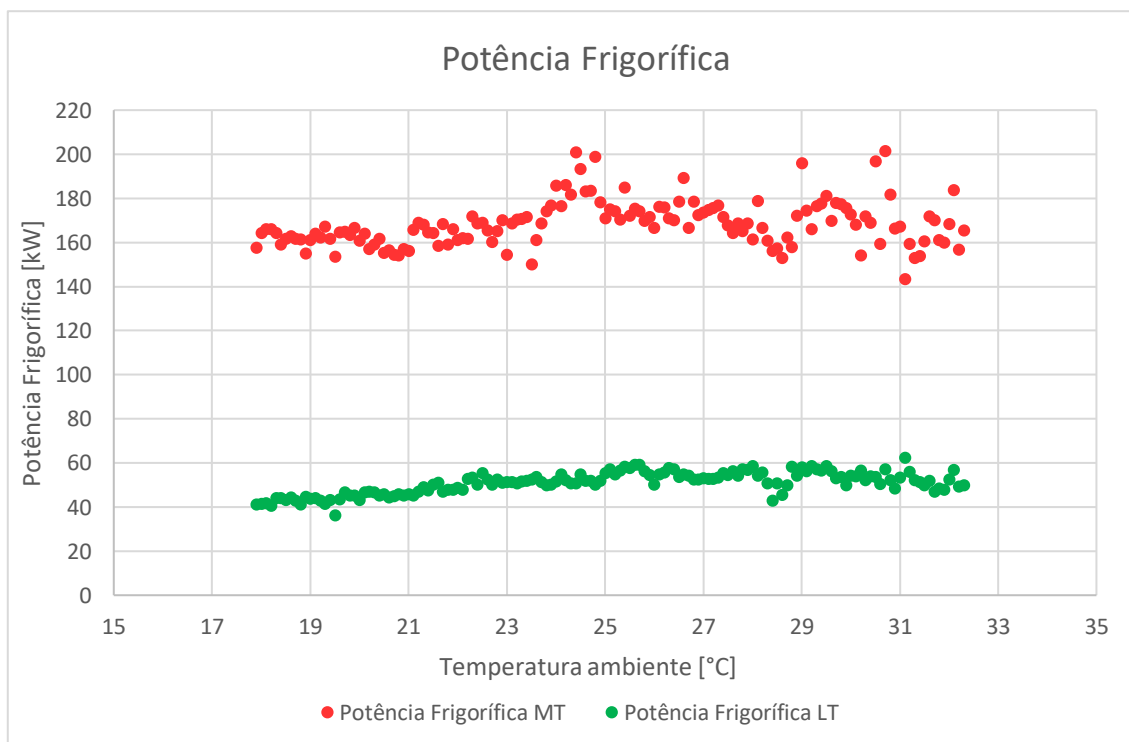


Figura 50 - Gráfico da variação das potências frigoríficas da central 2 com o aumento da temperatura ambiente

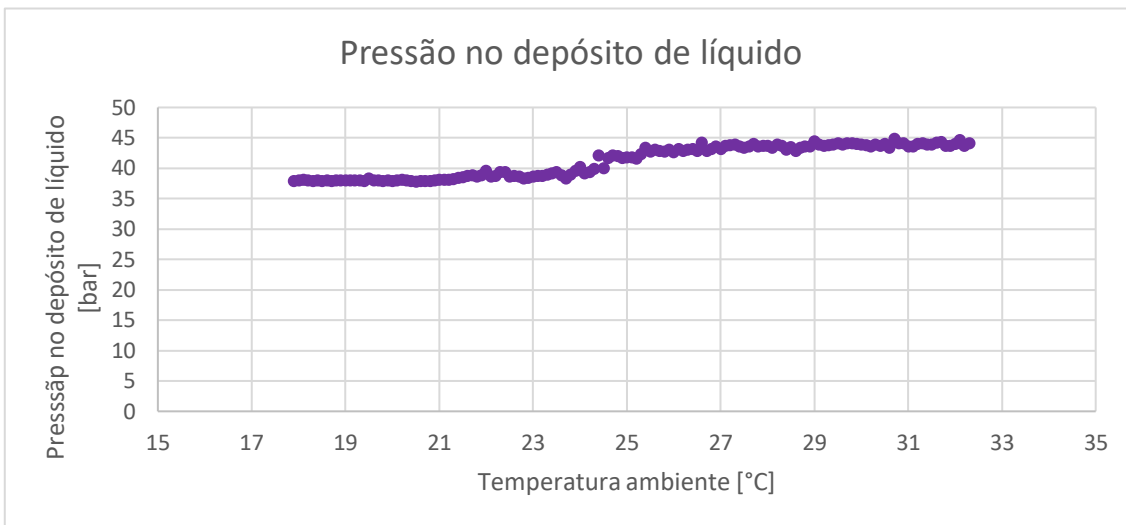


Figura 51 - Gráfico da variação da pressão no depósito de líquido média da central 2 com o aumento da temperatura ambiente

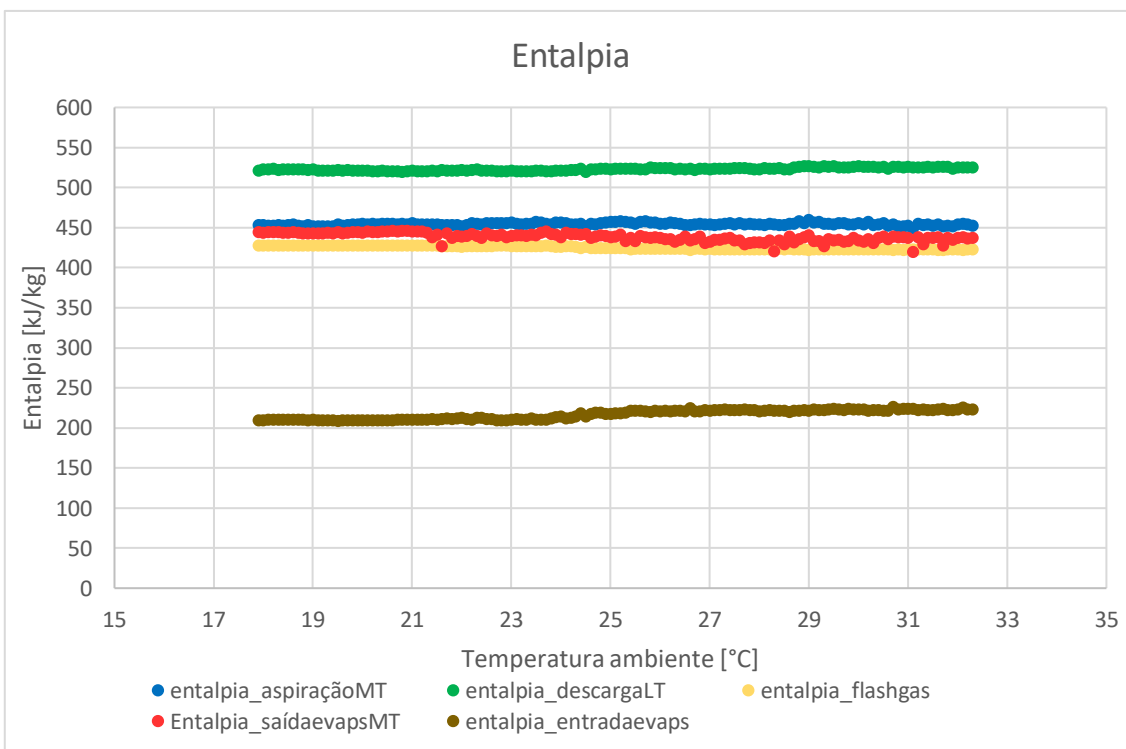


Figura 52 - Gráfico da variação das diferentes entalpias da central 2 com o aumento da temperatura ambiente

Este aumento de caudal mássico dos compressores MT até aos 25°C, aliado ao aumento da razão de compressão, levam a que haja um aumento da potência elétrica consumida pelo sistema até essa temperatura. Apesar de haver uma diminuição no caudal dos compressores MT, a potência elétrica consumida continua a aumentar, mas não de forma tão acentuada, tal como se pode observar na Figura 53. Apesar de o caudal que vai para os compressores MT se manter constante, há um aumento do caudal mássico que vai para os compressores paralelos. No entanto, tal como explicado no capítulo anterior, o trabalho de compressão dos compressores MT é menor quando existe compressão paralela e a sua soma com o trabalho de compressão paralela é menor que o trabalho de compressão dos compressores MT quando a central funciona sem compressão paralela. Isto faz com a que haja um aumento da energia consumida, mas de forma mais “suave”. É visível também que na parte final a energia consumida se mantém quase constante. Tal acontece, pois, nessas temperaturas o caudal mássico dos compressores paralelos se mantém constante enquanto o dos compressores MT e LT diminuem ligeiramente. Esta diminuição de caudal compensa o aumento do trabalho específico de compressão que acontece com o aumento a pressão no *gas cooler*.

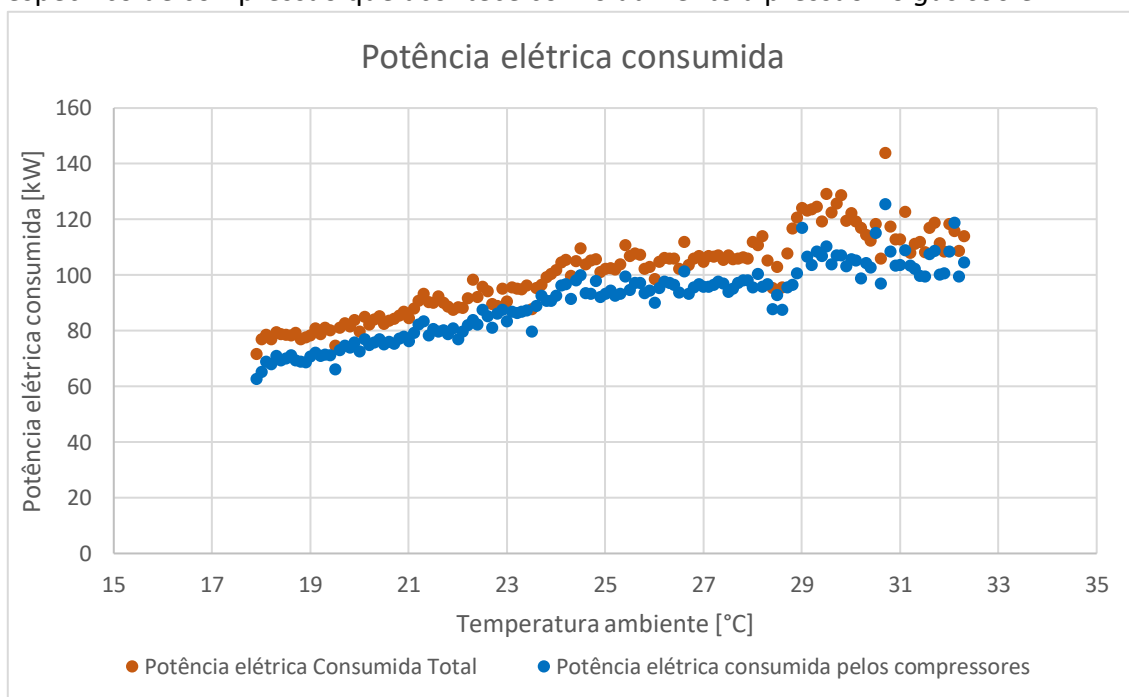


Figura 53 - Gráfico da variação da potência elétrica consumida pela central 2 com o aumento da temperatura ambiente

Este aumento de trabalho de compressão paralela sucede-se, pois, há um aumento da pressão no *gas cooler*, tal como é possível observar na Figura 54. A potência elétrica consumida pelos compressores paralelos aumenta também devido ao aumento de caudal mássico que é aspirado pelos mesmos. Este aumento de pressão exige também que haja um maior trabalho de compressão por parte dos compressores MT.

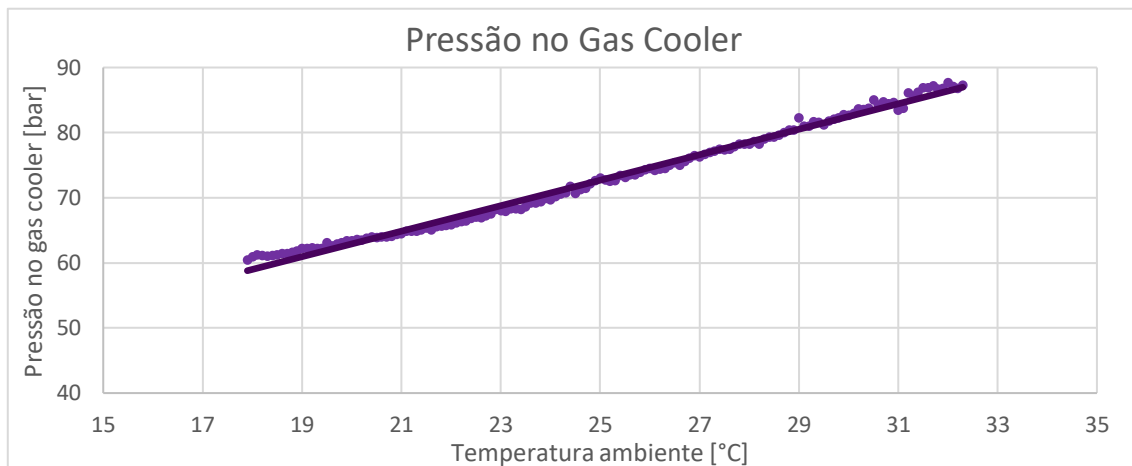


Figura 54 - Gráfico da variação da pressão no *gas cooler* da central 2 com o aumento da temperatura ambiente

Visto que com o aumento da temperatura ambiente há um aumento da potência elétrica consumida e que esse aumento é superior ao aumento da potência frigorífica, que a partir dos 25°C é constante, o COP vai diminuir com o aumento da temperatura ambiente, tal como se pode observar na Figura 55. A diferença entre o aumento da potência elétrica consumida e da potência frigorífica encontra-se no aumento do caudal de *flash gas* que entra nos compressores MT até aos 25°C e após esta temperatura, devido ao facto de haver compressão paralela, há um aumento do caudal que vai para os compressores paralelos com o aumento da temperatura ambiente. A isto junta-se, para qualquer temperatura ambiente, o constante aumento da pressão no *gas cooler*, aumentando a necessidade de fornecer energia elétrica aos compressores. Este resultado está em concordância com os resultados obtidos na central de refrigeração 1 e com os resultados do estudo teórico efetuado no capítulo 3.1.1. Para esta central frigorífica observa-se uma diminuição média do COP em 4,3% por cada grau Celsius, um decréscimo médio superior ao da central frigorífica 1 (3,3%) e inferior ao obtido nos resultados do estudo teórico (4,8%).

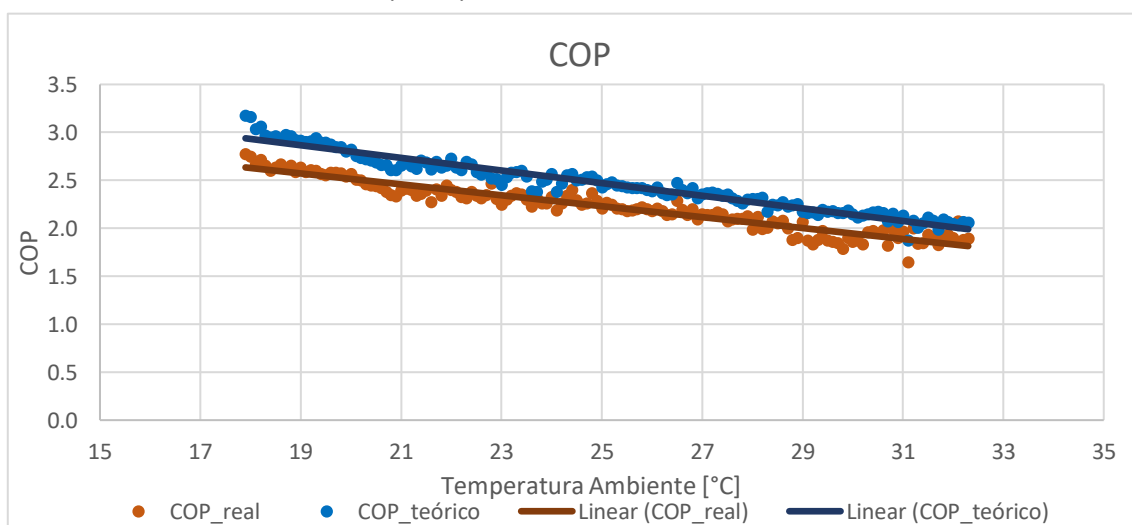


Figura 55 - Gráfico da variação do COP da centra 2 com o aumento da temperatura ambiente

- **Efeito da compressão paralela:**

Tendo em conta a melhoria da eficiência da central de refrigeração em estudo, é possível verificar se de facto o uso da compressão paralela é benéfico ou não. Para isso foi feita uma comparação entre os dados obtidos pela central com uso da compressão paralela e sem o uso da mesma para o mesmo intervalo de temperatura. Tal como referido anteriormente, entre os 20 e os 25°C, o sistema operou com e sem recurso à compressão paralela. Por isso, neste intervalo de temperatura foi possível obter dados da central quando a compressão paralela está ou não está em funcionamento às mesmas temperaturas ambiente, com condições de funcionamento idênticas (caudais de *flash gas* equiparáveis e condições de pressão no depósito e no gas cooler semelhantes), tornando assim os valores comparáveis.

Tal como explicado anteriormente através da comparação das Equação 20Equação 21, a soma da energia consumida pelos compressores paralelos e os compressores MT acaba por ser menor que a energia consumida pelos compressores MT quando não há compressão paralela pois a diferença de entalpias de saída e entradas dos compressores paralelos é menor que a diferença de entalpias de saída e entrada do compressor MT. Assim sendo, como o caudal de *flash gas* passa a ser comprimido pelos compressores paralelos, a potência elétrica consumida pelos compressores paralelos é menor que a potência elétrica necessária a mais nos compressores MT para comprimir o caudal de *flash gas*. Na Figura 56 é possível observar que a potência elétrica consumida total é maioritariamente superior quando não se usa compressão paralela do que quando se está a usar. No entanto, ambas aumentam de forma constante com o aumento da temperatura ambiente.

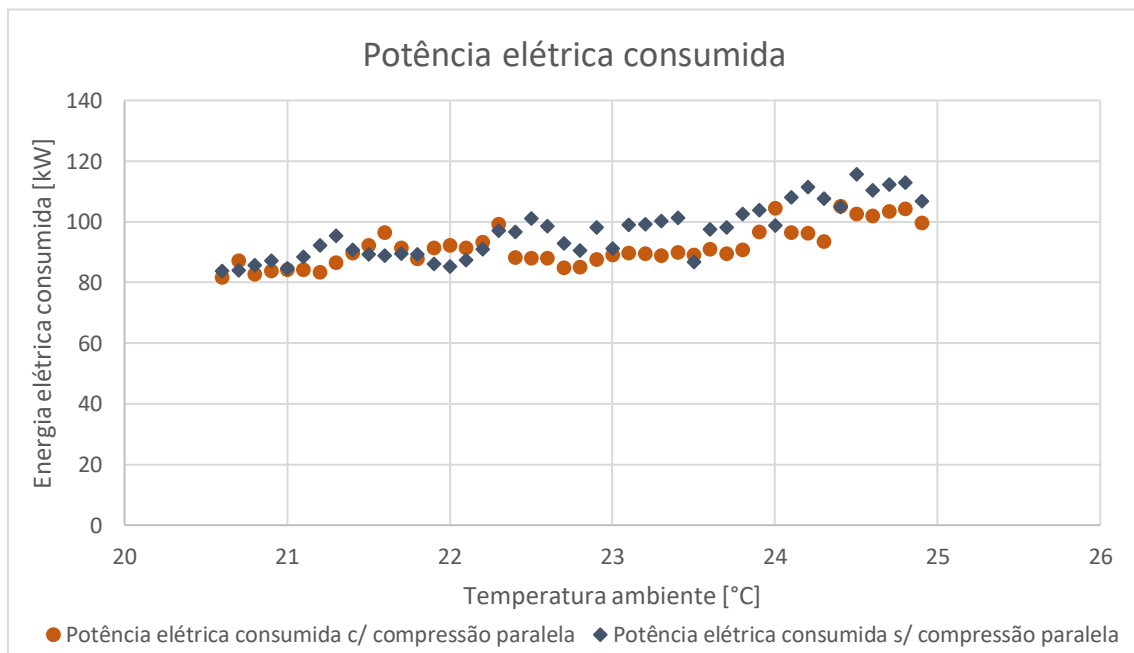


Figura 56 - Gráfico da variação da potência elétrica consumida pela central 2 com o aumento da temperatura ambiente— Comparação com e sem CP

Por fim, sabendo que as potências frigoríficas são idênticas, e a potência elétrica consumida quando há compressão paralela é maioritariamente inferior, quando comparado com o sistema de refrigeração a funcionar sem compressão paralela, nas mesmas condições de temperatura, é possível concluir que o COP é superior quando se usa compressão paralela. Na Tabela 17 é possível observar os valores de COP com e sem compressão paralela. Observa-se uma melhoria no COP quando a central funciona com compressão paralela comparando com mesma central, à mesma temperatura ambiente, sem uso da compressão paralela. Ao observar a tabela é possível concluir que o uso da compressão paralela é benéfico tendo em conta a melhoria da eficiência energética da central, apresentando um incremento média de cerca de 10% do COP.

Tabela 17 - Melhoria do COP com o uso do compressor paralelo com o aumento da temperatura ambiente

Temperatura [°C]	COP com CP	COP sem CP	Varição do COP com CP [%]
20,5	2,61	2,40	+8,60
21	2,56	2,35	+8,70
21,5	2,51	2,35	+7,10
22	2,50	2,33	+6,90
22,5	2,48	2,25	+9,90
23	2,40	2,18	+9,90
23,5	2,46	2,17	+13,50
24	2,44	2,20	+10,40
24,5	2,42	2,18	+10,80
25	2,34	2,08	+12,10

Os resultados de funcionamento obtidos nesta central frigorífica servem também para comprovar as conclusões obtidas no estudo teórico efetuado no capítulo 3.1.1, pois vão em sintonia com os mesmos, onde se observou que o COP aumentava em média 10% quando o ciclo frigorífico funciona com compressão paralela. Apesar do COP ser superior quando a central utiliza compressão paralela, este não deixa de diminuir com o aumento da temperatura, tal como foi visto no estudo teórico referido. No entanto, com o uso da compressão paralela, o COP tende a diminuir de forma menos acentuada com o aumento da temperatura ambiente quando comparado com a central a funcionar sem compressão paralela.

#### 4.1.2.2 Pressão no depósito de líquido

Também nesta central de refrigeração se estudou como se comporta a mesma com a variação da pressão no depósito de líquido. Tal como explicado no capítulo anterior, esta pressão era fixada por uma válvula de controlo e os valores de pressão recolhidos eram num campo de pressões bastante próximos ao valor fixado. De modo que se pudesse obter um campo de pressões com maior amplitude, foi-se variando o valor de pressão no depósito de líquido.

Como através do estudo teórico efetuado no capítulo 3.1.2 dava a entender que o comportamento da central quanto ao seu COP era diferente quando a central de refrigeração recorria à compressão paralela e quando não recorria, com a variação da pressão no depósito de líquido, estudaram-se os dois casos de forma separada.

##### 4.1.2.2.1 Com compressão paralela

Tal como explicado anteriormente, a entalpia de entrada nos evaporadores aumenta com o aumento da pressão no depósito pois este aumento causa um aumento do título do fluido frigorífero. Este aumento de entalpia à entrada dos evaporadores diminui o efeito frigorífico, que por sua vez diminui a potência frigorífica. No entanto, mesmo com o aumento de amplitude do campo de pressão, esse aumento de entalpia é ligeiro, tal como se pode observar na Figura 57, sendo que a partir de mais ou menos os 44 bar, a entalpia mantém-se constantes.

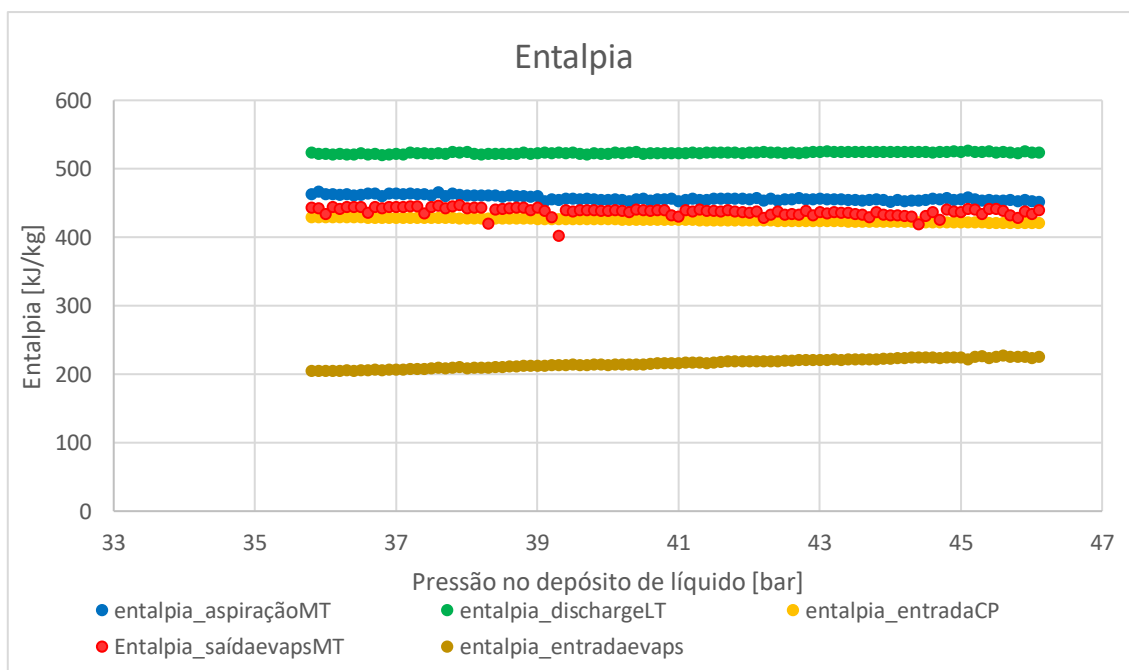


Figura 57 - Gráfico da variação das diferentes entalpias da central 2 com o aumento da pressão no depósito de líquido com CP

Com este aumento de pressão no depósito de líquido houve também um aumento da temperatura ambiente média, tal como se pode observar na Figura 58. Até aos 41 bar a temperatura ambiente média aumenta ligeiramente, parecendo até que se mantém constante. Entre os 41 e os 43 bar, existe um aumento mais brusco da temperatura ambiente, mantendo-se constante após os 43 bar. Estas variações de temperatura ambiente são independentes da pressão no depósito de líquido.

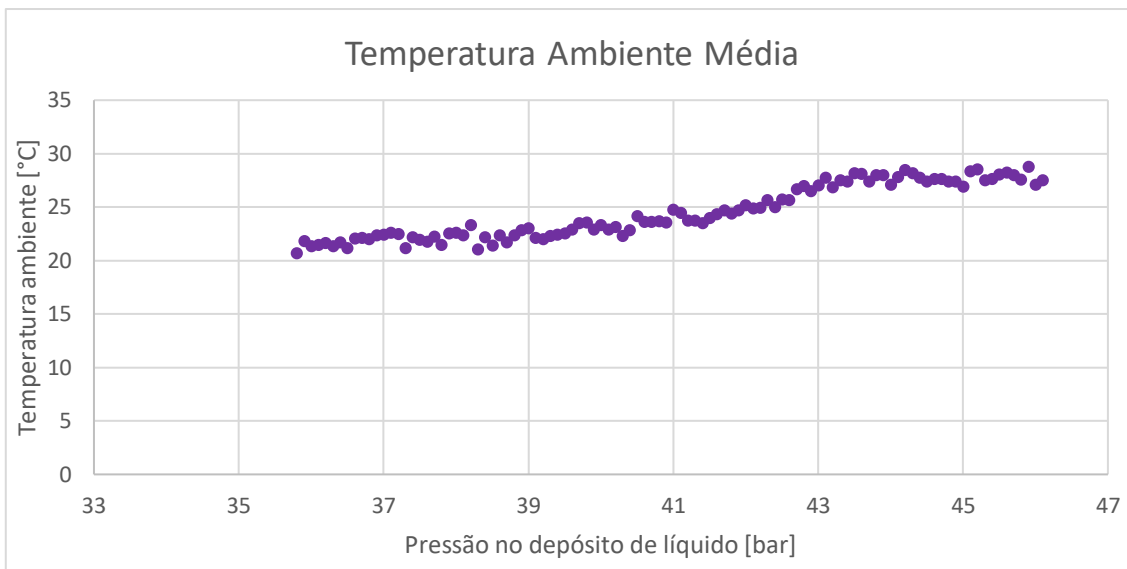


Figura 58 - Gráfico da variação da temperatura ambiente média da central 2 com o aumento da pressão no depósito de líquido com CP

O aumento de temperatura ambiente leva a que se aumente a pressão no *gas cooler*, pressão máxima do ciclo para atingir a pressão ótima. Esta pressão, tal como se pode ver na Figura 59, mantém-se quase constante até aos 41 bar, subindo bruscamente a até aos 43 bar, mantendo-se constante após esta pressão, tal como a temperatura ambiente.

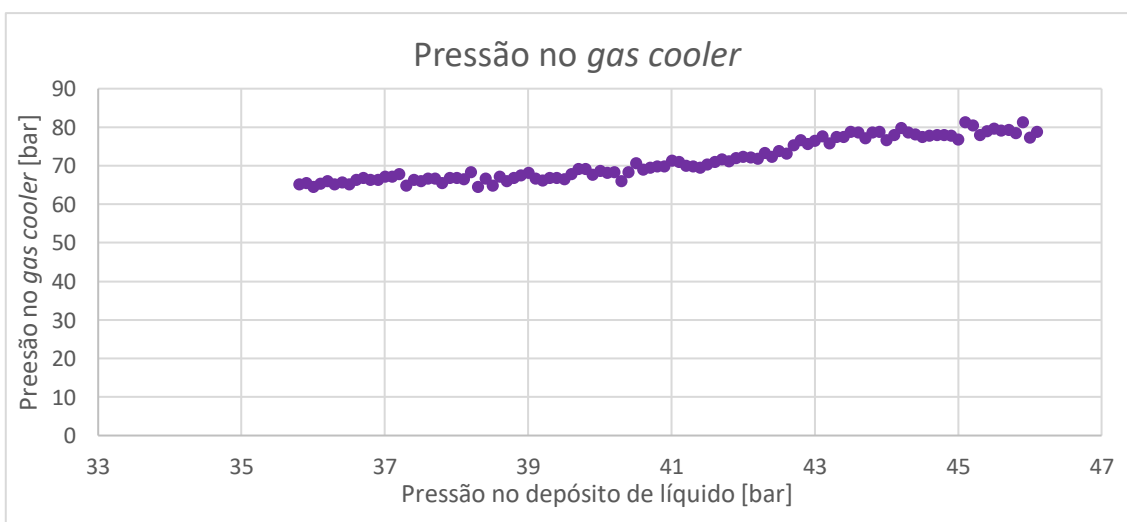


Figura 59 - Gráfico da variação da pressão no *gas cooler* da central 2 com o aumento da pressão no depósito de líquido com CP

Na Figura 60 pode-se observar que o caudal mássico dos evaporadores MT aumenta numa fase inicial, mas depois mantém-se mais ou menos constante até aos 44 bar. Isto deve-se ao aumento ligeiro da temperatura ambiente e ao aumento da pressão no depósito de líquido. O aumento do título do fluido frigorífero faz diminuir o efeito frigorífico, pelo que para balançar as necessidades frigoríficas da central o caudal vai aumentar. A partir dos 44 bar dá-se um aumento abrupto desse mesmo caudal devido ao aumento da temperatura ambiente. O caudal mássico de aspiração dos compressores MT tem o mesmo “comportamento” que o caudal mássico dos evaporadores MT pois o caudal mássico de descarga dos compressores LT é basicamente constante com o aumento da pressão no depósito de líquido. Já o caudal mássico de aspiração dos compressores paralelos aumenta com o aumento da pressão no depósito de líquido. Isto deve-se ao aumento do título do fluido frigorífero, quer devido ao aumento da temperatura ambiente, quer ao aumento da pressão no depósito de líquido.

