

RUI MIGUEL FREIRE FLORIDO

**ANÁLISE TERMODINÂMICA E OPTIMIZAÇÃO DE
SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO DE CICLO
TRANSCRÍTICO COM CO₂**



UNIVERSIDADE DO ALGARVE
Instituto Superior de Engenharia
2025

RUI MIGUEL FREIRE FLORIDO

**ANÁLISE TERMODINÂMICA E OPTIMIZAÇÃO DE
SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO DE CICLO
TRANSCRÍTICO COM CO₂**

**Mestrado em Engenharia Mecânica
(Energia, Climatização e Refrigeração)**

**Trabalho realizado sob a orientação de:
Prof. Doutor António Manuel de Sousa Baltazar Mortal**



UNIVERSIDADE DO ALGARVE
Instituto Superior de Engenharia
2025

ANÁLISE TERMODINÂMICA E OPTIMIZAÇÃO DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO DE CICLO TRANSCRÍTICO COM CO₂

Declaração de autoria da obra

Declaro ser o autor desta obra, que é original e inédita. Os autores e obras consultados são devidamente citados no texto e constam da listagem de referências incluídas.

(Rui Miguel Freire Florido)

©2025, RUI MIGUEL FREIRE FLORIDO

A Universidade do Algarve reserva para si o direito, em conformidade com o disposto no Código do Direito de Autor e dos Direitos Conexos, de arquivar, reproduzir e publicar a obra, independentemente do meio utilizado, bem como de a divulgar através de repositórios científicos e de admitir a sua cópia e distribuição para fins meramente educacionais ou de investigação e não comerciais, conquanto seja dado o devido crédito ao autor e editor respectivos.

AGRADECIMENTOS

Gostaria de expressar a minha sincera gratidão a todos os que contribuíram para a realização deste trabalho e me apoiaram ao longo deste período.

Em primeiro lugar, quero agradecer ao meu orientador, Professor Doutor António Mortal, pela sua disponibilidade, orientação e acompanhamento durante todo o desenvolvimento desta dissertação. As suas sugestões directas e eficazes foram cruciais para a tomada de decisão em momentos chave do trabalho, ajudando-me a definir o melhor caminho a seguir.

Quero agradecer ainda ao Professor Doutor Celestino Ruivo e Professor Doutor Bernardo Peris pelos valiosos esclarecimentos, sugestões e contributos para questões que coloquei no início do desenvolvimento do trabalho. A colaboração de ambos foi de grande importância para o enriquecimento deste trabalho.

Agradeço aos meus pais, pelo apoio constante, pelo exemplo e pelas palavras de motivação que sempre me impulsionaram a seguir em frente.

Por último, mas não menos importante, gostaria de expressar o meu profundo agradecimento à minha esposa, Sandra, pela compreensão, paciência e apoio incondicional ao longo de todo o percurso efetuado na realização deste mestrado. Foi a minha maior fonte de motivação e a razão que me permitiu continuar, mesmo nos momentos mais difíceis. A ela dedico este trabalho.

A todos, o meu mais sincero obrigado.

RESUMO

Nesta dissertação pretende-se efectuar a análise termodinâmica e respectiva optimização de sistemas de refrigeração que funcionam em ciclo transcrito com CO₂, aplicados a instalações frigoríficas em regiões de Portugal onde ocorrem temperaturas elevadas durante o período de Verão. O foco do trabalho é a analisar o impacto da aplicação de ejectores e *gas coolers* com arrefecimento evaporativo em instalações tipo *Booster* que funcionam com ciclos transcritos com compressão paralela de vapor, visando melhorar o desempenho energético e a eficiência do ciclo frigorífico.

A metodologia de investigação baseia-se no desenvolvimento de modelos numéricos que permitam realizar a simulação do ciclo frigorífico com compressão paralela de vapor e, posteriormente, a sua operação após a integração dos mecanismos de melhoria propostos. A análise de sistemas de arrefecimento evaporativo aplicado em *gas coolers* visa estimar as temperaturas de saída do CO₂ em diversas condições de operação e avaliar o impacto da redução da pressão no *gas cooler* no consumo energético do sistema. Para tal, será realizada uma análise psicrométrica e modelação do processo de condicionamento do ar através do arrefecimento evaporativo.

O estudo tem ainda como objectivo modelar numericamente o funcionamento de ejectores com o objectivo de avaliar o seu impacto no rendimento do sistema.

Espera-se que os resultados comprovem que a utilização destes mecanismos de melhoria pode aumentar significativamente a eficiência de sistemas de refrigeração transcritos com CO₂, particularmente quando aplicados em condições de funcionamento mais adversas.

Pretende-se, igualmente, identificar qual das soluções analisadas apresenta melhor desempenho consoante diferentes condições operacionais.

Palavras-Chave: refrigeração, CO₂, ciclo transcrito, ejectores, *Gas Cooler* evaporativo, análise termodinâmica.

ABSTRACT

This dissertation presents a thermodynamic analysis and optimization of refrigeration systems operating under a transcritical CO₂ cycle, applied to commercial refrigeration installations in regions of Portugal that experience high ambient temperatures during the summer. The study focuses on assessing the impact of integrating ejectors and evaporative gas coolers into Booster-type systems using parallel vapor compression, with the goal of improving energy performance and overall cycle efficiency.

The research methodology is based on the development of numerical models capable of simulating the base refrigeration cycle with parallel compression, as well as the system's behavior after incorporating the proposed performance enhancement mechanisms. The evaluation of evaporative cooling systems applied to gas coolers aims to estimate CO₂ outlet temperatures under varying operating conditions and assess the influence of reduced gas cooler pressure on energy consumption. A psychrometric analysis and the modelling of the air conditioning process via evaporative cooling are also conducted.

Additionally, the operation of ejectors is numerically modeled to evaluate their contribution to system efficiency under different conditions.

The results are expected to demonstrate that these improvement strategies can significantly enhance the performance of transcritical CO₂ refrigeration systems, particularly in hot climate scenarios. The study also aims to determine which of the proposed solutions offers the best performance depending on the operating conditions.

Keywords: refrigeration, CO₂, transcritical cycle, ejectors, evaporative gas cooler, thermodynamic analysis.

ÍNDICE

1	Introdução	1
1.1	Objectivos e Características da Dissertação	2
1.2	Contexto e Enquadramento do Trabalho	2
1.3	Organização do Documento	4
2	Estado da Arte.....	7
2.1	Evolução dos ciclos frigoríficos transcíticos com CO ₂	8
2.2	Ejectores	16
2.3	<i>Gas cooler</i> evaporativo.....	21
2.4	Perfil de variação da potência frigorífica em supermercados.....	24
2.5	Resumo e discussão	26
3	Desenvolvimento do trabalho realizado	27
3.1	Metodologia.....	27
3.2	Tipologia da instalação e parâmetros de funcionamento.....	28
3.3	Perfil de variação da potência frigorífica ao longo do dia.....	32
3.4	Análise de dados climáticos.....	34
3.5	Seleção dos compressores e controlo de capacidade	37
3.6	Desenvolvimento do modelo termodinâmico	40
3.7	Cálculo do rendimento isentrópico dos compressores.....	45
3.8	Cálculo da pressão óptima	47
3.9	Seleção do <i>gas cooler</i>	49
3.10	Desenvolvimento de polinómio para cálculo da velocidade de rotação dos ventiladores.....	53
3.11	Modelação do funcionamento do <i>gas cooler</i> evaporativo.....	63
3.12	Modelo do ciclo com ejectores	67
4	Resultados Numéricos	75
4.1	Simulação no cenário de carga máxima	75
4.2	Simulação de um dia típico de Julho	81

4.3	Simulação hora a hora do mês de julho	88
4.4	Discussão	95
5	Conclusões e Trabalhos Futuros	99
5.1	Análise do trabalho realizado.....	99
5.2	Trabalhos futuros	101
	Referências.....	105

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Sistema de refrigeração com CO ₂ de Gustav Lorentzen (Lorentzen, G. 1990)	8
Figura 2.2 – Ciclo de Gustav Lorentzen num ponto de funcionamento com temperatura do ar exterior moderada (BITZER Software, v7.0.3.1)	10
Figura 2.3 – Ciclo de Gustav Lorentzen num ponto de funcionamento com temperatura do ar exterior elevada (BITZER Software, v7.0.3.1).....	11
Figura 2.4 – Ciclo transcrito com <i>bypass</i> de vapor num ponto de funcionamento com temperatura do ar exterior elevada (BITZER Software, v7.0.3.1).....	12
Figura 2.5 – Ciclo <i>Booster</i> com <i>bypass</i> de vapor (K. M. Tsamos et al., 2017).....	13
Figura 2.6 – Ciclo <i>Booster</i> com compressão paralela de vapor (K. M. Tsamos et al., 2017)	14
Figura 2.7 – Ciclo <i>Booster</i> com compressão paralela de vapor num ponto de funcionamento com temperatura do ar exterior elevada (BITZER Software, v7.0.3.1).....	15
Figura 2.8 – Funcionamento do ejetor (DANFOSS, 2018)	17
Figura 2.9 – Ciclo frigorífico transcrito com ejetor simplificado (Sushil Ashok Surwase et. al, 2023)	20
Figura 2.10 – Desenho esquemático do arrefecedor evaporativo a aplicar no <i>gas cooler</i> (Simarpreet Singh et al., 2021)	22
Figura 2.11 – Valor do COP do sistema para várias espessuras de enchimento (Simarpreet Singh et al., 2021)	23
Figura 2.12 – Eficiência do arrefecimento evaporativo em função da espessura do enchimento (Simarpreet Singh et al., 2021).....	23
Figura 2.13 – Curvas da eficiência de saturação (DRI, 1998).....	24
Figura 2.14 – Curvas da perda de carga no enchimento (DRI, 1998)	24
Figura 3.1 – Especificação da temperatura de evaporação de acordo com a norma EN 328 (Inverno, 2024)	29
Figura 3.2 – Limites de funcionamento dos compressores de média temperatura (BITZER Software, v7.0.3.1).....	31
Figura 3.3 – Perfil diário da potência frigorífica de média temperatura.....	34
Figura 3.4 – Perfil diário da potência frigorífica de baixa temperatura.....	34
Figura 3.5 - Software de preparação dos ficheiros de dados climáticos (SCE.CLIMA, v1.0)	35
Figura 3.6 - Parâmetros de selecção dos compressores (BITZER Software, v7.0.3.1).....	37
Figura 3.7 – Resultado da selecção dos compressores (BITZER Software, v7.0.3.1)	38
Figura 3.8 – Resultado da selecção dos compressores (BITZER Software, v7.0.3.1)	39

Figura 3.9 – Sistema de controlo de capacidade CRII (BITZER, 2018)	39
Figura 3.10 – Desenho de compressores com o sistema CRII (BITZER, 2018).....	40
Figura 3.11 - Ciclo frigorífico transcrito com compressão paralela de vapor representado no diagrama P-h	41
Figura 3.12 - Esquema simplificado da instalação	42
Figura 3.13 – Regressão linear que descreve a variação da pressão óptima.....	49
Figura 3.14 – Pontos do ciclo transcrito representados no diagrama P-h.....	50
Figura 3.15 – Pontos do ciclo subcrítico representados no diagrama P-h	51
Figura 3.16 – Dados obtidos na selecção do <i>gas cooler</i> (GÜNTNER)	52
Figura 3.17 – Dados de entrada para a simulação do funcionamento do <i>gas cooler</i> em pontos de carga parcial (GÜNTNER).....	54
Figura 3.18 – Pontos de funcionamento do <i>gas cooler</i> determinados para diversas condições de funcionamento.....	55
Figura 3.19 – Pontos de funcionamento do <i>gas cooler</i> determinados aplicando os dados climáticos do dia típico de Julho em Beja e os perfis diários das potências frigoríficas	56
Figura 3.20 – Verificação do ajustamento dos valores obtidos através do polinómio	58
Figura 3.21 – Regressão linear que descreve a variação do factor m	61
Figura 3.22 – Valores do caudal volumétrico e potência dos ventiladores calculado para um ponto de funcionamento (GÜNTNER).....	62
Figura 3.23 – Desenvolvimento dos polinómios da eficiência de saturação do enchimento	64
Figura 3.24 – Perda de carga do fluxo de ar no enchimento.....	65
Figura 3.25 – Ciclo transcrito <i>Booster</i> com implementação do sistema de ejetores.....	68
Figura 3.26 – Esquema da instalação.....	69
Figura 3.27 – Cálculo da razão de arrastamento em vários pontos de funcionamento (DANFOSS, Coolselector2)	72
Figura 3.28 – Valores da razão de arrastamento determinados em função da temperatura do fluido à saída do <i>gas cooler</i>	72
Figura 3.29 – Verificação do ajustamento dos valores determinados com o polinómio ...	73
Figura 3.30 – Valores da pressão óptima do ciclo com ejetores em função da temperatura do ar exterior	74
Figura 4.1 – COP dos sistemas em função da temperatura do ar exterior	78
Figura 4.2 – Melhoria do COP em relação ao sistema de referência.....	79
Figura 4.3 – Potência total dos compressores	80
Figura 4.4 – Consumo específico de água das duas espessuras de enchimento	81
Figura 4.5 – Variação do COP ao longo do dia na simulação em Beja.....	84
Figura 4.6 – Variação do COP ao longo do dia na simulação em Faro.....	84

Figura 4.7 – Variação da potência térmica rejeitada no <i>gas cooler</i> na simulação em Beja	85
Figura 4.8 – Variação da potência térmica rejeitada no <i>gas cooler</i> na simulação em Faro	85
Figura 4.9 – Variação da pressão no <i>gas cooler</i> na simulação em Beja	86
Figura 4.10 – Variação da pressão no <i>gas cooler</i> na simulação em Faro	86
Figura 4.11 – Redução percentual do consumo energético para cada hora na simulação em Beja	87
Figura 4.12 – Redução percentual do consumo energético para cada hora na simulação em Faro	88
Figura 4.13 – Variação do COP em função da temperatura do ar exterior na simulação em Beja	91
Figura 4.14 – Variação do COP em função da temperatura do ar exterior na simulação em Faro	91
Figura 4.15 – Potência total absorvida hora a hora na simulação em Beja	92
Figura 4.16 – Potência total absorvida hora a hora na simulação em Faro	93
Figura 4.17 – Variação do COP hora a hora para o mês de Julho do ciclo de referência..	94
Figura 4.18 – Variação do COP hora a hora para o mês de Julho do ciclo com ejectores	94
Figura 4.19 – Variação do COP hora a hora para o mês de Julho do ciclo com <i>gas cooler</i> evaporativo com activação aos 28°C	95
Figura 4.20 – Variação do COP hora a hora para o mês de Julho do ciclo com <i>gas cooler</i> evaporativo com activação aos 25°C	95

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 – Coeficientes equação factor de carga (Mitsopoulos et al., 2019).....	25
Tabela 3.1 – Condições de funcionamento nominais da instalação	29
Tabela 3.2 – Parâmetros de funcionamento seleccionadas para o modelo.....	30
Tabela 3.3 – Perfil diário das potências frigoríficas de média e baixa temperatura.....	33
Tabela 3.4 – Dados climáticos do dia típico de Julho em Beja	35
Tabela 3.5 – Dados climáticos do dia típico de Julho em Faro	36
Tabela 3.6 – Coeficientes polinómio potência de compressão em ciclo transcrito	46
Tabela 3.7 – Coeficientes polinómio caudal mássico em ciclo transcrito	46
Tabela 3.8 – Coeficientes polinómio potência de compressão em ciclo subcrítico	47
Tabela 3.9 – Coeficientes polinómio caudal mássico em ciclo subcrítico	47
Tabela 3.10 – Valores determinados da pressão óptima.....	48
Tabela 3.11 – Propriedades dos pontos do ciclo transcrito.....	50
Tabela 3.12 – Propriedades dos pontos do ciclo subcrítico.....	51
Tabela 3.13 – Potências térmicas a aplicar para o dimensionamento do <i>gas cooler</i>	52
Tabela 3.14 – Coeficientes obtidos para o polinómio	57
Tabela 3.15 – Valores aplicados para cálculo do factor m.....	60
Tabela 3.16 – Coeficientes de perda de carga localizada enchimento 100 mm	65
Tabela 3.17 – Coeficientes de perda de carga localizada enchimento 150 mm	66
Tabela 3.18 – Valores da pressão atmosférica em função da altitude do local (ASHRAE, 2021)	67
Tabela 3.19 – Parâmetros aplicados no modelo do sistema com ejectores	71
Tabela 4.1 – Simulação sistema de referência.....	77
Tabela 4.2 – Simulação sistema com ejectores	77
Tabela 4.3 – Simulação sistema com <i>gas cooler</i> evaporativo e enchimento 100 mm	77
Tabela 4.4 – Simulação sistema com <i>gas cooler</i> evaporativo e enchimento 150 mm	78
Tabela 4.5 – Resultados da simulação do dia típico de Julho em Beja	82
Tabela 4.6– Resultados da simulação do dia típico de Julho em Faro	83
Tabela 4.7 – Resultados da simulação do mês de Julho em Beja.....	89
Tabela 4.8– Resultados da simulação do mês de Julho em Faro.....	90