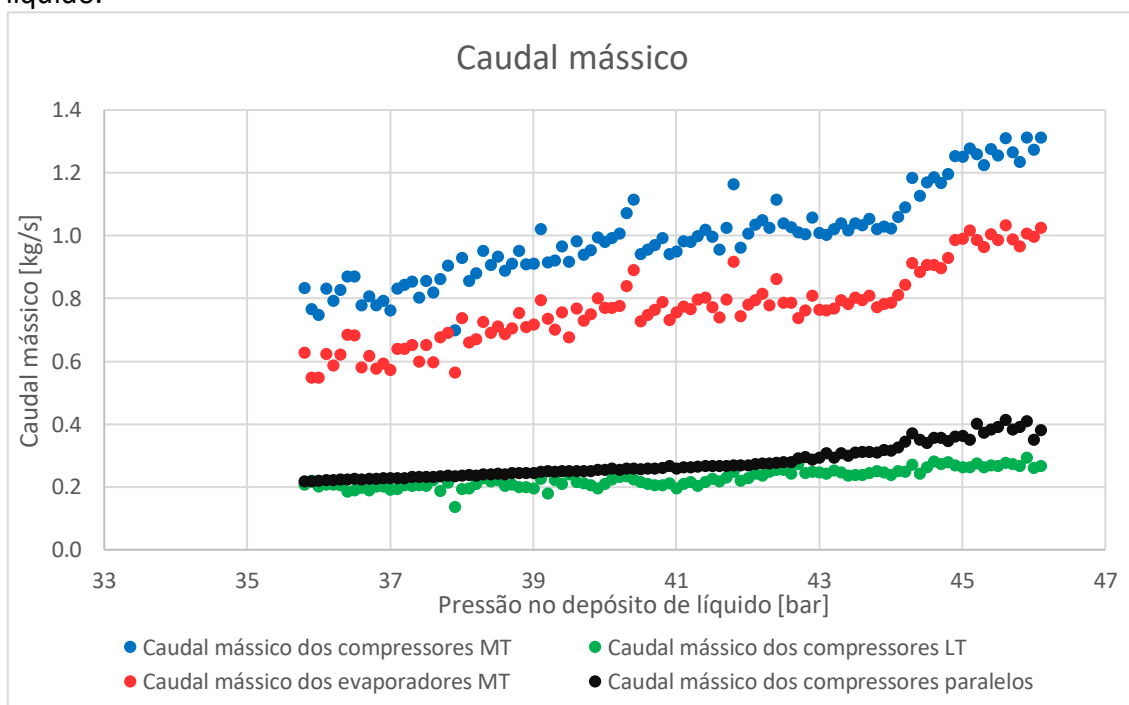


Figura 60 - Gráfico da variação dos diferentes caudais mássicos da central 2 com o aumento da pressão no depósito de líquido com CP

Tal como se pode observar na Figura 61, este aumento de caudal mássico nos evaporadores MT leva a que haja um aumento da potência frigorífica MT até aos 39 bar. Isto acontece pois não só o aumento de caudal até essa pressão é mais acentuado, como também a entalpia de entrada nos evaporadores se mantém constante até essa mesma pressão. Entre os 39 e os 44 bar, a potência frigorífica mantém-se quase constante. Entre estas pressões o aumento de caudal mássico apenas está a “balançar” a diminuição de efeito frigorífico. Após os 44 bar há um aumento brusco da potência frigorífica. Este aumento deve-se ao facto de haver um grande aumento de caudal a partir desta pressão

devido ao aumento mais acentuado de temperatura ambiente. Já a potência frigorífica LT aumenta ligeiramente.

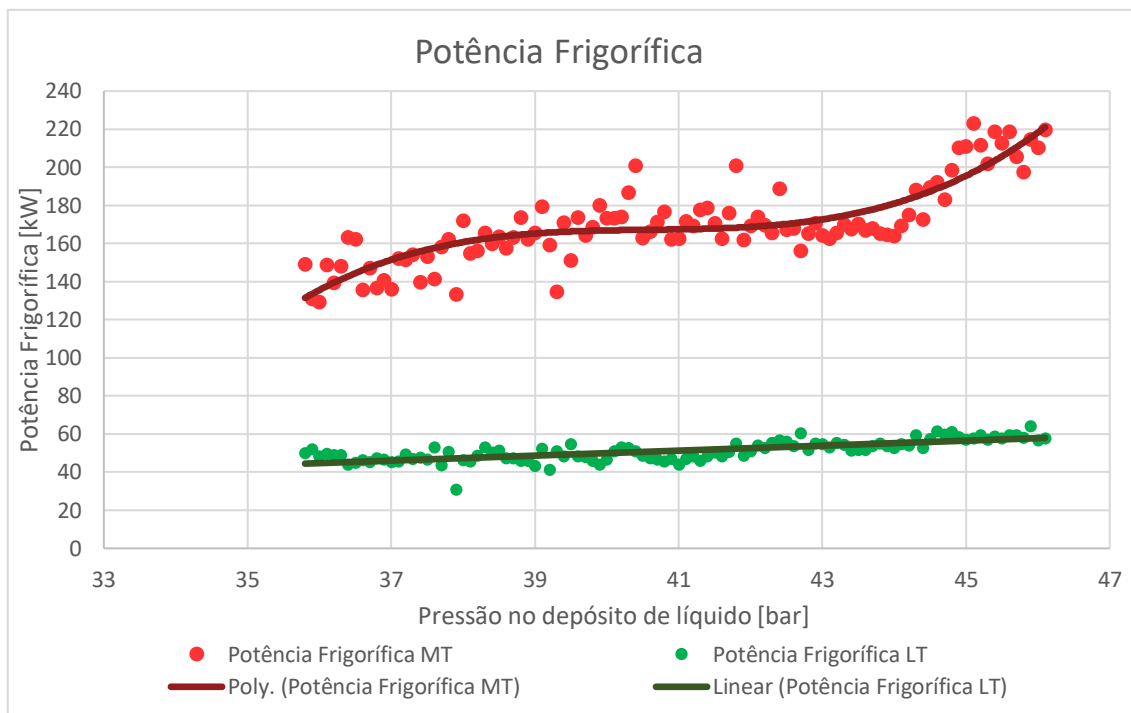


Figura 61 - Gráfico da variação das potências frigoríficas da central 2 com o aumento da pressão no depósito de líquido com CP

Já por sua vez, a potência elétrica consumida tem um aumento mais suave até aos 40 bar, tal como se pode observar na Figura 62. Isto deve-se a que com o aumento da pressão no depósito de líquido, o trabalho de compressão dos compressores paralelos mantém-se/diminui devido a que a pressão no *gas cooler* se mantém constante até esta pressão, enquanto o trabalho de compressão dos compressores MT aumenta com o aumento do caudal. O aumento de caudal mássico que vai para os compressores paralelos é inferior à diminuição da diferença de entalpias de entrada e saída dos compressores paralelos. Esta diferença de entalpias diminui pois há uma diminuição na razão de pressão na compressão paralela, pois a entalpia de entrada dos compressores paralelos aumenta com o aumento da pressão no depósito de líquido, sendo necessário menos energia elétrica para comprimir o fluido. A partir dos 40 bar, a potência elétrica consumida aumenta de forma mais acentuada. Isto acontece, pois, a partir desta pressão começa a haver um aumento na pressão no *gas cooler*, que faz com que a razão de pressão no compressor paralelo não diminuía. Assim existe um aumento no trabalho de compressão específico dos compressores paralelos e, aliado ao já aumento constante do trabalho de compressão dos compressores MT, que se dá quer seja pelo aumento do caudal aspirado pelos mesmos, quer pelo aumento da pressão no *gas cooler*, existe aumento da energia consumida é ligeiramente mais acentuado.

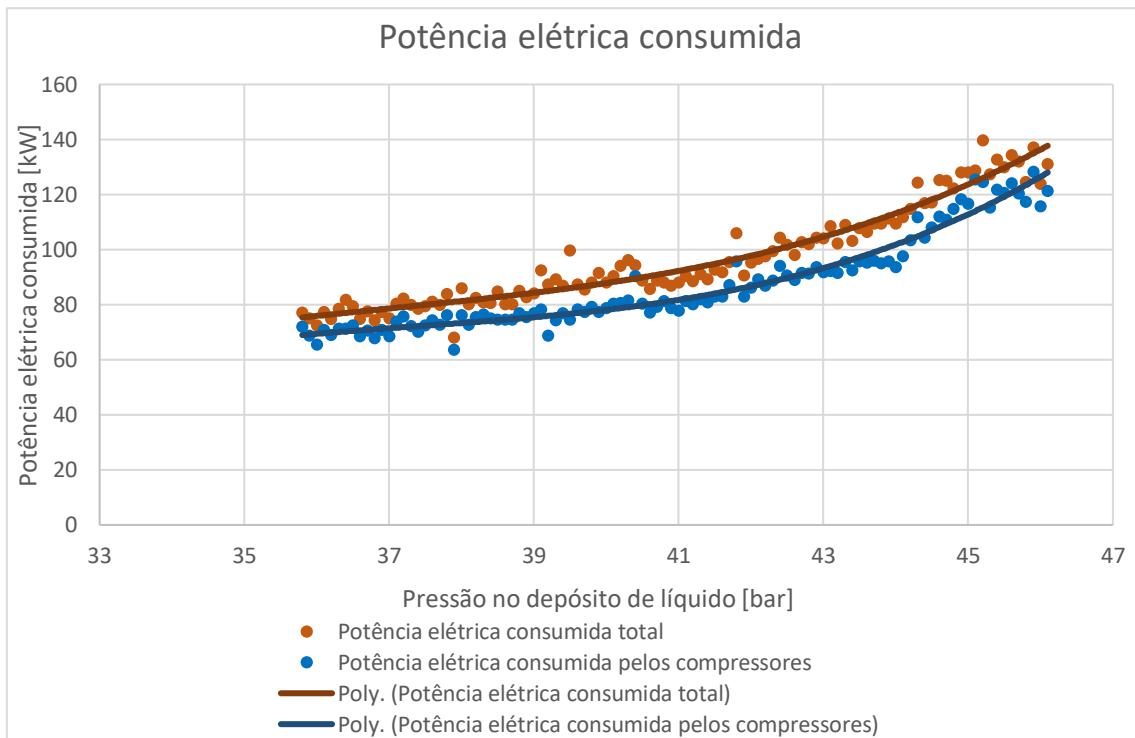


Figura 62 - Gráfico da variação da potência elétrica consumida pela central 2 com o aumento da pressão no depósito de líquido com CP

Por fim, é possível observar através da Figura 63, que o comportamento desta central de refrigeração quanto à sua eficiência é parecido aos dados observados no estudo teórico efetuado no capítulo 3.1.2. Inicialmente existe um aumento do COP, mais ou menos até aos 39 bar, sendo esta a pressão no depósito de líquido ótima, apesar do ligeiro aumento de temperatura ambiente, sendo que o COP aumenta em 5,4%, um valor próximo dos 6% de incremento médio do COP dos resultados teóricos. Isto deve-se ao facto de o aumento da potência frigorífica até esta pressão no depósito de líquido ser maior que o aumento da potência elétrica consumida. A diferença do aumento de ambos está relacionada com o trabalho de compressão paralela diminuir até esta pressão. Após esta pressão é possível observar um decréscimo no COP, diminuindo em 5,8%. Isto acontece, pois, a potência frigorífica aumenta muito pouco quando comparado com o aumento da potência elétrica consumida. Esta diferença ocorre devido ao aumento da temperatura ambiente e de pressão no *gas cooler*, pois enquanto estes foram constantes, observou-se um decréscimo do COP de 3,6%, valor mais próximo dos 2% de decréscimo do que se observou no COP obtido através do estudo teórico. No entanto, acredita-se que este decréscimo iria acontecer mais tarde ou mais cedo, motivado pelo facto de que a diminuição do trabalho de compressão nos compressores paralelos não iria compensar o aumento de caudal total no sistema devido à diminuição da entalpia de entrada dos evaporadores, que levaria a que o aumento dos trabalhos de compressão dos compressores MT e LT. Nas pressões finais o COP mantém-se constante pois existe um aumento brusco da temperatura ambiente

levando a que haja um grande aumento de caudal, e leva a que ambos os aumentos de potência frigorífica e energia consumida sejam constantes. De notar que entre os 40 e os 41 bar o COP diminui ligeiramente apesar de não haver grandes alterações na temperatura ambiente ou pressão no *gas cooler*.

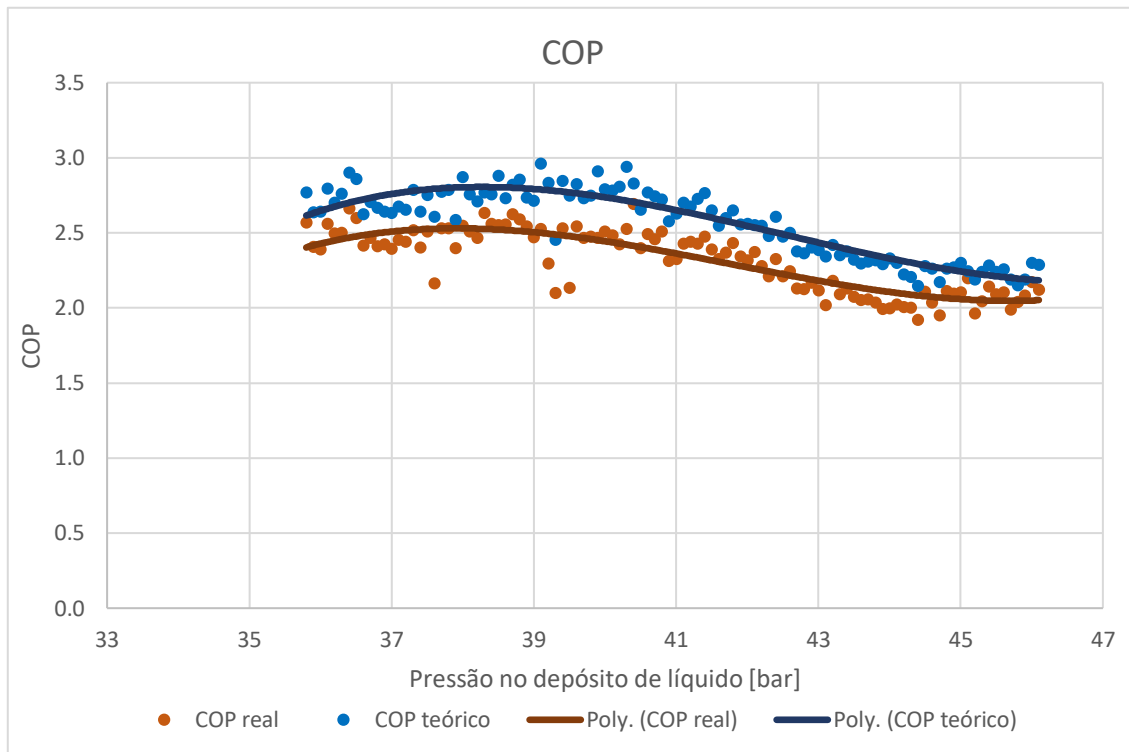


Figura 63 - Gráfico da variação do COP da central 2 com o aumento da pressão no depósito de líquido com CP

#### 4.1.2.2.2 Sem compressão paralela

Nesta central também existem momentos em que a mesma funciona sem compressão paralela. Estes momentos deram-se quase sempre no campo de pressões no depósito de líquido entre os 37 e os 39 bar.

Tal como na central de refrigeração 1, com o aumento da pressão no depósito de líquido houve um aumento do caudal mássico dos evaporadores MT e um aumento do caudal de *flash gas*. Por consequência, o caudal mássico dos compressores MT também aumenta, sendo que este aumento é superior ao aumento de caudal dos evaporadores MT devido a que o caudal de *flash gas* também aumenta. O caudal mássico dos compressores LT mantém-se quase constante. Na Figura 64 é possível observar que os caudais mássicos oscilam ao longo do aumento da pressão no depósito de líquido, mas têm tendência a aumentar, exceto o caudal mássico dos compressores LT que se mantém constante.

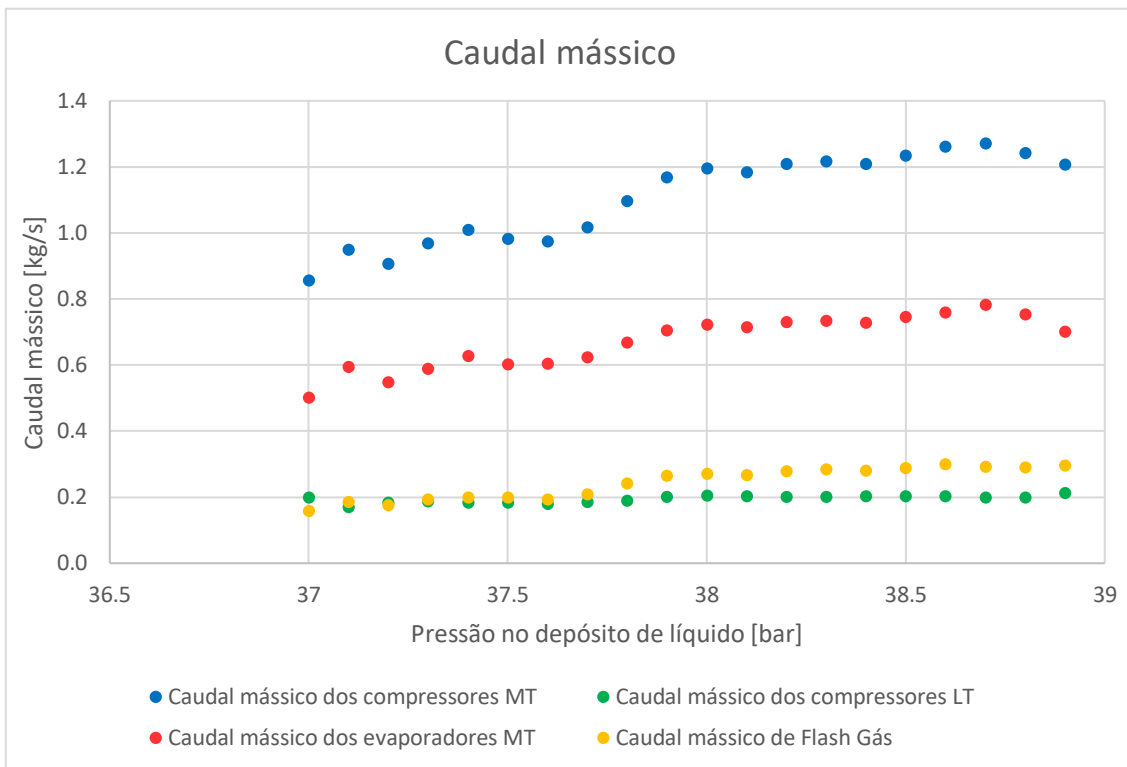


Figura 64 - Gráfico da variação dos diferentes caudais mássicos da central 2 com o aumento da pressão no depósito de líquido sem CP

Apesar da temperatura ser praticamente constante, existe um ligeiro aumento da pressão no *gas cooler*, tal como se pode observar na Figura 65.

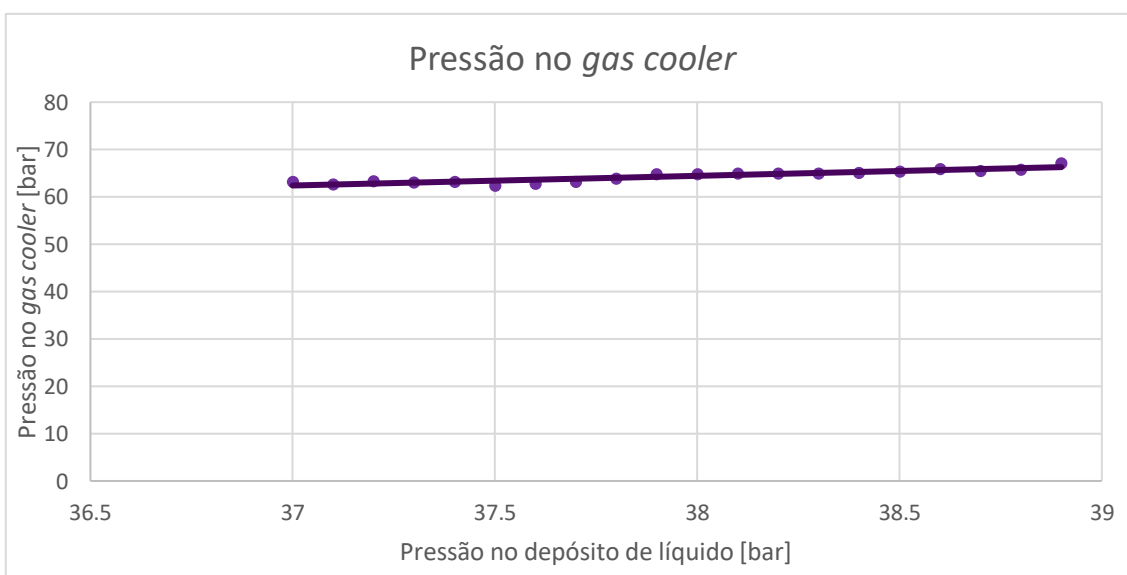


Figura 65 - Gráfico da variação da pressão no *gas cooler* da central 2 com o aumento da pressão no depósito de líquido sem CP

Este aumento de caudal mássico dos evaporadores MT leva a que haja um aumento da potência frigorífica MT. Este aumento pode ser observado na Figura 66, no qual se observa, tal como no gráfico dos caudais mássicos, que a potência frigorífica tem tendência a aumentar com o aumento da pressão no depósito de líquido. Tal acontece, pois, a diminuição do efeito frigorífico pelo aumento do título do fluido frigorigéneo e consequentemente, aumento da entalpia de entrada dos evaporadores, é muito baixa quando comparada com o aumento do caudal mássico dos evaporadores MT. Já a potência frigorífica LT, tal como o caudal mássico dos evaporadores mantém-se constante.

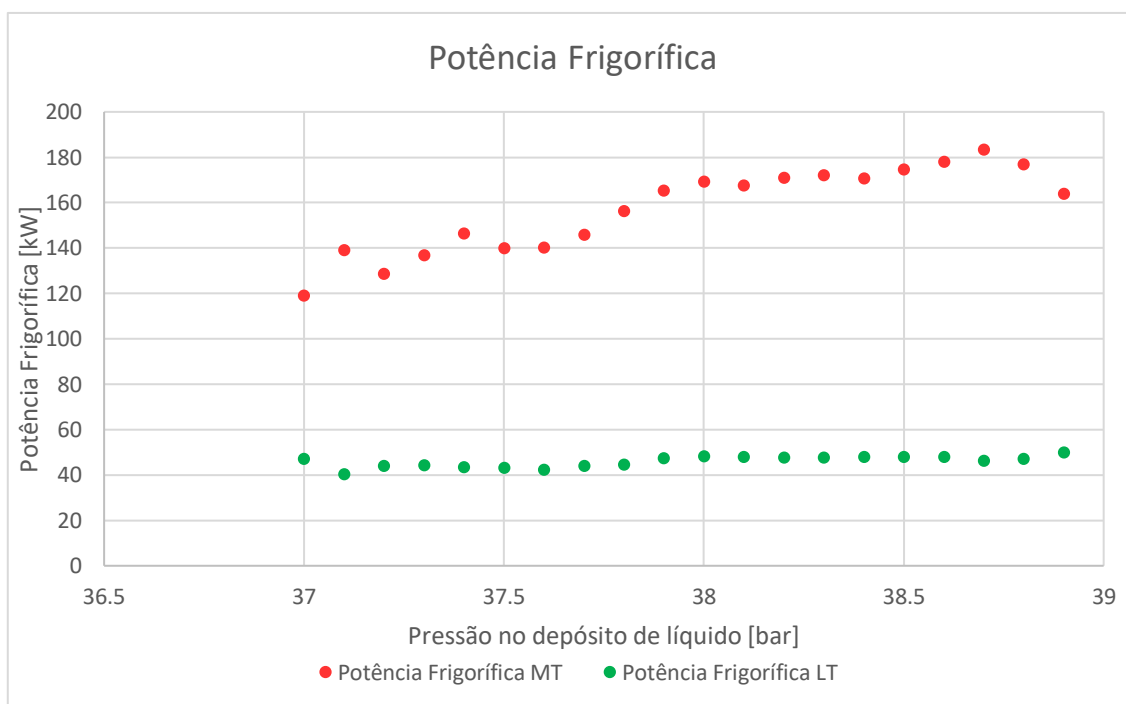


Figura 66 - Gráfico da variação da potência frigorífica da central 2 com o aumento da pressão no depósito de líquido sem CP

Relativamente à potência elétrica consumida, esta também tem a tendência de aumentar com o aumento da pressão no depósito de líquido, tal como se pode observar na Figura 67. Este aumento acontece devido ao aumento do caudal mássico dos compressores MT. Este caudal, tal como referido anteriormente, é a soma do caudal mássico dos evaporadores MT, que aumenta com o aumento do depósito de líquido, o caudal mássico dos compressores LT, e ainda o caudal de *flash gas*, que aumenta devido a que o aumento da pressão no depósito leva a que haja um aumento do título do fluido frigorigéneo, aumentando o caudal de vapor que sai do mesmo, sendo este o caudal de *flash gas*.

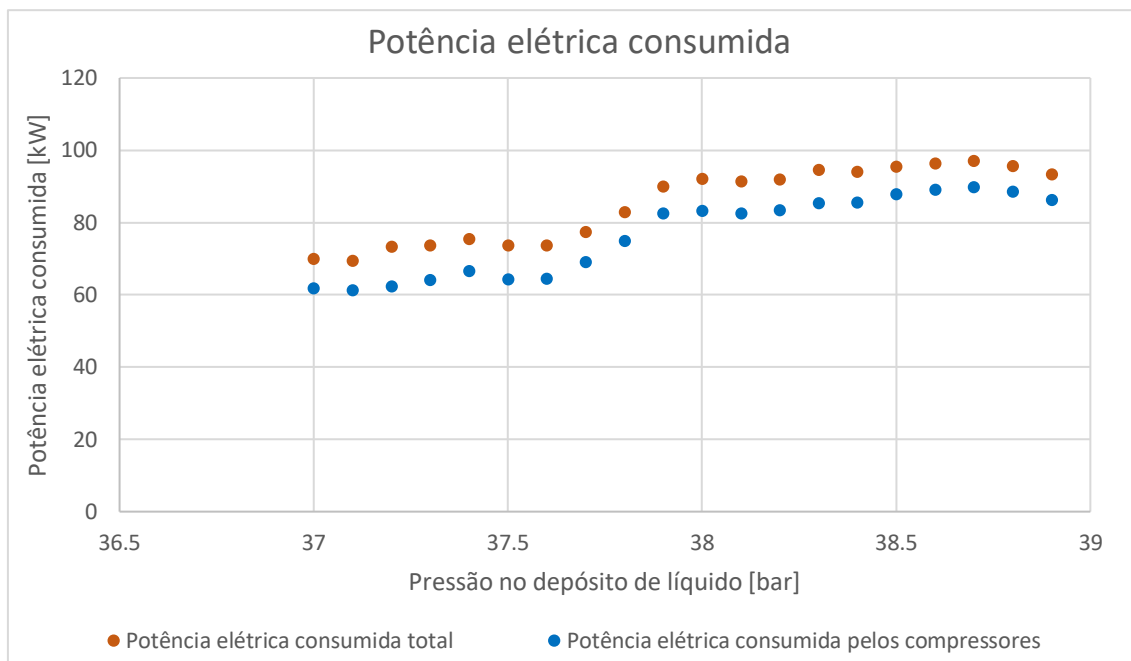


Figura 67 - Gráfico da variação da potência elétrica consumida pela central 2 com o aumento da pressão no depósito de líquido sem CP

Assim sendo, e, tal como se pode observar na Figura 68, é possível observar uma diminuição do COP média de 4,4% por bar, com o aumento da pressão no depósito de líquido. Esta tendência a diminuir vai em concordância com os resultados obtidos na central de refrigeração 1 e nos resultados do estudo teórico efetuado no capítulo 3.1.2. No entanto apresenta um decréscimo médio do COP por bar inferior ao da central 1 (7%) mas superior ao obtido no estudo teórico (0,2%) Esta diminuição acontece, pois, o aumento da potência elétrica consumida é superior ao aumento da potência frigorífica MT. A diferença destes dois aumentos encontra-se no aumento do caudal de *flash gas*, tal como explicado anteriormente.

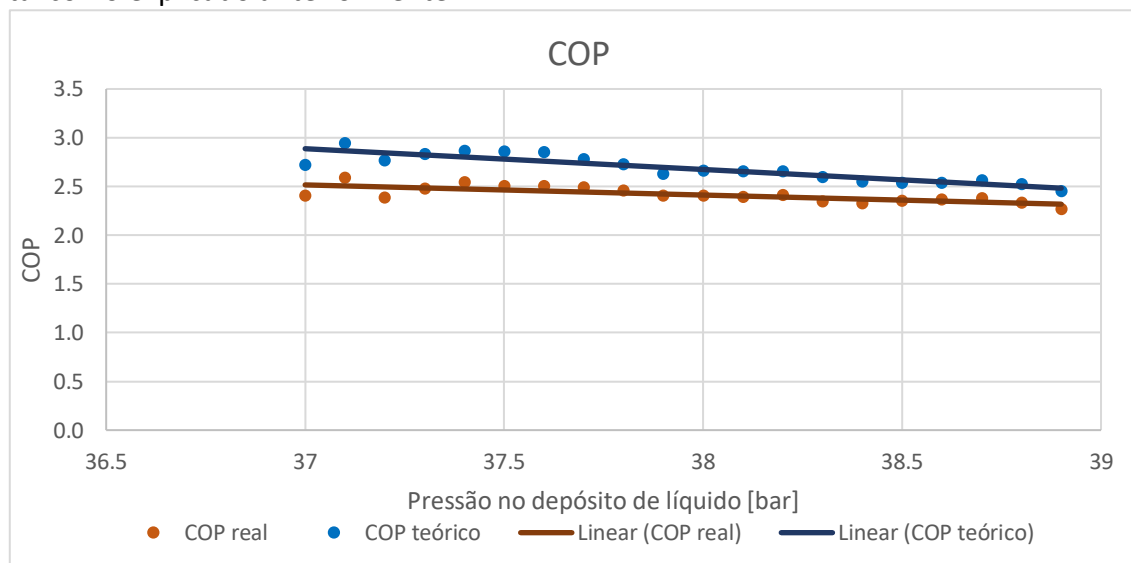


Figura 68 - Gráfico da variação da pressão do COP da central 2 com o aumento da pressão no depósito de líquido sem CP

#### 4.1.2.2.3 Comparação entre o uso ou não da compressão paralela

Este estudo, tal como foi feito para a temperatura ambiente, foi feito apenas para as mesmas pressões no depósito de líquido no qual a central teve momentos em que recorreu à compressão paralela e em momentos que não recorreu à mesma. No entanto a temperatura ambiente não é constante ao longo deste campo de pressão. Por isso, a comparação só será feita nas pressões no *gas cooler* idênticas, a partir dos 37,7 bar, como se pode verificar na Figura 69.

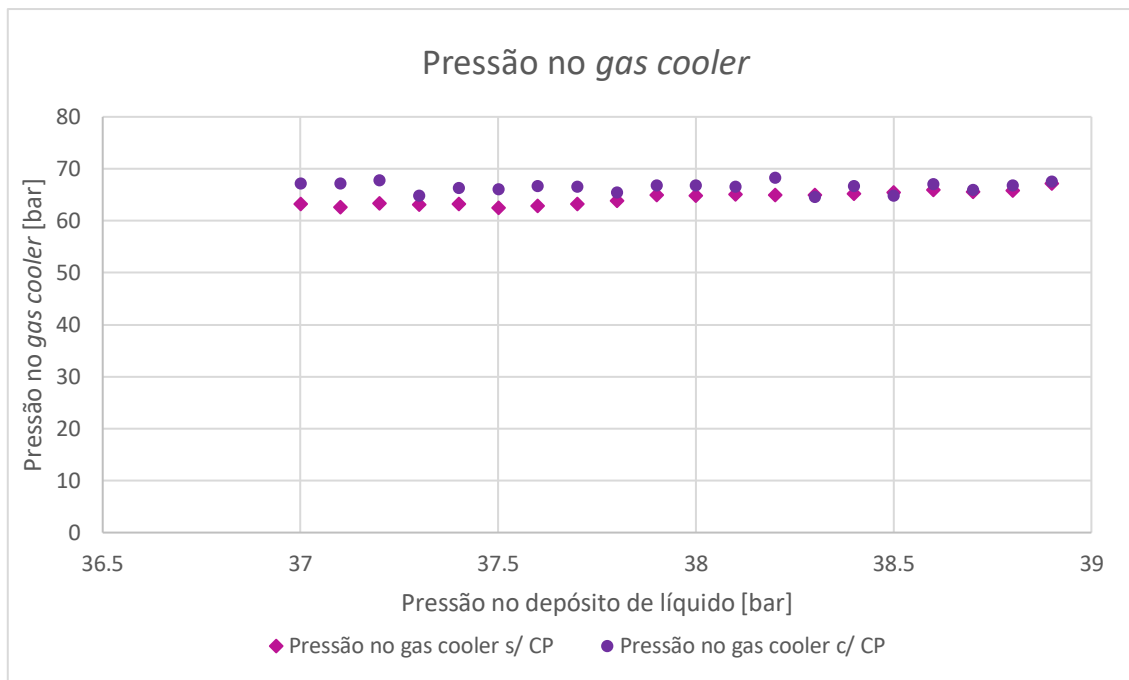


Figura 69 - Gráfico da variação da pressão do *gas cooler* da central 2 com o aumento da pressão no depósito de líquido— Comparação com e sem CP

Na Figura 70, é possível observar que a potência elétrica consumida quando há compressão paralela é inferior à potência elétrica consumida quando não há compressão paralela. Esta diferença acontece devido a dois motivos. O primeiro, tal como explicado anteriormente, pelo facto de que a soma do trabalho de compressão dos compressores paralelos e dos compressores MT e LT quando há compressão paralela é inferior à soma dos trabalhos de compressão dos compressores MT e LT quando não há compressão paralela. Isto acontece, pois, o caudal de *flash gas* passa a ser aspirado pelos compressores paralelos e a diferença de entalpias de saída e entrada dos compressores paralelos é menor que a diferença de entalpias de entrada e saída dos compressores MT. Mesmo que com o uso da compressão paralela haja um aumento das entalpias de entrada e saída dos compressores MT, este aumento não é tão significativo como a diminuição de caudal que é aspirado pelos compressores MT. Por isso há uma diminuição no trabalho de compressão nos compressores MT e o trabalho de compressão nos compressores paralelos é inferior ao trabalho de compressão que os compressores MT exerciam a mais para comprimir o caudal de *flash gas*.

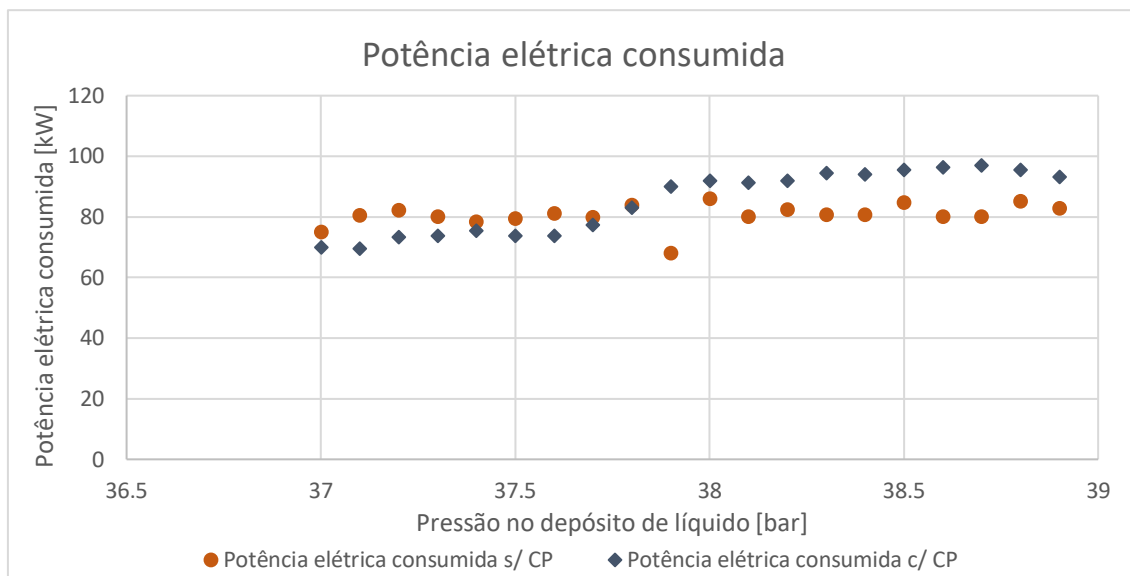


Figura 70 - Gráfico da variação da potência elétrica consumida pela central 2 com o aumento da pressão no depósito de líquido– Comparação com e sem CP

Visto que a potência frigorífica de ambos os casos é idêntica, a potência elétrica consumida quando a central funciona com compressão paralela é inferior quando não funciona com compressão paralela. Tendo em conta isto e que o COP é calculado pela Equação 24, o COP é superior quando há compressão paralela para as mesmas condições de pressão e temperatura, tal como se pode observar na Tabela 18.

Tabela 18 - Melhoria do COP com o uso do compressor paralelo com o aumento da pressão no depósito de líquido

Pressão [bar]	COP com CP	COP sem CP	Variação do COP com CP [%]
38	2,55	2,41	+6
38,1	2,51	2,39	+5
38,2	2,47	2,41	+2,5
38,3	2,63	2,35	+12,2
38,4	2,56	2,33	+10,1
38,5	2,55	2,35	+8,5
38,6	2,56	2,37	+8
38,7	2,63	2,38	+10,2
38,8	2,59	2,34	+11
38,9	2,55	2,27	+12,3

O uso da compressão paralela apresenta um incremento de cerca de 8,5% no COP quando comparado com a central a funcionar sem compressão paralela, para as mesmas condições de pressão e temperatura. De notar que no ponto de pressão 38,2 bar, a temperatura ambiente era bastante superior quando havia compressão paralela.

É possível também observar pelos valores que o COP tende a diminuir com o aumento da pressão no depósito de líquido, tal como foi visto no subcapítulo anterior, enquanto quando há compressão paralela o COP tende a aumentar/manter-se contante neste intervalo de pressão. Algumas oscilações do COP devem-se às oscilações da temperatura ambiente para estas pressões. Estas oscilações são também verificadas nos gráficos dos caudais mássicos, potências frigoríficas e potência elétrica consumida.

#### 4.1.2.3 Temperatura de evaporação

Também nesta central se estudou o impacto que a variação da temperatura de evaporação causa na eficiência da central de refrigeração. O estudo foi feito da mesma forma que na central anterior no qual se estudou de forma independente cada temperatura de evaporação.

##### 4.1.2.3.1 Temperatura de evaporação MT

Na Figura 71 é possível observar que tanto o caudal mássico dos evaporadores MT como LT tendem a manter-se constantes, com o caudal mássico dos evaporadores MT a diminuir ligeiramente entre os -12 e -11°C, aumentando até aos -10°C e voltando a diminuir até aos -9°C. Após essa temperatura mantém-se constante. Esse mesmo padrão de variação acontece com a curva de caudal mássico dos compressores MT. No entanto esta curva vai-se aproximando e ficando com uma curva cada vez mais semelhante da curva de caudal mássico dos evaporadores MT devido a que há uma diminuição do caudal mássico de *flash gas* com o aumento da temperatura de evaporação MT. Tal acontece devido ao facto de que com o aumento dessa mesma temperatura começa a haver mais dados com o sistema a usar a compressão paralela, tal como se pode observar com o aumento do caudal mássico dos compressores paralelos que aumenta entre os -12 e os -10°C, mantendo-se constante até aos -8°C e aumentando novamente. A curva de caudal mássico de *flash gas* diminui quando há aumento da curva de caudal dos compressores paralelos, mas mantém-se constante quando a curva de caudal dos compressores paralelos de mantém constante.

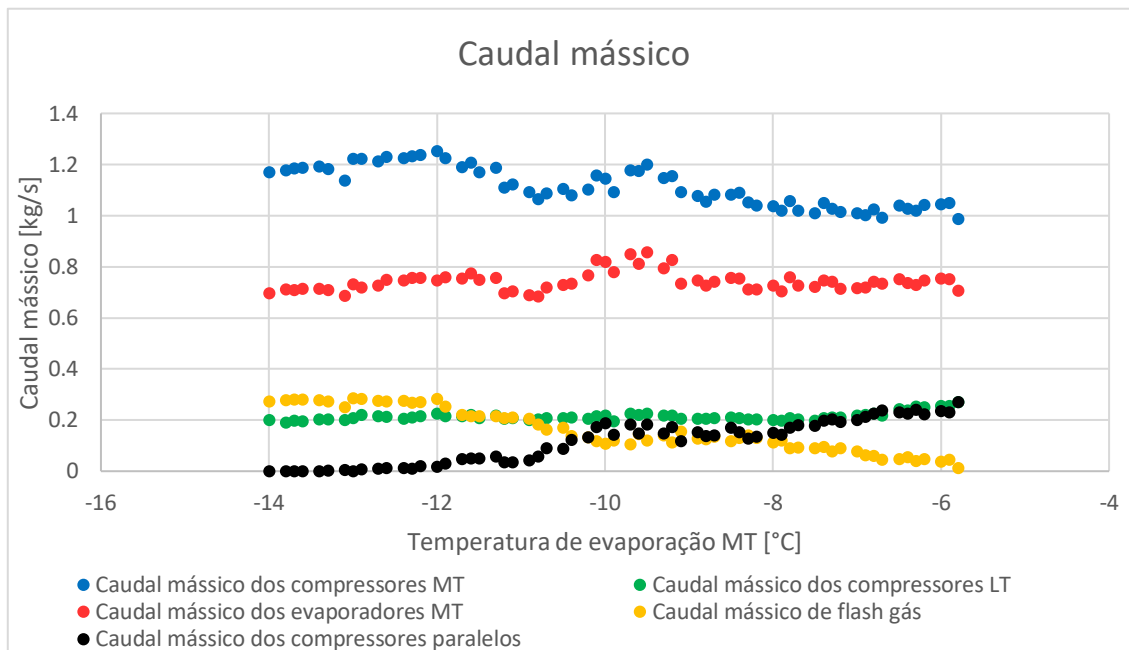


Figura 71 - Gráfico da variação dos diferentes caudais da central 2 com o aumento da temperatura de evaporação MT

Este aumento de caudal mássico dos compressores paralelos está relacionado com o aumento da temperatura ambiente, tal como se pode observar na Figura 72, que, não só aumenta o título, aumentando o caudal de *flash gas* como faz com que se ative os compressores paralelos.

É possível observar que há um aumento da temperatura ambiente a partir dos -11°C. Já a temperatura de evaporação LT mantém-se constante.

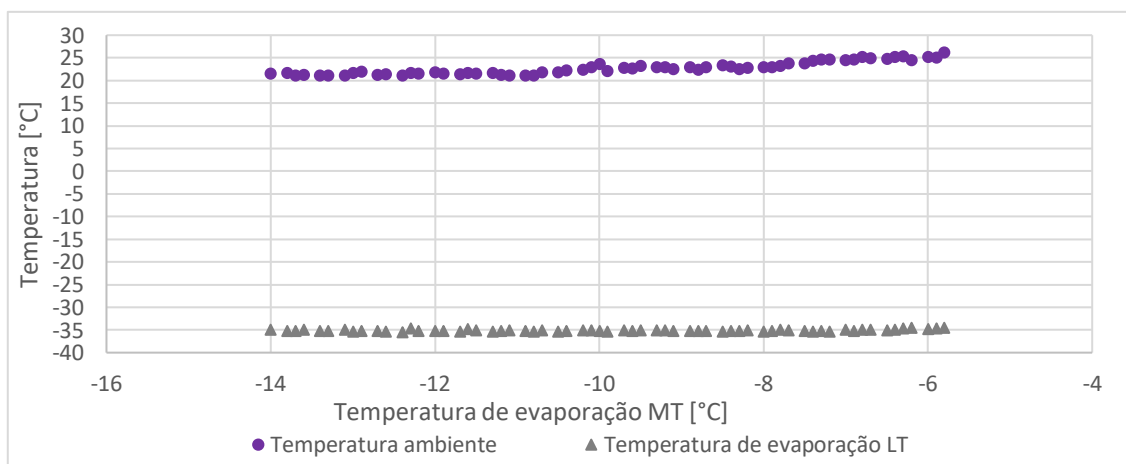


Figura 72 - Gráfico da variação das temperaturas ambiente e de evaporação LT da central 2 com o aumento da temperatura de evaporação MT

Com este aumento de temperatura aumentou-se a pressão no *gas cooler*, tal como se pode observar na Figura 73, na qual se observa um aumento a partir dos  $-11^{\circ}\text{C}$  de temperatura de evaporação MT. Também a pressão no depósito aumenta ligeiramente. Este aumento de pressão no depósito leva a que haja um aumento do título pelo que também contribui para que haja um aumento do caudal mássico aspirado pelos compressores paralelos.

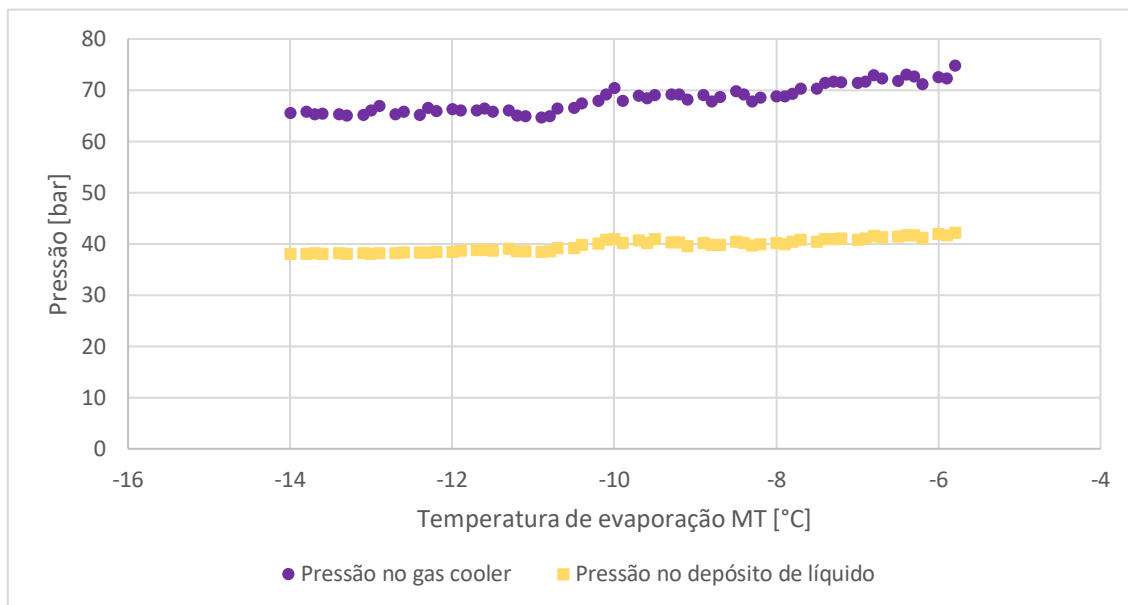


Figura 73 - Gráfico da variação das pressões no *gas cooler* e no depósito de líquido da central 2 com o aumento da temperatura de evaporação MT

Este aumento de pressão no *gas cooler* normalmente faria aumentar a potência elétrica consumida pois aumenta a pressão máxima do ciclo. No entanto, como se está a aumentar a temperatura de evaporação MT, que leva ao aumento dessa mesma pressão de evaporação, nem sempre se está a aumentar a razão de compressão dos compressores MT. Quando o aumento da pressão de evaporação é superior ao aumento da pressão no *gas cooler*, ou quando este se mantém constante, existe uma diminuição da potência elétrica consumida, pois diminui a razão de compressão e por consequência o trabalho de compressão específico, sendo necessário menor energia elétrica para comprimir o fluido. Estas diminuições acontecem quando a temperatura de evaporação está compreendida entre os  $-12$  e os  $-11^{\circ}\text{C}$  e os  $-10$  e os  $-8^{\circ}\text{C}$ . Também é possível observar que nestes intervalos de temperatura existe uma diminuição do caudal mássico dos compressores MT que faz acentuar de forma ligeira a diminuição da potência elétrica consumida pelos mesmos, enquanto o caudal mássico dos compressores paralelos se mantém constante. Quando o aumento da pressão no *gas cooler* é superior ao aumento da pressão de evaporação MT, existe então um aumento da potência elétrica consumida. Estes aumentos acontecem entre os  $-11$  e os  $-10^{\circ}\text{C}$  e a partir dos  $-8^{\circ}\text{C}$ . No primeiro intervalo de temperaturas este aumento é acompanhado pelo aumento do caudal mássico dos compressores paralelos e dos compressores MT, e

no segundo intervalo apenas do caudal mássico dos compressores paralelos. Estas variações das curvas da potência elétrica consumida podem ser observada na Figura 74.

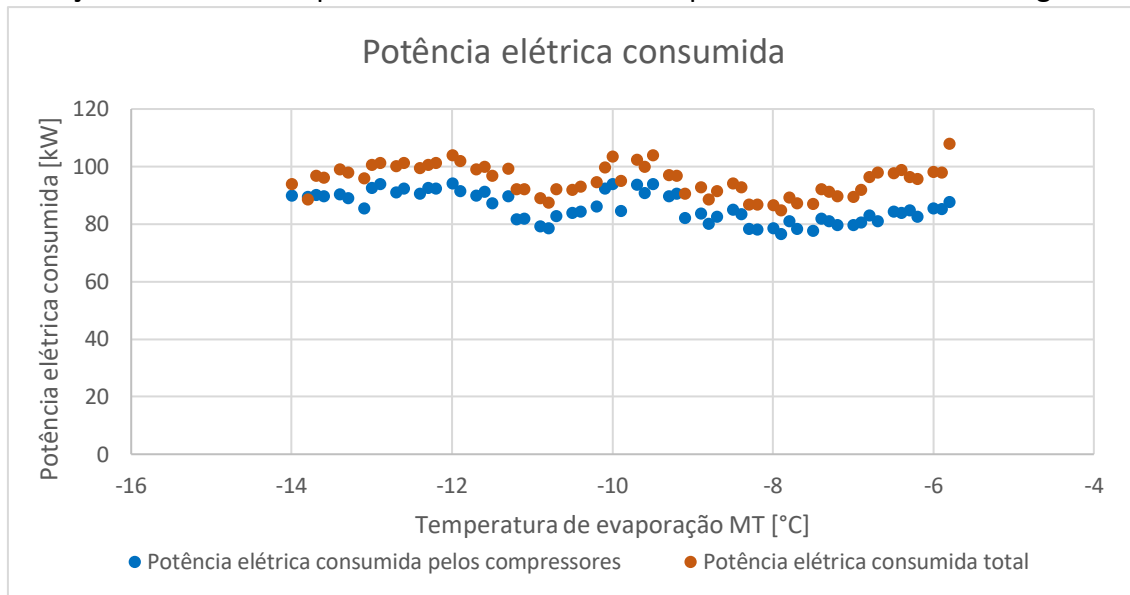


Figura 74 - Gráfico da variação da potência elétrica consumida pela central 2 com o aumento da temperatura de evaporação MT

Já a potência frigorífica, tanto MT como LT, seguem o padrão de variação do caudal mássico dos respetivos evaporadores. Na Figura 75 é possível observar que a potência frigorífica MT diminui entre os -12 e os -11°C e aumenta até aos -9°C, voltando a diminuir até aos -8°C. No entanto é possível observar que os aumentos da potência frigorífica, mesmo que ligeiros, são ligeiramente mais acentuados que os aumento da potência elétrica consumida, enquanto as diminuições da potência frigorífica são menos acentuadas que as diminuições da potência elétrica consumida, que acontecem em intervalos de temperatura de evaporação MT semelhantes, exceto a partir dos -8°C, no qual a potência frigorífica MT se mantém constante. Já a potência frigorífica LT mantém-se constante até aos -8°C, aumentando após esta mesma temperatura de evaporação MT.

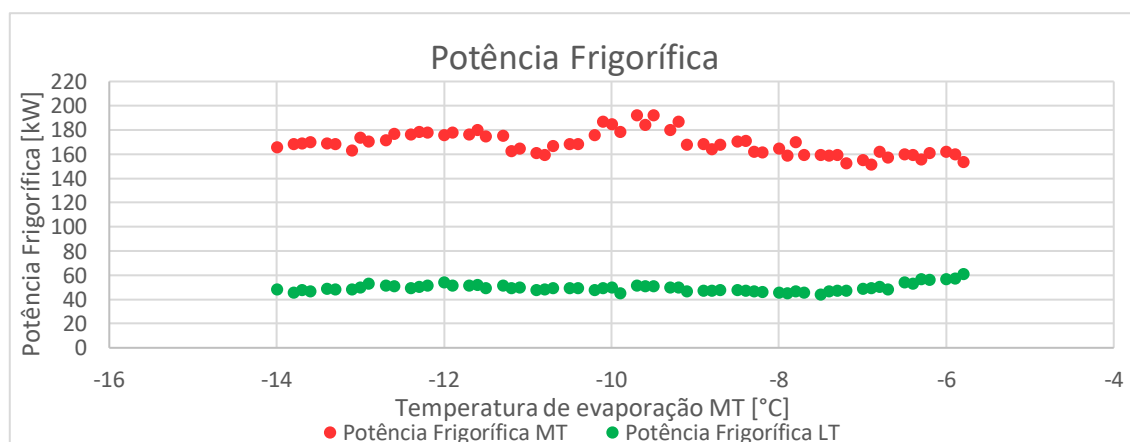


Figura 75 - Gráfico da variação da potência frigorífica da central 2 com o aumento da temperatura de evaporação MT

Pelo facto de os aumentos a potência frigorífica MT ser superior aos aumentos da potência eléctrica consumida, e as diminuições serem inferiores é de esperar que o COP aumente com o aumento da temperatura de evaporação MT. Na Figura 76 observa-se o incremento médio do COP em 2,7% por grau Celsius, até a temperatura de evaporação atingir os  $-8^{\circ}\text{C}$ , e a partir desta temperatura uma diminuição, pois a potência frigorífica LT, que aumenta a partir dessa mesma temperatura de evaporação MT, não tem tanto impacto no COP como a potência eléctrica consumida, que aumenta em maior quantidade. A tendência destes resultados é idêntica à tendência dos resultados da central anterior e dos resultados obtidos no estudo teórico efetuado no capítulo 3.1.3.1, sendo que o incremento médio por  $^{\circ}\text{C}$  do COP é inferior ao da central 1 (cerca de 5%), mas superior ao obtido através do estudo teórico (cerca de 1,5%). Isto acontece devido ao aumento de temperatura ambiente. No entanto pode-se concluir que com o aumento da temperatura de evaporação MT, o COP aumenta.

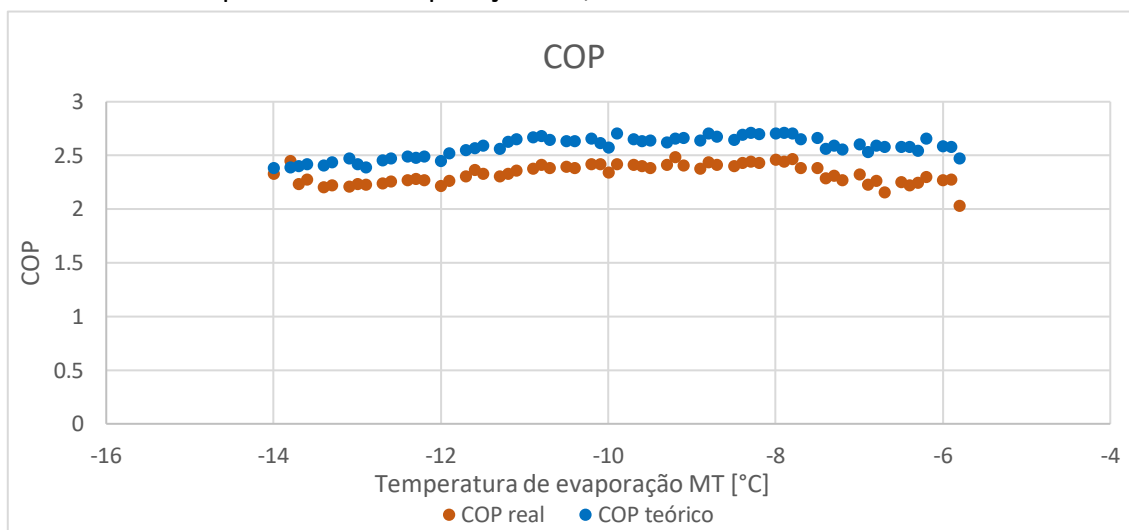


Figura 76 - Gráfico da variação do COP da central 2 com o aumento da temperatura de evaporação MT

#### 4.1.2.3.2 Temperatura de evaporação LT

Na Figura 77 é possível observar que o caudal mássico dos evaporadores MT aumenta de forma pouco acentuada, quase se mantendo constante, sendo que o caudal mássico dos compressores MT tem um padrão de variação idêntico. É possível também observar que o caudal mássico dos compressores LT tende a aumentar com o aumento da temperatura de evaporação MT. Já o caudal mássico de *flash gas* tende a diminuir até aos  $-35,5^{\circ}\text{C}$ , mantendo-se constante a partir dessa temperatura. Isto acontece, pois, há um aumento do número de dados em que a central usa a compressão paralela. Isto pode ser observado através do aumento do caudal mássico aspirado pelos compressores paralelos até aos  $-35,5^{\circ}\text{C}$ . Após esse aumento, também esse caudal se mantém constante com valores bastantes próximos dos valores do caudal mássico de *flash gas* dos dados de quando a central funciona sem compressão paralela, sendo que é provável

que esses valores nos quais ambos os caudais estão próximos seja a quantidade de caudal mínima de *flash gas* para ativar a compressão paralela.

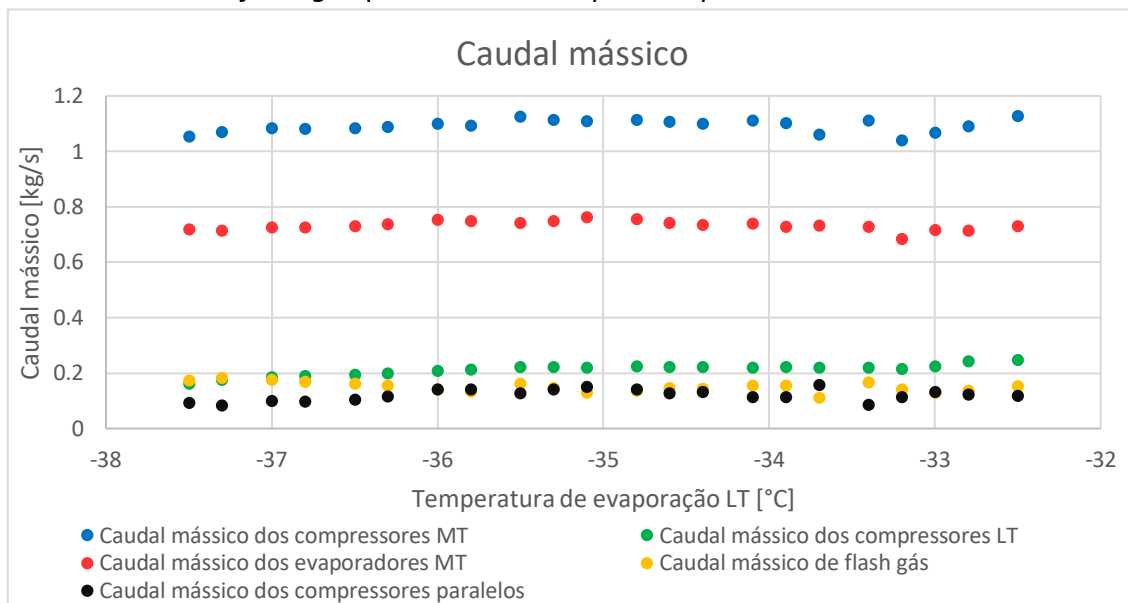


Figura 77 - Gráfico da variação dos diferentes caudais mássicos da central 2 com o aumento da temperatura de evaporação LT

Este aumento do número de dados da central quando funciona com compressão paralela deve-se ao facto de haver um ligeiro aumento da temperatura ambiente até aos  $-35,5^{\circ}\text{C}$ , mantendo-se constante após esta temperatura de evaporação MT, tal como se pode observar na Figura 78. É também possível observar que a temperatura de evaporação MT se mantém praticamente constante com o aumento da temperatura de evaporação LT. É possível também observar que as curvas do caudal mássico dos compressores MT e dos evaporadores MT têm um padrão de variação semelhante ao da curva da temperatura ambiente.

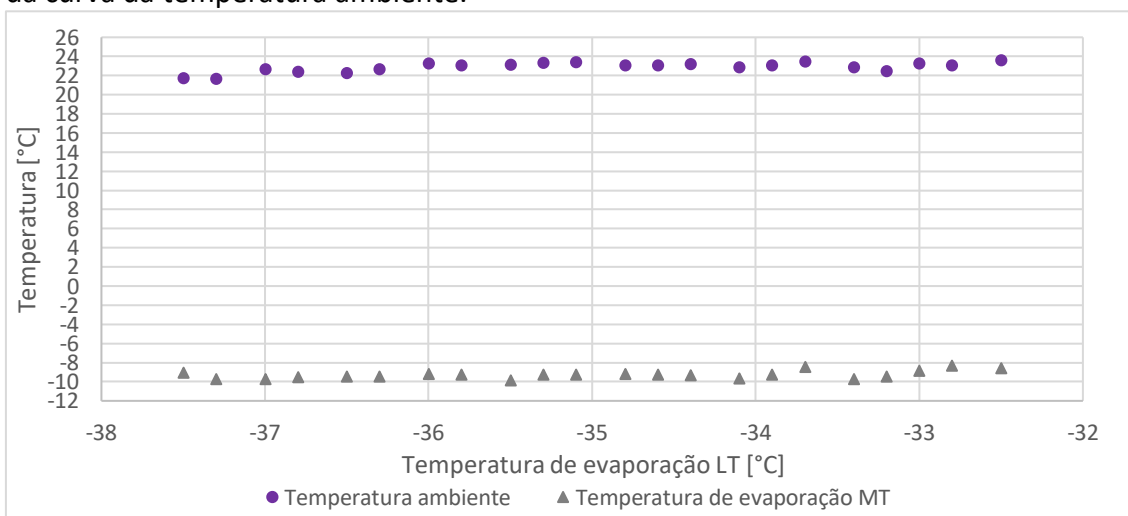


Figura 78 - Gráfico da variação das temperaturas ambiente e de evaporação MT da central 2 com o aumento da temperatura de evaporação LT

Na Figura 79 é possível observar que ambas as potências frigoríficas têm um padrão de variação idêntico ao padrão de variação dos caudais mássicos dos respetivos evaporadores. É possível observar que a potência frigorífica MT se mantém praticamente constante com o aumento da temperatura de evaporação LT, tal como o caudal mássico dos evaporadores MT, pois não há grandes variações da temperatura ambiente. Já a potência frigorífica LT tem uma tendência a aumentar ligeiramente até aos  $-35,5^{\circ}\text{C}$ , mantendo-se constante até aos  $-33^{\circ}\text{C}$  e aumentando novamente de forma pouco acentuada nas temperaturas finais. Estas variações podem ser observadas também na curva do caudal mássico dos evaporadores LT, mas acontece de forma mais acentuada pois também há um ligeiro aumento da entalpia de saída dos evaporadores/entrada dos compressores LT com o aumento da pressão de evaporação, aumentando o efeito frigorífico dos evaporadores LT.

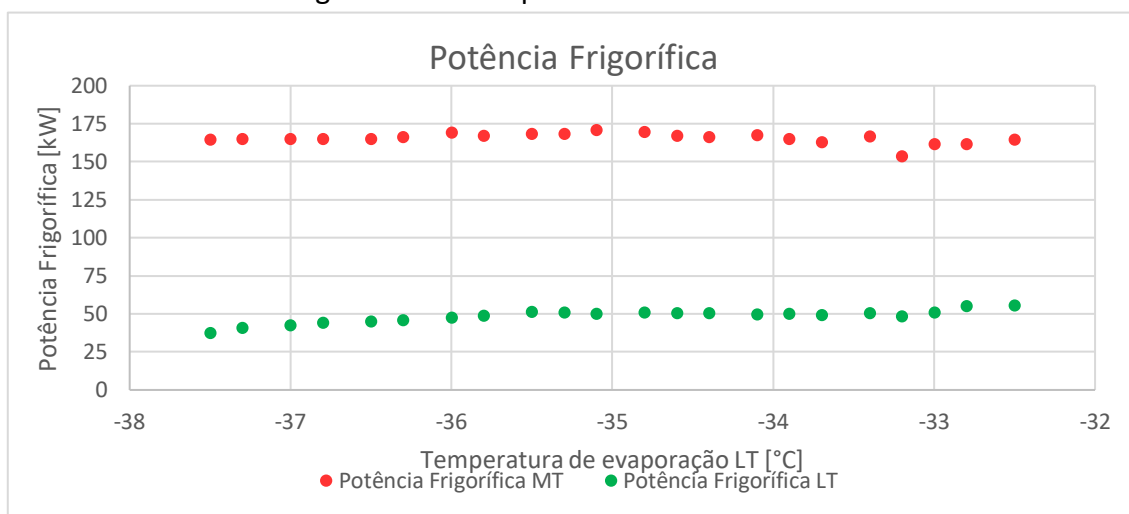
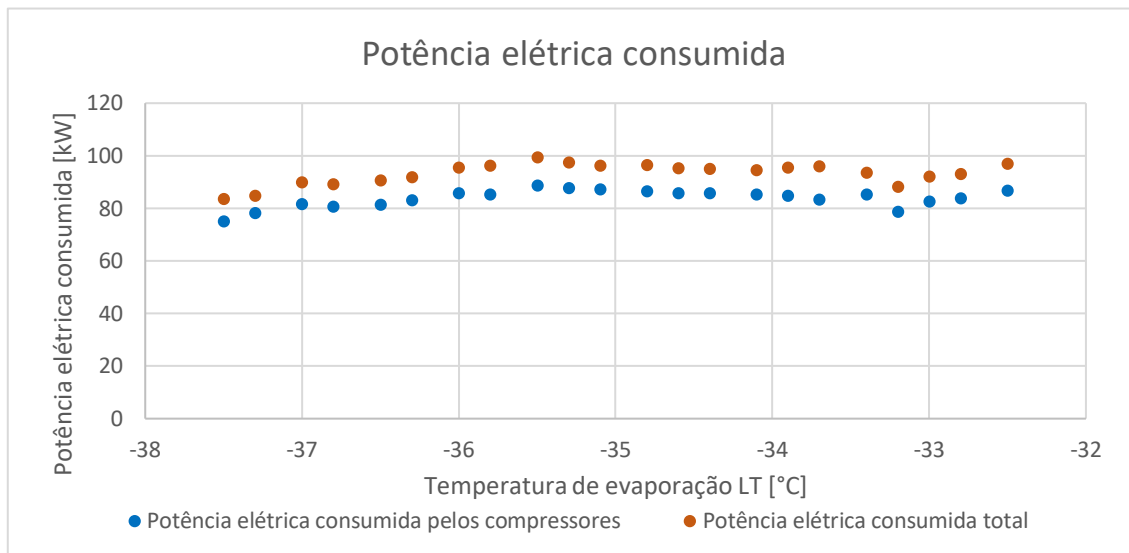


Figura 79 - Gráfico da variação da potência frigorífica da central 2 com o aumento da temperatura de evaporação LT

Na Figura 80 é possível observar que a potência elétrica consumida aumenta até aos  $-35,5^{\circ}\text{C}$ , mantendo-se constante após esta temperatura com uma pequena diminuição quando a temperatura de evaporação MT é de  $-33,5^{\circ}\text{C}$ , voltando a aumentar após a mesma. O aumento inicial sucede-se devido a que se aumenta ligeiramente a pressão no *gas cooler* por causa do ligeiro aumento de temperatura ambiente. Esse ligeiro aumento da pressão no *gas cooler* leva a um ligeiro aumento da razão de compressão dos compressores MT e paralelos, pelo que é necessária mais energia elétrica a ser fornecida a estes compressores. Apesar de que com o aumento da pressão de evaporação LT se diminui a potência elétrica consumida pelos compressores LT, essa diminuição é menor que o aumento da potência elétrica consumida pelos restantes compressores. Também existe um ligeiro aumento do caudal mássico aspirado pelos compressores MT e pelos compressores paralelos. Como após os  $-35,5^{\circ}\text{C}$  a pressão no *gas cooler* se mantém constante, o padrão de variação da potência elétrica é idêntico ao do caudal mássico dos compressores MT, apesar de diminuir ligeiramente devido ao

aumento da temperatura de evaporação LT, que faz diminuir a razão de compressão dos compressores LT, diminuindo ligeiramente a potência elétrica consumida pelos mesmos. Devido ao facto de o aumento da pressão de evaporação não ser muito elevado por cada grau Celsius que aumenta é que a diminuição da potência elétrica consumida é muito baixa.



esse intervalo de temperaturas de evaporação LT quando a temperatura ambiente média se mantinha constante era curto, e sendo que tanto o ciclo de compressão LT não tem tanto impacto no COP como o ciclo de compressão MT, tanto o aumento da pressão de evaporação por grau Celsius é pequeno, não causa grande impacto para variar o COP.