LISTA DE ACRÓNIMOS

CFC	Clorofluorcarbonetos
COP	Coefficiente de Performance
DGEG	Direcção-Geral de Energia e Geologia
HCFC	Hidroclorofluorcarbonetos
HFC	Hidrofluorcarbonetos
IHX	Permutador de calor interno
PAG	Potencial de Aquecimento Global
SCE	Sistema de Certificação Energética de Edifícios

LISTA DE SÍMBOLOS

Símbolo	Vigência
A	Área (m ²)
C	Coefficiente de perda de carga localizada
c_w	Consumo específico de água (L/kWh)
D	Diâmetro (m)
h	Entalpia específica (kJ/kg)
LR	Factor de carga
\dot{m}	Caudal mássico (kg/s)
N	Velocidade de rotação (rpm)
P	Pressão (kPa)
PL	Elevação de pressão
PLR	Rácio de elevação de pressão
ΔP	Perda de carga (Pa)
Q	Energia térmica por unidade de massa (kJ/kg)
\dot{Q}	Potência térmica (kW)
SC	Subcrítico
s	Entropia específica (kJ/kg)
T	Temperatura (°C)
TC	Transcrítico
ΔT_{lm}	Diferença média logarítmica de temperatura (°C)
U	Coefficiente global de transferência de calor (W/m ² .K)
u	Velocidade (m/s)
\dot{V}	Caudal volúmico (m ³ /s)
v	Volume específico (m ³ /kg)
W	Trabalho específico (kJ/kg)
\dot{W}	Potência (kJ/kg)
w	Conteúdo de humidade (kg _v /kg _{ar})
Z	Altitude (m)
Subscritos	
AP	Alta Pressão

<i>ad</i>	Adicional
<i>ar</i>	Ar
<i>arref</i>	Após arrefecimento
<i>asp</i>	Aspiração
<i>atm</i>	Atmosférica
<i>BP</i>	Baixa pressão
<i>bh</i>	Bolbo húmido
<i>bs</i>	Bolbo seco
<i>c</i>	Compressor
<i>cond</i>	Condensação
<i>d</i>	Difusor
<i>desc</i>	Descarga
<i>e</i>	Evaporador
<i>ent</i>	Entrada
<i>ext</i>	Ar exterior
<i>FG</i>	Vapor saturado no depósito separador de fases
<i>f</i>	Frio
<i>gc</i>	Gas Cooler
<i>in</i>	Entrada
<i>ise</i>	Isentrópico
<i>LT</i>	Baixa temperatura
<i>MT</i>	Média temperatura
<i>m</i>	Motor
<i>max</i>	Máximo
<i>mix</i>	Mistura
<i>nom</i>	Nominal
<i>nozzle</i>	Bocal
<i>opt</i>	Óptima
<i>out</i>	Saída
<i>p</i>	Passagem
<i>ps</i>	Recipiente separador de fases
<i>q</i>	Quente
<i>S</i>	Saída

<i>s</i>	Aspirado
<i>sc</i>	Subcrítico
<i>sat</i>	Saturação
<i>sup</i>	Superfície
<i>tc</i>	Transcrítico
<i>v</i>	Vapor
<i>vent</i>	Ventilador
<i>w</i>	Água

Letras gregas

η	Rendimento
μ	Razão de arrastamento
ρ	Massa específica (kg/m ³)
ϕ	Humidade relativa (%)

1

INTRODUÇÃO

A crescente preocupação com as alterações climáticas e a necessidade de reduzir o impacto ambiental dos sistemas de refrigeração têm impulsionado cada vez mais a adoção de fluidos frigorigêneos naturais, como é o caso do dióxido de carbono (CO₂). No entanto, a utilização deste fluido em sistemas de refrigeração, apresenta desafios técnicos e operacionais, principalmente devido às suas propriedades termodinâmicas particulares e elevadas pressões de funcionamento. Neste contexto, torna-se essencial o desenvolvimento e implementação de soluções que permitam melhorar a eficiência energética dos ciclos transcíticos de refrigeração com CO₂, tornando-os viáveis para aplicação em diferentes condições climáticas, particularmente em regiões com temperaturas elevadas.

A presente introdução encontra-se organizada em três subcapítulos principais.

No subcapítulo 1.1, são apresentados os objectivos do trabalho e a abordagem metodológica adoptada para o seu desenvolvimento.

No subcapítulo 1.2, é realizada uma revisão histórica da utilização de fluidos frigorigêneos na indústria da refrigeração, destacando as razões para a reintrodução do CO₂ como alternativa sustentável e os desafios técnicos associados à sua aplicação.

Por fim, subcapítulo 1.3, é descrita a estrutura global da dissertação, fornecendo ao leitor uma visão geral do conteúdo e facilitando a navegação entre os diferentes capítulos.

1.1 OBJECTIVOS E CARACTERÍSTICAS DA DISSERTAÇÃO

O objectivo principal desta dissertação foi a realização de uma análise termodinâmica de sistemas de refrigeração que utilizam dióxido de carbono, como fluido frigorigéneo, operando em ciclo transcrito, e o estudo do impacto da aplicação de ejectores e sistemas de arrefecimento evaporativo na melhoria da sua eficiência.

Para tal, foram desenvolvidos modelos numéricos que permitem realizar a simulação do funcionamento da instalação em regime permanente, possibilitando assim realizar o estudo do impacto da implementação destes mecanismos na eficiência do ciclo frigorífico e, conseqüentemente, na redução do consumo energético.

Para atingir o objectivo principal do trabalho, foi necessário em primeiro lugar desenvolver um modelo que permita simular o funcionamento do sistema que foi considerado a referência para o estudo, sendo o mesmo aplicado a uma instalação típica real.

Em seguida, foi necessário modelar o funcionamento de um *gas cooler* evaporativo e um sistema de multi-ejectores de forma a ser possível estudar o seu impacto no sistema de referência. Desta forma, foram construídos três modelos distintos, sendo analisada a eficiência de cada um.

Para avaliar o funcionamento e eficiência do sistema de cada modelo, foram realizadas simulações do seu funcionamento aplicando um perfil diário cargas térmicas de arrefecimento, típico de uma instalação de um supermercado. Foram ainda aplicados nas simulações, os dados climáticos de duas localidades com climas distintos do sul de Portugal.

Foram realizadas em primeiro lugar simulações para um dia típico de Verão e numa segunda instância para o mês de Julho, nas duas localidades. Com estas simulações procurou-se avaliar parâmetros de funcionamento relevantes do funcionamento da instalação e o consumo energético diário e mensal.

Por fim, com este trabalho pretendeu-se contribuir para um aprofundamento do conhecimento sobre os ciclos de refrigeração transcritos com CO₂, avaliar soluções que viabilizem uma aplicação mais eficiente e sustentável desses sistemas, e propor estratégias para otimizar instalações existentes.

1.2 CONTEXTO E ENQUADRAMENTO DO TRABALHO

A utilização de fluidos frigorigéneos naturais, remonta aos primórdios da refrigeração, quando os sistemas de refrigeração mecânica estavam limitados a algumas aplicações de grande escala onde os únicos fluidos disponíveis eram o amoníaco (R-717) e o dióxido de

carbono (R-744). Mais tarde, como o desenvolvimento de unidades de refrigeração e ar condicionado de dimensões mais reduzidas, foram introduzidos fluidos como o dióxido de enxofre (R-764) e cloreto de metilo (R-40), tal como o cloreto de metileno (R-30). (R. J. Dossat, 1961)

Em 1928, os fluidos Clorofluorcarbonetos (CFC) foram introduzidos como uma alternativa aos fluidos naturais, pela segurança na sua utilização, baixas pressões de funcionamento e elevada eficiência. Com a introdução dos CFC, e mais tarde os Hidroclorofluorcarbonetos (HCFC), o dióxido de carbono e outros fluidos naturais foram gradualmente abandonados em aplicações de refrigeração, sendo na maioria dos casos, substituídos por estes novos fluidos sintéticos. (Simarpreet Singh et al., 2021)

O amoníaco foi o único fluido frigorigéneo natural que continuou a ser amplamente utilizado, essencialmente em aplicações de refrigeração industrial até aos dias de hoje, pelo facto de proporcionar uma elevada eficiência nos sistemas de refrigeração e operar com pressões de evaporação e condensação semelhantes às dos fluidos sintéticos. (Stoecker, W. F., 1998)

A principal razão para o desaparecimento dos sistemas de refrigeração com R-744 foi a insuficiência de avanços tecnológicos necessários para fazer face aos desafios associados à utilização deste fluido. Estes desafios estão relacionados com as suas propriedades termodinâmicas, como a baixa temperatura crítica e elevada pressão crítica que provocam elevadas perdas de eficiência em ciclos de frigoríficos convencionais. De igual forma, os componentes da instalação encontram-se sujeitos a pressões de funcionamento muito mais elevadas, do que quando funcionam com outros fluidos. (Simarpreet Singh et al., 2021)

Os fluidos frigorigéneos sintéticos foram utilizados em larga escala até à entrada em vigor do protocolo de Montreal em 1 de Janeiro de 1989, tendo este decretado um abandono gradual da utilização dos CFC e HCFC devido ao seu impacto na camada de ozono.

Estes foram substituídos pelos Hidrofluorcarbonetos (HFC), que embora não contribuam para a destruição da camada de ozono, possuem ainda um elevado potencial de aquecimento global quando libertados para a atmosfera. Por esta razão, com a assinatura do Protocolo de Quioto em 1997, foi estabelecido o compromisso, de redução gradual das emissões de gases com efeitos de estufa, criando assim oportunidades para uma nova aposta no desenvolvimento de sistemas com fluidos naturais.

Em 16 de Abril de 2014, foi publicado o regulamento (UE) n.º 517/2014, que estabeleceu datas de proibição definitivas para a utilização de fluidos HFC em diversas aplicações de refrigeração e climatização, com base no seu potencial de aquecimento global (PAG). Este

regulamento foi determinante para a adopção, em grande escala, do dióxido de carbono como fluido frigorígeno em determinados sectores, particularmente no caso dos sistemas de refrigeração comercial em hipermercados e supermercados de média e grande dimensão. O factor decisivo foi a imposição de restrições aplicadas aos sistemas de refrigeração centralizados para uso comercial, que passaram a estar sujeitos à proibição da utilização de fluidos frigorígenos com um PAG superior a 150, a partir do dia 1 de Janeiro de 2022. Este limite de PAG, particularmente baixo, inviabilizou a utilização de qualquer fluido HFC disponível no mercado, acelerando a adopção de sistemas de ciclo transcrito com CO₂ neste tipo de instalações. A 7 de Fevereiro de foi aprovado o novo regulamento (UE) n.º 573/2024 que revogou o n.º 517/2014, definindo novas metas e restrições que posicionam claramente os fluidos naturais como a solução para o futuro na indústria da refrigeração.

Embora a utilização de sistemas de refrigeração com R-744 seja claramente benéfica para cumprir as metas ambientais, não se deverá colocar em segundo plano a procura por soluções energeticamente mais eficientes, sendo, portanto, fundamental a aplicação de tecnologias que permitam ultrapassar os desafios da aplicação do CO₂ como fluido frigorígeno.

Neste trabalho pretende-se abordar este tipo de sistemas no seu actual estado da arte e analisar soluções que permitam obter uma melhor eficiência energética, tal como viabilizar a sua utilização em climas do sul da Europa.

1.3 ORGANIZAÇÃO DO DOCUMENTO

Este subcapítulo apresenta a estrutura do presente trabalho, descrevendo de forma resumida a organização do conteúdo. Pretendeu-se, assim, proporcionar uma visão geral do trabalho realizado e facilitar a navegação pelos diferentes capítulos, permitindo a consulta directa das secções de maior interesse. Esta dissertação encontra-se dividida em 5 capítulos principais:

No capítulo 1, são apresentados o contexto e enquadramento do trabalho, os seus objectivos, bem como a metodologia adoptada. O enquadramento do trabalho é realizado num contexto histórico sobre o tema, descrevendo a motivação para a realização deste estudo e a importância do mesmo no contexto da eficiência energética.

No capítulo 2, é realizada uma análise bibliográfica detalhada onde são abordados os princípios de funcionamento dos ciclos de refrigeração transcritos com CO₂, as principais tecnologias de melhoria de eficiência e estudos recentes sobre o tema. Este capítulo serve ainda como uma base teórica sólida para o desenvolvimento do trabalho no capítulo 3, sendo apresentadas metodologias realizadas em estudos semelhantes.

No capítulo 3, descreve-se a metodologia utilizada para a construção do modelo termodinâmico do sistema de referência, incluído a formulação matemática, análise numérica de dados de fabricantes e os pressupostos considerados. É também descrito o processo de modelação do *gas cooler* evaporativo e do sistema com ejectores.

O capítulo 4, descreve os cenários simulados e os resultados obtidos, comparando o desempenho termodinâmico e energético do sistema de referência com os sistemas após introdução das melhorias tecnológicas. Inclui ainda a análise estimativa do consumo energético diário e mensal para condições climáticas de diferentes localidades, sendo também analisado o consumo de água do sistema de arrefecimento evaporativo com diversas espessuras do enchimento e temperaturas de activação.

Por fim, o capítulo 5, resume as principais conclusões do estudo, destacando as descobertas realizadas, como também as limitações do modelo desenvolvido. São também sugeridas possíveis direcções para trabalhos futuros, visando o aperfeiçoamento da modelação dos sistemas e a implementação prática das melhorias analisadas.

2

ESTADO DA ARTE

Este capítulo visa estabelecer o enquadramento teórico e tecnológico necessário para o desenvolvimento do trabalho, através da revisão crítica da literatura relevante na área dos sistemas de refrigeração com CO₂, com particular foco nos que funcionam com ciclos transcíticos e nas metodologias de otimização do seu desempenho.

De forma a assegurar a contextualização adequada, este capítulo encontra-se organizado em vários subcapítulos, conforme descrito de seguida.

No subcapítulo 2.1, é apresentada a evolução dos ciclos frigoríficos transcíticos com CO₂, abordando as principais inovações tecnológicas e as adaptações introduzidas para a sua aplicação em condições mais adversas.

O subcapítulo 2.2 analisa a utilização de ejectores como um método de melhoria para recuperação de energia nos sistemas de refrigeração, incluindo uma revisão de um método de modelação numérica do seu funcionamento.

No subcapítulo 2.3, é explorada a aplicação de *gas coolers* evaporativos, avaliando o seu impacto na eficiência energética dos sistemas de refrigeração transcítico, sendo apresentados exemplos de resultados obtidos em estudos semelhantes.

O subcapítulo 2.4 dedica-se à análise de valores propostos por uma das fontes bibliográficas para a variação da potência frigorífica em supermercados, elemento essencial para a simulação dinâmica do sistema.

Por fim, no subcapítulo 2.5, é apresentado um resumo crítico das principais conclusões obtidas com a análise do estado da arte, destacando-se as oportunidades de investigação identificadas e a sua relevância para o trabalho desenvolvido nesta dissertação.

2.1 EVOLUÇÃO DOS CICLOS FRIGORÍFICOS TRANSCRÍTICOS COM CO₂

O primeiro ciclo frigorífico transcrito moderno foi desenvolvido e patenteado em 1990 pelo Professor Gustav Lorentzen, do *Norwegian Institute of Technology*. Este sistema partilhava muitas semelhanças com um ciclo frigorífico convencional, no entanto, não ocorria a condensação do fluido após a sua compressão, uma vez que, o processo de arrefecimento do CO₂ após a compressão, era realizado a uma pressão superior à do seu ponto crítico. Por este motivo, o termo condensador foi substituído por *gas cooler* ou arrefecedor de gás, nos sistemas que funcionam com este tipo de ciclo. Foi também introduzido um permutador de calor que permitia aumentar o arrefecimento após a saída do *gas cooler* e aumentar assim o efeito frigorífico. (Lorentzen, G., 1990)

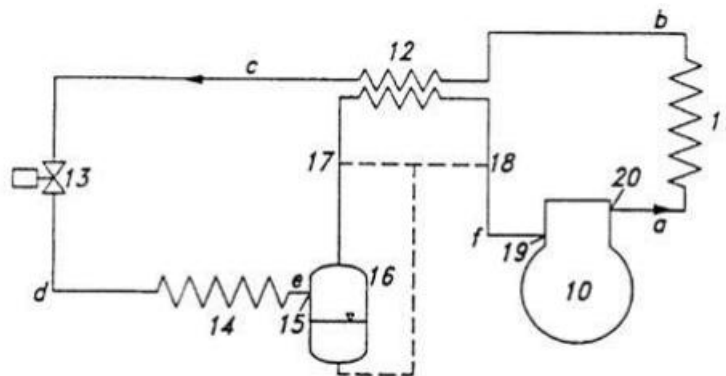


Figura 2.1 – Sistema de refrigeração com CO₂ de Gustav Lorentzen (Lorentzen, G. 1990)

O ciclo transcrito de Gustav Lorentzen é ainda reconhecido actualmente, por diversos fabricantes de sistemas de refrigeração, como um ciclo transcrito de CO₂ de referência. Este ciclo apresenta, no entanto, fortes limitações, quando o sistema funciona com temperaturas do ar exterior elevadas. Por esta razão, este ciclo foi inicialmente aplicado em instalações localizadas em países do norte da Europa, onde a temperatura do ar exterior apresenta valores baixos durante a maior parte do ano.

Recorrendo ao programa de selecção do fabricante de compressores BITZER, conforme apresentado nas Figuras 2.2 e 2.3, quando a temperatura à saída do *gas cooler* atinge valores relativamente baixos (25°C), o coeficiente de performance (COP) apresenta um valor de 2,65. No entanto, caso a temperatura do ar exterior seja elevada e se obtém uma temperatura à saída do *gas cooler* de 40°C, o COP apresenta um decaimento elevado atingindo um valor de 1,42.

Esta redução do COP encontra-se relacionada com o aumento da temperatura de saída do CO₂ e conseqüentemente, com o aumentado da pressão de descarga dos compressores.

Conforme ilustrado nas expressões 1 e 3, um incremento do trabalho de compressão irá afectar consideravelmente o valor do COP.

De igual modo, o aumento da temperatura de saída do *gas cooler* resultará numa redução do efeito frigorífico, ilustrado na equação 2, uma vez que o fluido será fornecido ao evaporador com uma entalpia específica mais elevada. A diminuição do efeito frigorífico conduzirá, por sua vez, a uma redução no valor do COP. (ASHRAE, 2021)

$$COP = \frac{Q_e}{W_c} \quad (1)$$

$$Q_e = h_6 - h_5 \quad (2)$$

$$Q_c = h_2 - h_1 \quad (3)$$

Os parâmetros h_1 , h_2 , h_5 e h_6 representam, respectivamente, a entalpia específica do fluido na aspiração do compressor, na descarga do compressor, após a expansão e à saída do evaporador.

Quanto aos parâmetros Q_e , e W_c , representam, respectivamente, o efeito frigorífico e o trabalho de compressão.

Selection: CO2 systems

COP/EER Evaporator: 2.65

Input Values

System	Gustav-Lorentzen
Series	Standard
Operating mode	Transcritical
Number compressors	1
Evaporating SST	-8,00 °C
Evaporator superheat	5,00 K
Suction line superheat	5,00 K
High pressure	Auto
Gas cooler outlet	25,0 °C
Internal heat exchanger	10,00 K
Supply frequency	50Hz
Supply voltage	400V

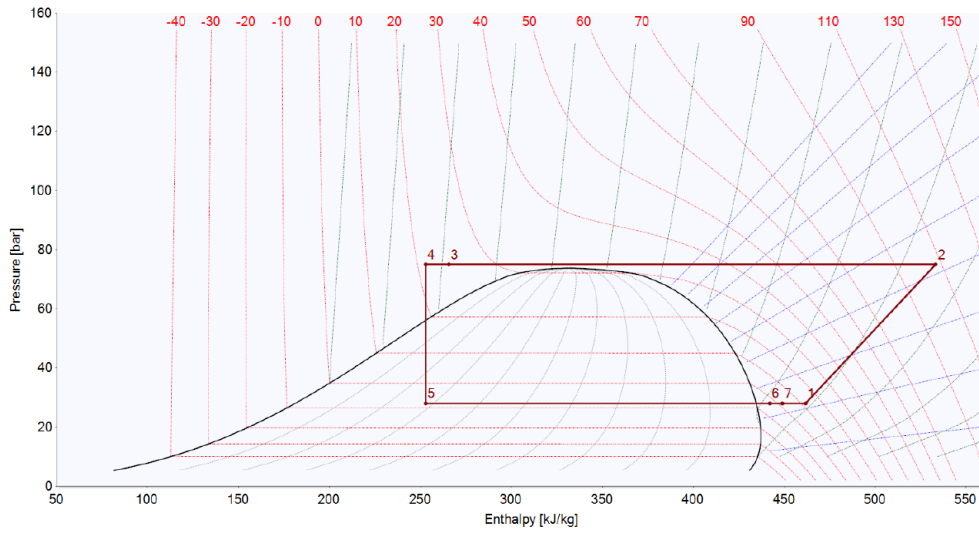
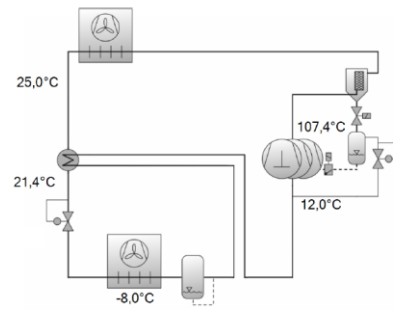


Figura 2.2 – Ciclo de Gustav Lorentzen num ponto de funcionamento com temperatura do ar exterior moderada (BITZER Software, v7.0.3.1)

Selection: CO2 systems

COP/EER Evaporator: 1,42

Input Values

	Gustav-Lorentzen
System	Standard
Series	Transcritical
Operating mode	1
Number compressors	-8,00 °C
Evaporating SST	5,00 K
Evaporator superheat	5,00 K
Suction line superheat	Auto
High pressure	40,0 °C
Gas cooler outlet	10,00 K
Internal heat exchanger	50Hz
Supply frequency	400V
Supply voltage	

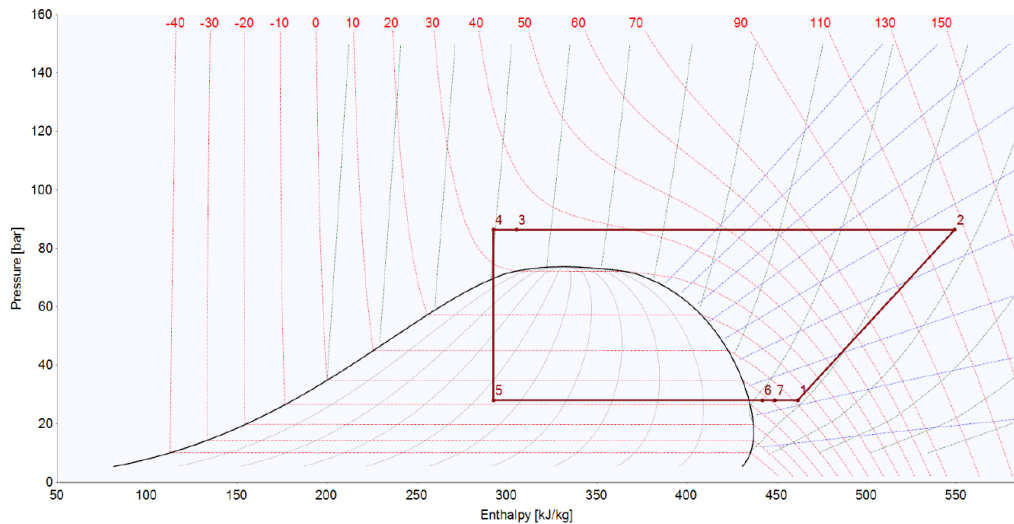
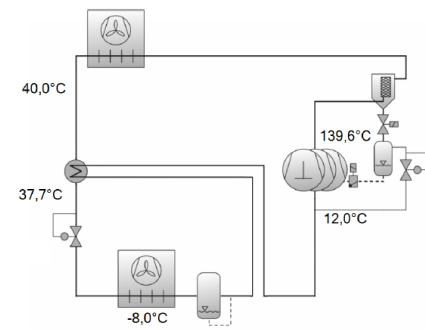


Figura 2.3 – Ciclo de Gustav Lorentzen num ponto de funcionamento com temperatura do ar exterior elevada (BITZER Software, v7.0.3.1)

Com o objectivo de viabilizar a aplicação deste tipo de sistemas em climas mais quentes, foram introduzidas modificações ao sistema de Gustav Lorentzen ao longo do tempo. A principal inovação consistiu na inclusão de um depósito separador de fases, uma válvula de expansão de alta pressão e uma válvula de *bypass* de vapor. A introdução destes elementos proporcionou vantagens operacionais consideráveis em relação ao ciclo original de Gustav Lorentzen.

No sistema com *bypass* de vapor, a separação de vapor e de líquido no recipiente separador de fases garante que o fluido é fornecido às válvulas de expansão dos evaporadores com um valor de entalpia específica inferior, aumentando assim o efeito frigorífico. (K. M. Tsamos et al., 2017)

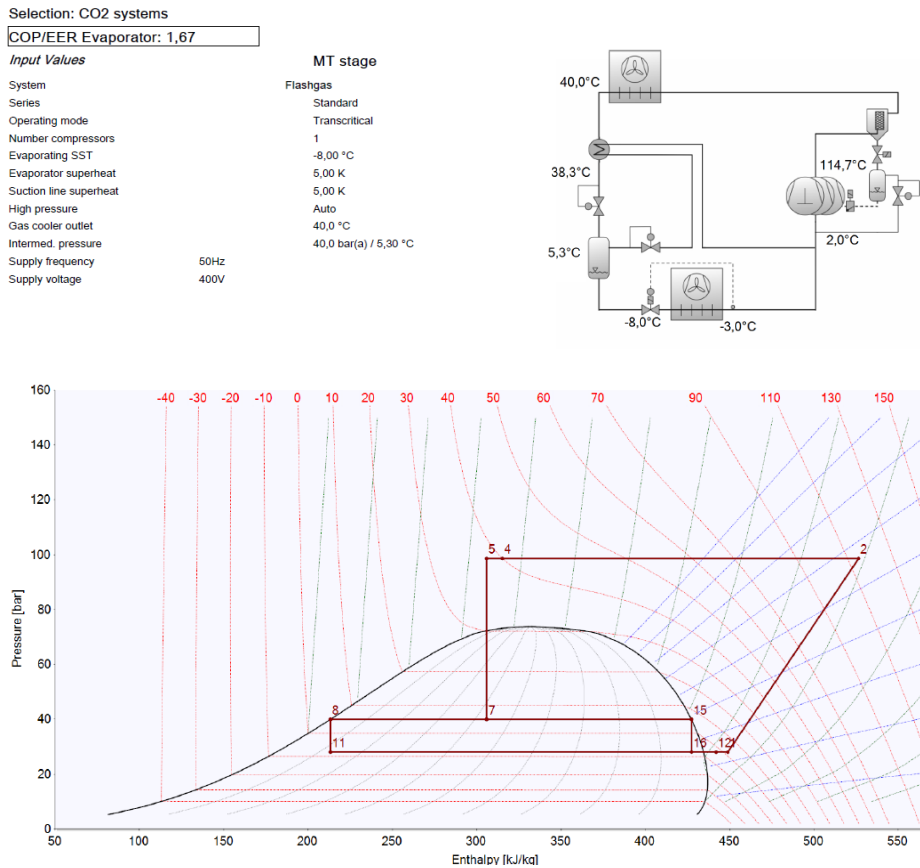


Figura 2.4 – Ciclo transcritical com *bypass* de vapor num ponto de funcionamento com temperatura do ar exterior elevada (BITZER Software, v7.0.3.1)

No caso de sistemas centralizados que funcionam com médias e baixas temperaturas, sendo este um caso habitual em hipermercados ou unidades de distribuição de produtos alimentares, poderá ser aplicado um sistema *Booster* de forma complementar ao sistema com *bypass* de vapor. O termo *Booster* refere-se a um sistema com dois andares de compressão, sendo o fluido proveniente dos evaporadores de baixa temperatura comprimido até à pressão dos evaporadores de média temperatura. Os diferentes fluxos são misturados a esta pressão e depois comprimidos pelos compressores de alta pressão. (K. M. Tsamos et al., 2017)

A entalpia específica do ponto onde se misturam os vários fluxos, pode ser determinada através da realização de um balanço de massa e energia, conforme ilustrado nas expressões 4 e 5.

$$\dot{m}_{mix} \times h_{mix} = \dot{m}_{BP} \times h_{BP} + \dot{m}_{AP} \times h_{AP} + \dot{m}_v \times h_v \quad (4)$$

$$\dot{m}_{mix} = \dot{m}_{BP} + \dot{m}_{AP} + \dot{m}_v \quad (5)$$

Os parâmetros h_{BP} , h_{AP} e h_v representam respectivamente a entalpia do fluido dos evaporadores de baixa pressão, alta pressão e vapor saturado do depósito separador de fases.

Os parâmetros \dot{m}_{BP} , \dot{m}_{AP} e \dot{m}_v representam respectivamente o caudal mássico de fluido dos evaporadores de baixa pressão, alta pressão e vapor saturado.

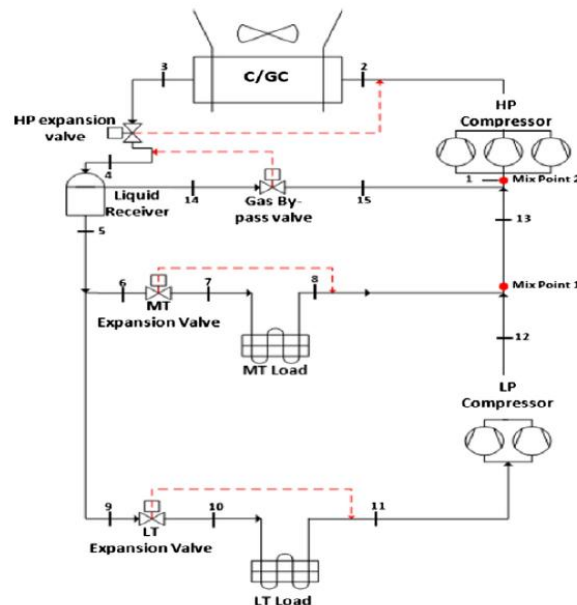


Figura 2.5 – Ciclo *Booster* com *bypass* de vapor (K. M. Tsamos et al., 2017)

Caso o meio de permuta de calor do *gas cooler* seja o ar exterior, como ocorre na maioria dos casos, quando a temperatura do ar atinge valores elevados e em períodos em que a carga térmica é também elevada, irá formar-se mais vapor no depósito separador de fases, resultando no aumento do valor do título do fluido contido no depósito. Por esta razão, o caudal de vapor que passa pela válvula de *bypass* irá aumentar, aumentando consequentemente o trabalho realizado pelos compressores da alta pressão. Visto que o vapor que passa na válvula de *bypass* é expandido para a pressão dos evaporadores, todo o vapor terá de ser comprimido desde uma pressão mais baixa e não desde a pressão a que se encontra no depósito separador de fases.