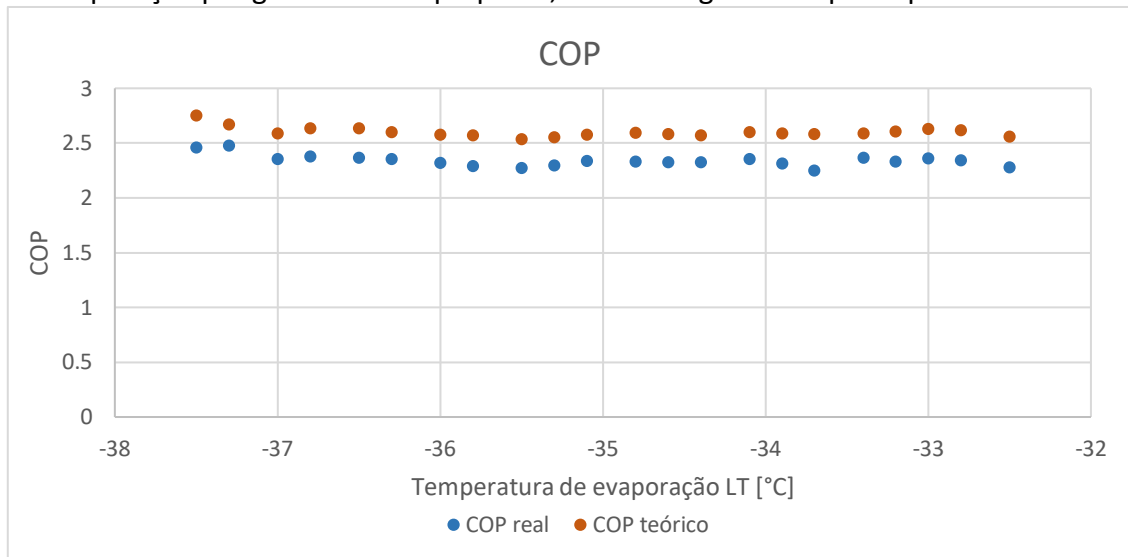


Figura 81 - Gráfico da variação do COP da central 2 com o aumento da temperatura de evaporação LT

### 4.1.3 Central de refrigeração 3

Os dados desta central de refrigeração foram obtidos ao longo do mês de julho tendo uma amplitude térmica maior, incluindo temperaturas ambiente acima dos 40°C. Esta central tanto funciona com e sem compressão paralela. Quando a temperatura ambiente está compreendida entre os 14 e os 23°C, a central funciona sem compressão paralela. Entre os 23 e os 27°C, a central tanto funciona com como sem compressão paralela. Isto deve-se ao facto de o sistema frigorífico ser dinâmico e a “ativação” da compressão paralela é efetuada através dos controlos, quando uma certa pressão no depósito é atingida ou quando o caudal de *flash gas* presente nas tubagens é superior ao caudal mínimo admito pelos compressores paralelos. A partir dos 27°C a central funciona apenas com compressão paralela.

#### 4.1.3.1 Temperatura ambiente

##### 4.1.3.1.1 Sem compressão paralela

Com o aumento da temperatura ambiente o caudal mássico dos evaporadores tende a aumentar. O caudal de *flash gas* também tem tendência a aumentar, devido a que o aumento da temperatura ambiente implica um ligeiro aumentar de título no fluido frigorigéneo. Na Figura 82 é possível observar que o caudal mássico dos evaporadores MT e o caudal mássico de *flash gas* aumentam com o aumento da temperatura

ambiente até aos 19°C, implicando um aumento do caudal mássico aspirado pelos compressores MT. A partir desta temperatura esses mesmos caudais mantêm-se constantes com o aumento da temperatura ambiente. Já o caudal mássico dos evaporadores LT mantêm-se praticamente constante com o aumento da temperatura ambiente.

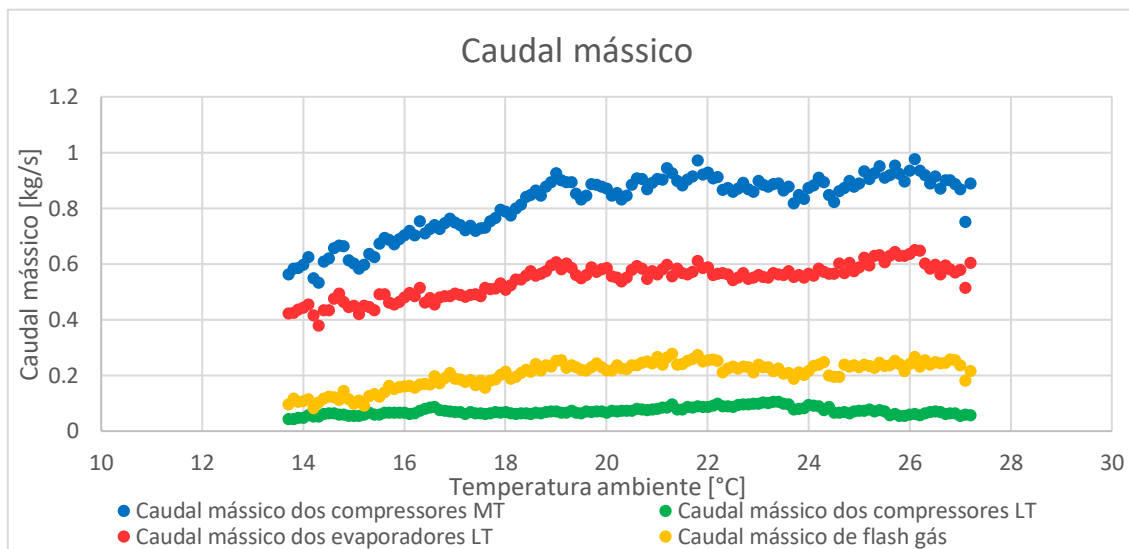


Figura 82 - Gráfico da variação dos diferentes caudais mássicos da central 3 com o aumento da temperatura ambiente sem CP

As potências frigoríficas MT e LT têm uma variação praticamente idêntica à do caudal mássico dos evaporadores MT e LT, respetivamente. Isto deve-se a que com o aumento da temperatura ambiente não se registam alterações significativas nas entalpias à entrada e saída dos evaporadores, tanto de baixa como de média temperatura. Estas semelhanças entre a variação dos caudais mássicos das potências frigoríficas são observadas na Figura 83, no qual é possível verificar que há um aumento da potência frigorífica MT até aos 19°C, e após esta temperatura mantém-se constante, enquanto a potência frigorífica LT se mantém constante com o aumento da temperatura ambiente.

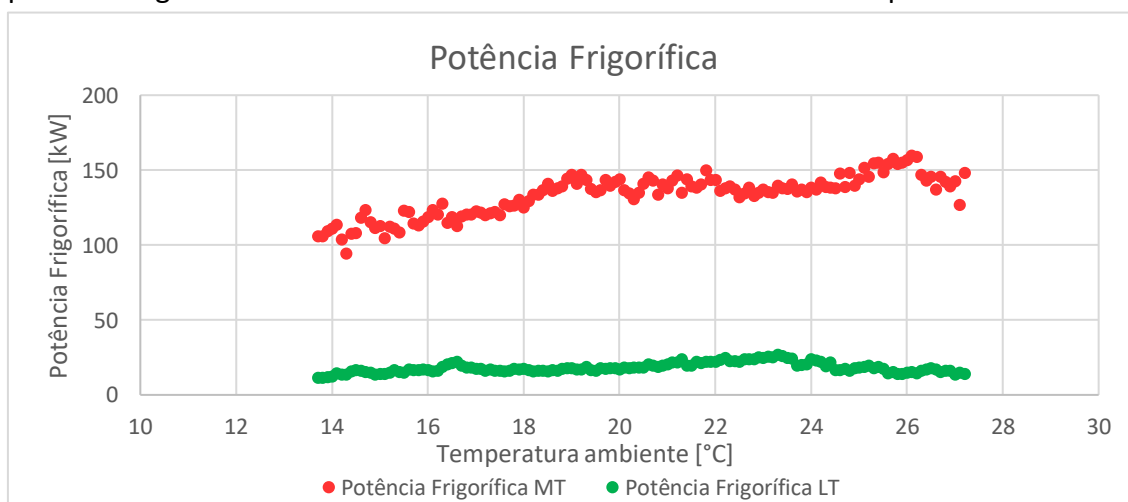


Figura 83 - Gráfico da variação da potência frigorífica da central 3 com o aumento da temperatura ambiente sem CP

Por outro lado, a potência elétrica consumida também tem uma tendência a aumentar. No entanto, tal como se pode observar na Figura 84, a potência elétrica consumida aumenta até aos 22°C, e mantém-se constante após esta temperatura ambiente. Este aumento sucede-se devido a dois motivos. Primeiramente, devido ao aumento de caudal mássico que é aspirado pelos compressores MT. Este aumento acontece até aos 19°C, tal como o aumento dos restantes caudais mássicos, sendo mais acentuado que o aumento da potência frigorífica. Esse aumento é mais acentuado porque o aumento do caudal mássico aspirado pelos compressores MT é maior que o aumento do caudal mássico dos evaporadores MT devido há existência de um aumento de caudal de *flash gas* com o aumento da temperatura ambiente. Outro motivo para também ser mais acentuado é o aumento da pressão no *gas cooler* com o aumento da temperatura ambiente. Este motivo pode ser confirmado quando se observa que a potência elétrica consumida aumenta, embora de forma menos acentuada, entre os 19 e os 22°C, apesar de já não haver um aumento de caudal mássico. Isto deve-se ao facto de se aumentar a pressão no *gas cooler* até aos 22°C. Este aumento de pressão no *gas cooler* leva a um aumento na razão de compressão, pelo que é necessário fornecer mais energia elétrica aos compressores para comprimir o fluido frigorigéneo.

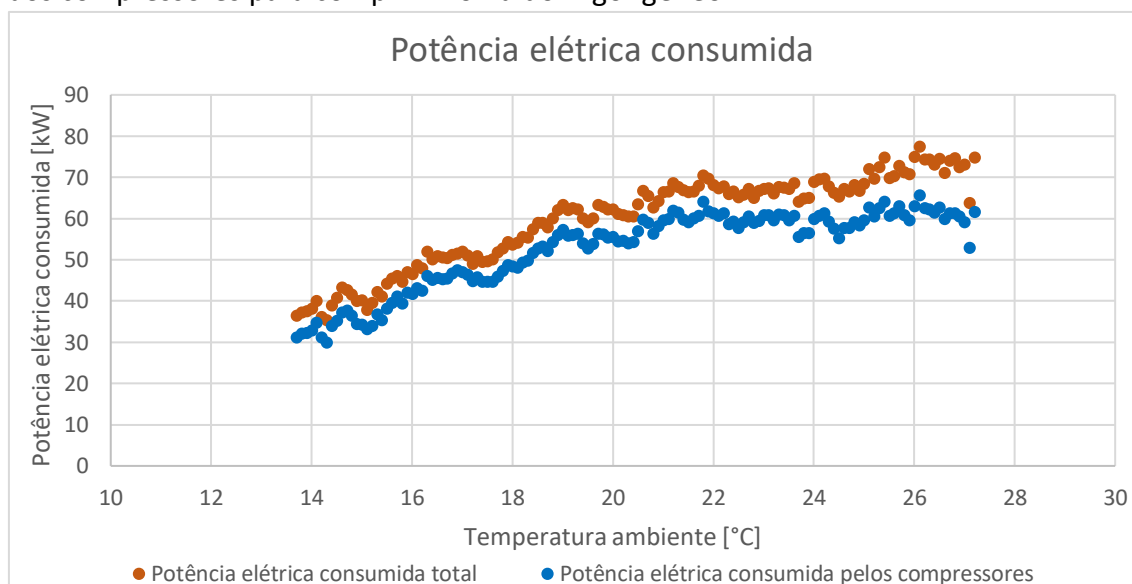


Figura 84 - Gráfico da variação da potência elétrica consumida pela central 3 com o aumento da temperatura ambiente sem CP

Na Figura 85 é possível observar que há um aumento da pressão no *gas cooler* até aos 22°C. Após essa temperatura ambiente, a pressão no *gas cooler* é mantida constante. Visto que, o caudal mássico também é constante com o aumento da temperatura ambiente nesse intervalo de temperatura, a potência elétrica consumida pelos compressores é constante. Isto acontece, pois, nesse intervalo de temperatura a central opera na iminência de usar ou não compressor paralelo, encontrando-se já em regime transcrito. Por estar em regime transcrito já não se aumenta a pressão constantemente com a temperatura ambiente, tendo em conta a pressão de condensação, sendo esta pressão controlada para obter a pressão ótima no *gas cooler*.

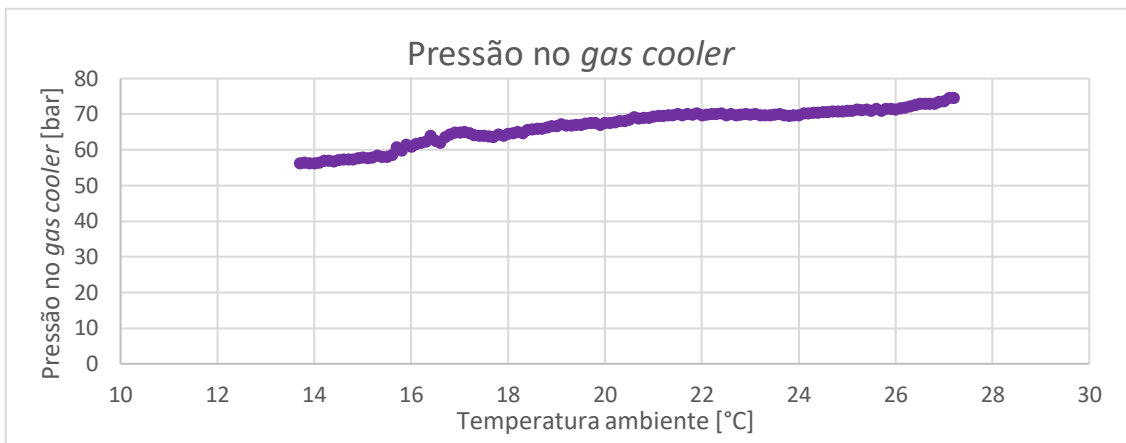


Figura 85 - Gráfico da variação da pressão no *gas cooler* da central 3 com o aumento da temperatura ambiente sem CP

Apesar da potência elétrica consumida pelos compressores se manter constante a partir dos 22°C, o mesmo não acontece para a potência elétrica consumida total. O motivo é o facto de uma das diferenças entre ambas as energias elétricas consumidas é a potência elétrica consumida pelo *gas cooler*. Na Figura 86 é possível observar que com o aumento da temperatura, há um aumento da percentagem de uso do *gas cooler*, que se traduz no aumento da potência elétrica consumida pelo *gas cooler*. Com este aumento é possível observar um afastamento sucessivo das curvas de potência elétrica consumida total e potência elétrica consumida pelos compressores, tendo a potência elétrica consumida total um aumento ligeiramente mais acentuado com este aumento de potência elétrica consumida pelo *gas cooler*, tal como se pode observar a partir dos 24°C. Entre os 22 e os 24°C, a potência elétrica consumida pelo *gas cooler* mantém-se constante, pelo que a potência elétrica consumida total se mantém constante nesse intervalo de temperatura.

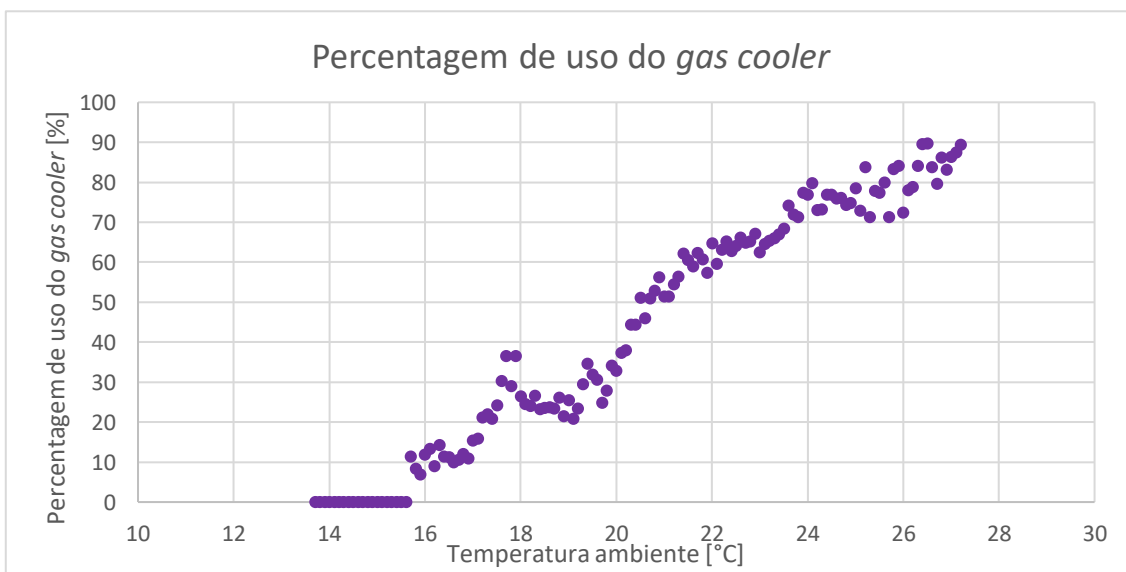


Figura 86 - Gráfico da variação da percentagem de uso do *gas cooler* da central 3 com o aumento da temperatura ambiente sem CP

Na Figura 87 é possível observar que o COP tem uma tendência a diminuir com o aumento da temperatura ambiente. Entre os 14 e os 17°C existe uma diminuição mais brusca do COP. Isto deve-se ao facto de que neste intervalo de temperatura, apesar de tanto a potência frigorífica MT como a potência elétrica consumida aumentarem, o aumento da potência elétrica consumida é mais acentuado. Tal acontece devido a que o aumento do caudal aspirado pelos compressores MT é superior ao aumento do caudal dos evaporadores MT e a que a se aumentou a pressão no *gas cooler*. Entre os 17 e os 22°C, o COP diminui, mas de forma menos acentuada. Tal acontece, pois, os caudais começam a estabilizar-se, e apenas existe um aumento da pressão no *gas cooler*, pelo que a potência elétrica consumida aumenta enquanto a potência frigorífica se mantém constante. A partir dos 22°C, o COP teórico mantém-se constante com o aumento da temperatura. Isto acontece devido ao facto da potência elétrica consumida pelos compressores se manter constante, pois tanto o caudal dos compressores MT como a pressão no *gas cooler* se mantêm constantes, tal como a potência frigorífica. Já o COP real apenas se mantém constante até aos 24°C, devido a que a potência elétrica consumida total se mantém constante nesse intervalo de temperaturas, e a partir dessa temperatura ambiente diminui de forma pouco acentuada pois a única coisa que está a aumentar é a potência elétrica consumida pelo *gas cooler*, sendo que esta potência elétrica tem um impacto menor no COP pois é bastante inferior à potência elétrica consumida pelos compressores, mas suficiente para alterar o mesmo. O COP teve um decréscimo médio de cerca de 3% por grau Celsius com o aumento da temperatura ambiente quando a central funciona sem compressão paralela. Estes resultados vão ao encontro com os resultados obtidos nas centrais 1 e 2, bem como os resultados obtidos através do estudo teórico presente no capítulo 3.1.1, sendo o valor decréscimo médio o mais baixo de todos os casos de estudo, sendo o valor de decréscimo mais elevado de 4,8%, obtido através do estudo teórico.

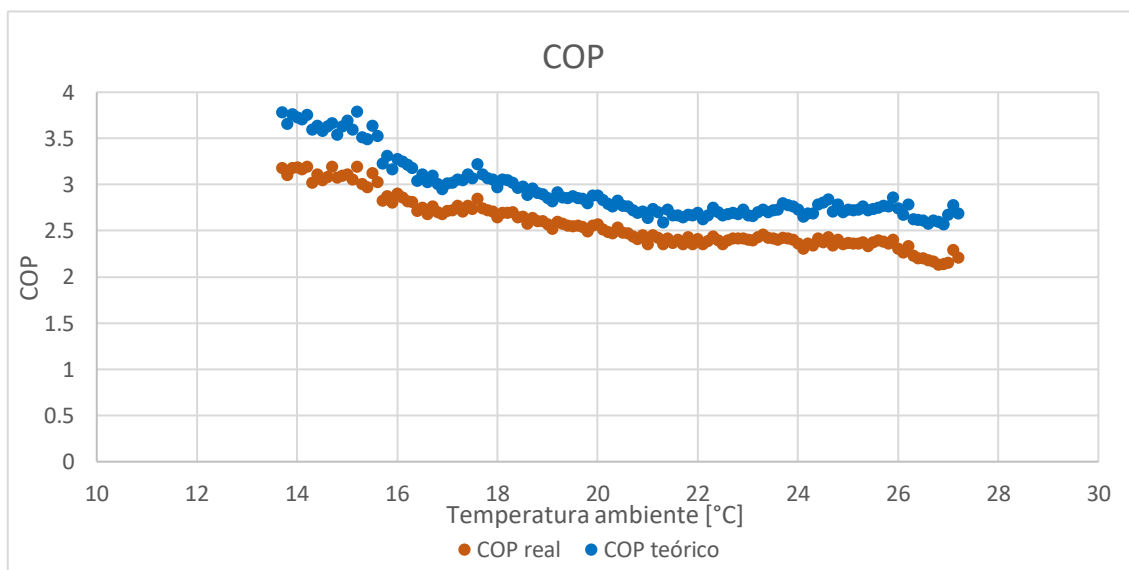


Figura 87 - Gráfico da variação do COP da central 3 com o aumento da temperatura ambiente sem CP

#### 4.1.3.1.2 Com compressão paralela

Nesta central de refrigeração, quando há compressão paralela, é possível observar através da Figura 88 que o caudal mássico dos evaporadores MT se mantém mais ou menos constante com o aumento da temperatura ambiente, tendo algumas variações, apenas aumentando progressivamente entre os 23 e os 25°C, contrariamente ao que foi visto nos restantes casos de estudo. Já o caudal mássico aspirado pelos compressores paralelos aumenta progressivamente devido ao aumento do título. A partir dos 38°C existe um grande aumento do caudal mássico aspirado pelos compressores paralelos. Isto acontece, pois, a partir desta temperatura ambiente estão a ser usados dois compressores paralelos.

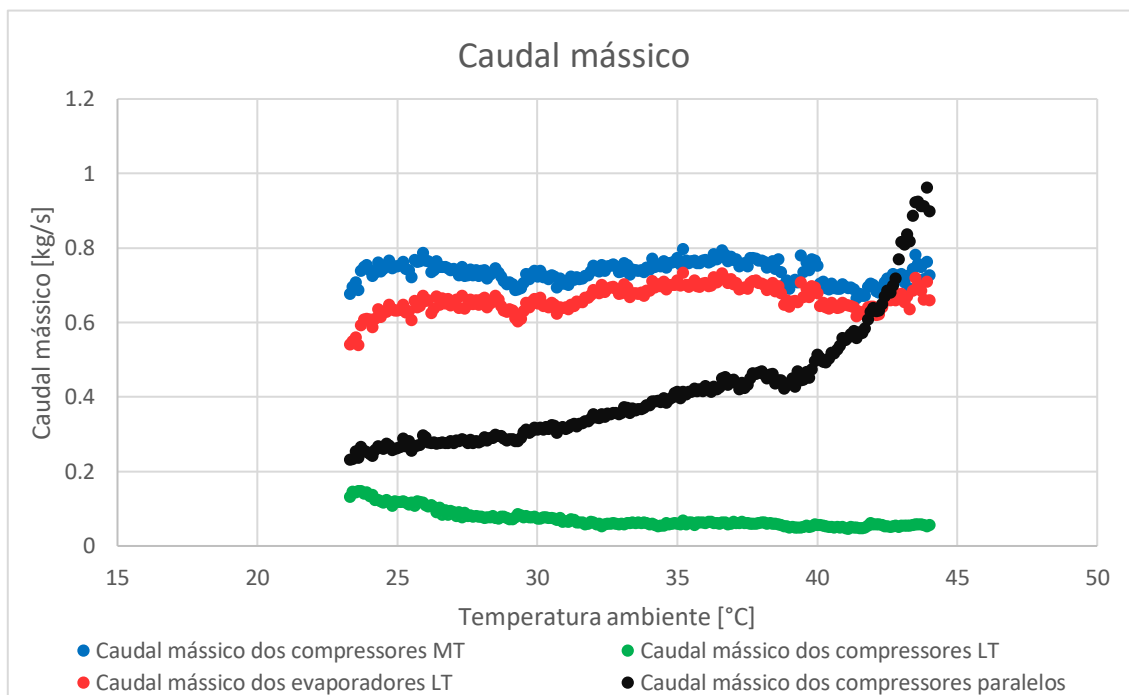


Figura 88 - Gráfico da variação dos diferentes caudais mássicos da central 3 com o aumento da temperatura ambiente com CP

Também é possível observar que com o aumento da temperatura ambiente existe uma diminuição do caudal mássico dos evaporadores LT até aos 32°C, mantendo-se constante a partir dessa temperatura. Esta diminuição faz com que o caudal mássico aspirado pelos compressores MT diminua ligeiramente numa fase inicial, aproximando do caudal mássico dos evaporadores MT.

Na Figura 89 é possível observar que se aumentou a pressão no *gas cooler*, mantendo-se constante a partir dos 38°C. Este manter constante a pressão no *gas cooler* é o que causa o aumento mais brusco do caudal mássico dos compressores paralelos e uma das possíveis causas para o segundo compressor paralelo ser acionado. Tal como explicado anteriormente, se se mantiver a pressão no *gas cooler* para um aumentar de temperatura, o *gas cooler* não vai conseguir arrefecer o fluido frigorigéneo até à temperatura ideal para entrar no depósito de líquido, aumentando bastante a quantidade de *flash gas*, sendo que neste caso esse caudal de *flash gas* é aspirado pelos compressores paralelos.

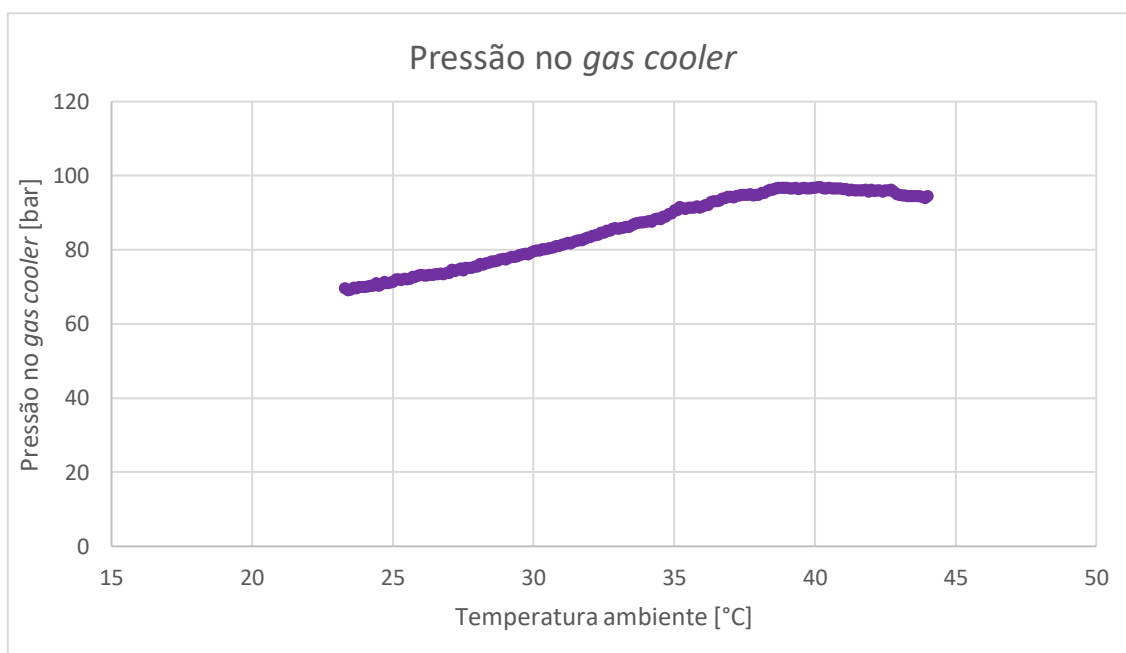


Figura 89 - Gráfico da variação pressão no *gas cooler* da central 3 com o aumento da temperatura ambiente com CP

Na Figura 90 pode-se observar que a variação das potências frigoríficas MT e LT são idênticas às variações dos caudais mássicos dos evaporadores MT e LT, respetivamente. É possível observar que há um aumento da potência frigorífica MT entre os 23 e os 25°C, e após esta temperatura ambiente, apesar de algumas variações, como uma descida entre os 25 e os 30°C e um aumento a partir dos 40°C, tende a manter-se constante com o aumento da temperatura ambiente. Contrariamente ao esperado, a potência frigorífica LT tende a diminuir com o aumento da temperatura ambiente até aos 32°C. Após esta temperatura ambiente mantém-se constante.

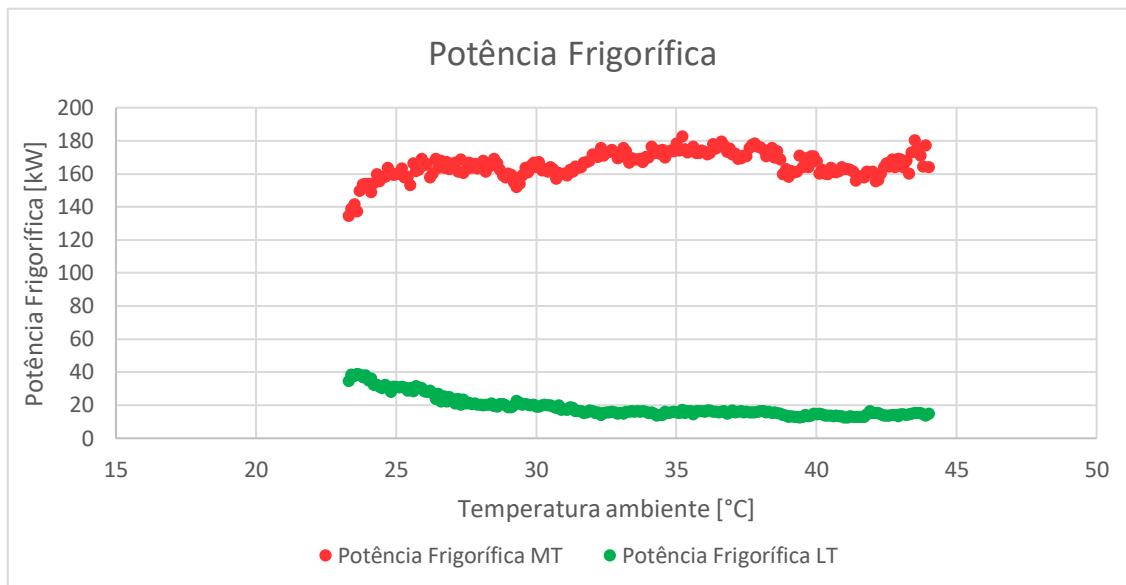


Figura 90 - Gráfico da variação da potência frigorífica da central 3 com o aumento da temperatura ambiente com CP

Na Figura 91 é possível observar que a potência elétrica consumida, seja pelos compressores, seja total, tem uma tendência a aumentar com o aumento da temperatura ambiente. Entre os 23 e os 25°C observa-se um aumento da potência elétrica consumida. No entanto, este aumento não é tão acentuado como o aumento da potência frigorífica MT devido à diminuição de caudal mássico dos evaporadores LT e devido ao facto de o caudal mássico aspirado pelos compressores paralelos ainda aumentarem de forma menos sinuosa que a diminuição de caudal dos evaporadores LT. Entre os 25 e os 30°C, existe um aumento da potência elétrica consumida total, enquanto a potência elétrica pelos compressores mantém-se constante. Isto acontece devido a que a diminuição do caudal dos evaporadores LT é na mesma proporção que o aumento do caudal aspirado pelos compressores paralelos. Após esta temperatura ambiente, até aos 38°C há um aumentar de declive de ambas as curvas de potência elétrica consumida. Isto deve-se ao facto de haver um maior aumento do caudal mássico aspirado pelos compressores paralelos, enquanto o caudal dos evaporadores LT se mantém constante. Aliado a isto, entre os 23 e os 38°C aumentou-se constantemente a pressão no *gas cooler*, aumentando assim a razão de compressão e por consequência o trabalho de compressão, pelo que os compressores MT e paralelos requerem mais potência elétrica para comprimir o fluido frigorígeno. A partir dos 38°C, a pressão no *gas cooler* mantém-se constante. Não obstante, o trabalho de compressão continua a aumentar, aumentando a potência elétrica consumida. Isto acontece, não só por haver dois compressores paralelos em funcionamento, pelo que só por si requer mais energia elétrica, mas também pelo aumento do caudal mássico que entra nos compressores paralelos, sendo este aumento de potência elétrica consumida até mais acentuado que o aumento anterior.