Com o objectivo de mitigar este fenómeno e reduzir o trabalho adicional de compressão, foi desenvolvido o ciclo de compressão paralela de vapor. Neste ciclo, o vapor que se forma no depósito separador de fases é comprimido directamente desde a pressão a que se encontra, não sendo assim necessário realizar a sua expansão para uma pressão inferior. Obtém-se assim, uma redução considerável do caudal de vapor que é comprimido desde a pressão dos evaporadores de média temperatura, como ocorre no ciclo de Gustav Lorentzen e no ciclo com *bypass* de vapor. (K. M. Tsamos et al., 2017)

Este mecanismo permite uma redução significativa do trabalho de compressão de alta pressão, requer, no entanto, a instalação de um grupo de compressores adicional para realizar a compressão do vapor em paralelo ao fluido proveniente dos evaporadores.

Recorrendo novamente ao programa de selecção da BITZER, é possível verificar na Figura 2.7, que se obtém um COP mais elevado quando comparado com os sistemas analisados anteriormente, para as mesmas condições de funcionamento.

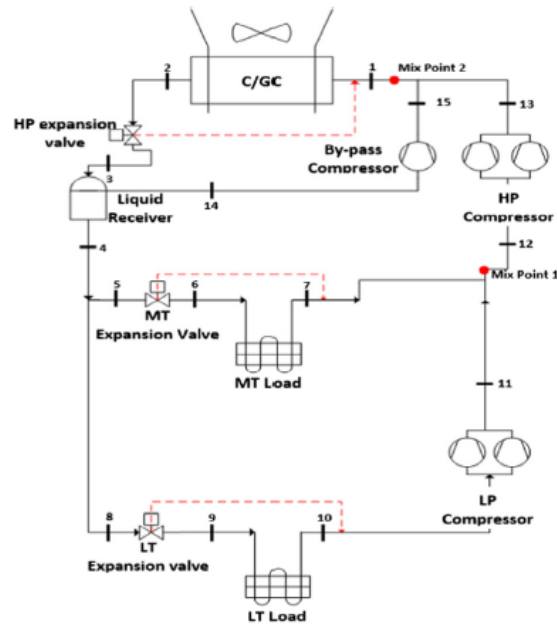


Figura 2.6 – Ciclo *Booster* com compressão paralela de vapor (K. M. Tsamos et al., 2017)

Selection: CO2 systems

COP/EER Evaporator: 1,80

Input Values

System
Series
Operating mode
Number compressors
Evaporating SST
Evaporator superheat
Suction line superheat
High pressure
Gas cooler outlet
Intermed. pressure
IHX Flashg. - Gas c.
Supply frequency
Supply voltage

50Hz
400V

MT stage

Flashgas
Standard
Transcritical
1
-8,00 °C
5,00 K
5,00 K
Auto
40,0 °C
50,0 bar(a) / 14,30 °C

Parallel stage

Standard
Transcritical
1
5,00 K
10,00 K

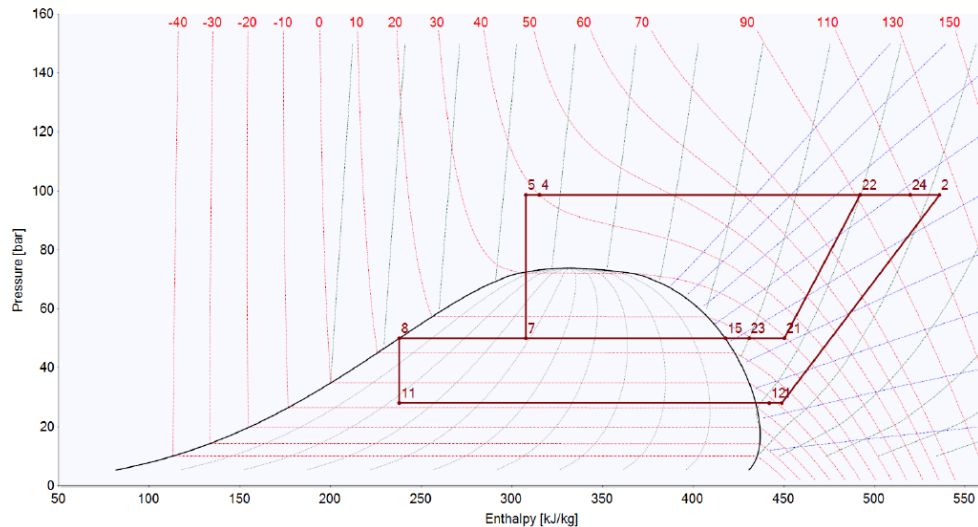
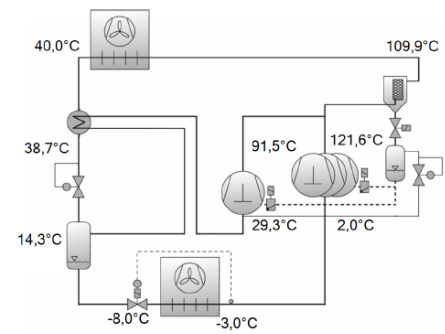


Figura 2.7 – Ciclo *Booster* com compressão paralela de vapor num ponto de funcionamento com temperatura do ar exterior elevada (BITZER Software, v7.0.3.1)

Nos ciclos frigoríficos subcríticos, os processos de condensação e ebulição encontram-se condicionados pela relação termodinâmica entre pressão e temperatura que existe nos processos de mudança de fase. Por esta razão, quando é seleccionada uma temperatura de condensação, a pressão a que deverá ser realizado o processo é automaticamente definida em função da temperatura seleccionada.

No caso dos ciclos transcíticos, na região supercrítica onde se realiza o processo de arrefecimento do R-744, deixa de existir uma relação directa entre pressão e temperatura, pois não existe qualquer processo de mudança de fase, sendo apenas trocado calor sensível. Desta forma, quando se pretende definir o processo de arrefecimento do CO₂, em vez de se seleccionar uma temperatura de condensação, é estipulada uma temperatura até à qual o fluido será arrefecido, em função do meio de permuta de calor disponível.

Esta temperatura não define de forma automática a pressão a que deverá ser realizado o processo, pois é possível obter a mesma temperatura para várias pressões ao longo das linhas isotérmicas do diagrama Pressão-entalpia específica. Dado o traçado das linhas isotérmicas,

caso se opte por realizar o processo com uma pressão mais baixa, o ponto de saída terá uma entalpia específica maior, reduzindo o efeito frigorífico. Caso se opte por realizar o processo a uma pressão superior, é possível aumentar o efeito frigorífico, mas o trabalho de compressão será superior. (Danfoss, 2023)

Por esta razão é necessário definir uma pressão óptima, que permite obter o melhor COP. Visto que esta pressão varia em função das condições de funcionamento, é fundamental aplicar um método de cálculo automático para determinar qual a pressão ideal. Através da realização de ensaios experimentais, foram propostas por Laura Nebot-Andrés et al. (2021), correlações empíricas que permitem determinar tanto a pressão do *gas cooler*, como a pressão intermédia no depósito separador de fases, para ciclos de compressão paralela de vapor. Os polinómios propostos encontram-se ilustrados nas equações 6 e 7.

$$P_{gc} = 101,3 - 3,064 \cdot T_{gc} - 1,1 \cdot T_e + 0,0762 \cdot T_{gc}^2 + 0,0392 \cdot T_{gc} \cdot T_e \quad (6)$$

$$P_{ps} = -74,87 + 7,175 \cdot T_{gc} + 0,7716 \cdot T_e - 0,0962 \cdot T_{gc}^2 - 0,0027 \cdot T_{gc} \cdot T_e \quad (7)$$

O sistema de refrigeração *Booster* com compressão paralela de vapor será o sistema de referência para a construção do modelo neste trabalho e para a implementação dos métodos de melhoria.

2.2 EJECTORES

Neste trabalho, pretende-se procurar formas de otimizar instalações frigoríficas tipo *Booster* que funcionam com um ciclo transcrito de *bypass* de vapor ou de compressão paralela de vapor, introduzindo metodologias que permitam reduzir a pressão do *gas cooler* e o trabalho de compressão, sendo estes os elementos críticos para o aumento da eficiência do sistema, como visualizado nos casos anteriores.

O fabricante DANFOSS desenvolveu um sistema de multi-ejetores que já se encontra disponível no mercado. Embora em pequeno número, alguns estudos foram apresentados propondo a utilização deste tipo de sistemas em paralelo com outras tecnologias, nomeadamente a utilização de *gas coolers* evaporativos. (Simarpreet Singh et. al., 2021)

O sistema de ejetores, substitui a válvula de expansão de alta pressão, sendo o fluido a alta pressão proveniente da saída do *gas cooler* expandido no bocal motor do ejetor. A energia

cinética aumenta pela redução da pressão devido à redução na área de passagem. Na saída do bocal motor, a pressão torna-se inferior à pressão do evaporador.

Assim, o vapor proveniente do evaporador em vez de ser aspirado directamente pelos compressores, flui para o sistema de ejectores. Este fluxo de sucção mistura-se com o fluxo motor na secção de mistura do ejetor e, em seguida, a sua pressão é elevada até à pressão do separador de fases na secção difusora. A mistura entre o fluido proveniente do *gas cooler* e do evaporador é injectada no depósito separador de fases, onde é separada, sendo o líquido fornecido à válvula de expansão do evaporador e o vapor aspirado pelo compressor.

O ejetor, desta forma, recupera parcialmente o trabalho da expansão e aumenta o COP do sistema. Além disso, a taxa de compressão e a temperatura de descarga são inferiores, pois o fluido é comprimido deste a pressão intermédia e não desde a pressão do evaporador. (Sushil Ashok Surwase et al., 2023)

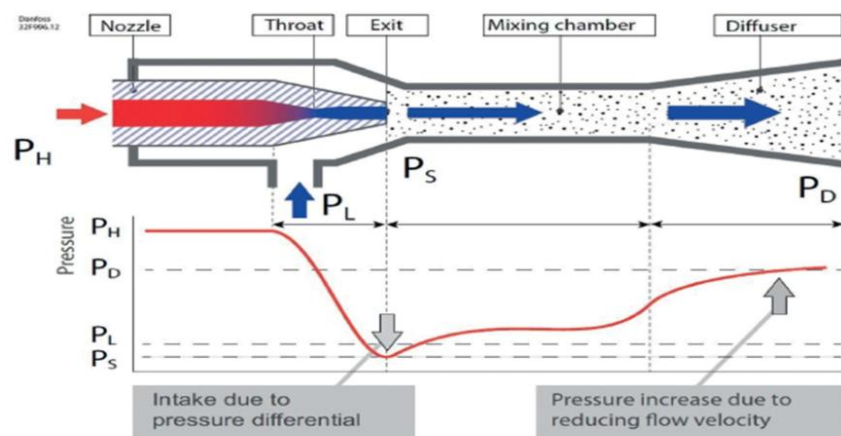


Figura 2.8 – Funcionamento do ejetor (DANFOSS, 2018)

Foram determinadas melhorias do COP, com a aplicação de ejectores, entre 3,9% e 11,9% para temperaturas de evaporação entre -10°C e -40°C , com temperaturas do CO_2 de 35°C na saída do *gas cooler*. (Miguel Ávila Gutiérrez et al., 2024)

Foi apresentado por Sushil Ashok Surwase et al. (2023) uma metodologia para a modelação numérica do funcionamento de ejectores, a qual foi aplicada no desenvolvimento deste trabalho. Nesta metodologia são aplicadas as equações da conservação da massa, momento e energia, sendo a análise do ejetor discretizada em cada uma das suas secções.

Um dos principais parâmetros que afectam a eficiência do ejetor é a razão de arrastamento. Este parâmetro define qual é a razão entre o caudal aspirado dos compressores e o caudal motor, sendo este fluido a alta pressão proveniente do *gas cooler*. Desta forma quanto maior

a razão de arrastamento, maior o caudal mássico de fluido aspirado dos evaporadores que é arrastado pelo caudal motor.

$$\mu = \frac{\dot{m}_s}{\dot{m}_m} \quad (8)$$

No bocal motor, a expansão do fluxo motor do estado 3 para o estado 4 pode ser definida de forma aproximada como uma expansão isentrópica. Desta forma, a entalpia específica do caudal motor na entrada da secção de mistura, definida pelo ponto 4, pode ser determinado através da eficiência do bocal motor, de forma semelhante ao rendimento isentrópico de um compressor.

$$\eta_m = \frac{h_3 - h_4}{h_3 - h_{4s}} \quad (9)$$

Para determinar a velocidade do escoamento à entrada da secção de mistura, é possível aplicar a equação da conservação de energia entre o ponto 3 e 4, representada na equação 10. Considera-se que a velocidade no ponto 3 é desprezável.

$$h_3 = h_4 + \frac{u_4^2}{2} \quad (10)$$

No bocal de sucção, aplica-se o mesmo método, sendo possível aplicar a expressão do rendimento isentrópico do bocal para determinar o ponto de saída na secção de mistura.

$$\eta_s = \frac{h_8 - h_9}{h_8 - h_{9s}} \quad (11)$$

Tal como realizado para o bocal motor, para determinar a velocidade do escoamento à entrada da secção de mistura do fluxo aspirado, é possível aplicar a equação da conservação de energia entre o ponto 8 e 9, representada na equação 12.

$$h_3 = h_9 + \frac{u_9^2}{2} \quad (12)$$

Quanto à secção de mistura, quando o escoamento proveniente dos bocais motor e de sucção se misturam, considera-se que os mesmos se encontram à mesma pressão, considera-se assim que o ponto resultante se encontra à mesma pressão que os anteriores. Esta pressão é definida através da pressão no ponto 9 em função da perda de carga definida no bocal de aspiração.

$$P_{10} = P_4 = P_9 \quad (13)$$

$$P_9 = P_8 - \Delta P_{nozzle} \quad (14)$$

Através da realização de um balanço ao momento linear é possível determinar a velocidade do escoamento após o processo de mistura dos dois escoamentos.

$$\frac{1}{1 + \mu} u_4 + \frac{1}{1 + \mu} u_9 = u_{10} \quad (15)$$

Após determinada a velocidade do escoamento após a mistura, é possível realizar um balanço de energia ilustrado na expressão 16, para determinar a entalpia específica do fluido após a mistura.

$$\frac{1}{1 + \mu} \left(h_4 + \frac{u_4^2}{2} \right) + \frac{\mu}{1 + \mu} \left(h_9 + \frac{u_9^2}{2} \right) = h_{10} + \frac{u_{10}^2}{2} \quad (16)$$

Por fim na secção do difusor, é possível aplicar um balanço de energia entre os bocais e o difusor de forma a determinar a entalpia específica à saída do ejector.

$$\frac{1}{1 + \mu} h_3 + \frac{\mu}{1 + \mu} h_8 = h_5 \quad (17)$$

As relações de propriedades termodinâmicas ilustradas nas expressões 18 e 19, podem ser aplicadas de forma a determinar a entropia específica do escoamento na saída da secção de mistura, que é igual à entropia específica na saída do difusor, considerando um processo isentrópico.

$$PLR = \frac{P_{ps}}{P_{e,MT}} \quad (23)$$

$$PL = P_{ps} - P_{e,MT} \quad (24)$$

2.3 GAS COOLER EVAPORATIVO

Neste trabalho, pretende-se de igual forma estudar a aplicação de mecanismos que permitam reduzir a temperatura de saída do fluido após o seu arrefecimento no *gas cooler*, sendo este, outro factor crítico na eficiência do sistema. No caso da maior parte das aplicações de refrigeração e climatização, o meio de rejeição de calor é o ar exterior, sendo o arrefecimento evaporativo um dos métodos mais comuns para efectuar a redução da temperatura de condensação nestas aplicações.

Este método é habitualmente aplicado em torres de arrefecimento de circuito aberto ou fechado no caso de aplicações de climatização para edifícios de grandes dimensões, quando existem unidades produtoras de água gelada com condensadores arrefecidos com água.

São também aplicados em instalações de refrigeração industrial que funcionam com o amoníaco como fluido frigorigéneo, onde são utilizados condensadores evaporativos que funcionam de forma semelhante a uma torre de arrefecimento de circuito fechado.

Existem ainda poucos artigos referentes à aplicação de condensadores evaporativos em sistemas de refrigeração de CO₂, sendo as aplicações comercializadas por fabricantes praticamente inexistentes. (ASHRAE, 2022)

A ausência de instalações reais com este tipo de sistemas motivou fortemente a investigação desenvolvida nesta dissertação, dado que alcançar a menor temperatura possível à saída do *gas cooler* é um factor-chave para aumentar a eficiência dos sistemas.

Foi proposta a aplicação de um sistema de arrefecimento evaporativo directo, que consiste num enchimento tipo favo de mel, construído num material com base em celulose, que aplica um sistema de distribuição para manter o enchimento impregnado com água, conforme apresentado na figura 2.10. (Simarpreet Singh et al., 2021)

Este sistema é instalado na entrada do fluxo de ar antes dos tubos e alhetas do condensador ou *gas cooler*, permitindo que o ar arrefeça ao evaporar a água existente no enchimento, antes de trocar calor com o fluido frigorigéneo. O arrefecimento do ar será realizado de acordo com a sua temperatura de bolbo húmido, existindo um elevado potencial de arrefecimento em locais onde se verifica valores baixos de humidade relativa e temperatura elevada.

A eficiência do arrefecimento evaporativo pode ser descrita através da equação 25. Caso a eficiência do arrefecedor evaporativo seja conhecida, será possível determinar a temperatura do arrefecimento do ar através desta equação. (Sushil Ashok Surwase et al., 2023)

$$\eta_{sat} = \frac{T_{ext,bs} - T_{ar,out}}{T_{ext,bs} - T_{ext,bh}} \quad (25)$$

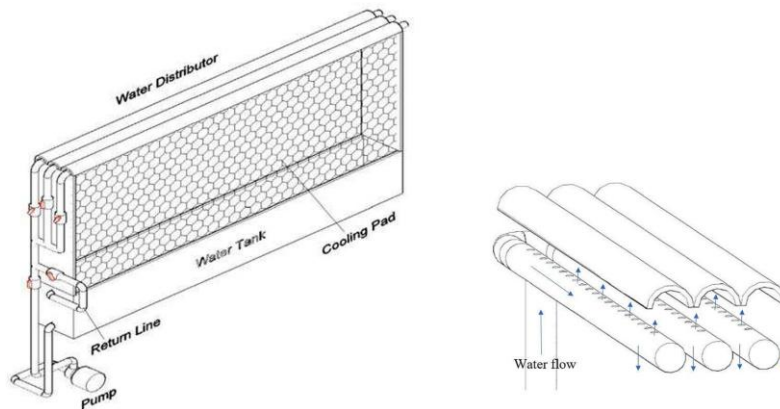


Figura 2.10 – Desenho esquemático do arrefecedor evaporativo a aplicar no *gas cooler* (Simarpreet Singh et al., 2021)

Foram obtidos resultados experimentais com este tipo de equipamentos, aplicado a um sistema de refrigeração com CO₂ de ciclo transcrito com ejetores e com permutador de calor interno, onde se verificou um aumento do COP máximo de 40%. Nos ensaios experimentais foram aplicados enchimentos com diversas espessuras, tendo-se concluído que o aumento mais significativo da eficiência do sistema ocorre com a aplicação de enchimentos até 10 cm. Sendo o aumento da eficiência pouco significativo para espessuras superiores.

Verificou-se também uma eficiência do arrefecimento evaporativo entre 72% e 95% para várias condições de funcionamento. Estes valores foram obtidos com temperaturas do ar exterior muito elevadas, entre 36°C e 46°C, num clima tipicamente tropical. (Simarpreet Singh et al., 2021)

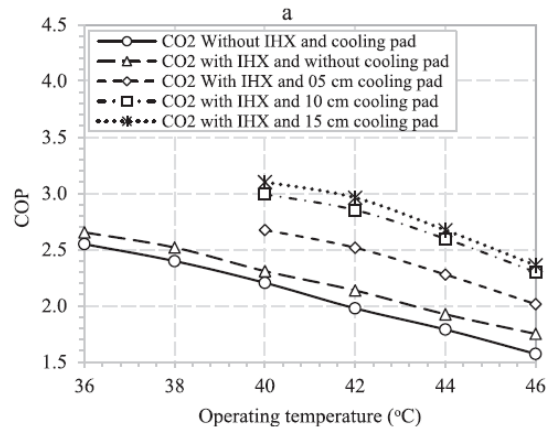


Figura 2.11 – Valor do COP do sistema para várias espessuras de enchimento (Simarpreet Singh et al., 2021)

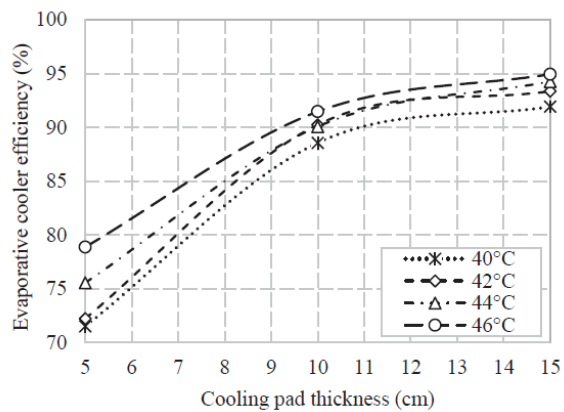


Figura 2.12 – Eficiência do arrefecimento evaporativo em função da espessura do enchimento (Simarpreet Singh et al., 2021)

É necessário ter em conta que os dados apresentados, foram obtidos em ensaios experimentais realizados num local de clima tropical, desta forma é expectável que se obtenham resultados distintos neste trabalho, sendo que o objectivo será analisar o funcionamento de um sistema com estas características, mas em climas característicos de localidades do sul de Portugal.

De forma a obter informação que permita modelar o funcionamento deste tipo de arrefecedores evaporativos, foi contactado o fabricante DRI que disponibilizou curvas características obtidas experimentalmente, referentes à eficiência de saturação e perda de carga no enchimento que fabricam. Estes dados encontram-se apresentados nas Figuras 2.13 e 2.14.

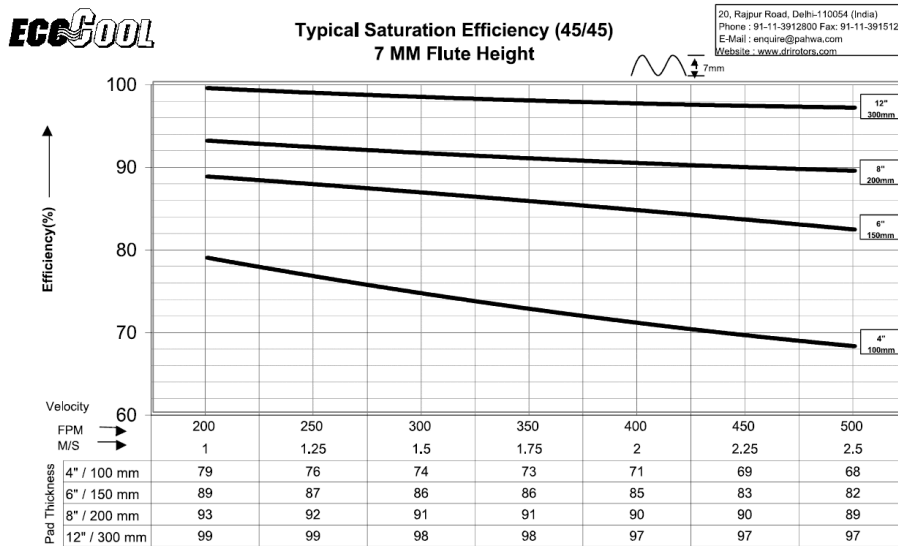


Figura 2.13 – Curvas da eficiência de saturação (DRI, 1998)

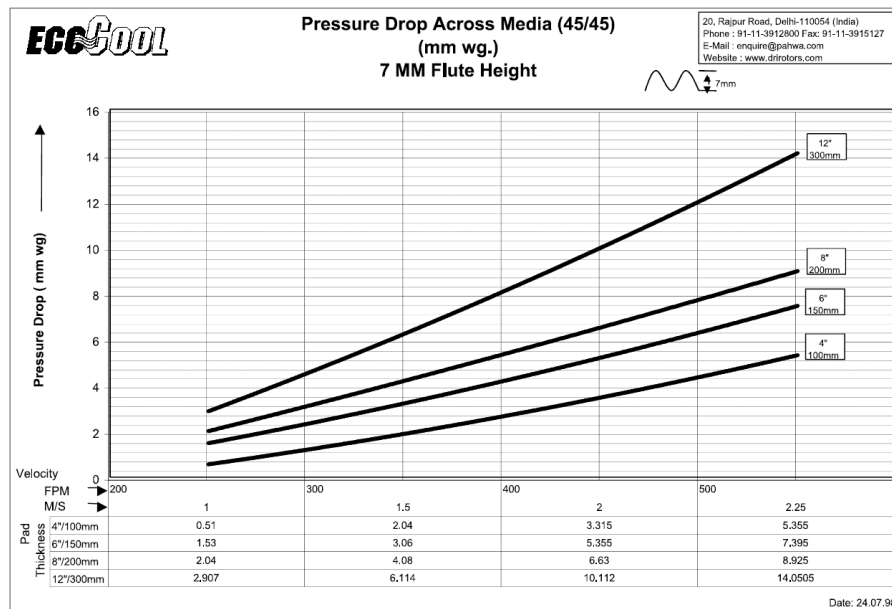


Figura 2.14 – Curvas da perda de carga no enchimento (DRI, 1998)

2.4 PERFIL DE VARIAÇÃO DA POTÊNCIA FRIGORIFICA EM SUPERMERCADOS

Visto que se pretende realizar a simulação do funcionamento do sistema frigorífico ao longo de diversas horas, para além de ser necessário considerar a variação das condições de temperatura e humidade relativa do ar exterior é fundamental considerar um perfil aproximado da variação da potência frigorífica requerida pelos evaporadores dos expositores e câmaras frigoríficas. Embora estes equipamentos se encontrem no interior do supermercado que é um espaço climatizado, reduzindo assim a sua exposição a grandes variações de temperatura, existem outros factores que fazem variar a potência frigorífica como aberturas de porta,

entrada de novos produtos nos períodos de reposição e períodos de descongelação dos evaporadores.

Foi proposto por Mitsopoulos et al. (2019), o conceito de factor de carga para descrever o perfil de variação da potência frigorífica em função da sua potência frigorífica nominal. Neste estudo, foram analisadas instalações de supermercados e estabelecida de forma empírica uma equação para determinar o factor de carga para as potências de baixa e média temperatura.

A expressão proposta para o cálculo dos factores de carga encontra ilustrada na expressão 26, sendo os coeficientes a aplicar na equação ilustrados na tabela 2.1.

$$LR = \sum_{i=1}^7 a_i \cdot \sin(b_i \cdot h + c_i), \quad h = 1, 2, \dots, 24 \quad (26)$$

Tabela 2.1 – Coeficientes equação factor de carga (Mitsopoulos et al., 2019)

Coeficientes	Média Temperatura	Baixa Temperatura
a ₁	1,381	2,17
b ₁	0,1002	0,0901
c ₁	0,3306	1,337
a ₂	0,4114	2,3
b ₂	0,2238	0,244
c ₂	2,23	2,918
a ₃	0,0972	1,408
b ₃	0,4595	0,3151
c ₃	2,475	5,193
a ₄	0,03475	0,05981
b ₄	0,8898	0,8816
c ₄	0,2602	-1,107
a ₅	3,721	0,07208
b ₅	1,49	1,551
c ₅	0,08619	0,2689
a ₆	0,03172	0,09259
b ₆	1,707	2,177
c ₆	0,1748	0,8675
a ₇	3,714	0,06151
b ₇	1,489	2,587
c ₇	-3,059	2,738

2.5 RESUMO E DISCUSSÃO

As fontes bibliográficas analisadas ao longo deste capítulo desempenharam um papel crucial no desenvolvimento teórico deste trabalho, fornecendo a fundamentação necessária para a formulação e aplicação dos modelos propostos. A revisão bibliográfica permitiu identificar metodologias estabelecidas, que serviram como referência para a realização do trabalho em questão, possibilitando, ainda, a comparação dos resultados obtidos com os estudos semelhantes.

As equações e metodologias apresentadas nas fontes bibliográficas foram aplicadas de forma eficaz, resultando em dados que se mostram coerentes com os objectivos definidos para o estudo. No entanto, relativamente às correlações empíricas apresentadas por Laura Nebot-Andrés et al. (2021), expressas nas equações 6 e 7, verificou-se que os valores obtidos apresentam algum desvio em relação ao ponto máximo do COP. Embora os resultados obtidos estivessem próximos do esperado, não atingiram a precisão desejada. Este facto evidenciou a necessidade de uma análise mais aprofundada, adaptada às condições específicas da instalação, tendo em conta as suas características e os parâmetros operacionais particulares. Por essa razão, este método de cálculo não foi aplicado no desenvolvimento dos modelos. Foi, assim, desenvolvido um método de cálculo distinto da pressão óptima, que se encontram apresentados no capítulo 3.

A análise do estado de arte permitiu incorporar tipologias de instalações mais recentes, garantindo a actualidade e pertinência do estudo no contexto actual da área. A consideração destas tipologias não só enriqueceu a investigação, mas também proporcionou uma compreensão mais abrangente das tendências emergentes e das inovações tecnológicas aplicáveis.

Adicionalmente, a recolha de dados relativos aos padrões operacionais típicos de instalações de refrigeração comercial permitiu realizar simulações com base em informações realistas, o que foi determinante para a obtenção de resultados mais alinhados com o funcionamento de instalações reais. Este aspecto contribuiu significativamente para a validação dos modelos propostos e para a sua aplicabilidade em contextos reais.

Em síntese, a combinação da base teórica sólida com a análise crítica das metodologias aplicadas, e a adaptação às condições reais de operação, reforça a relevância e a contextualização deste estudo.

3

DESENVOLVIMENTO DO TRABALHO REALIZADO

Neste capítulo, apresenta-se a metodologia adoptada para o desenvolvimento do modelo numérico destinado à simulação do funcionamento do sistema de refrigeração transcrito com CO₂. Inicialmente, descrevem-se as principais características do sistema em estudo, bem como as premissas estabelecidas para a construção do modelo. Em seguida, detalham-se os métodos de simulação utilizados, incluído as equações que regem os processos termodinâmicos associados. Adicionalmente, são descritas também as metodologias aplicadas para integrar no modelo o funcionamento de um *gas cooler* com arrefecimento evaporativo e um sistema de ejectores.

Este capítulo proporciona, assim, uma visão abrangente do processo de desenvolvimento do modelo e das decisões tomadas ao longo do seu desenvolvimento, servindo de base para a análise dos resultados obtidos apresentadas nos capítulos subsequentes.

3.1 METODOLOGIA

A metodologia adoptada para o desenvolvimento deste trabalho fundamenta-se na construção de um modelo termodinâmico baseado em métodos numéricos, com o objectivo de simular o funcionamento de uma instalação frigorífica.

Para a construção do modelo e a realização das simulações, optou-se por utilizar o software Engineering Equation Solver (EES), amplamente utilizado para a resolução de problemas termoenergéticos. O EES possui uma extensa biblioteca de propriedades termodinâmicas e psicrométrica, permitindo calcular de forma expedito parâmetros como a entalpia específica, entropia específica, temperatura e pressão, essenciais para a modelação do ciclo frigorífico.

Além disso, o programa possibilita a criação de gráficos, diagramas e tabelas paramétricas, facilitando a interpretação dos resultados obtidos nas simulações.

Foram ainda utilizados diversos programas de selecção de fabricantes como meio para obter dados reais ou empíricos referentes aos componentes do sistema. A inclusão destes dados tornou-se essencial para garantir que o modelo desenvolvido seja consistente com as condições de operação de instalações reais.