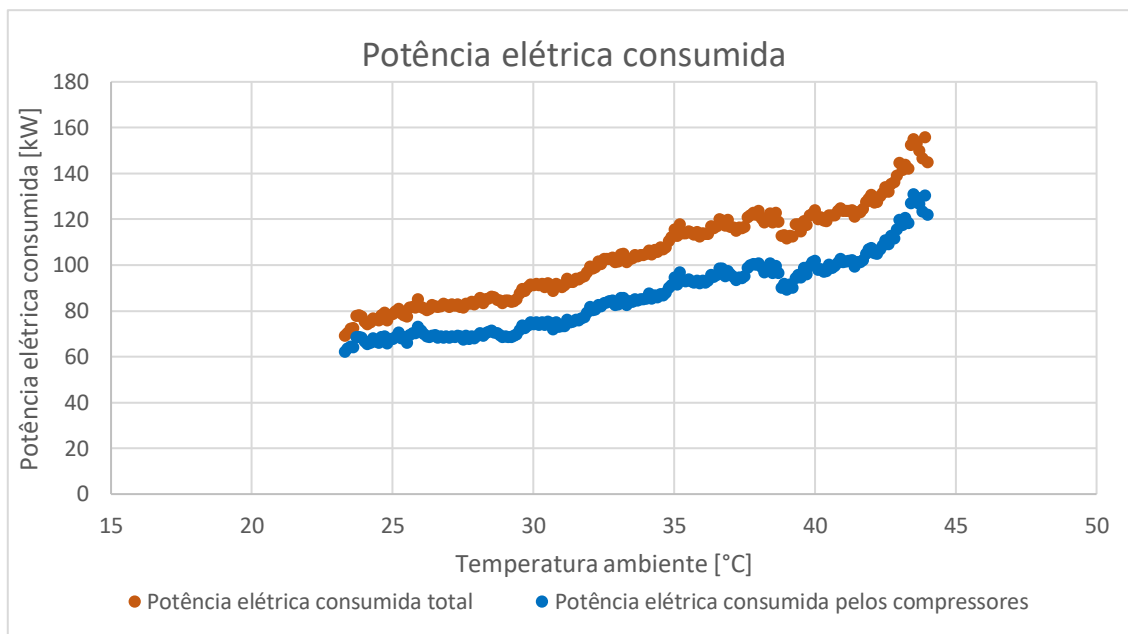


Figura 91 - Gráfico da variação da potência elétrica consumida da central 3 com o aumento da temperatura ambiente com CP

Na Figura 92 é possível observar que com o aumento da temperatura ambiente, a percentagem de uso do *gas cooler* aumenta até atingir o seu máximo. Com este aumento é possível observar que as curvas de potência elétrica consumida total e apenas pelos compressores se distanciam uma da outra, sendo mais notório entre os 25 e os 30°C, não só por ser onde o aumento da percentagem é mais destacado, mas também pois neste intervalo de temperatura, a potência elétrica consumida pelos compressores é constante enquanto a potência elétrica consumida total aumenta ligeiramente.

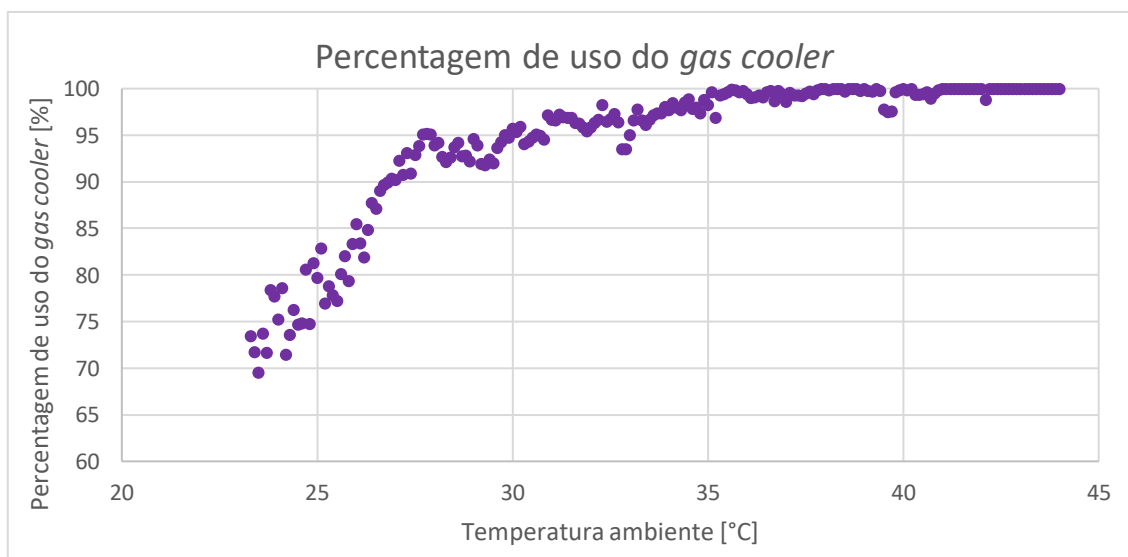


Figura 92 - Gráfico da variação da percentagem de uso do *gas cooler* da central 3 com o aumento da temperatura ambiente com CP

Na Figura 93 é possível verificar que o COP tende a diminuir com o aumento da temperatura ambiente, independentemente de se recorrer à compressão paralela. É de notar que entre os 23 e os 25°C o COP teórico aumenta enquanto o COP real se mantém constante. O COP teórico aumenta, pois, o aumento da potência frigorífica é maior que o aumento da potência elétrica consumida pelos compressores. Já o COP real não aumenta devido ao aumento da energia consumida pelo *gas cooler*. Entre os 25 e os 30°C tanto o COP real como o teórico diminuem. No entanto, o COP teórico diminui de forma menos acentuada que o COP real devido a que a potência elétrica consumida pelos compressores se mantém constante, enquanto a total tem um aumento ligeiro devido ao aumento da percentagem de uso do *gas cooler*, sendo que há uma pequena diminuição da potência frigorífica, sobretudo da potência frigorífica LT. A partir dos 30°C tanto o COP real como o teórico diminuem de forma idêntica devido a que a percentagem de uso do *gas cooler* está no máximo. Esta diminuição acontece, pois, há um aumento a potência elétrica consumida, enquanto a potência frigorífica se mantém constante. De notar que a diminuição a partir dos 40°C não é mais acentuada, visto que há um aumento mais agressivo da potência elétrica consumida, pois há um aumento da potência frigorífica MT. Porém, este aumento continua a ser menor que o aumento da potência elétrica consumida, pelo que o COP continua a diminuir. O COP diminui com o aumento da temperatura ambiente quando a central funciona com compressão paralela, apresentando um decréscimo médio de cerca de 3% por grau Celsius, resultado este idêntico ao resultado obtido para esta mesma central quando operava sem compressão paralela. Estes resultados são coerentes com os resultados obtidos na central 2 e nos resultados obtidos através do estudo teórico presente no capítulo 3.1.1.

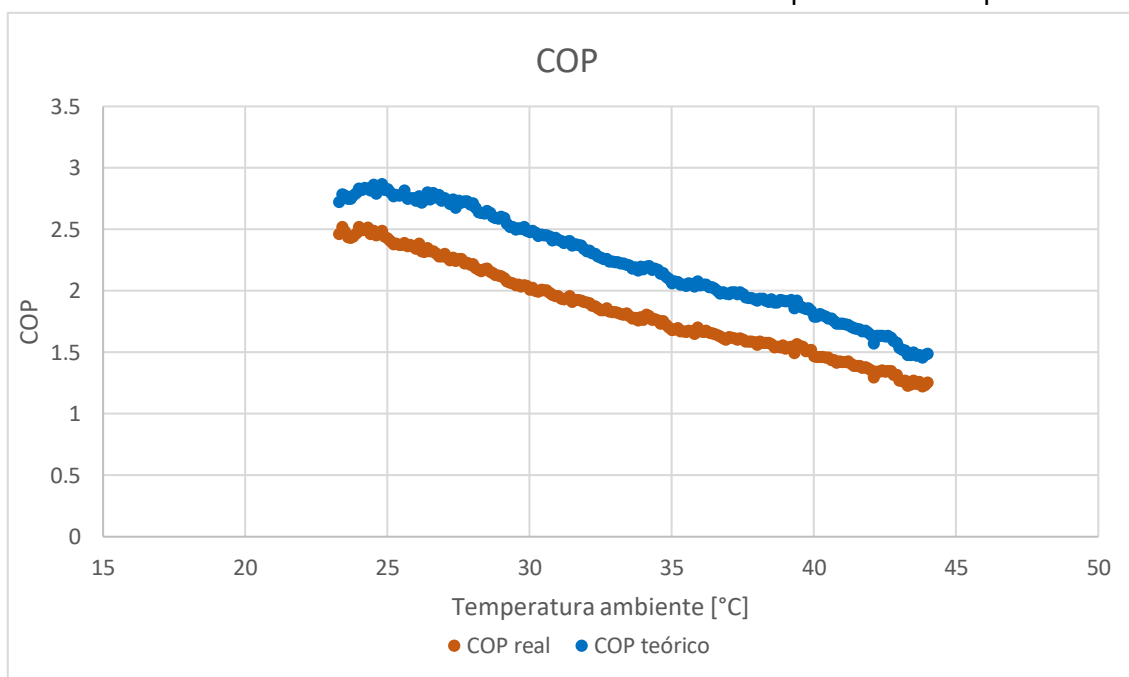


Figura 93 - Gráfico da variação do COP da central 3 com o aumento da temperatura ambiente com CP

#### 4.1.3.2 Pressão no depósito de líquido

Posteriormente foi também analisada a variação do COP tendo em conta o aumento da pressão no depósito de líquido. Também neste caso o estudo foi dividido nos momentos em que a central recorria ou não à compressão paralela.

##### 4.1.3.2.1 Sem compressão paralela

Devido ao facto de que se verificou que com o aumento da pressão no depósito de líquido havia variação da temperatura ambiente, e este parâmetro é independente de qualquer outro relacionado com a central, fez-se uma análise do impacto da pressão no depósito de líquido no COP para a mesma temperatura ambiente. Os dados retirados foram quando a temperatura ambiente era de 18, 20 e 22°C.

Inicialmente verificou-se que, para qualquer que fosse a temperatura ambiente, a variação dos caudais mássicos era idêntica. Na Figura 94 encontra-se um dos exemplos das curvas de variação dos caudais mássicos. Para qualquer temperatura ambiente, existe uma tendência do caudal mássico dos evaporadores MT a diminuir, embora com algumas variações como o aumento entre os 38 e os 39 bar. Também há uma tendência do caudal mássico de *flash gas* a aumentar com o aumento da pressão no depósito de líquido. Isto acontece, pois, a temperatura ambiente mantém-se constante, pelo que não se varia a pressão no *gas cooler*. Com o aumento da pressão no depósito de líquido há um maior caudal de *flash gas* e uma diminuição do caudal mássico dos evaporadores MT devido ao aumento do título do fluido frigorífero. Como a diminuição do caudal dos evaporadores MT é idêntica ao aumento do caudal de *flash gas*, o caudal mássico aspirado pelos compressores MT quase se mantém constante com o aumento da pressão no depósito de líquido, isto também porque o caudal mássico dos compressores LT se mantém constante.

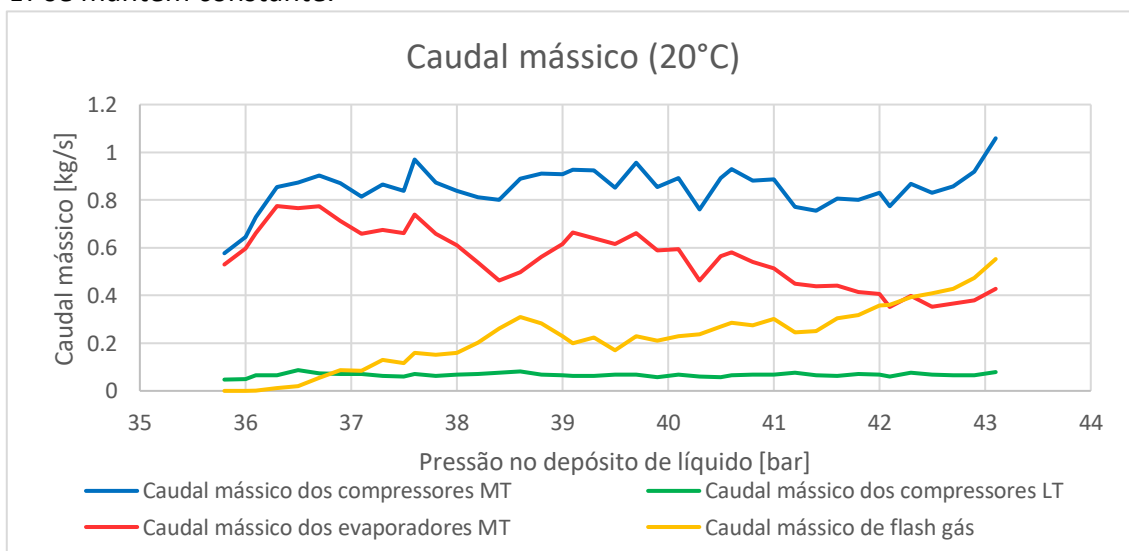


Figura 94 - Gráfico da variação dos diferentes caudais mássicos da central 3 com o aumento da pressão no depósito de líquido sem CP

Devido ao facto de o caudal aspirado pelos compressores se manter constante, para qualquer que seja a temperatura ambiente, é possível observar através da Figura 95 que a potência elétrica consumida tende a diminuir, para as temperaturas ambiente 20 e 22°C, mas de forma pouco acentuada, com o aumento da pressão no depósito de líquido. Tal acontece, pois, este aumento de temperatura de evaporação MT leva a que haja uma diminuição da razão de compressão dos compressores MT, pelo que estes requerem menos energia elétrica. Isto deve-se a que se aumentou a pressão à qual o caudal é aspirado pelo compressor, aumentando assim a entalpia de entrada dos compressores MT, diminuindo assim o trabalho de compressão específico. No entanto, este aumentar de pressão de evaporação também significa que há um aumento da razão de compressão dos compressores LT. No entanto, tal como explicado anteriormente, o ciclo de compressão MT tem maior impacto no sistema que o ciclo de compressão LT, pelo que faz com que haja uma diminuição na potência elétrica consumida pela central de refrigeração. Para a temperatura ambiente de 18°C a potência elétrica consumida tende a manter-se constante.

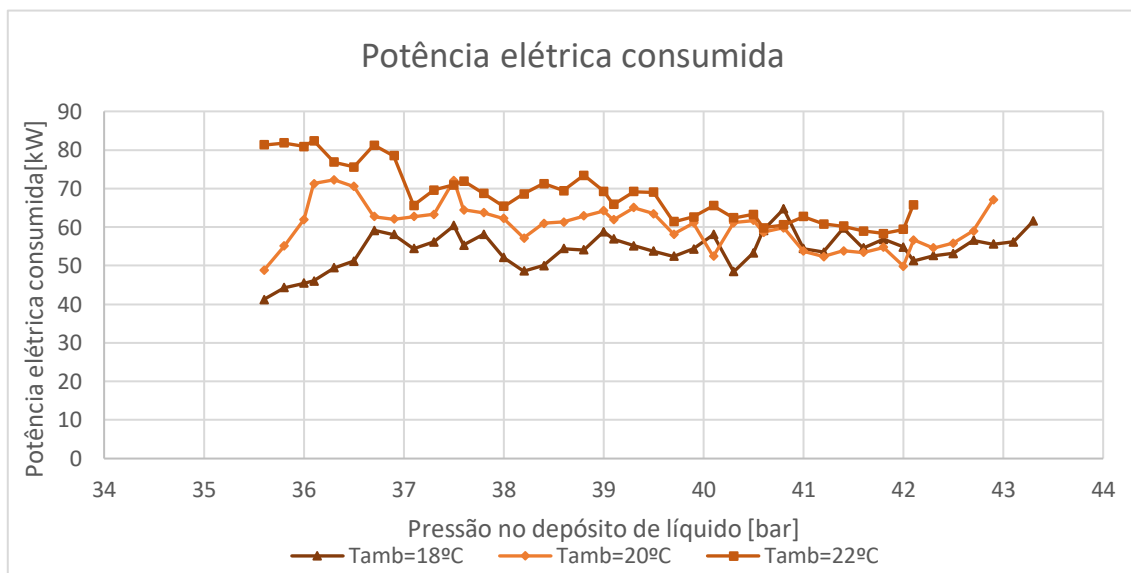


Figura 95 - Gráfico da variação da potência elétrica consumida pela central 3 com o aumento da pressão no depósito de líquido sem CP

A potência frigorífica MT, para qualquer que seja a temperatura ambiente, tende a diminuir com o aumento da pressão no depósito de líquido, tal como se pode observar na Figura 96. É possível verificar que o padrão de variação das curvas da potência frigorífica MT é idêntico para qualquer temperatura, e seguem o padrão de variação dos respectivos caudais mássicos dos evaporadores MT, no qual também se verifica uma tendência a diminuir, apenas com aumentos entre os 35,5 e os 36,5 bar e entre os 38 e 40 bar. Já a potência frigorífica LT, mantém-se constante com o aumento da pressão no depósito de líquido.

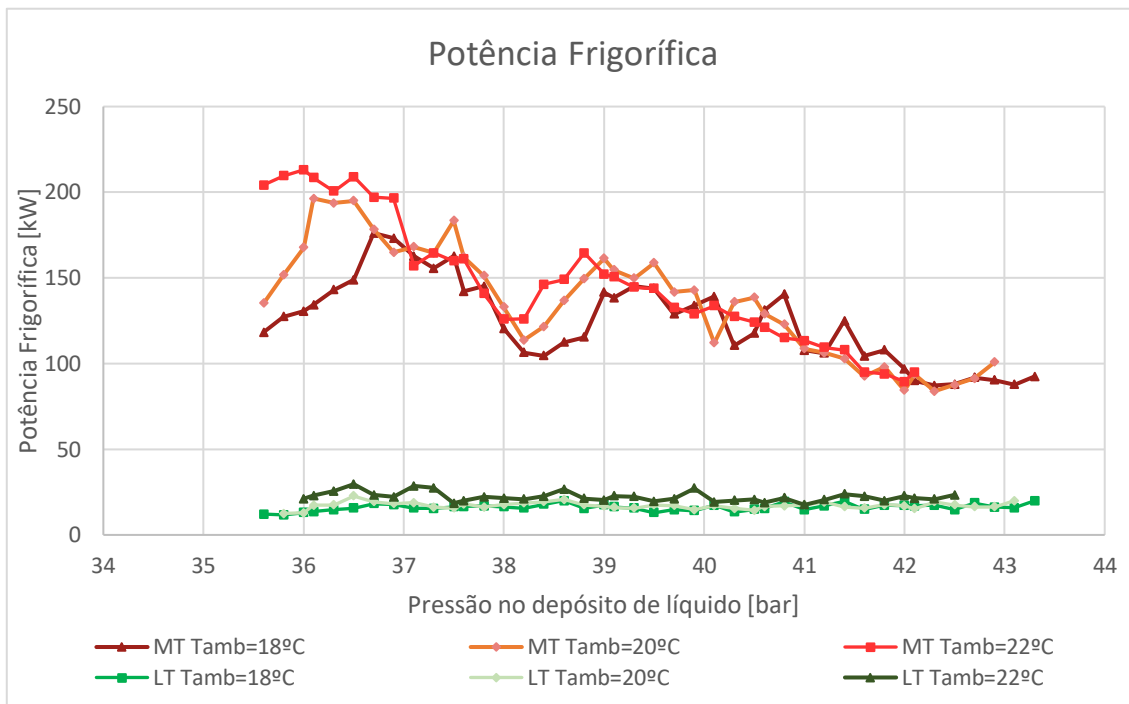


Figura 96 - Gráfico da variação da potência frigorífica pela central 3 com o aumento da pressão no depósito de líquido sem CP

Tendo em conta que a tanto a potência frigorífica como a potência elétrica consumida, seja qual for a temperatura ambiente, tende a diminuir com o aumento da pressão no depósito de líquido, e sendo a diminuição da potência frigorífica mais acentuada que a diminuição da potência elétrica consumida, que há beira da anterior até parece constante, seria de esperar que o COP tivesse uma tendência a diminuir, para qualquer que fosse a temperatura ambiente, com o aumento da pressão no depósito de líquido, quando a central não recorria ao uso da compressão paralela. Na Figura 97 é possível verificar que existe essa tendência a diminuir com o aumento da pressão no depósito, sendo que entre os 35,5 e os 37 bar, bem como entre os 38 e os 40 bar, existe um aumento que coincide com os aumentos espontâneos da potência frigorífica. É possível também verificar que quanto maior for a temperatura ambiente, menor será o COP. No entanto, seja a temperatura ambiente maior ou menor, o COP vai sempre tender a diminuir com o aumento da pressão no depósito de líquido. No geral, estes resultados vão de encontro com os das restantes centrais e com o estudo teórico efetuado no capítulo 3.1.2, onde se conclui que com o aumento da pressão no depósito de líquido, para uma temperatura ambiente constante, quando não há compressão paralela, o COP tende a diminuir com o aumento dessa mesma pressão. Para as temperaturas ambiente de 18,20 e 22°C observa-se um decréscimo médio do COP por bar de 6,5%, 5,8% e 5,3% respetivamente, valores próximos dos resultados obtidos nas centrais frigoríficas 1 e 2 e, tal como estes, distantes dos obtidos no estudo teórico. Através destes resultados é também possível observar que com o aumento da temperatura há uma diminuição do decréscimo do COP por bar.

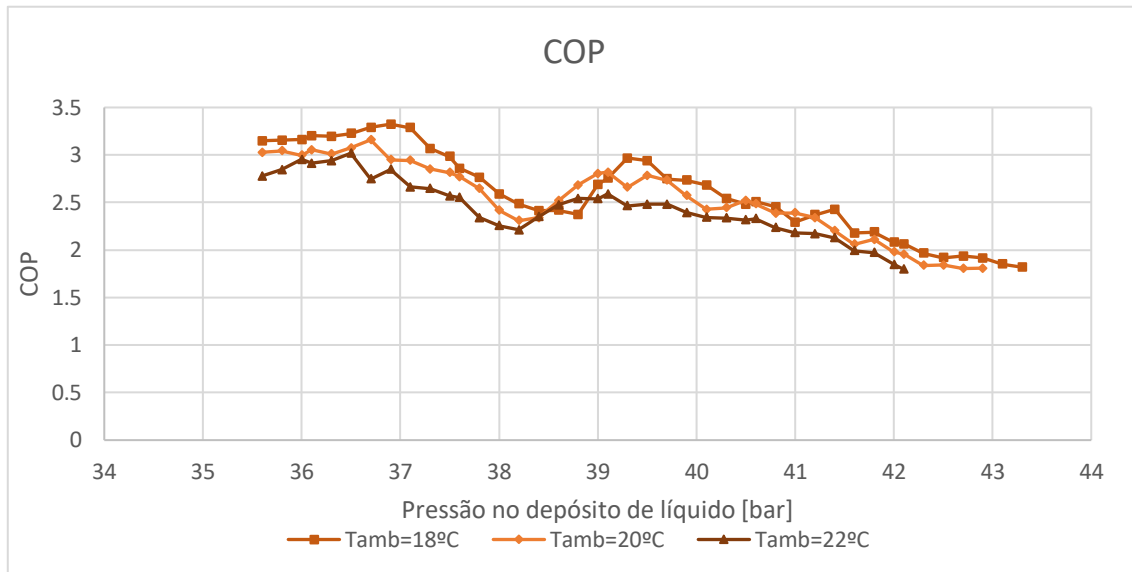


Figura 97 - Gráfico da variação do COP da central 3 com o aumento da pressão no depósito de líquido sem CP

#### 4.1.3.2.2 Com compressão paralela

Também neste caso de estudo foram retirados dados para analisar o efeito da variação da pressão no depósito de líquido no COP para diferentes temperaturas ambiente, sendo estas, 27, 30, 35 e 40°C.

Analisando a evolução dos diferentes caudais mássicos do sistema quando recorria à compressão paralela foi possível verificar que para qualquer que fosse a temperatura ambiente, o caudal mássico aspirado pelos compressores paralelos aumenta com o aumento da pressão no depósito de líquido, tal como explicado anteriormente, devido ao aumento do título do fluido frigorígeno, e o caudal mássico dos evaporadores LT mantém-se constante. Isto significa que o padrão da variação do caudal mássico aspirado pelos compressores MT vai ser idêntico à variação do caudal mássico dos evaporadores MT, para qualquer que seja a temperatura, podendo haver algumas diferenças por variações espontâneas do caudal mássico dos evaporadores LT. Na Figura 98 é possível observar a variação das diferentes curvas de caudal mássico dos evaporadores MT para as diferentes temperaturas ambiente. É possível observar que tanto a 30 como a 40 °C, o caudal mássico tende a aumentar ligeiramente com o aumento da pressão no depósito de líquido. O mesmo acontece quando a temperatura ambiente está a 35°C, mas apenas após os 36 bar. Até essa pressão existe uma diminuição de caudal. Já para os 27°C existe um aumento até aos 36 bar, após essa pressão cai a pique e volta a aumentar até aos 36,8 bar, sendo que a partir dessa pressão diminui ligeiramente. Estes picos de variação de caudal mássico podem estar associados a diversas causas exteriores à central. Visto que se trata de uma central de refrigeração presente num supermercado, é possível que alguns dados sejam retirados quando há

mais movimentação nos mesmos. Por exemplo, se houver um maior número de pessoas dentro de uma câmara frigorífica ou se forem abertas mais vezes as portas dos congeladores/frigoríficos, vai haver maior necessidades frigoríficas pois o calor transferido nesse momento é maior. Outra possível causa é o facto de quando se alterou o “set point” do controlador de pressão no depósito de líquido para obter um maior intervalo de pressões, as condições podem ser ligeiramente diferentes em certos momentos do que às condições de pressões anteriores.

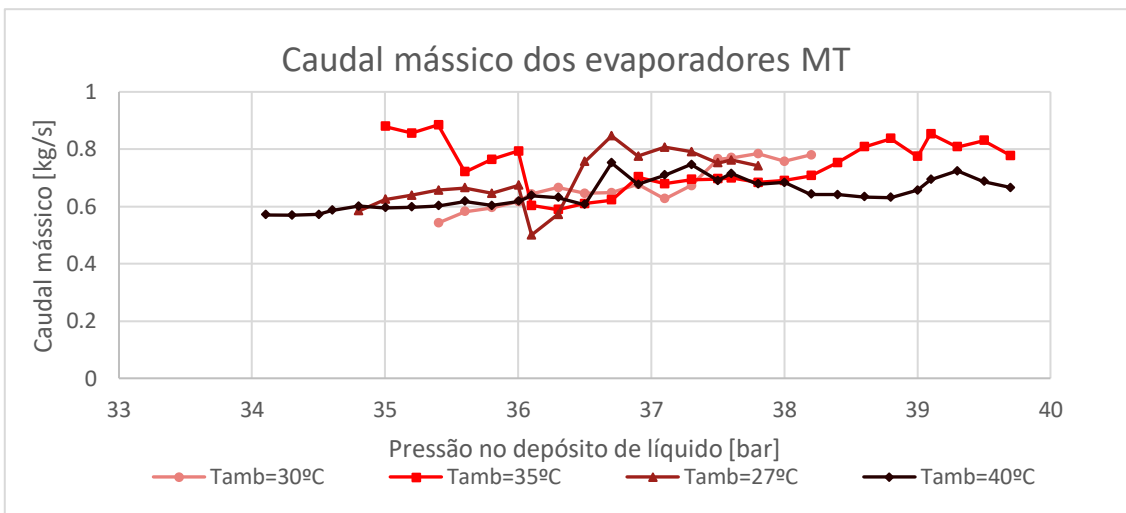


Figura 98 - Gráfico da variação do caudal mássico dos evaporadores MT da central 3 com o aumento da pressão no depósito de líquido com CP

A potência frigorífica, visto que as diferenças de entalpia são mínimas quando comparadas com as diferenças de caudal mássico, vai ter o mesmo padrão de variação que o caudal mássico dos evaporadores MT. Na Figura 99 é possível observar que, para qualquer que seja a temperatura ambiente, o padrão de variação da potência frigorífica, quer MT, quer LT, é idêntico ao padrão de variação do caudal mássico dos evaporadores MT.

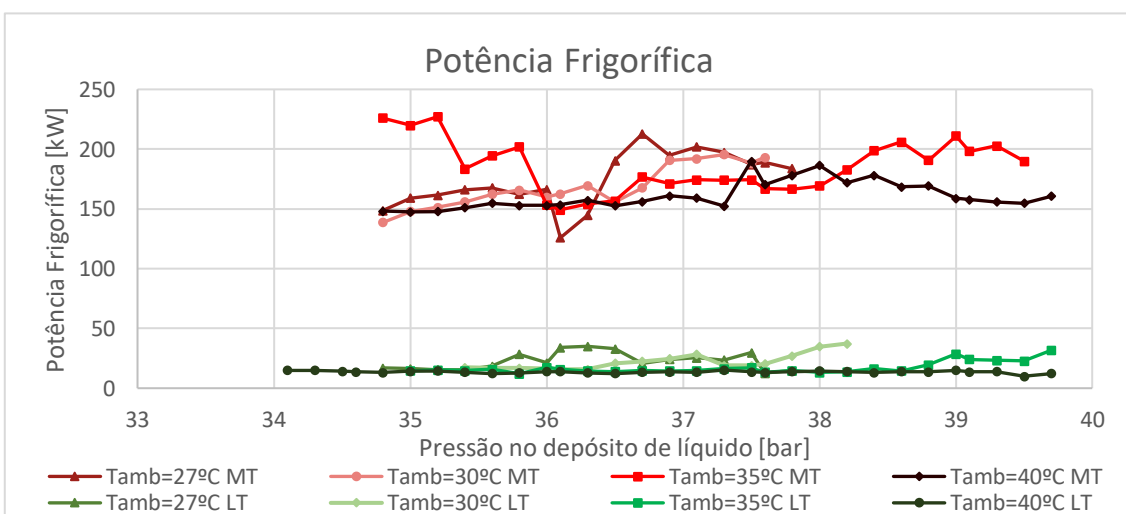


Figura 99 - Gráfico da variação da potência frigorífica da central 3 com o aumento da pressão no depósito de líquido com CP

A potência elétrica consumida também tem um padrão de variação com semelhanças ao padrão de variação do caudal mássico dos evaporadores MT. Só não é idêntico devido ao facto de que o caudal mássico aspirado pelos compressores paralelos aumenta com o aumento da pressão no depósito de líquido, para qualquer que seja a temperatura ambiente. No entanto, como esse aumento de caudal é bastante ligeiro e devido ao facto de maior parte da potência elétrica consumida pelo sistema ser consumida pelos compressores MT, sendo bastante superior ao consumo dos compressores paralelos, as semelhanças entre os padrões de variação da potência elétrica consumida e da potência frigorífica são notórias. Na Figura 100 é possível observar essas mesmas semelhanças como o aumento constante da potência elétrica consumida com picos de variação entre os 36 e os 37 bar para as temperaturas ambiente de 27 e 30°C, cujos picos de variação são bastante semelhantes aos que se observam na variação da curva de potência frigorífica MT das respetivas temperaturas ambiente. Também se pode observar a diminuição, entre os 35 e os 36 bar, onde há um aumento súbito, diminuindo novamente após atingir esse “pico”, quando a temperatura ambiente é de 35°C. A potência elétrica consumida mantém-se constante até aos 38 bar, aumentando após esta pressão. Este padrão de variação descrito é bastante semelhante ao observado na potência frigorífica MT para a mesma temperatura ambiente. O mesmo acontece quando a temperatura ambiente se encontra nos 40°C, no qual quer a potência elétrica consumida, quer a potência frigorífica MT, estão quase constantes.