O tratamento e análise de dados foi realizado no Microsoft Excel, incluindo a organização da informação e a execução de cálculos complementares. Além disso, a maior parte das regressões lineares para a obtenção de polinómios foi realizada nesta plataforma, permitindo a determinação de relações matemáticas entre as variáveis em estudo.

3.2 TIPOLOGIA DA INSTALAÇÃO E PARÂMETROS DE FUNCIONAMENTO

Para iniciar o desenvolvimento do modelo do ciclo de referência, foi necessário caracterizar a tipologia da instalação frigorífica a simular. Optou-se por considerar uma instalação aplicada a um supermercado, uma vez que este tipo de estabelecimentos têm registado uma implementação crescente de sistemas de refrigeração com CO₂, conforme descrito no capítulo 1.

Adicionalmente, tornou-se essencial definir a dimensão e potência frigorífica da instalação. Para tal, com o objectivo de simular uma instalação típica de supermercados existentes em Portugal, foi realizada uma análise de supermercados e hipermercados da cadeia CONTINENTE, tendo-se verificado que a maior parte das lojas desta cadeia encontram-se classificadas na categoria de grande supermercado com uma área média total de vendas de 2000 m², sendo cerca de 80% da área de vendas dedicada à distribuição de produtos alimentares. (SONAE, 2018)

Para definir a potência frigorífica e os parâmetros operacionais de uma instalação de um supermercado desta dimensão, foi analisado um caso de estudo (Mitsopoulos et al., 2019), onde são apresentados parâmetros de funcionamento e potência de uma instalação frigorífica referente a um supermercado com uma área de vendas dedicada à distribuição alimentar de 1866 m², enquadrando-se, assim, na mesma categoria de grande supermercado.

Esta instalação frigorífica é composta por diversos expositores e vitrines refrigeradas na área de vendas, existindo também uma zona de armazenagem com 4 câmaras de conservação de produtos frescos e 1 câmara de conservação de congelados.

A potência frigorífica instalada referente aos expositores e câmaras de conservação de refrigerados é de 60 kW. Quanto às unidades de conservação de congelados a potência

frigorífica instalada é de 35 kW. Os parâmetros de funcionamento encontram-se ilustrados na Tabela 3.1.

Tabela 3.1 – Condições de funcionamento nominais da instalação

Parâmetro de funcionamento da instalação	Valor
Potência frigorífica câmaras e expositores de conservação de congelados	35 kW
Potência frigorífica câmaras e expositores de conservação de refrigerados	60 kW
Temperatura de evaporação média evaporadores de congelados	-30°C
Temperatura de evaporação média evaporadores de refrigerados	-6,5°C
Sobreaquecimento evaporadores de conservação de congelados	10 K
Sobreaquecimento evaporadores de conservação de refrigerados	10 K

Os valores apresentados na Tabela 3.1 foram aplicados como base para definir os parâmetros de funcionamento da instalação que se pretende simular. Foi, no entanto, considerada uma temperatura de evaporação de -8°C, para a média temperatura, uma vez que, numa instalação centralizada deve ser assumida a temperatura de evaporação mais baixa entre todos os móveis e câmaras frigoríficas. Dado que a pressão de evaporação terá de ser equalizada nas linhas de aspiração principais da baixa e média temperatura.

Assim, considerando que existem equipamentos com diversos *set-points* de temperatura, entre eles, o caso das câmaras de produtos refrigerados que operam com um *set-point* de temperatura de 0°C, de acordo com a norma EN 328, podem funcionar com uma temperatura de evaporação de -8°C, valor este que foi adoptado no modelo.

EN 328 – Forced convection unit air coolers for refrigeration - test procedure for establishing the performance

Standard conditions for refrigerants	Air inlet temperature [°C]	Evaporating temperature [°C]	ΔT [°C]
SC1	+10	0	10
SC2	0	-8	8
SC3	-18	-25	7
SC4	-25	-31	6

Figura 3.1 – Especificação da temperatura de evaporação de acordo com a norma EN 328 (Inverno, 2024)

Estabeleceu-se que quando a instalação funciona com ciclo subcrítico, pretende-se obter um subarrefecimento no condensador de 3 K.

Considerou-se ainda que a tubagem de aspiração se encontra bem isolada termicamente, assumindo-se que todo o sobreaquecimento ocorre nos evaporadores e, portanto, corresponde exclusivamente a sobreaquecimento útil. Deste modo, o sobreaquecimento ao longo da tubagem de aspiração foi desprezado.

Os parâmetros de funcionamento seleccionados para a simulação encontram-se ilustrados na tabela 3.2.

Tabela 3.2 – Parâmetros de funcionamento seleccionadas para o modelo

Parâmetro de funcionamento da instalação	Valor
Potência frigorífica câmaras e expositores de conservação de congelados	35 kW
Potência frigorífica câmaras e expositores de conservação de refrigerados	60 kW
Temperatura de evaporação média evaporadores de congelados	-30°C
Temperatura de evaporação média evaporadores de refrigerados	-8°C
Sobreaquecimento evaporadores de conservação de congelados	10 K
Sobreaquecimento evaporadores de conservação de refrigerados	10 K
Subarrefecimento	3 K

Para além dos parâmetros especificados na tabela 3.2, considerou-se um parâmetro de controlo da temperatura do fluido à saída do *gas cooler*, representado pela equação 27. De acordo com fabricantes deste tipo de sistemas, é comum a utilização de um diferencial de temperatura entre a saída do fluido e a temperatura do ar exterior entre 2 K e 3 K. (TEWIS, 2025)

Desta forma, o *gas cooler* ajusta a sua capacidade, através da variação da velocidade dos ventiladores, com o objectivo de manter este *set-point*.

$$T_S = T_{ext} + 3 \quad (27)$$

Quanto à temperatura de condensação durante os períodos de funcionamento em ciclo subcrítico, considerou-se inicialmente uma diferença entre a temperatura do ar exterior e a temperatura de condensação de 5 K. No entanto, durante o processo de selecção do *gas cooler*, verificou-se que seria necessário sobredimensionar consideravelmente o mesmo para garantir

esse diferencial de apenas 5 K no funcionamento subcrítico. Desta forma, optou-se por considerar uma diferença de temperatura de 8 K, conforme representado na equação 28.

Considerou-se ainda uma temperatura de condensação mínima de 15°C. Assim, quando a temperatura do ar exterior é inferior a 7°C, a temperatura de condensação terá um valor fixo de 15°C. Optou-se por aplicar esta função de controlo de acordo com os limites de operação dos compressores seleccionados no subcapítulo 3.4.

De acordo com parâmetros de funcionamento ilustrados na figura 3.2, verifica-se que para uma temperatura de condensação de 15°C, o compressor opera próximo do seu limite inferior de funcionamento.

$$T_{cond} = \begin{cases} T_{ext} + 8 & T_{ext} \geq 7 \\ 15 & T_{ext} < 7 \end{cases} \quad (28)$$

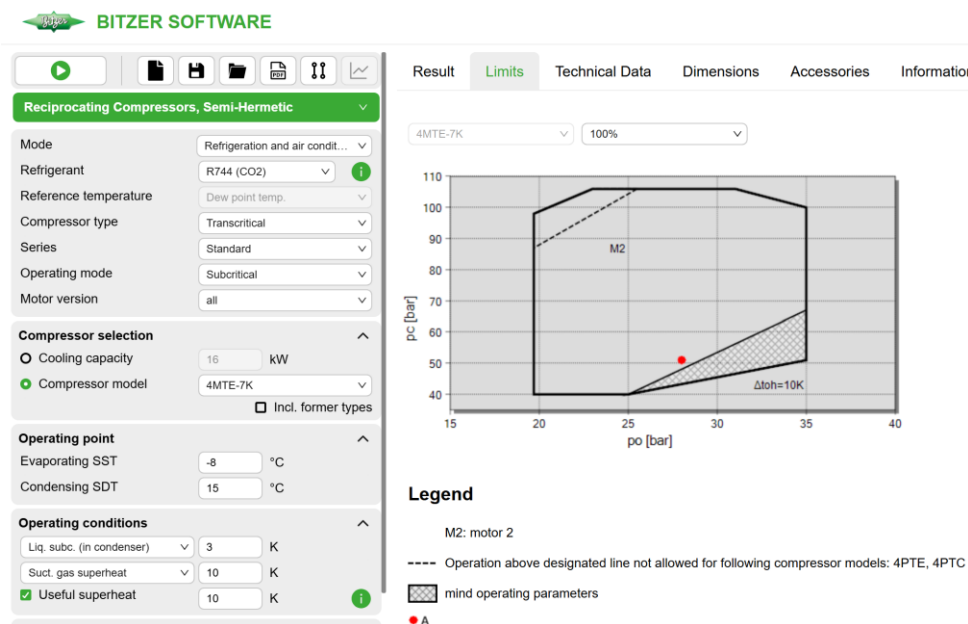


Figura 3.2 – Limites de funcionamento dos compressores de média temperatura (BITZER Software, v7.0.3.1)

Foi igualmente necessário definir os limites de operação que determinam se o sistema funciona em ciclo transcrito ou subcrítico, de modo a permitir que o modelo realize a simulação de forma automática, com base num ficheiro de dados climáticos.

Quando um sistema que funciona com CO₂ opera na região subcrítica, a rejeição de calor com uma temperatura de condensação de 25°C ocorre de forma semelhante a um ciclo frigorífico com outros fluidos frigoríficos. Com uma temperatura de condensação de 30°C,

o ciclo mantém-se subcrítico, no entanto, nesta região, a diferença de entalpias específicas entre o vapor e o líquido saturado é relativamente pequena.

Consequentemente, o processo de condensação torna-se ineficiente. Por esta razão, impõe-se uma pressão mais elevada de forma a manter o funcionamento em ciclo transcrito, evitando o processo de condensação próximo da temperatura crítica, o que compromete o rendimento do sistema. (DANFOSS, 2023)

Pelo facto de ter sido adoptado um diferencial de temperatura de 8 K no dimensionamento do condensador, apenas é possível operar com uma temperatura de condensação de 25°C quando a temperatura do ar exterior for igual ou inferior a 17°C. Assim, foi imposta uma condição de controlo no modelo, que define que o sistema funciona em ciclo transcrito quando a temperatura do ar exterior é superior a este valor. Esta função de controlo foi implementada no modelo através do cálculo de duas variáveis binárias, representado nas equações 29 e 30.

$$TC = \begin{cases} 1 & T_{ext} > 17 \\ 0 & T_{ext} \leq 17 \end{cases} \quad (29)$$

$$SC = \begin{cases} 0 & T_{ext} > 17 \\ 1 & T_{ext} \leq 17 \end{cases} \quad (30)$$

3.3 PERFIL DE VARIAÇÃO DA POTÊNCIA FRIGORÍFICA AO LONGO DO DIA

Para estimar o perfil de variação diária da potência frigorífica a ser aplicado nas simulações, foi utilizado o método proposto por Mitsopoulos et al. (2019), descrito no subcapítulo 2.4.

Através da aplicação da equação 26, foram obtidos os valores dos factores de carga apresentados na tabela 3.3. Considerou-se que as potências frigoríficas máximas representadas na Tabela 3.2 ocorrem quando os factores de carga são máximos. Por esta razão, foi necessário determinar os valores nominais que correspondem a um factor de carga de 1. Aplicando as equações 31 e 32 obteve-se o perfil diário da potência frigorífica de média e baixa temperatura que é apresentado na Tabela 3.3.

$$\dot{Q}_{e,nom} = \frac{\dot{Q}_{e,max}}{LR} \quad (31)$$

$$\dot{Q}_e = \dot{Q}_{e,nom} \times LR \quad (32)$$

Tabela 3.3 – Perfil diário das potências frigoríficas de média e baixa temperatura

Hora	LR _{MT}	LR _{LT}	$\dot{Q}_{e,MT}$ (kW)	$\dot{Q}_{e,LT}$ (kW)
1	0,927	1,186	47,7	30,5
2	0,856	0,965	44,1	24,8
3	0,819	0,838	42,2	21,6
4	0,864	0,833	44,5	21,4
5	0,842	0,796	43,3	20,5
6	0,774	0,896	39,8	23,1
7	0,849	0,910	43,7	23,4
8	1,014	0,974	52,2	25,1
9	1,038	1,360	53,4	35,0
10	0,956	1,068	49,2	27,5
11	0,988	0,980	50,8	25,2
12	1,101	1,158	56,6	29,8
13	1,104	0,917	56,8	23,6
14	1,035	1,020	53,3	26,3
15	1,059	0,949	54,5	24,4
16	1,139	0,912	58,6	23,5
17	1,122	1,093	57,7	28,1
18	1,020	0,985	52,5	25,3
19	0,985	0,865	50,7	22,3
20	1,068	0,983	55,0	25,3
21	1,166	1,227	60,0	31,6
22	1,153	1,051	59,3	27,1
23	1,049	1,054	54,0	27,1
24	0,989	1,014	50,9	26,1

Nas figuras 3.3 e 3.4, são também apresentados graficamente os perfis diários das potências frigoríficas de baixa e média temperatura. Verifica-se que não ocorre uma variação drástica ao longo do dia, apresentando-se uma oscilação estável durante todo o período, ao contrário do que ocorre, por exemplo, em sistemas de climatização.

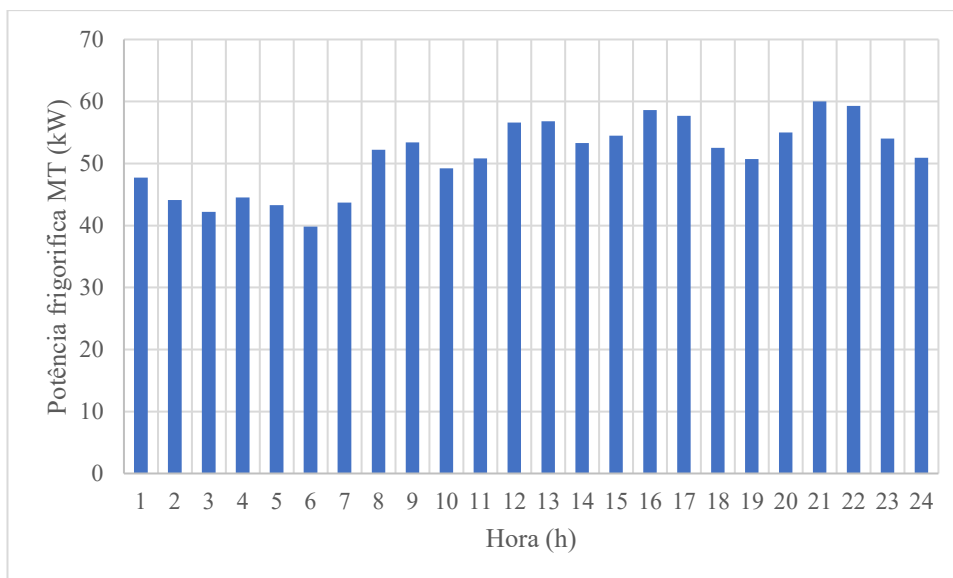


Figura 3.3 – Perfil diário da potência frigorífica de média temperatura

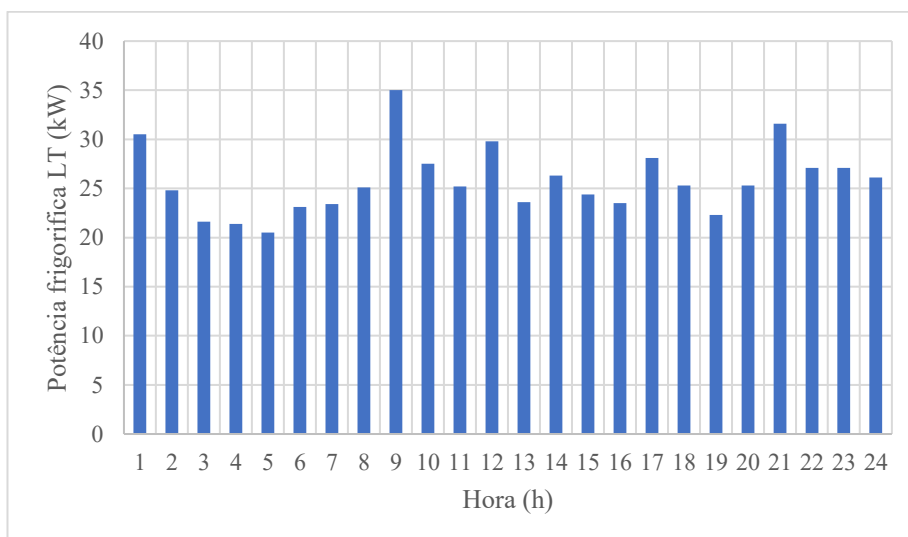


Figura 3.4 – Perfil diário da potência frigorífica de baixa temperatura

3.4 ANÁLISE DE DADOS CLIMÁTICOS

Para além da variação da potência frigorífica, os dados climáticos são também fundamentais para simular o funcionamento de uma instalação frigorífica.

Com o objectivo de obter dados climáticos dos locais onde se pretende simular o funcionamento da instalação, foi aplicado o software SCE.CLIMA, disponibilizado pela Direcção-Geral de Energia e Geologia (DGEG). Este software permite gerar ficheiros de dados climáticos, os quais servem como dados de referência para o Sistema de Certificação Energética de Edifícios (SCE). As localidades seleccionadas para a realização das simulações

foram Beja e Faro, com o objectivo de representar dois climas distintos do sul de Portugal. Um clima característico do interior e um clima típico do litoral sul.

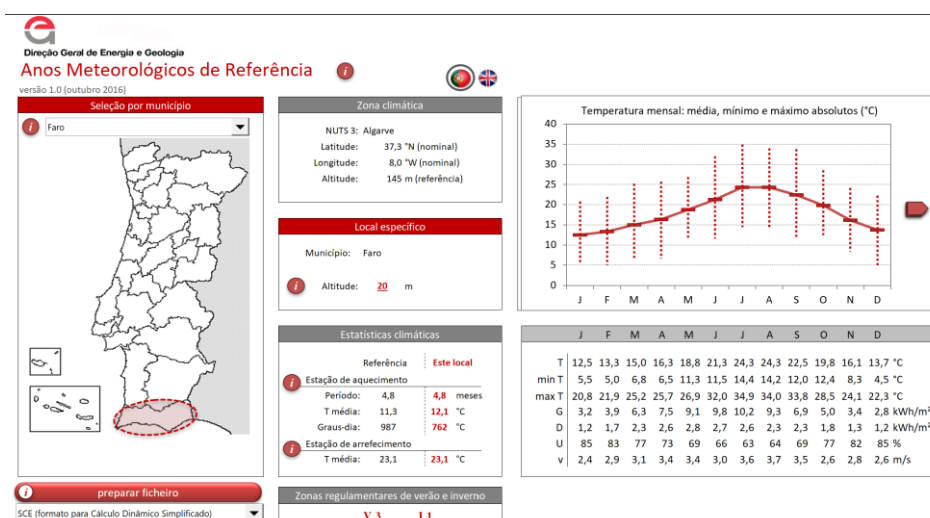


Figura 3.5 - Software de preparação dos ficheiros de dados climáticos (SCE.CLIMA, v1.0)

Antes de serem efectuadas simulações energéticas mensais, pretendeu-se realizar simulações detalhadas para um dia típico de Verão numa das localidades escolhidas. O objectivo foi analisar e definir parâmetros de funcionamento da instalação a utilizar como padrão para as simulações mensais realizadas posteriormente.

Para este efeito foi efectuada a média dos valores de temperatura e humidade relativa para cada hora e dia dos meses de Julho e Agosto para o distrito de Beja e Faro. Na Tabela 3.4 encontra-se ilustrada a variação hora a hora da temperatura de bolbo seco e humidade relativa para um dia típico de Julho na cidade de Beja, tendo sido a localidade e mês onde se verificaram as temperaturas médias mais elevadas. De igual forma, são apresentados os valores para um dia típico de Julho em Faro na tabela 3.5.

Foram ainda definidas as altitudes para ambos os locais, com base na altitude média pré-definida no software SCE.CLIMA, sendo de 20 m para Faro e 178 m para Beja.

Tabela 3.4 – Dados climáticos do dia típico de Julho em Beja

Hora	T_{bs} (°C)	ϕ (%)
1	22,4	75,5
2	21,2	80,0
3	20,0	83,9
4	19,1	87,0
5	18,4	89,1
6	18,0	90,2

7	17,9	90,5
8	18,7	88,3
9	21,0	80,6
10	24,3	68,8
11	27,9	55,7
12	31,2	43,9
13	33,5	35,7
14	34,3	32,9
15	34,1	33,5
16	33,7	34,9
17	33,1	37,4
18	32,1	40,6
19	31,0	44,7
20	29,7	49,2
21	28,3	54,3
22	26,8	59,6
23	25,3	65,2
24	23,9	70,4

Tabela 3.5 – Dados climáticos do dia típico de Julho em Faro

Hora	T_{bs} (°C)	ϕ (%)
1	21,6	73,1
2	20,7	76,0
3	19,8	78,8
4	19,2	81,4
5	18,7	83,1
6	18,4	84,1
7	18,3	84,5
8	18,9	82,5
9	20,5	76,6
10	22,9	68,0
11	25,6	58,5
12	27,9	50,0
13	29,6	44,1
14	30,2	41,9
15	30,1	42,3
16	29,8	43,5
17	29,3	45,1
18	28,6	47,5
19	27,8	50,4
20	26,9	53,7
21	25,9	57,4
22	24,8	61,3
23	23,7	65,3
24	22,6	68,8

Optou-se assim por aplicar uma temperatura de bolbo seco de projecto de 35°C para estabelecer os parâmetros de selecção dos compressores e *gas cooler*.

3.5 SELECÇÃO DOS COMPRESSORES E CONTROLO DE CAPACIDADE

Com o objectivo de implementar no modelo as especificações de funcionamento de compressores reais, optou-se por realizar a selecção dos mesmos aplicando o programa do fabricante BITZER. Este programa permite realizar a selecção dos compressores para o tipo de sistema que se pretende simular, ou seja, uma central frigorífica com recipiente separador de fases e compressão paralela de vapor. O que tornou o processo mais expedito e preciso.

Conforme ilustrado na Figura 3.6, foram considerados na selecção, os parâmetros definidos na Tabela 3.2, referentes às potências frigoríficas, sobreaquecimento nos evaporadores e respectivas temperaturas de evaporação. Tendo sido assumida uma temperatura de bolbo seco de projecto para o ar exterior de 35°C, o que aplicando a condição definida na equação 27, correspondeu a uma temperatura do fluido à saída do *gas cooler* de 38°C.

Optou-se ainda por definir uma pressão correspondente à temperatura de saturação de 5°C para o recipiente separador de fases, dado que este se encontra dentro dos limites ideais de operação prática para este tipo de sistemas. (EMERSON, 2016)

Por fim, considerando que será aplicado um permutador de calor interno, foi definido que o permutador de calor irá garantir um sobreaquecimento de 10 K ao vapor saturado que é aspirado pelos compressores, realizando simultaneamente um arrefecimento adicional do fluido na saída do *gas cooler*.

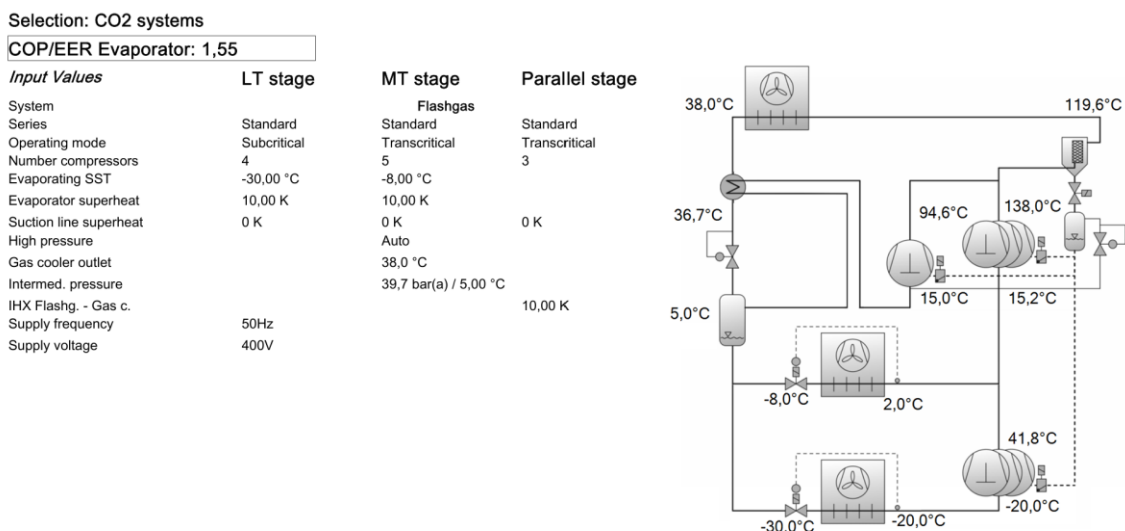


Figura 3.6 - Parâmetros de selecção dos compressores (BITZER Software, v7.0.3.1)

Na Figura 3.7 são apresentados os resultados da selecção realizada para as condições de funcionamento em que as potências frigoríficas de baixa e média temperatura requeridas são as máximas, simultaneamente com as condições de temperatura do ar exterior de projecto.

Devido a terem sido aplicados múltiplos compressores para a baixa temperatura, média temperatura e para a compressão do vapor formado no recipiente separador de fases, uma das formas de controlar a capacidade da instalação em função da potência frigorífica requerida será através do arranque ou paragem do número necessário de compressores.

Result

Compressor	LT stage	2HSL-3K	2HSL-3K	2HSL-3K	2HSL-3K
Compressor frequency	-- Hz	55,0 Hz	-- Hz	-- Hz	-- Hz
Evaporator capacity	35,0 kW	9,39 kW	8,52 kW	8,52 kW	8,52 kW
Evaporator mass flow	535 kg/h	--	--	--	--
Ratio	--	26,9 %	24,4 %	24,4 %	24,4 %
Power input	7,08 kW	1,92 kW	1,72 kW	1,72 kW	1,72 kW
Current	14,57 A	3,60 A	3,66 A	3,66 A	3,66 A
Voltage range	--	380-420V	380-420V	380-420V	380-420V
Mass flow	535 kg/h	143,6 kg/h	130,4 kg/h	130,4 kg/h	130,4 kg/h
Total superheat	9,90 K	9,90 K	9,90 K	9,90 K	9,90 K
Discharge gas temp. w/o cooling	41,8 °C	42,1 °C	41,7 °C	41,7 °C	41,7 °C

Compressor	MT stage	4MTE-7K	4MTE-7K	4MTE-7K	4MTE-7K	4MTE-7K
Compressor frequency	-- Hz	50,0 Hz	-- Hz	-- Hz	-- Hz	-- Hz
Evaporator capacity	63,5 kW	12,69 kW	12,70 kW	12,70 kW	12,70 kW	12,70 kW
Evaporator mass flow	966 kg/h	--	--	--	--	--
Ratio	--	19,99 %	20,0 %	20,0 %	20,0 %	20,0 %
Gas cooler capacity	162,1 kW	20,7 kW	20,7 kW	20,7 kW	20,7 kW	20,7 kW
Gas cooler mass flow	2608 kg/h	--	--	--	--	--
Power input	39,5 kW	7,88 kW	7,89 kW	7,89 kW	7,89 kW	7,89 kW
Current	67,1 A	13,07 A	13,51 A	13,51 A	13,51 A	13,51 A
Voltage range	--	380-420V	380-420V	380-420V	380-420V	380-420V
Mass flow	1501 kg/h	300 kg/h	300 kg/h	300 kg/h	300 kg/h	300 kg/h
Total superheat	23,1 K	23,1 K	23,1 K	23,1 K	23,1 K	23,1 K
Discharge gas temp. w/o cooling	138,0 °C	137,9 °C	138,0 °C	138,0 °C	138,0 °C	138,0 °C
optimal high pressure	93,7 bar(a)	--	--	--	--	--

Compressor	Parallel stage	2KTE-7K	2KTE-7K	2KTE-7K
Compressor frequency	-- Hz	39,0 Hz	-- Hz	-- Hz
Ratio	--	27,4 %	36,3 %	36,3 %
Power input	17,00 kW	4,81 kW	6,10 kW	6,10 kW
Current	32,6 A	10,73 A	10,96 A	10,96 A
Voltage range	--	380-420V	380-420V	380-420V
Mass flow	1106 kg/h	303 kg/h	402 kg/h	402 kg/h
Total superheat	10,00 K	10,00 K	10,00 K	10,00 K
Discharge gas temp. w/o cooling	94,6 °C	95,8 °C	94,1 °C	94,1 °C

Figura 3.7 – Resultado da selecção dos compressores (BITZER Software, v7.0.3.1)

Embora a utilização de múltiplos compressores em cada etapa permita um controlo simples da capacidade da instalação, o fabricante apresenta dois mecanismos adicionais que permitem modelar de forma precisa o caudal de fluido comprimido pelos compressores, de acordo com a capacidade requerida à central frigorífica.

Em primeiro lugar, o compressor principal de cada etapa possui um variador de frequência que permite controlar a velocidade do motor eléctrico do compressor, regulando desta forma o caudal de fluido comprimido. Como ilustrado na Figura 3.8, o compressor da média temperatura pode funcionar com uma frequência entre 25 Hz e 60 Hz, e os restantes compressores entre 30 Hz e 75 Hz.

Selection: VARIPACK

Result

Compressor:	2KTE-7K (Parallel)	4MTE-7K (MT)	2HSL-3K (LT)
Recommendation:	FNY+24-4	FNY+18-4	FMY+10-4
Selection	FNY+24-4	FNY+18-4	FMY+10-4
Compressor frequency:	39 Hz	50 Hz	55 Hz
Recommended operating point:	A	A	A
Selected operating point:	A	A	A
Power input	4,65 kW	8,07 kW	1,96 kW
Current (400V)	6,86 A	11,77 A	2,92 A
Max. current	13,75 A	14,40 A	4,86 A
min. cooling capacity	5,15 kW (30 Hz)	5,75 kW (25 Hz)	5,51 kW (30 Hz)
max. cooling capacity	14,70 kW (75 Hz)	15,75 kW (60 Hz)	14,66 kW (75 Hz)
Frequency range	30 Hz..75 Hz	25 Hz..60 Hz	30 Hz..75 Hz
Enclosure class	IP66	IP66	IP66

Figura 3.8 – Resultado da selecção dos compressores (BITZER Software, v7.0.3.1)

O segundo mecanismo, instalado nos restantes compressores, é o sistema CRII. Este sistema é composto por um conjunto de válvulas electromagnéticas instaladas nas cabeças dos compressores. Este sistema funciona através do princípio de inactivação de cilindros, através de um pistão de controlo que bloqueia a passagem do fluido na câmara de aspiração para o cilindro que se pretende desactivar. Desta forma, num compressor com 4 cilindros, com o sistema CRII instalado em ambas as cabeças, é possível controlar a sua capacidade entre 25% e 100%. (BITZER, 2018)

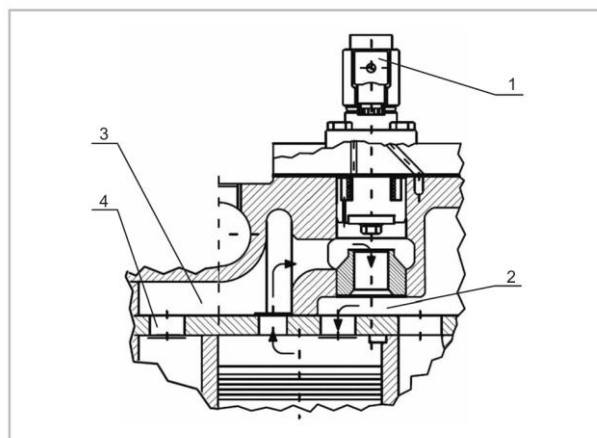


Fig. 6: Structural design of the CRII capacity regulator

1 Magnetic coil	2 Suction gas chamber
3 Discharge gas chamber	4 Check valve

Figura 3.9 – Sistema de controlo de capacidade CRII (BITZER, 2018)

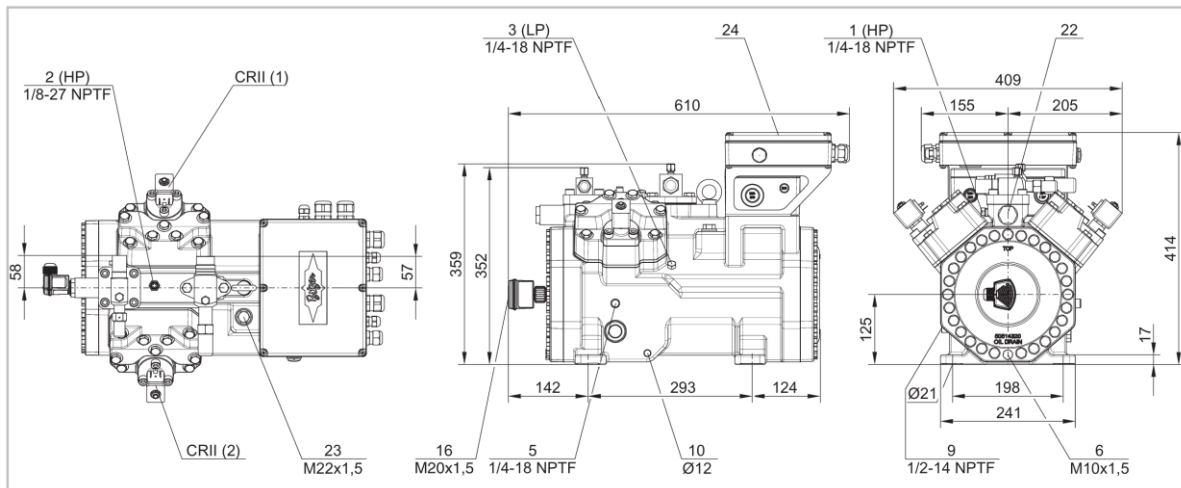


Figura 3.10 – Desenho de compressores com o sistema CRII (BITZER, 2018)

A gestão destes sistemas será efectuada por um controlador electrónico, que através da aplicação de um algoritmo irá manter a pressão de aspiração de acordo com o *set-point* definido, controlando assim a capacidade requerida aos compressores.