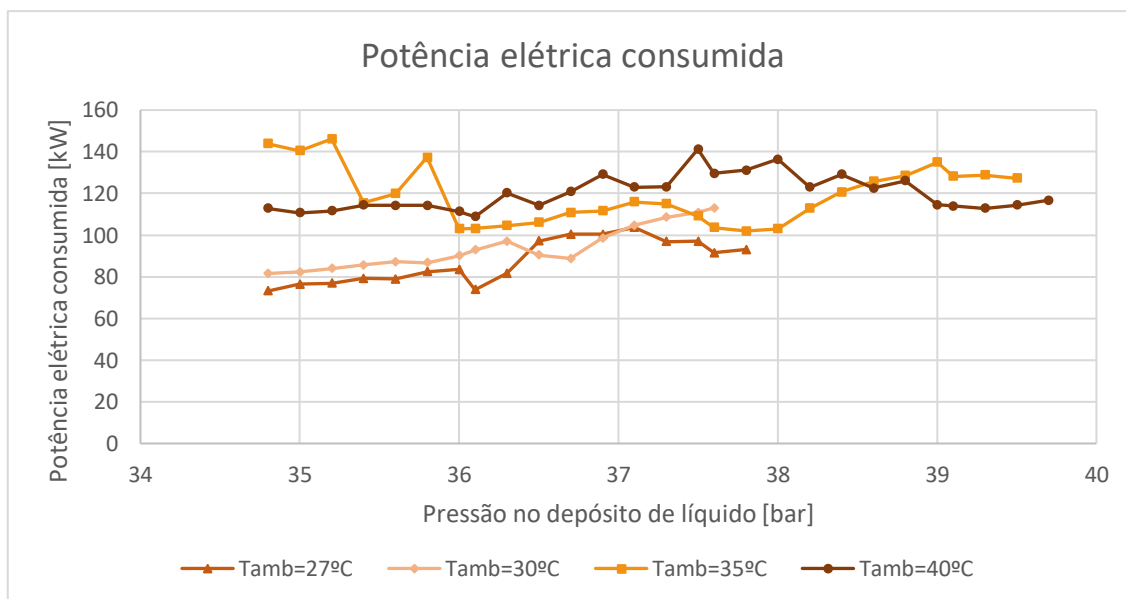


Figura 100 - Gráfico da variação da potência elétrica consumida da central 3 com o aumento da pressão no depósito de líquido com CP

Por fim, na Figura 101, é possível observar que o COP tem uma tendência a manter-se mais ou menos constante, para qualquer que seja a temperatura ambiente. Com o aumentar da pressão no depósito de líquido é possível observar que o COP oscila sempre numa gama de valores bastantes próximos. Estas oscilações estão relacionadas com os

padrões de variação da potência frigorífica e da potência elétrica consumida que não são constantes. Apesar de serem semelhantes, as variações não acontecem na mesma proporção, visto que por vezes pode haver diminuições repentinas de caudal mássico dos evaporadores LT e do caudal mássico dos compressores paralelos, fazendo com que o aumento da potência frigorífica seja maior que o aumento da energia consumida. Também pode acontecer de haver um aumento dos caudais mássicos referidos anteriormente, levando a que haja um aumento da potência elétrica consumida maior que o aumento da potência frigorífica. Estes resultados diferem um bocado dos resultados obtidos com a variação da pressão no depósito de líquido, quando havia compressão paralela, na central estudada anteriormente, mas contém algumas semelhanças com os resultados obtido através do estudo teórico presente no capítulo 3.1.2. Era esperado que houvesse um ligeiro aumento do COP até uma pressão que seria designada como ótima e após essa se mantivesse constante ou descesse muito pouco até uma certa pressão. Neste caso de estudo esse aumento não se verifica, apenas se verifica o COP manter-se quase constante com o aumento da pressão no depósito, exceto nos 27°C, onde é visível uma tendência a diminuir. Isto pode-se dever ao facto de o sistema ser dinâmico e não haver parâmetros/condições fixas ao longo do estudo como no estudo teórico. Outro motivo pode ser o facto de que já se passou a pressão ótima de todas as temperaturas ambientes e só no caso de quando a temperatura ambiente é 27°C já estar num intervalo de pressão que faz diminuir o COP, enquanto nas restantes temperaturas ainda não se atingiu esse intervalo de pressão. No entanto, tendo em conta o estudo teórico, é possível confirmar que, quando há compressão paralela, com a variação da pressão no depósito de líquido, o COP vai ser sempre superior quando a temperatura ambiente é menor, para qualquer que seja a pressão no depósito de líquido. Para as temperaturas ambiente de 27, 30, 35 e 40°C, obtiveram-se incrementos do COP até à pressão ótima de 3,1%, 9,9%, 6% e 4,1% respetivamente. Já após esta pressão obteve-se um decréscimo do COP de cerca de 11% para a temperatura ambiente de 27°C, e de cerca de 5% para a temperatura ambiente de 30°C.

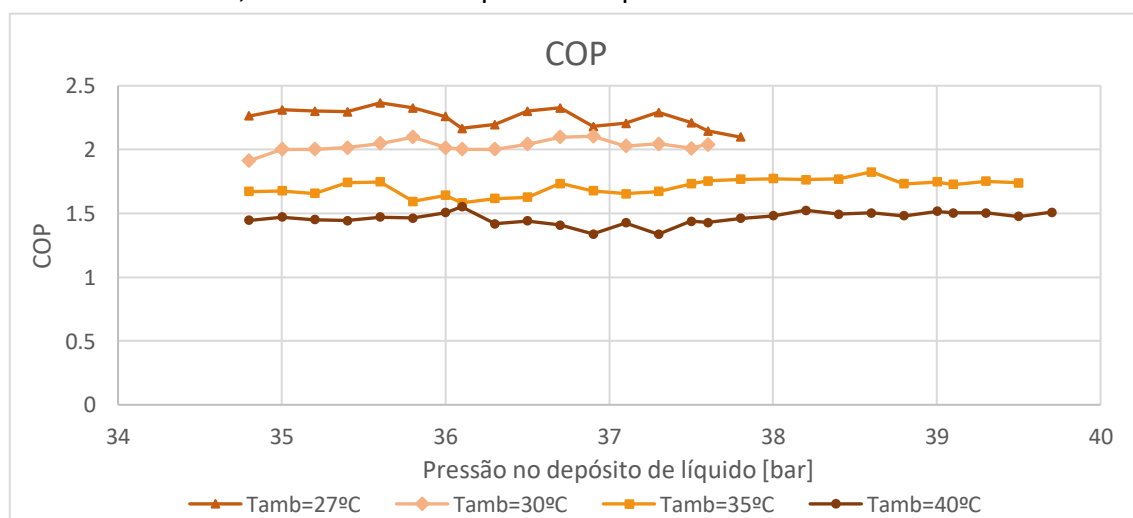


Figura 101 - Gráfico da variação do COP da central 3 com o aumento da pressão no depósito de líquido com CP

#### 4.1.3.3 Temperatura de evaporação

Devido à grande amplitude térmica durante o mês de julho, tornou-se difícil fazer uma análise quanto ao impacto que a temperatura de evaporação tem no COP da central pois a temperatura ambiente média variava em grande escala para as diferentes temperaturas de evaporação. No entanto, como esta central continha um grande número de dados foi possível separar os dados para um valor de temperatura ambiente fixo. Estudaram-se então os dados para as temperaturas ambiente de 23, 28, 33 e 38°C, de forma individual. Devido ao facto de que, quando se usaram os dados para temperaturas ambiente fixas, o intervalo de temperaturas de evaporação LT era muito curto, não se fez um estudo relativamente a este parâmetro pois não daria para tirar nenhuma conclusão.

##### 4.1.3.3.1 Temperatura de evaporação MT

Na Figura 102 é possível observar a variação das diferentes potências frigoríficas de cada temperatura ambiente. Com o aumento da temperatura de evaporação MT observa-se que a potência frigorífica, para qualquer que seja a temperatura ambiente, mantém-se constante. Já a potência frigorífica MT tem comportamentos diferentes para as diferentes temperaturas ambiente. No entanto é possível observar que a partir dos -10,5°C para as temperaturas ambiente 28, 33 e 38°C, a potência frigorífica MT mantém-se constante. Quando a temperatura ambiente é de 23°C, a potência frigorífica MT tende a diminuir. Estas diferenças e variações das potências frigoríficas podem ser explicadas pelo facto de que os dados não foram retirados num espaço de tempo em que a temperatura ambiente era constante e só se variava a temperatura de evaporação MT, mas sim em intervalos de tempo diferentes que coincidiram ter a mesma temperatura de evaporação MT. Isso pode explicar o porquê de haver necessidades frigoríficas para as mesmas temperaturas ambientes a temperaturas de evaporação diferentes, pois os dados podem ter sido retirados em dias diferentes no qual algumas condições também podiam ser diferentes.

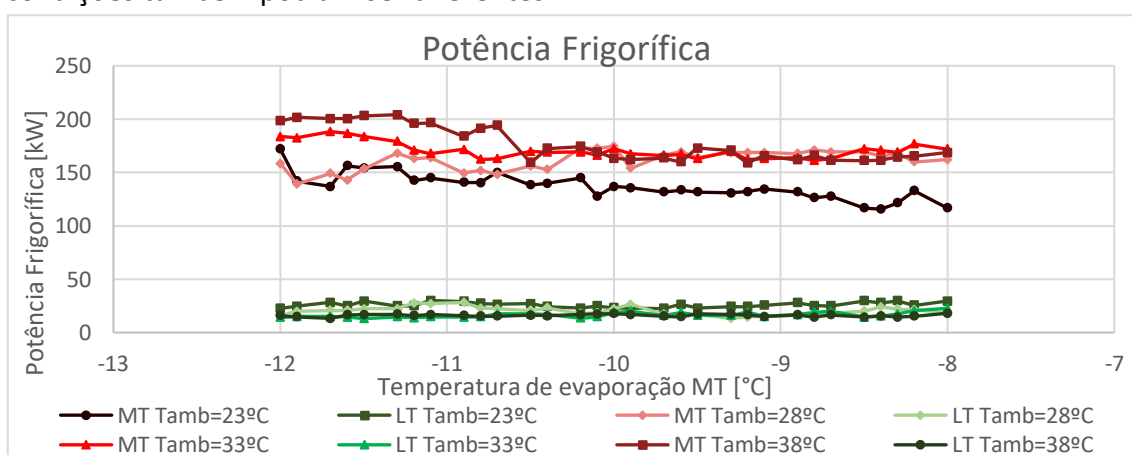


Figura 102 - Gráfico da variação da potência frigorífica da central 3 com o aumento da temperatura de evaporação MT

As curvas de caudal mássico dos evaporadores MT e LT têm um padrão de variação da curva da respetiva potência frigorífica. As curvas de caudal mássico aspirado pelos compressores MT e paralelos têm um padrão de variação idênticos, semelhantes ao da curva de caudal dos evaporadores MT, para as temperaturas ambiente de 28, 33 e 38°C. Já para a temperatura ambiente de 23°C, o caudal mássico dos evaporadores MT tende a diminuir com o aumento da temperatura de evaporação MT, enquanto o caudal mássico de *flash gas* aumenta. Como esse aumento é superior à diminuição do caudal dos evaporadores MT, o caudal mássico dos compressores MT aumenta, mas de forma menos acentuada que o caudal mássico de *flash gas*.

Na Figura 103 é possível observar as diferentes variações da potência elétrica consumida para qualquer que seja a temperatura ambiente. Quando a temperatura ambiente é de 23°C, é possível observar uma pequena diminuição da potência elétrica consumida. Isto ocorre, pois, apesar de haver um aumento do caudal mássico dos compressores MT, a diminuição da razão de compressão, com o aumento da pressão de evaporação MT, faz com que haja uma diminuição da necessidade de fornecer potência elétrica aos compressores MT, sendo essa diminuição superior ao aumento do caudal mássico dos compressores MT. Quando a temperatura ambiente é de 28°C é possível observar que a potência elétrica consumida se mantém constante. Isto sucede-se devido ao aumento do caudal dos compressores MT que tem um aumento equivalente à diminuição da razão de compressão dos compressores MT. Quando a temperatura ambiente é de 33°C, existe inicialmente uma tendência a diminuir e após atingir uma temperatura de evaporação MT de -9°C, mantém-se constante. O motivo para tal ocorrer é que até aos -9°C o caudal dos compressores MT mantém-se constante, pelo que o único parâmetro a influenciar a diminuição da potência elétrica consumida é a diminuição da razão de compressão dos compressores MT, que a partir dos -9°C é equilibrado pelo aumento do caudal dos compressores MT. Para a temperatura ambiente de 38°C observa-se uma tendência constante de diminuição da potência elétrica consumida. Isto deve-se ao aumento da pressão de evaporação MT acompanhado por uma diminuição pouco acentuada do caudal mássico dos compressores MT.

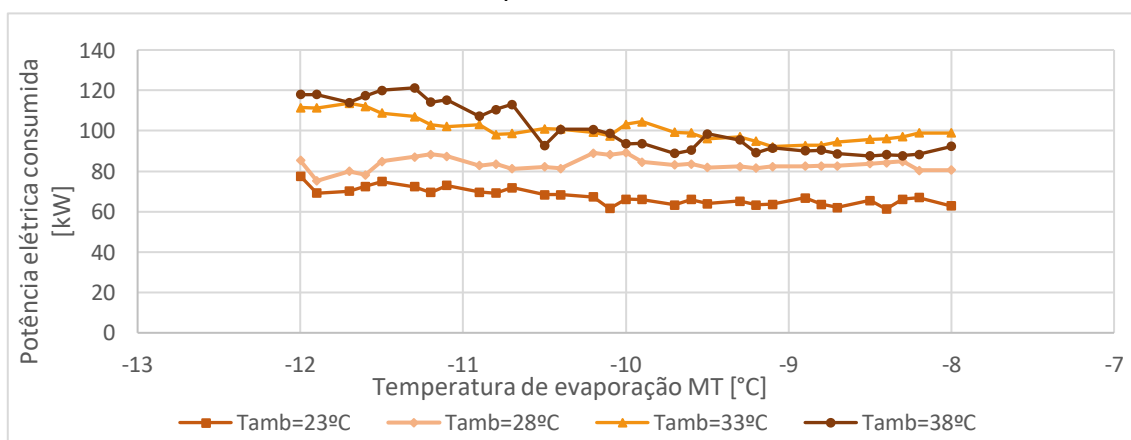


Figura 103 - Gráfico da variação da potência elétrica consumida pela central 3 com o aumento da temperatura de evaporação MT

Na Figura 104 é possível observar como o COP varia com o aumento da temperatura de evaporação MT para cada temperatura ambiente. Quando esta é de 23°C é possível observar que o COP se mantém constante e diminui ligeiramente nas temperaturas de evaporação MT finais. O COP mantém-se constante pois tanto a potência frigorífica como a potência elétrica consumida diminuem com o aumento da temperatura de evaporação MT, diminuindo numa grandeza equivalente de tal modo a que o COP se mantenha constante. Nas temperaturas de evaporação MT finais há uma diminuição mais acentuada da potência frigorífica. Para as restantes temperaturas ambiente é possível observar uma tendência do COP a aumentar de forma ligeira com o aumento da temperatura de evaporação MT. Quando a temperatura ambiente é de 28°C o COP aumenta até aos -9°C, mantendo-se constante após esta temperatura de evaporação MT, pois há um aumento da potência frigorífica MT até essa temperatura enquanto a potência elétrica consumida se mantém constante. Para a temperatura ambiente de 33°C, o COP tende sempre a aumentar pois a potência frigorífica MT sobe até aos -10°C de temperatura de evaporação, mantendo-se constante após esta, enquanto a potência elétrica consumida tende a diminuir ligeiramente com o aumento da temperatura de evaporação MT. Isto acontece até atingir os -9°C no qual tanto a potência frigorífica MT como a potência elétrica consumida se mantêm constantes, pelo que o COP se mantém constante. Quando a temperatura ambiente é de 38°C é possível observar que o COP se mantém constante até aos -10°C. Tal acontece, pois, a potência frigorífica MT e a potência elétrica consumida diminuem de forma idêntica. Após essa temperatura de evaporação MT, o COP tende a aumentar ligeiramente já que a potência frigorífica se mantém constante, enquanto a potência elétrica consumida continua a diminuir.

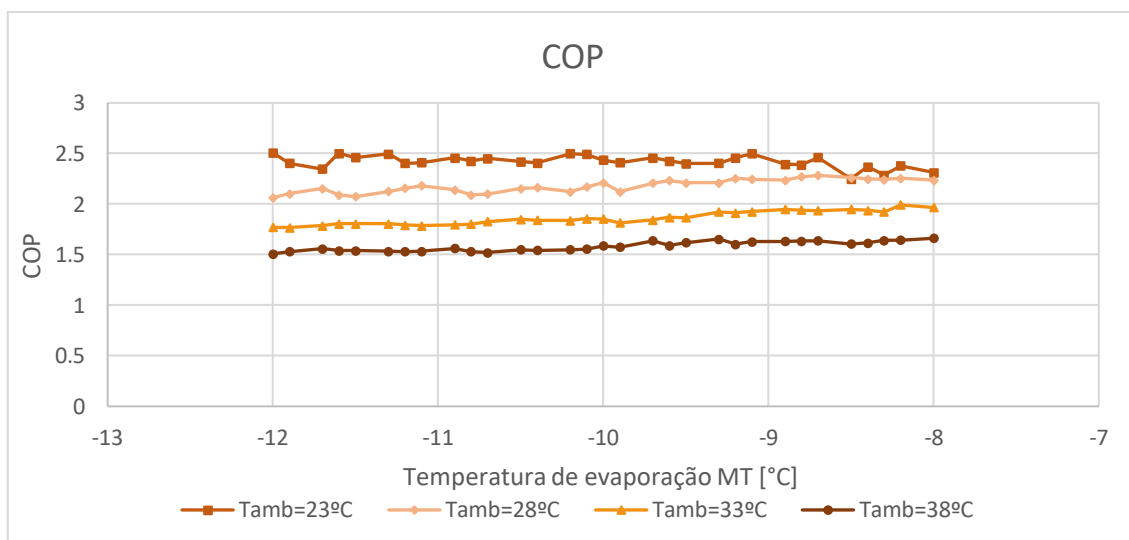


Figura 104 - Gráfico da variação do COP da central 3 com o aumento da temperatura de evaporação MT

No geral, estes resultados vão ao encontro com os resultados das centrais anteriores e dos resultados do estudo teórico efetuado no capítulo 3.1.3.1, no qual se podia observar que o COP aumentava com o aumento da temperatura de evaporação MT. Para as temperaturas ambiente de 23, 28, 33 e 38°C observa-se um aumento médio do COP por

grau Celsius de 1,3%, 2,3%, 2,7% e 2,5%, resultados bastantes próximos dos resultados obtidos para a central frigorífica 2, inferiores aos obtidos para a central frigorífica 1 e ligeiramente superiores aos resultados obtidos através do estudo teórico. No entanto pode-se questionar se de facto é vantajoso ou não aumentar esta temperatura de evaporação tendo em conta que pode afetar a conservação dos diversos produtos aos quais a refrigeração destas centrais são destinados. Isto porque se houver um aumento do valor de referência da temperatura de evaporação vai haver momentos onde essa mesma temperatura de evaporação vai atingir valores ainda maiores, e pode ter impacto na capacidade de refrigeração da central. De notar também que a própria central de refrigeração vai se encontrar com estas temperaturas de evaporação durante mais tempo, e não há previsão do que pode acontecer com os produtos a ser conservados.

## 4.2 Sugestões para otimização do COP

Neste capítulo são abordadas sugestões de melhoria do COP tendo em conta a análise dos resultados obtidos para as diferentes centrais de refrigeração e a sua compatibilidade com os resultados obtidos através do estudo teórico realizado no capítulo 3.1. Como o controlo da temperatura ambiente não é passível de ser efetuado, não é possível efetuar melhorias através deste parâmetro.

### 4.2.1 Pressão no depósito de líquido

Um dos parâmetros em estudo em que se pode verificar se há ou não melhorias no COP é a variação da pressão no depósito de líquido. No entanto, como o sistema de refrigeração é dinâmico, pode haver condições diferentes para os dados retirados a diferentes pressões no depósito de líquido que não estão relacionados com a variação da pressão. Este estudo, devido aos resultados obtidos pelo estudo teórico realizado no capítulo 3.1.2, foi dividido em duas partes.

#### 4.2.1.1 Sem compressão paralela

Segundo o estudo teórico, quando a central funciona sem compressão paralela, a pressão no depósito de líquido deve ser a menor possível de modo a obter um COP ótimo. Isto acontece devido ao facto que, quanto menor for a pressão no depósito, menor será o caudal de *flash gas* e menor será a entalpia de entrada dos evaporadores pois há uma diminuição do título. Isto pode ser observado na Figura 93 com melhor critério pois os dados são para as mesmas temperaturas ambiente. É possível ver uma tendência a diminuir constante. Na Figura 37, quando a temperatura se mantém mais ou menos constante, também é possível observar que o COP tem uma tendência a

diminuir constantemente. Na Figura 68, sendo que a temperatura ambiente não varia muito, é possível observar que o COP tem uma tendência a diminuir de forma constante com o aumento da pressão no depósito de líquido. Tendo em conta estes resultados, resumidos na Tabela 19, é sugerido que se use a menor pressão no depósito possível para se obter um COP ótimo, cujo valor está a laranja-claro.

Tabela 19 - Tabela dos valores do COP para as diferentes pressões no depósito de líquido quando as centrais de refrigeração funcionam sem compressão paralela

Pressão no depósito de líquido [bar]	Central 1	Central 2	Central 3		
			18°C	20°C	22°C
			37	3,49	2,59
37,5	3,01	2,50	2,98	2,85	2,66
38	2,84	2,41	2,59	2,64	2,55
38,5	2,67	2,35	2,42	2,37	2,34
39	2,57	2,33	2,68	2,68	2,48

#### 4.2.1.2 Com compressão paralela

Quando a central de refrigeração funciona com compressão paralela, segundo estudo teórico, o COP aumenta até atingir uma pressão no depósito de líquido em que se encontra o COP ótimo e após esta, com o aumentar da pressão, o COP diminui ligeiramente. Isto é possível observar na Figura 63, na qual no intervalo de pressão no depósito de líquido de 36 a 41 bar a temperatura ambiente se mantém constante, observa-se um ligeiro aumento do COP até atingir um valor ótimo perto dos 40 bar, voltando a diminuir após esta pressão. Tal como explicado anteriormente, isto deve-se ao facto de que a diminuição da razão de compressão, e consecutivo trabalho de compressão específico, dos compressores paralelos é maior que o aumento do título, que provoca o aumento do caudal de *flash gas* aspirado pelos mesmos compressores paralelos, bem como uma diminuição da potência frigorífica, pelo que a diminuição da potência elétrica consumida é superior a esta diminuição da potência frigorífica. Já na Figura 101 é possível observar que o COP se mantém constante com o aumento da pressão no depósito. Por isso, tendo em conta estes resultados, resumidos na Tabela 20, deve-se tentar encontrar o valor de pressão no depósito de líquido ótimo, para assim

obter o maior COP possível, visto que a diminuição do COP após esta pressão é muito baixa, ou mantém-se constante, com o aumentar de pressão. O valor ótimo do COP está representado a laranja-claro na tabela. A única contrapartida é o facto de não se conseguir controlar a temperatura ambiente. Isto porque de acordo com os obtido no estudo teórico, cada temperatura ambiente tem o seu valor de pressão ótima, acontecendo o mesmo para os dados apresentados na Tabela 20.

Tabela 20 - Tabela dos valores do COP para as diferentes pressões no depósito de líquido quando as centrais de refrigeração funcionam com compressão paralela

Pressão no depósito de líquido [bar]	Central 2	Central 3			
		27°C	30°C	35°C	40°C
35	-	2,31	1,91	1,67	1,46
36	-	2,26	2,02	1,64	1,44
37	2,40	2,33	2,04	1,73	1,46
37,5	2,51	2,21	2,10	1,73	1,51
38	2,51	2,10	2,01	1,77	1,52
38,5	2,55	-	-	-	-
39	2,59	-	-	-	-
40	2,69	-	-	-	-
41	2,43	-	-	-	-
42	2,32	-	-	-	-

#### 4.2.2 Temperatura de evaporação

A variação da temperatura de evaporação é outro dos parâmetros que pode influenciar na melhoria do COP. Segundo estudo teórico efetuado no capítulo 3.1.3.1, era de esperar que com o aumento de qualquer uma das temperaturas de evaporação, o COP tivesse uma tendência a aumentar. No entanto, com a temperatura de evaporação LT não foi possível tirar essa conclusão pois segundo os resultados das centrais de refrigeração, o COP manteve-se constante com o aumento da temperatura de evaporação LT. No entanto, nestes dados houve variações de outros parâmetros que

influenciaram estes resultados, como a temperaturas ambiente. Visto que ou não havia dados suficientes obtidos pelas centrais para uma temperatura ambiente constante, ou quando havia, o intervalo de temperatura de evaporação LT era muito curto, não foi possível obter conclusões relevantes.

Para a temperatura de evaporação MT o caso é diferente. Tal como se pode observar nas Figura 43, Figura 76 Figura 104, o COP tende a aumentar com o aumento da temperatura de evaporação MT. Na Tabela 21 pode-se observar esse mesmo aumento do COP, observa-se também que o COP é ótimo para a maior temperatura de evaporação existente nos dados das respetivas centrais, estando o COP ótimo representado a laranja-claro. Estes resultados vão ao encontro com os resultados do estudo teórico. O único problema para recomendar ou não este aumento de temperatura de evaporação MT encontra-se no facto de que se pode comprometer a conservação/refrigeração dos produtos com este aumento de temperatura de evaporação.

Tabela 21 - Tabela dos valores do COP para as temperaturas de evaporação MT nas centrais de refrigeração

Temperatura de evaporação MT [°C]	Central 1	Central 2	Central 3			
			23°C	28°C	33°C	38°C
-12	-	2,26	2,40	2,06	1,77	1,51
-11	-	2,36	2,46	2,18	1,80	1,56
-10	2,60	2,42	2,49	2,21	1,85	1,59
-9	2,72	2,46	2,50	2,24	1,93	1,63
-8	2,86	2,48	-	2,25	1,97	1,66
-7	3,17	-	-	-	-	-

#### 4.2.3 Compressão paralela

Um dos métodos que permite aumentar o COP para as centrais de refrigeração é o uso da compressão paralela. Numa fase inicial, através do estudo teórico, foi possível observar que o uso da compressão paralela era um método que permitia aumentar o COP. Para reforçar esta ideia, através do estudo teórico também se observou que de facto, para as mesmas condições, o COP é maior quando a central funciona com compressão paralela, quando comparando com a central a funcionar sem compressão paralela. Também através da análise dos dados das centrais de refrigeração em estudo

foi possível observar que, para as mesmas condições de temperatura ambiente ou até mesmo de pressão no depósito, o COP é maior quando a central funciona com compressão paralela. Relativamente à temperatura ambiente, é possível observar na Tabela 17 que o COP é de facto superior quando há compressão paralela. Existe um incremento médio de 10% no COP em comparação com o sistema quando funciona sem compressão paralela, nas mesmas condições. É possível também observar que a diminuição do COP com a temperatura ambiente é menor com compressão paralela quando comparando com a central sem compressão paralela, pelo que para temperaturas ambiente superiores se torna mais relevante o uso da compressão paralela. No entanto, para temperaturas inferiores o mesmo pode não ser verdade pois o caudal de *flash gas* pode não ser suficiente e pode-se estar a consumir energia desnecessariamente. Quanto à pressão no depósito de líquido, é possível observar na Tabela 18 que o COP é maior quando a compressão paralela está ativada, existindo um incremento médio de 8,5% quando comparado com a central a funcionar sem compressão paralela. Isto já seria de esperar tendo em conta o comportamento da central, quanto à sua eficiência, quando se comparou a variação do COP com o uso ou não da compressão paralela. Quanto maior for a pressão no depósito, menor é a diminuição do COP quando a central funciona com compressão paralela, quando comparada com a central quando a compressão paralela não está ativa. Estes resultados acabam por ser semelhantes aos obtidos através do estudo teórico efetuado no capítulo 3.1.1 (10%), bem como aos resultados obtidos no estudo experimental de *Karampour e Sawalha* [56] (8%). Quanto ao estudo teórico dos mesmos autores [55] (14%), este incremento é ligeiramente inferior.

#### 4.2.4 Potência elétrica consumida pelo *gas cooler*

Este parâmetro só foi possível ser estudado na central de refrigeração 3, pois não se retiraram dados sobre a percentagem de uso do *gas cooler* para as restantes centrais. O estudo deste parâmetro está relacionado com a diferença que existia entre o COP teórico e o COP real. Tal como explicado anteriormente, o COP real é o COP retirado pela central tendo em conta o consumo energético total do sistema. Já o COP teórico é obtido através da potência elétrica consumida pelos compressores, calculada através do caudal mássico dos compressores e as diferenças de entalpia dos mesmos que eram obtidos através das pressões e temperaturas retiradas pelas sondas. Isto significa que a diferença entre o COP teórico e o COP real era a diferença entre a potência elétrica consumida pelo sistema e a potência elétrica consumida pelos compressores. Visto que é necessário fornecer energia elétrica ao *gas cooler* para este arrefecer o fluido frigorífero, chegou-se à conclusão de que a maior diferença entre as duas curvas de potência elétrica consumida era a potência elétrica consumida pelo *gas cooler*, tendo em conta que a percentagem de consumo dos outros componentes eletrónicos do sistema é substancialmente menor. O arrefecimento do fluido frigorífero no *gas cooler*

realiza-se através da troca de calor com fluxo de ar ambiente. São os ventiladores do *gas cooler* que propulsionam o caudal de ar para as tubagens do mesmo para assim trocar calor com o fluido frigorigéneo, que por estar a uma maior temperatura, é arrefecido até uma temperatura próxima do ar ambiente. Quanto maior for a temperatura ambiente, maior é a necessidade de arrefecer o caudal de fluido frigorigéneo, pois com o aumento da temperatura ambiente, há um aumento da temperatura do fluido frigorigéneo à saída do compressor. Para isso é necessário um maior caudal de ar a entrar nos ventiladores do *gas cooler*. Um maior caudal de ar traduz-se num aumento da velocidade do mesmo, e é por isso que os ventiladores do *gas cooler* necessitam de mais energia elétrica a ser-lhes fornecida. Este aumento de caudal de ar e potência elétrica consumida com o aumento da temperatura ambiente pode ser verificado, por exemplo, na Figura 86, no qual o aumento da percentagem de uso do *gas cooler* representa o aumento da sua potência elétrica consumida. É também possível confirmar através da Figura 87 que com o aumento da percentagem do uso do *gas cooler* as curvas do COP teórico e do COP real distanciam-se. No entanto, nas temperaturas mais baixas, como as que se observam nas figuras, o *gas cooler* funciona maioritariamente como um condensador, pois o sistema opera na região subcrítica, pelo que é necessário haver esse aumento de percentagem de uso no *gas cooler* para atingir as diferentes pressões de condensação do CO<sub>2</sub> e otimizar o COP da central. Nas temperaturas mais elevadas é possível observar que o *gas cooler* opera quase sempre a 100%, tal como se pode observar na Figura 92. No entanto, o *gas cooler* funcionar “no máximo” é visto como um desperdício de energia elétrica. Isto porque, com o aumento da velocidade do ar, a diferença de temperatura de saída do *gas cooler* e da temperatura ambiente diminui. Termodinamicamente é o ideal, pois quer dizer que a temperatura de saída do *gas cooler* está diminuída o máximo possível, o que faz com que o caudal de *flash gas* seja o menor possível, diminuindo a potência elétrica consumida pelos compressores. No entanto, a troca de calor entre o ar e o fluido frigorigéneo que ocorre no *gas cooler*, dá-se maioritariamente na parte inicial do mesmo. Isto significa que pouco depois, o fluido frigorigéneo já se encontra muito próximo da temperatura ambiente antes da saída do *gas cooler*, o que significa que trabalhar com o mesmo no máximo pode ser um desperdício de energia pois está a gastar energia elétrica para arrefecer nem 1°C. Por isso, estudou-se os dados obtidos pela central de refrigeração 3 entre os 30 e os 40 graus e observou-se que havia momentos em que o *gas cooler* não operava no máximo, mas era limitado a 85%. Esta limitação de percentagem de uso foi imposta porque os ventiladores do *gas cooler* fazem muito ruído. Por isso, é necessário limitar o funcionamento do *gas cooler* de modo a não fazer muito ruído durante a noite. Ao observar estes dados percebeu-se que de facto não é necessário o *gas cooler* operar sempre no máximo. Por isso fez-se uma comparação entre os dados obtidos quando o *gas cooler* operava a 85% e a 100%. Inicialmente foi necessário verificar as temperaturas ambiente médias para cada percentagem de funcionamento do *gas cooler*. Tal como se pode observar na Figura 105, a temperatura ambiente média quando o *gas cooler* opera

a 100% é superior a quando opera a 85%. No entanto, essa diferença é cerca de 1°C, pelo que implica que as diferenças de COP não deveriam ser muito grandes.

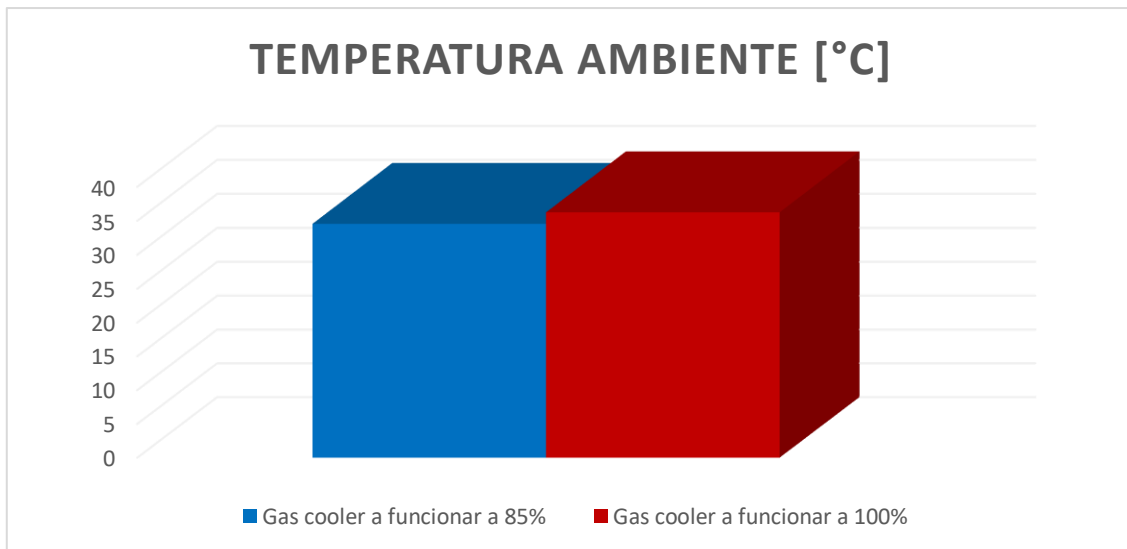


Figura 105 - Temperatura ambiente média para cada percentagem de funcionamento do *gas cooler*

Outro aspeto que ajuda este argumento é o facto de, mesmo com uma temperatura ambiente ligeiramente superior, a potência elétrica consumida pelos compressores quando a central funciona com o *gas cooler* a operar no máximo é ligeiramente inferior (0,3%) a quando a central funciona com o *gas cooler* a operar a 85%. Isto vai de encontro com o referido anteriormente, a nível termodinâmico de facto compensa trabalhar com o *gas cooler* no máximo. No entanto, tal como se pode observar na Figura 106, a potência elétrica consumida total é inferior em 7% quando a central funciona com o *gas cooler* a 85%.

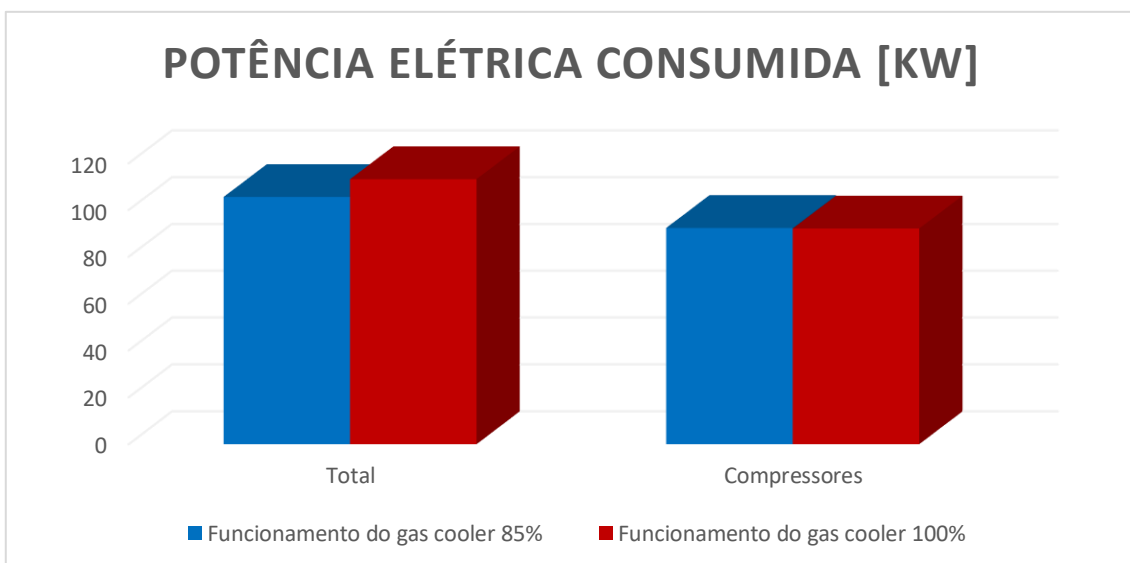


Figura 106 – Potência elétrica consumida para cada percentagem de funcionamento do *gas cooler*

Isto significa que, apesar de ser mais vantajoso a nível termodinâmico, quando se opera com o *gas cooler* no máximo existe de facto desperdício de energia. É também possível verificar na Figura 107 que a nível de eficiência energética é mais vantajoso usar o *gas cooler* a funcionar a 85% do que no máximo. O COP é maior em 10% quando a central funciona com o *gas cooler* a 85% quando comparado com a central a funcionar com o *gas cooler* no máximo.

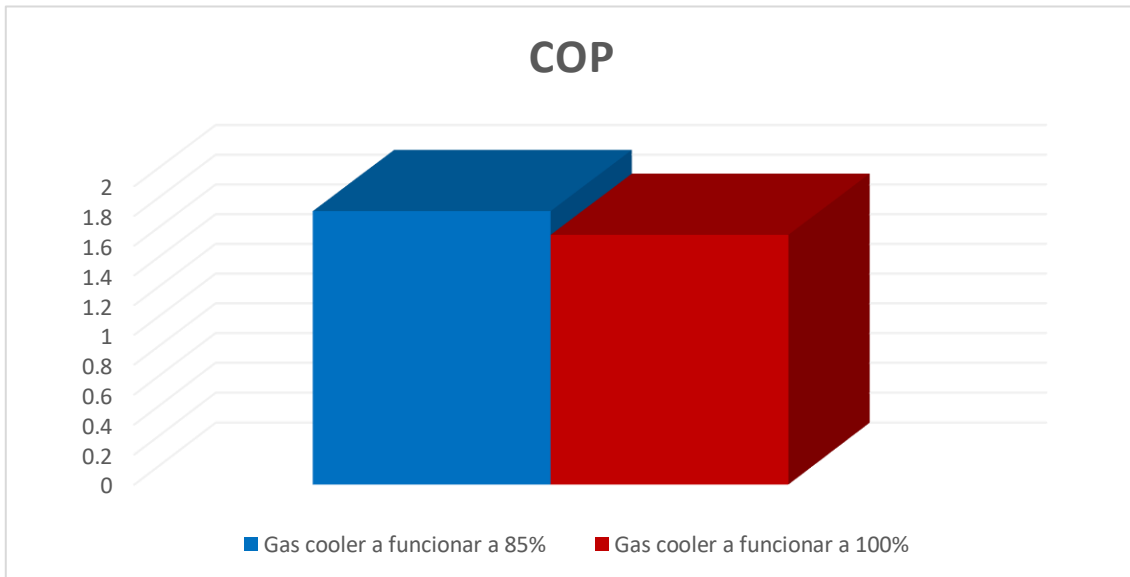


Figura 107 - COP para cada percentagem de funcionamento do *gas cooler*

O motivo de o *gas cooler* funcionar ao máximo deve-se ao facto de tentar obter a menor diferença possível entre a temperatura de saída do *gas cooler* e a temperatura ambiente. Para isso os ventiladores aspiram o máximo de caudal de ar possível, para assim aumentar o poder de arrefecimento. Tal como se pode observar através da Equação 26, com o aumento do caudal, aumenta o calor a ser trocado entre os fluidos. No entanto, esse aumento de caudal de ar também provoca um aumento da potência elétrica consumida pelos ventiladores.

$$Q_{ar} = \dot{m}_{ar} \times C_{p_{ar}} \times \Delta T_{ar}$$

Equação 26 - Poder de arrefecimento do ar/*gas cooler*

Na Figura 108 é possível observar que quando a central funciona com o *gas cooler* a operar no máximo, a diferença entre a temperatura de saída do *gas cooler* e a temperatura ambiente é bastante baixa. Quando o *gas cooler* funciona a 85% observa-se que a diferença entre a temperatura de saída do *gas cooler* e da temperatura ambiente é mais elevada, confirmando também o facto de que, quanto menor o caudal e a velocidade do ar, maior a diferença entre essas temperaturas.

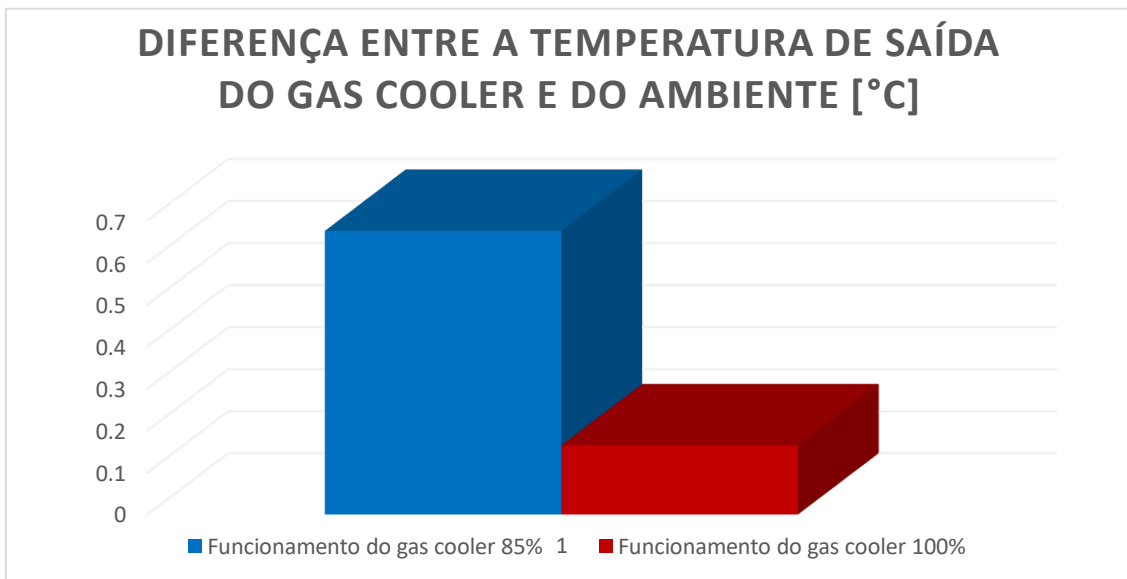


Figura 108 – Diferença entre a temperatura de saída do *gas cooler* e da temperatura ambiente para cada percentagem de funcionamento do *gas cooler*

Tendo em conta estes resultados pode-se concluir que de facto a central funcionar com o *gas cooler* no máximo para as temperaturas mais elevada não compensa, pois há desperdício de potência elétrica consumida. Por isso recomenda-se a limitar a percentagem de uso do *gas cooler* a 85%, tendo em conta estes resultados. No entanto, tendo em conta os resultados obtidos da diferença entre as temperaturas de saída do *gas cooler* e ambiente, recomenda-se que se deveria fazer um estudo para verificar qual a diferença dessas temperaturas ideal, de modo a obter um valor ótimo do COP, sem limitar o uso do *gas cooler* a ser 85%, podendo até ser menor. No entanto, não se pode esperar que com o aumento contínuo dessa diferença de temperaturas o COP vá sempre aumentar. A diminuição do poder de arrefecimento do *gas cooler* excessivo pode levar a que a diminuição da potência elétrica consumida pelo *gas cooler* não compense o aumento da potência elétrica consumida pelos compressores devido ao aumento do caudal de *flash gas* com o aumento dessa diferença de temperaturas.

Para conseguir fazer este estudo e posteriormente manter fixa essa diferença entre a temperatura de saída do *gas cooler* e temperatura ambiente no seu valor ótimo, seria necessário criar um controlo dessa mesma diferença de forma a limitar o caudal de ar aspirado pelos ventiladores ou a energia elétrica a ser fornecida ao mesmo.

### 4.3 Estudo dos padrões diários

Fez-se também um estudo do COP ao longo de um dia para cada central. Este estudo foi realizado através da média do COP para todas as horas de funcionamento da central. Através deste estudo é possível verificar como varia o COP da central ao longo do dia tendo em conta a variação de diversos parâmetros termodinâmicos.

#### 4.3.1 Central de refrigeração 1

Na Figura 109 é possível observar o padrão diário do COP da central. Observa-se que o COP da central varia entre os valores de 2,4 e 3,25. A temperatura ambiente média variou entre os 14 e os 24°C. Entre as 00:00 e as 06:00 observa-se que a temperatura ambiente média se mantém constante. Para este intervalo de tempo observa-se que o COP tem um aumento pouco acentuado. Este aumento dá-se, pois, durante este intervalo de tempo há uma diminuição da pressão no *gas cooler*. Entre as 6 e as 13 horas a temperatura ambiente média aumenta de 14°C até aos 23°C. Com este aumento de temperatura ambiente média observa-se uma diminuição do COP. Esta diminuição do COP ocorre devido ao facto de haver um aumento da potência elétrica consumida superior ao aumento da potência frigorífica. Esse aumento é superior pois com o aumento da temperatura ambiente não há só um aumento do caudal mássico aspirados pelos evaporadores MT, havendo também um aumento do caudal de *flash gas* e da pressão no *gas cooler*. Entre as 13 e as 16 horas o COP mantém-se constante pois a temperatura ambiente também se mantém constante. Às 16 horas dá-se o valor mínimo do COP no padrão diário. A esta hora observa-se a temperatura máxima, onde se aumentou a pressão no *gas cooler*, aumentando assim a potência elétrica consumida. No entanto, estes aumentos são ligeiros, não explicando assim esta diminuição mais acentuada do COP. Visto que esta é uma das horas mais movimentadas, pode haver maiores trocas de calor entre a instalação frigorífica e o exterior, aumentando assim o caudal a circular no sistema, diminuindo o COP. Outra hora muito movimentada é às 17:00. A esta hora observa-se que o COP aumenta com a diminuição da temperatura ambiente média. No entanto o valor do COP a esta hora não é superior aos valores de COP das horas de mais calor. Isto deve-se às maiores trocas de calor existentes entre a instalação frigorífica e o ambiente. Entre as 17 e as 23 horas observa-se que o COP aumenta ou mantém-se constante. Isto deve-se à diminuição da temperatura ambiente média neste intervalo de tempo. O valor máximo do COP é obtido às 06:00. É nesta hora que se observa a menor pressão no *gas cooler*, diminuindo o COP pois os restantes parâmetros são constantes. O COP médio da central é de 2,64, e o desvio padrão médio do COP médio de cada hora é de 7%. Isto implica que o COP se afasta ligeiramente valor médio, porém não existindo grandes variações do COP, sendo que as que existem se devem maioritariamente à temperatura ambiente.

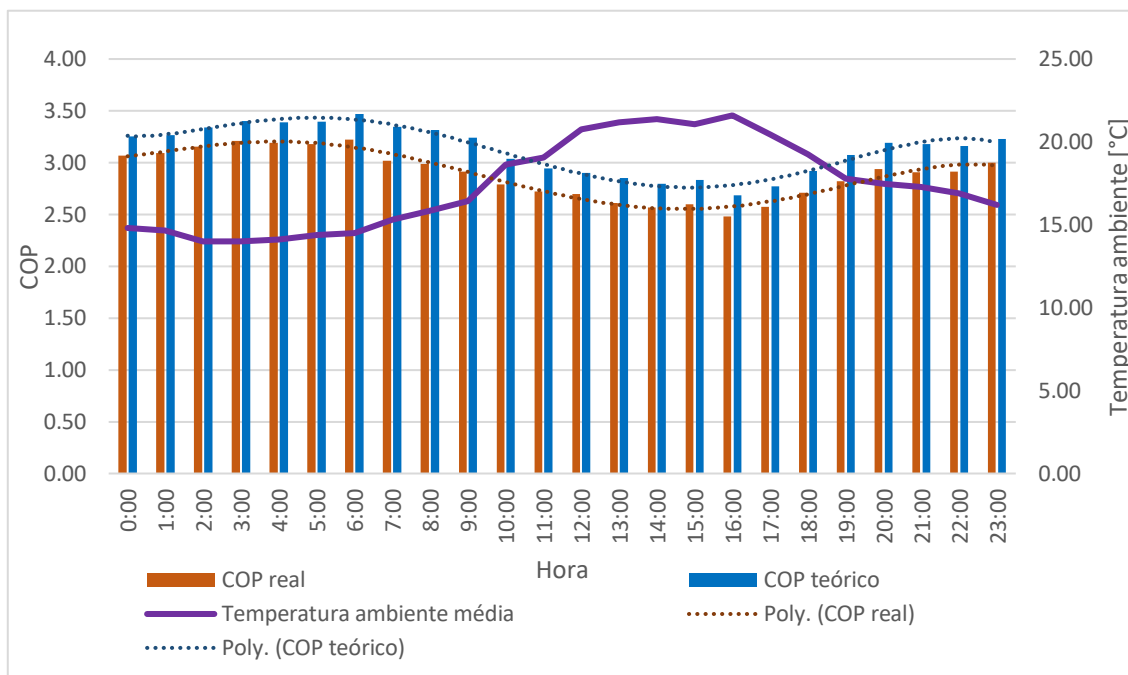


Figura 109 – Padrão diário do COP e variação da temperatura ambiente média ao longo do dia da central 1

#### 4.3.2 Central de refrigeração 2

Na Figura 110 é possível observar a variação do COP do supermercado, tanto para as horas em que está fechado, como para as horas em que está aberto. É possível observar-se que o COP varia entre 2 e 2,6, tendo um valor médio de 2,30. Já a temperatura ambiente média varia entre os 19,5 e os 27,2°C. A temperatura ambiente média diminui entre as 00:00 e as 03:00. Com esta diminuição de temperatura é possível observar um aumento do COP. Entre as 3 e as 6 da manhã, a temperatura ambiente média manteve-se constante, pelo que o COP também se manteve constante. Após as 06:00, a temperatura ambiente média aumenta até às 16 horas. É possível observar que com este aumento de temperatura ambiente ocorre uma diminuição do COP. No entanto às 12:00 existe um aumento do COP apesar do aumento da temperatura ambiente. Isto deve-se a que esta hora existiam maioritariamente dados da central a operar com compressão paralela, pelo que o COP é superior visto que o aumento da temperatura ambiente não é muito acentuado. Após as 16 horas observa-se uma diminuição da temperatura ambiente média. Com esta diminuição da temperatura ambiente é possível verificar que existe um aumento do COP. A temperatura ambiente mínima da central ocorre às 05:00, onde o COP também tem o seu valor máximo. A temperatura ambiente máxima observa-se às 16 horas. Nesta hora observa-se também que o COP tem o seu valor mínimo. No entanto este valor é também observado às 14 e às 15 horas. Isto ocorre, pois, a diferença das temperaturas ambiente médias entre estas horas é baixa.

ambiente. Tal como na central anterior, as variações do COP ocorrem maioritariamente devido à temperatura ambiente. O desvio-padrão médio deste mês é de 7%, pelo que o COP, mesmo com a variação da temperatura ambiente, tem pequenas variações relativamente ao valor médio do COP da central.

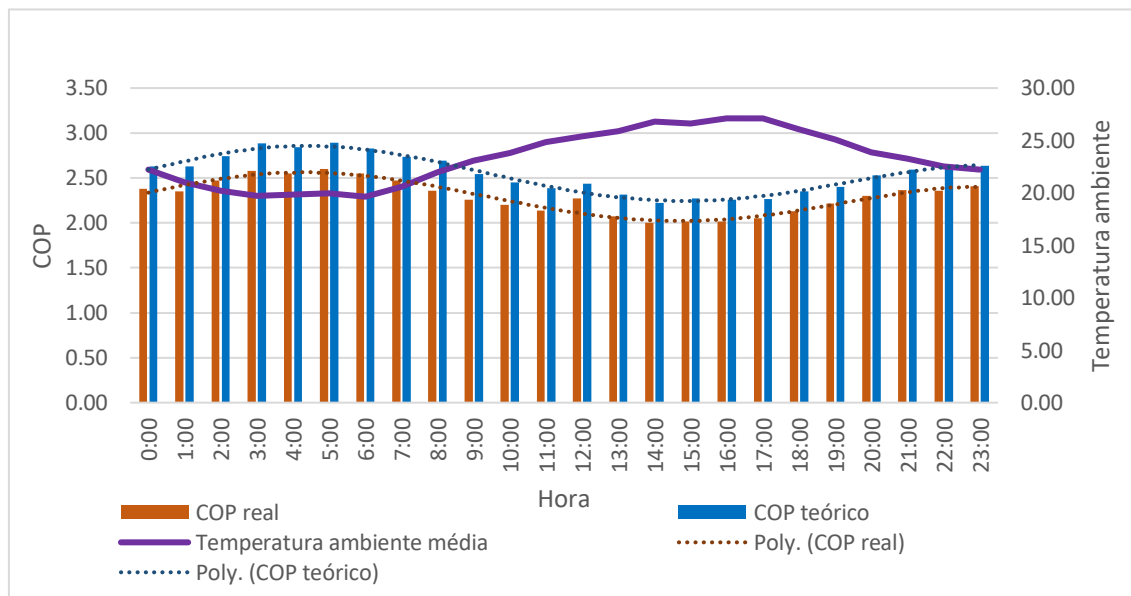


Figura 110 - Padrão diário do COP e variação da temperatura ambiente média ao longo do dia da central 2

### 4.3.3 Central de refrigeração 3

Na Figura 111 é possível observar como varia o COP da central de refrigeração 3 ao longo do dia. O COP varia entre os valores médios de 1,63 e 2,75, tendo um valor de COP médio de 2,24. Já a temperatura ambiente média varia entre os 17 e os 37°C. É possível observar que entre as 00:00 e as 06:00 exista uma diminuição da temperatura ambiente média. Esta diminuição de temperatura ambiente provoca um aumento do COP. Observa-se que com o aumento da temperatura ambiente média entre as 6 e as 16 horas, há uma diminuição constante do COP, sendo que a temperatura máxima ocorre às 16:00, obtendo-se o valor mínimo de COP neste padrão diário. Após as 16 horas a temperatura ambiente média diminui. Observa-se que o COP aumenta com essa diminuição de temperatura ambiente, exceto às 22:00 e às 23:00. Isto deve-se a que estas horas existem mais dados da central a funcionar sem compressão paralela do que com compressão paralela. Também entre as 9 e as 10 horas observa-se que apesar do aumento da temperatura ambiente ser bastante acentuado, a diminuição do COP é baixa. Esta diminuição é baixa pois às 10:00 há um aumento de dados da central a funcionar com compressão paralela, havendo poucos dados da central a funcionar sem compressão paralela. Esta central é a que tem o COP médio ao longo do dia menor pois as temperaturas ambientes foram maiores. No entanto é a que tem um desvio-padrão médio maior, de 15%, indicando que o COP varia bastante ao longo do dia com o

funcionamento desta central. Um dos motivos é a elevada variação da temperatura ambiente, que atinge temperaturas consideravelmente elevadas.

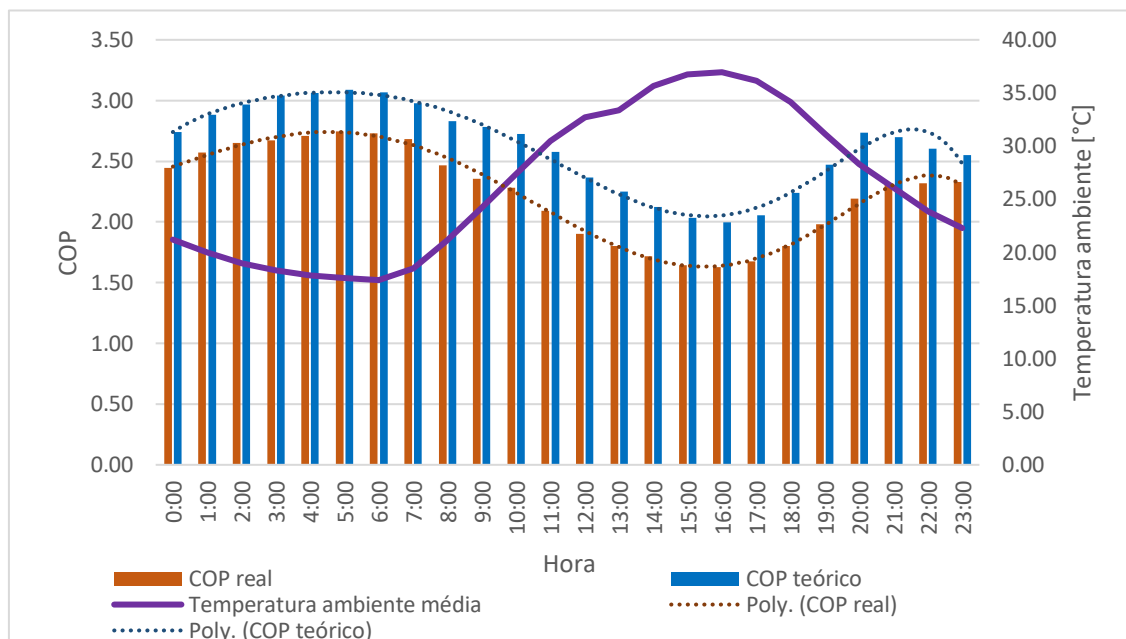


Figura 111 - Padrão diário do COP e variação da temperatura ambiente média ao longo do dia da central 3

Outro motivo para este desvio-padrão ser bastante elevado é a variação da percentagem de uso do *gas cooler*. Na Figura 112 é possível observar a variação do delta COP (diferença entre o COP real e COP teórico) e do delta EEC (diferença entre a potência elétrica consumida total e consumida apenas pelos compressores) com a variação da percentagem de uso do *gas cooler* ao longo das diferentes horas de funcionamento da central. Observa-se que com o aumento da percentagem de uso do *gas cooler* há um aumento tanto do delta COP como o delta EEC. Isto implica que haja um aumento do desvio-padrão pois o COP real é cada vez mais inferior ao COP teórico com o aumento desta percentagem. Se esta percentagem fosse constante o COP iria diminuir apenas com o aumento da temperatura ambiente média. No entanto como há um aumento da potência elétrica consumida pelo *gas cooler*, o COP acaba por ter uma diminuição maior que o esperado quando apenas influenciado pela temperatura ambiente. De notar que este aumento de percentagem de uso do *gas cooler* dá-se gradualmente com o aumento da temperatura ambiente até atingir 100%. Observa-se que o *gas cooler* opera a 100% entre as 11 e as 19 horas. Estas horas correspondem às horas com temperatura ambiente mais elevada. Se compararmos a curva do COP teórico com a curva do COP real, observa-se uma maior distância entre os valores máximos e mínimos do COP na curva de COP real. O desvio-padrão médio do COP teórico é de 9%. Isto implica que este aumento de percentagem de uso do *gas cooler* aumenta o desvio-padrão médio do COP da central em 6%. Tendo em conta que isto são valores médios,

esta diferença acaba por ter bastante influência na variação do COP, aumentando o seu desvio-padrão médio, diminuindo o COP médio da central.

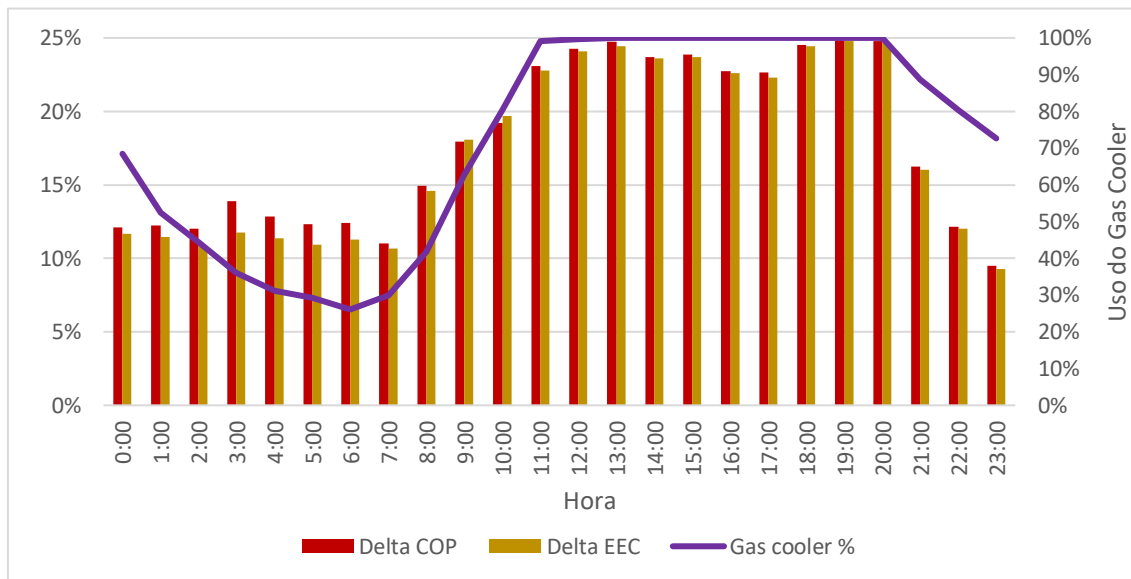


Figura 112 - Variação do delta COP e do delta EEC com a variação da percentagem de uso do *gas cooler* para cada hora de funcionamento da central



# CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

5.1 Conclusões

5.2 Propostas de trabalhos futuros



## 5 CONCLUSÕES E PROPOSTAS DE TRABALHOS FUTUROS

### 5.1 Conclusões

O uso do dióxido de carbono como fluido frigorígeno tem-se tornado cada vez mais recorrente na refrigeração devido às políticas/medidas adotadas para diminuir os danos provocados na camada de ozono e o aumento do aquecimento global, sendo o CO<sub>2</sub> um fluido frigorígeno “verde”. No entanto, o problema da implementação de instalações frigoríficas que utilizam o CO<sub>2</sub> como fluido frigorígeno encontra-se no facto de que a temperatura crítica do CO<sub>2</sub> é relativamente baixa, enquanto a pressão crítica é elevada, obrigando o sistema a operar no regime transcrito em climas como os de Portugal. Ao operar neste regime o COP diminui substancialmente, sendo bastante inferior ao COP dos HFC. Devido a esse baixo valor do COP do dióxido de carbono, fez-se um estudo de modo a entender que métodos seriam possíveis de melhorar o COP do CO<sub>2</sub> para assim o tornar mais rentável a nível energético e económico, tornando mais fácil a substituição de HFC por CO<sub>2</sub>.

Fez-se um estudo, através do software da BITZER, de como variava o COP de uma central de refrigeração tendo em conta a variação de certos parâmetros termodinâmicos. Foi possível verificar que com o aumento de 1°C da temperatura ambiente houve uma diminuição média do COP da central em 4,8% e 4,3%, quando a central operava sem compressão paralela e com compressão paralela, respetivamente. Para a pressão no depósito estudou-se para diversas temperaturas ambiente e observou-se que a central tinha comportamentos diferentes quando funcionavam com e sem compressão paralela. Sem compressão paralela, o COP diminuía em média 0,2% por bar, com o aumento da pressão no depósito de líquido. Com compressão paralela o COP aumentava em média 5,5% até atingir uma pressão no depósito de líquido ótima. A partir dessa pressão o COP mantinha-se quase constante ou diminua em média cerca de 2%. Neste estudo verificou-se que com o aumento de qualquer uma das temperaturas de evaporação é expectável que o COP aumente. Com o aumento de 1°C da temperatura de evaporação MT obteve-se um incremento médio de cerca de 1,5% no COP da central, enquanto para a temperatura de evaporação LT se obteve um incremento médio de 0,8%. Com o aumento de 1 Kelvin do sobreaquecimento, na linha dos compressores LT o COP diminuía em média 0,1%, e, quer na dos LT, quer no dos paralelos, o COP diminuía 0,3%.

Por fim analisou-se os dados obtidos de três centrais que já se encontravam em funcionamento nos respectivos supermercados. As três centrais contêm algumas diferenças nas suas composições, pelo que não foi possível fazer comparações diretas. Foram utilizados dados de meses diferentes para cada central para assim obter uma maior amplitude térmica, obtendo dados com condições diferentes para analisar.

Estudou-se a influência da temperatura ambiente no COP das três centrais de refrigeração. Foi possível concluir que o COP diminuía com o aumento da temperatura ambiente para qualquer das centrais, obtendo-se valores médios de decréscimo do COP por cada grau Celsius de aumento da temperatura, que são da mesma ordem de grandeza. Para a central frigorífica 1 obteve-se um decréscimo do COP por °C de 3,3%, enquanto para a central frigorífica 2 se obteve um decréscimo de 4,3% e para a central frigorífica 3 se obteve um decréscimo de cerca de 3%. Os principais motivos eram o aumento dos caudais mássicos dos evaporadores MT devido ao aumento de trocas de calor entre os evaporadores e o exterior com o aumento da temperatura ambiente e o aumento do caudal mássico de *flash gas* com o aumento do título. Estes aumentos provocaram um aumento da potência elétrica consumida e da potência frigorífica. Outro motivo era o aumento da pressão no *gas cooler*, tornando o aumento da potência elétrica consumida superior ao aumento da potência frigorífica, pelo que COP diminuiu. No entanto, como não é possível controlar a temperatura ambiente, são escassos os métodos que permitam melhorar o COP tendo em conta este parâmetro. Tendo em comparação os resultados das centrais reais e do estudo teórico, é possível observar que o valor de decréscimo do COP por °C é semelhante.

Estudou-se também a influência que a variação da pressão no depósito de líquido tem no COP das centrais de refrigeração. Conclui-se que o COP diminuiu com o aumento da pressão no depósito quando não há compressão paralela. Observou-se nas três centrais a diminuição do COP com o aumento da pressão no depósito. Para as centrais de refrigeração 1, 2 e 3, observa-se um decréscimo médio do COP por bar de 6,8%, 4,4% e 5,8%. O principal motivo desta diminuição do COP é o aumento do título com o aumento da pressão no depósito de líquido. Este aumento leva a um aumento do caudal de *flash gas*, aumentando a potência elétrica consumida. Na central de refrigeração 2 foi possível observar que enquanto a temperatura ambiente se manteve constante, quando a central funcionava com compressão paralela, verificou-se um aumento do COP de 5,4% até atingir um valor de pressão no depósito de líquido ótimo, e após esta pressão, o COP diminuiu em 3,6%. A pressão no depósito de líquido ótima é quando há um equilíbrio entre a diminuição da potência elétrica consumida e o aumento do título, visto que o aumento da pressão no depósito de líquido diminuiu a razão de compressão dos compressores paralelos. Na central de refrigeração 3 quando a central funciona com compressão paralela, observa-se que o COP tem um incremento médio de 5,8% com o

aumento da pressão no depósito, até atingir a pressão ótima. Após esta pressão observa-se uma diminuição média de 8%. Tendo em conta estes resultados, conclui-se que de modo a tentar obter um valor máximo possível do COP, quando a central funciona sem compressão paralela, deve-se utilizar a menor pressão no depósito de líquido possível. Quando a central funciona com compressão paralela deve-se tentar encontrar uma pressão no depósito de líquido ótima. Quando se compara os resultados obtidos no estudo teórico com os resultados obtidos nas centrais reais, é possível observar que o decréscimo médio do COP por bar, quando a central opera sem compressão paralela, das centrais reais é bastante superior ao do estudo teórico. Isto deve-se a que no estudo teórico não há grandes variações dos diferentes caudais mássicos, pois os diversos parâmetros são mantidos fixos, algo que não é possível nas centrais reais visto que estas são sistemas dinâmicos. No entanto, quando a central opera com compressão paralela, é possível observar que o aumento médio do COP até atingir a sua pressão ótima no depósito de líquido é semelhante no caso de estudo teórico e nas centrais reais.

A influência da temperatura de evaporação no COP das centrais obteve resultados que foram algo inesperados em alguns dos casos. Para a temperatura de evaporação MT, observa-se para as três centrais que existe uma tendência a aumentar do COP com o aumento desta temperatura. Nas centrais de refrigeração 1, 2 e 3 obtiveram-se incrementos médios do COP por °C de 4,9%, 2,7% e 2,2%, respetivamente. O principal motivo para este aumento do COP é que com o aumento da temperatura de evaporação há um aumento da sua pressão de evaporação. Assim diminui a razão de compressão dos compressores MT e por consequência a potência elétrica consumida pelos mesmos. Os incrementos médios do COP por °C das centrais frigoríficas 2 e 3 são ligeiramente superiores ao obtido no estudo teórico, sendo o incremento médio da central 1 superior aos restantes. Para a temperatura de evaporação LT, o COP mantinha-se constante com o aumento da temperatura de evaporação LT, variando apenas com as variações da temperatura ambiente. Tal pode acontecer porque o ciclo de compressão LT tem uma baixa influência nos valores do COP quando comparado com o ciclo de compressão MT. Tendo em conta estes resultados, para haver melhorias no COP pode-se aumentar a temperatura de evaporação MT. No entanto, este aumento pode comprometer a refrigeração dos produtos, pelo que fica a questão se de facto será rentável aumentar a temperatura de evaporação.

A influência do compressor paralelo no COP foi estudada apenas quando as condições de pressão e temperatura eram idênticas para os momentos quando a central recorria ou não à compressão paralela, sendo que só foi possível efetuar este estudo na central de refrigeração 2. Foi possível concluir que o COP é maior quando há compressão paralela havendo um incremento médio do COP de 10%, com a variação da temperatura

ambiente. Com a variação da pressão no depósito de líquido também foi possível observar que de facto o COP é maior quando se recorre ao uso do compressor paralelo, havendo um aumento médio de 8,5%. Estes resultados são idênticos aos resultados obtidos no estudo teórico (10%), estando também próximos quer dos resultados teórico de *Karampour* e *Sawalha* (14%) [55], quer dos resultados experimentais (8%) [56]. Este aumento do COP sucede-se, pois, o caudal de *flash gas* passa a ser comprimido nos compressores paralelos, cuja diferença de entalpias de entrada e saída dos compressores é mais baixa do que a diferença de entalpias dos compressores MT e por isso diminui a potência elétrica consumida pelo sistema. Tendo em conta estes resultados, recomenda-se o uso da compressão paralela, mas só para temperaturas ambiente altas ou quando há bastante caudal de *flash gas*, pois caso contrário pode ser um gasto desnecessário de energia.

Na central de refrigeração 3 foi possível estudar a influência da percentagem de uso do *gas cooler*. Como *gas cooler* opera a 85% durante a noite de modo a diminuir o ruído que os ventiladores do *gas cooler* produzem, foi possível comparar quando o *gas cooler* funcionava a esta percentagem e no máximo. Foi possível concluir que havia um aumento do COP em 10% quando o *gas cooler* operava a 85% quando comparado com o *gas cooler* a operar ao máximo. Isto deve-se a que o *gas cooler* está a desperdiçar energia quando opera ao máximo. É possível observar esse desperdício de energia visto que a potência elétrica consumida pelo *gas cooler* quando opera no máximo é superior em 7% quando comparado com o *gas cooler* a funcionar a 85%. Tendo em conta estes resultados, recomenda-se a não utilizar o *gas cooler* no máximo pois assim está a desperdiçar energia, sendo necessário encontrar qual a percentagem de uso do *gas cooler* ótima.

Estudou-se também como variava o COP ao longo do dia nas diferentes centrais. Foi possível concluir que o COP variava principalmente devido à temperatura ambiente. No entanto, nas horas mais movimentadas nos supermercados, havia diminuições mais acentuadas pois há um aumento das trocas de calor com o ambiente. Outro motivo para a diminuição do COP ser mais acentuada foi observada na central de refrigeração 3. O aumento da percentagem de uso do *gas cooler* fez diminuir o COP de forma mais acentuada. Isto foi possível observar pois com o aumento da percentagem de uso do *gas cooler* o COP real afastava-se cada vez mais do COP teórico.

## 5.2 Propostas de trabalhos futuros

A indústria atual da refrigeração procura a melhor solução para substituir os HFC, tendo em conta as questões ambientais e a legislação aplicada por essa preocupação pelo ambiente. Uma das soluções mais utilizadas tem sido o uso do CO<sub>2</sub> como fluido frigorígeno. No entanto em países com climas mais quentes, como Portugal, o CO<sub>2</sub> apresenta baixa eficiência energética.

Face aos resultados obtidos no estudo desta dissertação, é possível verificar que existem parâmetros termodinâmicos que podem ser explorados com mais detalhe. Uma das sugestões de trabalho futuro é fazer uma análise mais aprofundada do impacto que a variação da temperatura de evaporação tem no COP e nas centrais de refrigeração. Com esta análise o objetivo do estudo seria entender se de facto compensa aumentar a temperatura de evaporação, não só a nível termodinâmico, mas também quanto à questão da conservação dos produtos. Outra sugestão de trabalho futuro é o aumento do intervalo de pressões no depósito de líquido e analisar os resultados obtidos. O principal objetivo seria entender se de facto existe uma pressão no depósito de líquido ótima quando a central opera com compressão paralela, e se de facto existir encontrar essa pressão para o máximo de temperatura ambiente possíveis, de modo a realizar um mapa de pressões no depósito de líquido para assim ser possível otimizar futuras centrais de refrigeração. Sugere-se também que se faça um estudo e uma análise ao consumo de energia elétrica por parte dos variadores de frequência dos compressores e outros componentes eletrónicos. Esta análise visa entender se há desperdício de potência elétrica consumida no sistema de refrigeração causado por diversos componentes eletrónicos. No caso de haver desperdício energético tentar obter soluções para reduzir esse mesmo desperdício de modo a otimizar o COP da central. Por exemplo, verificou-se que a potência elétrica consumida pode ser reduzida em 7% quando se opera com o *gas cooler* a funcionar com 85% da velocidade máxima dos ventiladores, não sendo necessário alterar a temperatura de evaporação. Seria também interessante fazer um estudo mais aprofundado, de forma a obter qual a melhor percentagem de velocidade dos ventiladores para obter um COP ótimo, a temperaturas mais elevadas.



# **BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO**

## **6. BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO**



## 6 BIBLIOGRAFIA E OUTRAS FONTES DE INFORMAÇÃO

- [1] C. Aprea, A. Greco, and A. Maiorino, "The Impact on Global Warming of the Substitution of Refrigerant Fluids in Vapour Compression Plants: An Experimental Study," in *Global Warming - Impacts and Future Perspectives*, InTech, 2012. doi: 10.5772/48349.
- [2] P. R. Shukla *et al.*, *Climate Change 2022 Mitigation of Climate Change Working Group III Contribution to the Sixth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change Summary for Policymakers Edited by.* 2022. [Online]. Available: [www.ipcc.ch](http://www.ipcc.ch)
- [3] P. Maina and Z. Huan, "A review of carbon dioxide as a refrigerant in refrigeration technology," *South African Journal of Science*, vol. 111, no. 9–10. Academy of Science of South Africa, Sep. 01, 2015. doi: 10.17159/sajs.2015/20140258.
- [4] PLANO NACIONAL ENERGIA E CLIMA 2021-2030 (PNEC 2030), Portugal, dezembro de 2019.
- [5] "RACE – Refrigeration & Air Conditioning." <https://www.race.com.pt/pt/a-race> (acedido em 23/10/2021)
- [6] E. T. Danfoss, "Refrigerant options now and in the future," 2020.
- [7] F. S. Rowland and M. Molina, "Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: chlorine atom-catalysed destruction of ozone," *Nature*, vol. 249, no. 5460, pp. 810-812, 1974, doi: 10.1038/249810a0.
- [8] "Montreal Protocol, on Substances that Deplete the Ozone Layer " Montreal, 16 September, 1987.
- [9] F. Kauf, "Determination of the optimum high pressure for transcritical CO<sub>2</sub>-refrigeration cycles," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 38, no. 4, pp. 325–330, 1999, doi: [https://doi.org/10.1016/S1290-0729\(99\)80098-2](https://doi.org/10.1016/S1290-0729(99)80098-2).
- [10] F.-G. Regulation, "No. 517/2014," *Jornal Oficial da União Europeia*, 2014
- [11] Y. Chen and J. Gu, "The optimum high pressure for CO<sub>2</sub> transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers," *International Journal of Refrigeration*, vol. 28, no. 8, pp. 1238–1249, Dec. 2005, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2005.08.009.
- [12] C. Aprea, A. Greco, and A. Maiorino, "An experimental study on charge optimization of a trans-critical CO<sub>2</sub> cycle," *International Journal of Environmental*

- Science and Technology*, vol. 12, no. 3, pp. 1097–1106, Mar. 2015, doi: 10.1007/s13762-014-0502-6.
- [13] American Society of Heating Refrigeration and Air-Conditioning Engineers, 2009 *Ashrae Handbook : Fundamentals*, SI edition, Atlanta GA: ASHRAE, 2009
- [14] Contribuidores da eThermo. Calculation Platform. Em eThermo. <http://www.ethermo.us/default.aspx> (acedido a 2 de dezembro de 2021).
- [15] S. M. Liao, T. S. Zhao, and A. Jakobsen, “A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 20, no. 9, pp. 831–841, 2000, doi: [https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(99\)00070-8](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(99)00070-8).
- [16] J. Sarkar, “Review on cycle modifications of transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration and heat pump systems,” *Journal Advanced Research Mechanical Engineering*, vol. 1, pp. 22–29, Jan. 2010.
- [17] J. A. Shilliday, S. A. Tassou, and N. Shilliday, “Comparative energy and exergy analysis of R744, R404A and R290 refrigeration cycles,” *International Journal of Low-Carbon Technologies*, vol. 4, no. 2, pp. 104–111, Jun. 2009, doi: 10.1093/ijlct/ctp014.
- [18] R. J. Dossat, *Priciples of Refrigeration*, John Wiley & Son, 1961.
- [19] S. K. Wang, *Handbook of air conditioning and refrigeration*, 2nd ed. New York, United States: McGraw-Hill, 2000.
- [20] C. Afonso, *Termodinâmica para Engenharia*, Engebook, 2ª Edição, 2021.
- [21] G. Hundy, T. Trott, e T. C. Welch, *Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps*, Elsevier L. Butterworth-Heinemann, 2016.
- [22] Y. Cengel and M. Boles, *Thermodynamics: an engineering approach*, 5th ed. New Delhi: Tata McGraw-Hill Publishing Company Limited, 2006.
- [23] I. Dincer and M. Kanoglu, *Refrigeration systems and applications*, 2nd ed. Wiley, 2010.
- [24] Z. Zhang, Y. Ma, M. Li, and L. Zhao, “Recent advances of energy recovery expanders in the transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration cycle,” *HVAC and R Research*, vol. 19, no. 4, pp. 376–384, May 2013, doi: 10.1080/10789669.2013.784644.
- [25] W. F. Stoecker and J. W. Jones, *Refrigeration and air conditioning*, 2nd ed. McGraw-Hill, 1983.
- [26] D. Sánchez, J. Patiño, C. Sanz-Kock, R. Llopis, R. Cabello, and E. Torrella, “Energetic evaluation of a CO<sub>2</sub> refrigeration plant working in supercritical and subcritical conditions,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 66, no. 1, pp. 227–238, 2014, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.02.005>.

- [27] M. Karampour and S. Sawalha, "State-of-the-art integrated CO<sub>2</sub> refrigeration system for supermarkets: A comparative analysis," *International Journal of Refrigeration*, vol. 86, pp. 239–257, Feb. 2018, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2017.11.006.
- [28] R. Llopis, D. Sánchez, C. Sanz-Kock, R. Cabello, and E. Torrella, "Energy and environmental comparison of two-stage solutions for commercial refrigeration at low temperature: Fluids and systems," *Applied Energy*, vol. 138, pp. 133–142, Jan. 2015, doi: 10.1016/j.apenergy.2014.10.069.
- [29] K. M. Tsamos, Y. T. Ge, Id. Santosa, S. A. Tassou, G. Bianchi, and Z. Mylona, "Energy analysis of alternative CO<sub>2</sub> refrigeration system configurations for retail food applications in moderate and warm climates," *Energy Conversion and Management*, vol. 150, pp. 822–829, Oct. 2017, doi: 10.1016/j.enconman.2017.03.020.
- [30] J. Catalán-Gil, D. Sánchez, R. Llopis, L. Nebot-Andrés, and R. Cabello, "Energy evaluation of multiple stage commercial refrigeration architectures adapted to F-gas regulation," *Energies*, vol. 11, no. 7, 2018, doi: 10.3390/en11071915.
- [31] Y. T. Ge and S. A. Tassou, "Thermodynamic analysis of transcritical CO<sub>2</sub> booster refrigeration systems in supermarket," *Energy Conversion and Management*, vol. 52, no. 4, pp. 1868–1875, Apr. 2011, doi: 10.1016/j.enconman.2010.11.015.
- [32] I. Peñarrocha, R. Llopis, L. Tárrega, D. Sánchez, and R. Cabello, "A new approach to optimize the energy efficiency of CO<sub>2</sub> transcritical refrigeration plants," *Applied Thermal Engineering*, vol. 67, no. 1–2, pp. 137–146, 2014, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.03.004.
- [33] C. Aprea and A. Maiorino, "An experimental evaluation of the transcritical CO<sub>2</sub> refrigerator performances using an internal heat exchanger," *International Journal of Refrigeration*, vol. 31, no. 6, pp. 1006–1011, Sep. 2008, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2007.12.016.
- [34] R. Llopis, C. Sanz-Kock, R. Cabello, D. Sánchez, and E. Torrella, "Experimental evaluation of an internal heat exchanger in a CO<sub>2</sub> subcritical refrigeration cycle with gas-cooler," *Applied Thermal Engineering*, vol. 80, pp. 31–41, 2015, doi: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.01.040>.
- [35] D. Sánchez, J. Patiño, R. Llopis, R. Cabello, E. Torrella, and F. V. Fuentes, "New positions for an internal heat exchanger in a CO<sub>2</sub> supercritical refrigeration plant. Experimental analysis and energetic evaluation," *Applied Thermal Engineering*, vol. 63, no. 1, pp. 129–139, 2014, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2013.10.061.
- [36] E. Torrella, D. Sánchez, R. Llopis, and R. Cabello, "Energetic evaluation of an internal heat exchanger in a CO<sub>2</sub> transcritical refrigeration plant using

- experimental data," *International Journal of Refrigeration*, vol. 34, no. 1, pp. 40–49, Jan. 2011, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2010.07.006.
- [37] D. M. Robinson and E. A. Groll, "Efficiencies of transcritical CO<sub>2</sub> cycles with and without an expansion turbine: Rendement de cycles transcritiques au CO<sub>2</sub> avec et sans turbine d'expansion," *International Journal of Refrigeration*, vol. 21, no. 7, pp. 577–589, 1998, doi: [https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(98\)00024-3](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(98)00024-3).
- [38] A. Cavallini, L. Cecchinato, M. Corradi, E. Fornasieri, and C. Zilio, "Two-stage transcritical carbon dioxide cycle optimisation: A theoretical and experimental analysis," *International Journal of Refrigeration*, vol. 28, no. 8, pp. 1274–1283, Dec. 2005, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2005.09.004.
- [39] S. Sawalha, "*Carbon dioxide in supermarket refrigeration*," PhD Thesis, Department of Energy Technology, Royal Institute of Technology, Estocolmo Suécia, 2008.
- [40] M. Karampour and S. Sawalha, "Investigation of using Internal Heat Exchangers in CO<sub>2</sub> Trans-critical Booster System," presented at the 11th IIR Gustav Lorentzen Conference on Natural Refrigerants, Hanzhou, China, Jan, 2014.
- [41] Z. Zhang, L. Tian, Y. Chen, and L. Tong, "Effect of an internal heat exchanger on performance of the transcritical carbon dioxide refrigeration cycle with an expander," *Entropy*, vol. 16, no. 11, pp. 5919–5934, 2014, doi: 10.3390/e16115919.
- [42] R. Llopis, R. Cabello, D. Sánchez, and E. Torrella, "Energy improvements of CO<sub>2</sub> transcritical refrigeration cycles using dedicated mechanical subcooling," *International Journal of Refrigeration*, vol. 55, pp. 129–141, May 2015, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2015.03.016.
- [43] R. Llopis, L. Nebot-Andrés, R. Cabello, D. Sánchez, and J. Catalán-Gil, "Évaluation expérimentale d'une installation frigorifique transcritique au CO<sub>2</sub> avec un sous-refroidissement mécanique dédié," *International Journal of Refrigeration*, vol. 69, pp. 361–368, Sep. 2016, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2016.06.009.
- [44] R. Cabello, D. Sánchez, J. Patiño, R. Llopis, and E. Torrella, "Experimental analysis of energy performance of modified single-stage CO<sub>2</sub> transcritical vapour compression cycles based on vapour injection in the suction line," *Applied Thermal Engineering*, vol. 47, pp. 86–94, Dec. 2012, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2012.02.031.
- [45] D. Sánchez, J. Catalán-Gil, R. Cabello, D. Calleja-Anta, R. Llopis, and L. Nebot-Andrés, "Experimental analysis and optimization of an R744 transcritical cycle working with a mechanical subcooling system," *Energies*, vol. 13, no. 12, Jun. 2020, doi: 10.3390/en13123204.

- [46] D. Sánchez, J. Catalán-Gil, R. Llopis, L. Nebot-Andrés, R. Cabello, and E. Torrella, "Improvements in a CO<sub>2</sub> transcritical plant working with two different subcooling systems," in *Refrigeration Science and Technology*, 2016, pp. 1014–1022. doi: 10.18462/iir.gl.2016.1170.
- [47] B. Dai, S. Liu, Z. Sun, and Y. Ma, "Thermodynamic Performance Analysis of CO<sub>2</sub> Transcritical Refrigeration Cycle Assisted with Mechanical Subcooling," in *Energy Procedia*, 2017, vol. 105, pp. 2033–2038. doi: 10.1016/j.egypro.2017.03.579.
- [48] D. Astrain *et al.*, "Improvements in the cooling capacity and the COP of a transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration plant operating with a thermoelectric subcooling system," *Applied Thermal Engineering*, vol. 155, pp. 110–122, Jun. 2019, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.03.123.
- [49] C. Lucas and J. Koehler, "Experimental investigation of the COP improvement of a refrigeration cycle by use of an ejector," in *International Journal of Refrigeration*, Sep. 2012, vol. 35, no. 6, pp. 1595–1603. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2012.05.010.
- [50] J. qiang Deng, P. xue Jiang, T. Lu, and W. Lu, "Particular characteristics of transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration cycle with an ejector," *Applied Thermal Engineering*, vol. 27, no. 2–3, pp. 381–388, Feb. 2007, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2006.07.016.
- [51] J. Sarkar, "Performance characteristics of multi-evaporator transcritical CO<sub>2</sub> refrigeration cycles with hybrid compression/ejection," *Proceedings of the Institution of Mechanical Engineers, Part A: Journal of Power and Energy*, vol. 224, no. 6, pp. 773–780, Jan. 2010, doi: 10.1243/09576509JPE957.
- [52] S. Elbel and P. Hrnjak, "Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation," *International Journal of Refrigeration*, vol. 31, no. 3, pp. 411–422, May 2008, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2007.07.013.
- [53] J. Sarkar and N. Agrawal, "Performance optimization of transcritical CO<sub>2</sub> cycle with parallel compression economization," *International Journal of Thermal Sciences*, vol. 49, no. 5, pp. 838–843, May 2010, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2009.12.001.
- [54] A. Chesi, F. Esposito, G. Ferrara, and L. Ferrari, "Experimental analysis of R744 parallel compression cycle," *Applied Energy*, vol. 135, pp. 274–285, Dec. 2014, doi: 10.1016/j.apenergy.2014.08.087.
- [55] M. Karampour and S. Sawalha, "Theoretical analysis of CO<sub>2</sub> trans-critical system with parallel compression for heat recovery and air conditioning in

- supermarkets,” presented at the 24th IIR International Congress of Refrigeration, Yokohama, Japan, Jan, 2015.
- [56] M. Karampour and S. Sawalha, “Integration of heating and air conditioning into a CO<sub>2</sub> trans-critical booster system with parallel compression Part I: Evaluation of key operating parameters using field measurements,” in *Refrigeration Science and Technology*, 2016, pp. 323–331. doi: 10.18462/iir.gl.2016.1049.
- [57] J. Catalán-Gil, D. Sánchez, R. Cabello, R. Llopis, L. Nebot-Andrés, and D. Calleja-Anta, “Experimental evaluation of the desuperheater influence in a CO<sub>2</sub> booster refrigeration facility,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 168, Mar. 2020, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114785.
- [58] R. Cabello, D. Sánchez, J. Patiño, R. Llopis, and E. Torrella, “Experimental analysis of energy performance of modified single-stage CO<sub>2</sub> transcritical vapour compression cycles based on vapour injection in the suction line,” *Applied Thermal Engineering*, vol. 47, pp. 86–94, Dec. 2012, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2012.02.031.
- [59] H. Cho, C. Baek, C. Park, and Y. Kim, “Performance evaluation of a two-stage CO<sub>2</sub> cycle with gas injection in the cooling mode operation,” *International Journal of Refrigeration*, vol. 32, no. 1, pp. 40–46, Jan. 2009, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2008.07.008.
- [60] Australian Government. “Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer – Graphs.” [awe.gov.au. https://www.awe.gov.au/environment/protection/ozone/montreal-protocol/graphs](https://www.awe.gov.au/environment/protection/ozone/montreal-protocol/graphs) (acedido a 18 de Novembro de 2021).
- [61] B. Plumer. “197 countries just agreed to phase out HFCs — a potent greenhouse gas in air conditioners.” [vox.com. https://www.vox.com/2016/10/15/13292878/montreal-protocol-cut-hfcs](https://www.vox.com/2016/10/15/13292878/montreal-protocol-cut-hfcs) (acedido a 21 de novembro de 2021).
- [62] Contribuidores da Bitzer. “HFC phase-down according to the Kigali Amendment.” [bitzer.de. https://www.bitzer.de/shared\\_media/html/a-540/en-GB/158028043158036235.html](https://www.bitzer.de/shared_media/html/a-540/en-GB/158028043158036235.html) (acedido a 29 de novembro de 2021).
- [63] T. N. Vermeulen, “KNOWLEDGE SHARING REPORT-CO<sub>2</sub> Liquid Logistics Shipping Concept (LLSC) Overall Supply Chain Optimization.” [Online]. Available: [www.tebodin.nl](http://www.tebodin.nl)
- [64] S. Seyam, “Energy and Exergy Analysis of Refrigeration Systems,” in *Low-temperature Technologies*, 2020, DOI: 10.5772/intechopen.88862

[65] P. Saldanha, “Dimensionamento de um circuito frigorífico a CO<sub>2</sub> com evaporadores inundados,” Dissertação de mestrado, Dept. Eng. Mec., FEUP, Porto, Portugal, 2019.

[66] Software da Bitzer.

<https://www.bitzer.de/websoftware/Calculate.aspx?cid=1651675454406&mod=CO2>



# ANEXOS

7.1 Anexo 1: Página 21 do IPCC

7.2 Anexo 2: Anexo III do Regulamento F-Gas



## 7 ANEXOS

### 7.1 Anexo 1: Página 21 do IPCC

Summary for Policymakers

SPM

#### C. System Transformations to Limit Global Warming

- C.1** Global GHG emissions are projected to peak between 2020 and at the latest before 2025 in global modelled pathways that limit warming to 1.5°C (>50%) with no or limited overshoot and in those that limit warming to 2°C (>67%) and assume immediate action.<sup>127</sup> In both types of modelled pathways, rapid and deep GHG emissions reductions follow throughout 2030, 2040 and 2050 (*high confidence*). Without a strengthening of policies beyond those that are implemented by the end of 2020, GHG emissions are projected to rise beyond 2025, leading to a median global warming of 3.2 [2.2 to 3.5] °C by 2100<sup>128,129</sup> (*medium confidence*). (Table SPM.2, Figure SPM.4, Figure SPM.5) (3.3, 3.4)
- C.1.1** Net global GHG emissions are projected to fall from 2019 levels by 27% [13–45%] by 2030 and 63% [52–76%]<sup>130</sup> by 2050 in global modelled pathways that limit warming to 2°C (>67%) and assuming immediate action (category C3a, Table SPM.2). This compares with reductions of 43% [34–60%] by 2030 and 84% [73–98%] by 2050 in pathways that limit warming to 1.5°C (>50%) with no or limited overshoot (C1, Table SPM.2) (*high confidence*).<sup>131</sup> In modelled pathways that return warming to 1.5°C (>50%) after a high overshoot,<sup>132</sup> GHG emissions are reduced by 23% [0–44%] in 2030 and by 75% [62–91%] in 2050 (C2, Table SPM.2) (*high confidence*). Modelled pathways that are consistent with NDCs announced prior to COP26 until 2030 and assume no increase in ambition thereafter have higher emissions, leading to a median global warming of 2.8 [2.1–3.4] °C by 2100 (*medium confidence*).<sup>133</sup> (Figure SPM.4) (3.3)
- C.1.2** In modelled pathways that limit warming to 2°C (>67%) assuming immediate action, global net CO<sub>2</sub> emissions are reduced compared to modelled 2019 emissions by 27% [11–46%] in 2030 and by 52% [36–70%] in 2040; and global CH<sub>4</sub> emissions are reduced by 24% [9–53%] in 2030 and by 37% [20–60%] in 2040. In pathways that limit warming to 1.5°C (>50%) with no or limited overshoot global net CO<sub>2</sub> emissions are reduced compared to modelled 2019 emissions by 48% [36–69%] in 2030 and by 80% [61–109%] in 2040; and global CH<sub>4</sub> emissions are reduced by 34% [21–57%] in 2030 and 44% [31–63%] in 2040. There are similar reductions of non-CO<sub>2</sub> emissions by 2050 in both types of pathways: CH<sub>4</sub> is reduced by 45% [25–70%]; N<sub>2</sub>O is reduced by 20% [–5 to +55%]; and F-gases are reduced by 85% [20–90%].<sup>134</sup> Across most modelled pathways, this is the maximum technical potential for anthropogenic CH<sub>4</sub> reductions in the underlying models (*high confidence*). Further emissions reductions, as illustrated by the IMP-SP pathway, may be achieved through changes in activity levels and/or technological innovations beyond those represented in the majority of the pathways (*medium confidence*). Higher emissions reductions of CH<sub>4</sub> could further reduce peak warming. (*high confidence*) (Figure SPM.5) (3.3)
- C.1.3** In modelled pathways consistent with the continuation of policies implemented by the end of 2020, GHG emissions continue to rise, leading to global warming of 3.2 [2.2–3.5] °C by 2100 (within C5–C7, Table SPM.2) (*medium confidence*). Pathways that exceed warming of >4°C (>50%) (C8, SSP5-8.5, Table SPM.2) would imply a reversal of current technology and/or mitigation policy trends (*medium confidence*). Such warming could occur in emission pathways consistent with policies implemented by the end of 2020 if climate sensitivity is higher than central estimates (*high confidence*). (Table SPM.2, Figure SPM.4) (3.3, Box 3.3)

<sup>127</sup> All reported warming levels are relative to the period 1850–1900. If not otherwise specified, ‘pathways’ always refer to pathways computed with a model. Immediate action in the pathways refers to the adoption of climate policies between 2020 and at latest 2025 intended to limit global warming at a given level.

<sup>128</sup> Long-term warming is calculated from all modelled pathways assuming mitigation efforts consistent with national policies that were implemented by the end of 2020 (scenarios that fall into policy category P1b of Chapter 3) and that pass through the 2030 GHG emissions ranges of such pathways assessed in Chapter 4 (see footnote 25). (3.2, Table 4.2)

<sup>129</sup> Warming estimates refer to the 50th and [5th–95th] percentile across the modelled pathways and the median temperature change estimate of the probabilistic WGI climate model emulators.<sup>2</sup>

<sup>130</sup> In this report, emissions reductions are reported relative to 2019 modelled emission levels, while in SR1.5 emissions reductions were calculated relative to 2010. Between 2010 and 2019 global GHG and global CO<sub>2</sub> emissions have grown by 12% (6.5 GtCO<sub>2</sub>-eq) and 13% (5.0 GtCO<sub>2</sub>) respectively. In global modelled pathways assessed in this report that limit warming to 1.5°C (>50%) with no or limited overshoot, GHG emissions are projected to be reduced by 37% [28–57%] in 2030 relative to 2010. In the same type of pathways assessed in SR1.5, GHG emissions are reduced by 45% (40–60% interquartile range) relative to 2010. In absolute terms, the 2030 GHG emissions levels of pathways that limit warming to 1.5°C (>50%) with no or limited overshoot are higher in AR6 (31 [21–36] GtCO<sub>2</sub>-eq) than in SR1.5 (28 [26–31] interquartile range) GtCO<sub>2</sub>-eq. (Figure SPM.1, Table SPM.2) (3.3, SR 1.5)

<sup>131</sup> Scenarios in this category limit peak warming to 2°C throughout the 21st century with close to, or more than, 90% likelihood.

<sup>132</sup> This category contains 91 scenarios with immediate action and 42 scenarios that are consistent with the NDCs until 2030.

<sup>133</sup> These numbers for CH<sub>4</sub>, N<sub>2</sub>O, and F-gases are rounded to the nearest 5% except numbers below 5%.

## 7.2 Anexo 2: Anexo III do Regulamento F-Gas

L 150/222

PT

Jornal Oficial da União Europeia

20.5.2014

## ANEXO III

## PROIBIÇÕES DE COLOCAÇÃO NO MERCADO REFERIDAS NO ARTIGO 11.º, n.º 1

Produtos e equipamentos Quando for o caso, e como previsto no artigo 2.º, ponto 6, calcula-se PAG das misturas que contêm gases fluorados com efeito de estufa conforme descrito no Anexo IV		Data de proibição
1. Recipientes não recarregáveis de gases fluorados com efeito de estufa utilizados na assistência técnica, manutenção ou carregamento de equipamentos de refrigeração ou de ar condicionado, bombas de calor, sistemas de proteção contra incêndios ou comutadores elétricos, ou utilizados como solventes		4 de julho de 2007
2. Sistemas não confinados de evaporação direta que utilizam HFC e PFC como refrigerantes		4 de julho de 2007
3. Equipamentos de proteção contra incêndios;	que contenham PFC	4 de julho de 2007
	que contenham HFC-23	1 de janeiro de 2016
4. Janelas de uso doméstico que contenham gases fluorados com efeito de estufa		4 de julho de 2007
5. Outras janelas que contenham gases fluorados com efeito de estufa		4 de julho de 2008
6. Calçado que contenha gases fluorados com efeito de estufa		4 de julho de 2006
7. Pneus que contenham gases fluorados com efeito de estufa		4 de julho de 2007
8. Espumas unicomponente que contenham gases fluorados com efeito de estufa com PAG igual ou superior a 150, exceto quando necessário para cumprir normas nacionais de segurança		4 de julho de 2008
9. Geradores de aerossóis lúdico-decorativos comercializados para a população em geral e a ela destinados, referidos no Anexo XVII, ponto 40, do Regulamento (CE) n.º 1907/2006, e sinalizadores sonoros que contenham HFC com PAG igual ou superior a 150		4 de julho de 2009
10. Frigoríficos e congeladores domésticos que contenham HFC com PAG igual ou superior a 150		1 de janeiro de 2015
11. Frigoríficos e congeladores para uso comercial (hermeticamente fechados)	que contenham HFC com PAG igual ou superior a 2 500	1 de janeiro de 2020
	que contenham HFC com PAG igual ou superior a 150	1 de janeiro de 2022
12. Equipamentos fixos de refrigeração que contenham, ou cujo funcionamento dependa de, HFC com PAG igual ou superior a 2 500, ou deles dependam para funcionar, exceto equipamentos destinados a aplicações concebidas para arrefecer produtos a temperaturas inferiores a - 50 °C.		1 de janeiro de 2020
13. Sistemas múltiplos de refrigeração centralizada para uso comercial com uma capacidade nominal de 40 kW que contenham, ou cujo funcionamento dependa de, gases fluorados com efeito de estufa com PAG igual ou superior a 150, exceto no circuito refrigerador primário de sistemas em cascata nos quais podem ser utilizados gases fluorados com efeito de estufa com PAG inferior a 1 500		1 de janeiro de 2022

20.5.2014

PT

Jornal Oficial da União Europeia

L 150/223

Produtos e equipamentos		Data de proibição
Quando for o caso, e como previsto no artigo 2.º, ponto 6, calcula-se PAG das misturas que contêm gases fluorados com efeito de estufa conforme descrito no Anexo IV		
14. Equipamentos de ar condicionado residenciais móveis (equipamentos hermeticamente fechados que os utilizadores finais podem deslocar de um compartimento para outro) contendo HFC com PAG igual ou superior a 150		1 de janeiro de 2020
15. Sistemas de ar condicionado em dois componentes que contenham menos de 3 kg de gases fluorados com efeito de estufa, que contenham, ou cujo funcionamento dependa de, gases fluorados com efeito de estufa com PAG igual ou superior a 750		1 de janeiro de 2025
16. Espumas que contenham HFC com PAG igual ou superior a 150, exceto se necessário para cumprir normas de segurança nacionais	Poliestireno expandido (XPS)	1 de janeiro de 2020
	Outras espumas	1 de janeiro de 2023
17. Aerossois técnicos que contenham HFC com PAG igual ou superior a 150, exceto se necessário para cumprir normas de segurança nacionais ou quando utilizados para aplicações médicas		1 de janeiro de 2018