Através da aplicação destes mecanismos, combinados com a paragem e arranque dos múltiplos compressores, é possível reduzir as variações na pressão de aspiração a valores mínimos. (BITZER, 2018)

Tendo em conta a implementação destes mecanismos de controlo, optou-se por considerar, no desenvolvimento do modelo do sistema, uma abordagem simplificada e em regime permanente, na qual a potência frigorífica irá ser definida unicamente em função do perfil diário estabelecido no subcapítulo 3.2. O caudal mássico de fluido comprimido será, assim, calculado em função destas potências, permitindo que o modelo determine os restantes parâmetros de funcionamento através destes dados de entrada.

3.6 DESENVOLVIMENTO DO MODELO TERMODINÂMICO

Iniciou-se o desenvolvimento do modelo com a análise termodinâmica do sistema de refrigeração, que foi identificado no subcapítulo 2.2 como o sistema de referência para a aplicação dos mecanismos de melhoria.

Para este efeito, foi necessário definir as propriedades termodinâmicas de cada ponto do ciclo frigorífico. As temperaturas de evaporação de média e baixa temperatura definidas na Tabela 3.2, permitem definir as propriedades dos pontos 1 e 11 ilustrados na Figura 3.11. Os pontos 2 e 12 também se encontram definidos através dos valores de sobreaquecimento definidos anteriormente.

Foi ainda necessário estabelecer uma pressão de funcionamento para o recipiente separador de fases. Optou-se assim por aplicar um valor de pressão constante para os vários pontos de funcionamento, sendo a análise realizada em regime permanente. A pressão de saturação seleccionada correspondente a uma temperatura de 5°C, tal como foi definido no subcapítulo 3.1.

Após definida esta pressão, foi possível determinar as propriedades termodinâmicas dos pontos 7 e 9, tal como os pontos 8 e 10, pois estes possuem um valor de entalpia específica idêntico ao do ponto 7, considerando que o processo que ocorre nos dispositivos de expansão é isentálpico.

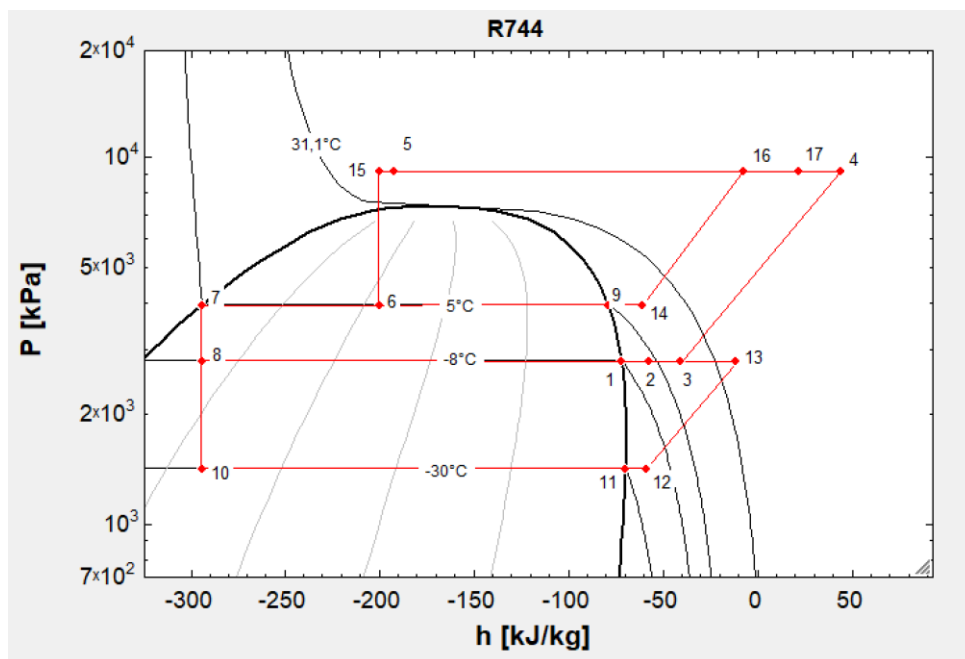


Figura 3.11 - Ciclo frigorífico transcrito com compressão paralela de vapor representado no diagrama P-h

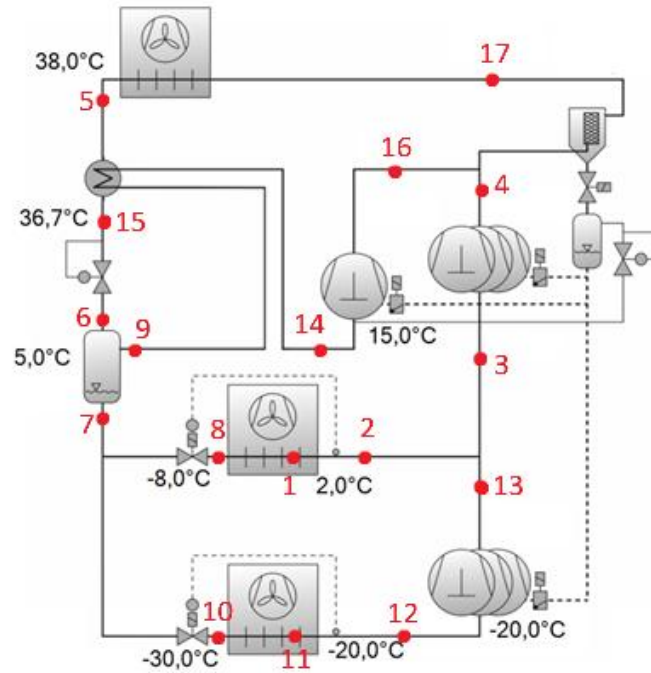


Figura 3.12 - Esquema simplificado da instalação

Quanto aos restantes pontos, embora a sua pressão seja conhecida, as restantes propriedades termodinâmicas são desconhecidas e desta forma não é possível caracterizá-los. Assim foi necessário definir um conjunto de equações que definem o valor da entalpia específica de cada um dos pontos do ciclo.

O ponto 13 resulta da compressão de vapor sobreaquecido proveniente dos evaporadores de baixa temperatura. Dado que a compressão do ponto 12 para o ponto 13, num sistema real, não é isentrópica, a entalpia específica no ponto 13 pode ser determinada com base no rendimento isentrópico do compressor, conforme demonstrado na equação 33. Para tal, utiliza-se o valor da entalpia específica de um ponto ideal, designado por 13s, cuja entropia específica é igual à do ponto 12.

Aplicando o mesmo método, os pontos 4 e 16 podem ser determinados através das expressões 31 e 32 respectivamente.

$$\eta_{ise,LT} = \frac{h_{13,ise} - h_{12}}{h_{13} - h_{12}} \quad (33)$$

$$\eta_{ise,MT} = \frac{h_{4,ise} - h_3}{h_4 - h_3} \quad (34)$$

$$\eta_{ise,FG} = \frac{h_{16,ise} - h_{14}}{h_{16} - h_{14}} \quad (35)$$

Quanto ao ponto 3, o mesmo resulta da mistura do fluido na descarga dos compressores da baixa temperatura e do fluido à saída dos evaporadores de média temperatura. Assim, para determinar o valor da entalpia específica do ponto 3 é possível realizar um balanço de massa e energia entre os fluxos de entrada e o fluxo de saída, aplicando as equações 36 e 37.

$$\dot{m}_e \times h_3 = \dot{m}_{e,MT} \times h_2 + \dot{m}_{e,LT} \times h_{13} \quad (36)$$

$$\dot{m}_e = \dot{m}_{e,MT} + \dot{m}_{e,LT} \quad (37)$$

Foi aplicado o mesmo método para determinar a entalpia específica do ponto 17, implementando as equações 38 e 39 no modelo.

$$\dot{m}_{gc} \times h_{17} = \dot{m}_e \times h_4 + \dot{m}_{fg} \times h_{16} \quad (38)$$

$$\dot{m}_{gc} = \dot{m}_e + \dot{m}_{FG} \quad (39)$$

Será ainda necessário realizar um balanço de massa e energia ao recipiente separador de fases, entre os fluxos de entrada e saída, de forma a determinar o caudal mássico de vapor saturado que se forma no recipiente e terá de ser comprimido no grupo de compressores paralelo. O caudal de vapor formado no recipiente separador pode ser determinado através da expressão 40. Considerou-se que o recipiente se encontra bem isolado termicamente e é possível desprezar os ganhos de calor externos.

$$\dot{m}_{gc} \times h_6 = \dot{m}_e \times h_9 + \dot{m}_{FG} \times h_7 \quad (40)$$

Todos os caudais mássicos no modelo são definidos em função do caudal de fluido que circula nos evaporadores. Este, por sua vez, é determinado com base nas potências frigoríficas de média e baixa temperatura, conforme as expressões 41 e 42. Considera-se que a potência frigorífica varia em função da carga de arrefecimento requerida pelos evaporadores dos móveis expositores e das câmaras frigoríficas, de acordo com os perfis diários previamente definidos.

$$\dot{Q}_{e,MT} = \dot{m}_{e,MT}(h_2 - h_8) \quad (41)$$

$$\dot{Q}_{e,LT} = \dot{m}_{e,LT}(h_{12} - h_{10}) \quad (42)$$

Por fim, considerou-se a aplicação de um permutador de calor interno (IHX) na central frigorífica, o qual permite obter o sobreaquecimento do vapor saturado formado no recipiente separador, garantido simultaneamente um arrefecimento adicional do fluido à saída *gas cooler*. Foi estipulado que este permutador controla o sobreaquecimento do vapor aspirado do recipiente, de forma a manter um sobreaquecimento de 10 K. Assim, o ponto 14 encontra-se definido, sendo possível determinar o ponto 15 através da expressão 43, mediante a realização de um balanço de energia ao permutador de calor.

$$\dot{m}_{FG}(h_{14} - h_9) = \dot{m}_{gc}(h_5 - h_{15}) \quad (43)$$

Após a definição das propriedades e dos caudais mássicos nos diversos pontos do ciclo frigorífico, foi possível estabelecer os parâmetros essenciais para o cálculo e avaliação da eficiência do sistema. Para além disso, a potência térmica rejeitada no *gas cooler* é um factor crucial para o seu correcto dimensionamento e selecção.

Assim, foi possível determinar a potência do *gas cooler* e dos compressores através das expressões 44, 45, 46 e 47 bem como calcular o COP do ciclo recorrendo à expressão 48.

$$\dot{Q}_{gc} = \dot{m}_{gc}(h_{17} - h_5) \quad (44)$$

$$\dot{W}_{LT} = \dot{m}_{e,LT}(h_{13} - h_{12}) \quad (45)$$

$$\dot{W}_{MT} = \dot{m}_e(h_4 - h_3) \quad (46)$$

$$\dot{W}_{FG} = \dot{m}_{FG}(h_{16} - h_{14}) \quad (47)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_{e,MT} + \dot{Q}_{e,LT}}{\dot{W}_{LT} + \dot{W}_{MT} + \dot{W}_{FG}} \quad (48)$$

3.7 CÁLCULO DO RENDIMENTO ISENTRÓPICO DOS COMPRESSORES

No desenvolvimento do modelo termodinâmico, considerou-se que a entalpia específica do fluido na descarga dos compressores será definida em função do rendimento isentrópico dos compressores. No entanto, o rendimento isentrópico de um compressor não é um parâmetro constante para todos os pontos de funcionamento.

Dado que o objectivo é construir um modelo que permita realizar cálculos automáticos para diferentes condições de funcionamento, foi necessário estabelecer uma metodologia que permita estimar o rendimento isentrópico dos compressores em diversas condições de funcionamento.

O rendimento isentrópico de um compressor pode ser determinado através da expressão 49. Contudo, para realizar esse cálculo, é necessário conhecer o caudal mássico de fluido comprimido e a potência de compressão real.

$$\eta_{ise} = \frac{\dot{W}_{c,ise}}{\dot{W}_{c,real}} \quad (49)$$

$$\dot{W}_{c,ise} = \dot{m}_c(h_{desc,ise} - h_{asp}) \quad (50)$$

Para determinar estes parâmetros de forma automática e para cada ponto de funcionamento foram aplicados polinómios disponibilizados pelo fabricante BITZER no seu programa de selecção. Os mesmos encontram-se apresentados nas expressões 51 e 52 e são válidos para o funcionamento do compressor em ciclo transcrito. Nas Tabelas 3.6 e 3.7 são especificados os coeficientes a aplicar nos polinómios, para cada compressor. Os compressores da baixa temperatura funcionam sempre em regime subcrítico. (BITZER Software, v7.0.3.1)

$$\begin{aligned} \dot{W}_{c,real} = & c_1 + c_2 \cdot T_e + c_3 \cdot P_{gc} + c_4 \cdot T_e^2 + c_5 \cdot T_e \cdot P_{gc} + c_6 \cdot P_{gc}^2 + c_7 \cdot T_e^3 + c_8 \cdot P_{gc} \cdot T_e^2 \\ & + c_9 \cdot T_e \cdot P_{gc}^2 + c_{10} \cdot P_{gc}^3 \end{aligned} \quad (51)$$

$$\begin{aligned} \dot{m}_c = & c_1 + c_2 \cdot T_e + c_3 \cdot P_{gc} + c_4 \cdot T_e^2 + c_5 \cdot T_e \cdot P_{gc} + c_6 \cdot P_{gc}^2 + c_7 \cdot T_e^3 + c_8 \cdot P_{gc} \cdot T_e^2 \\ & + c_9 \cdot T_e \cdot P_{gc}^2 + c_{10} \cdot P_{gc}^3 \end{aligned} \quad (52)$$

Tabela 3.6 – Coeficientes polinómio potência de compressão em ciclo transcrito

Coeficiente	Compressor 2KTE-7K	Compressor 4MTE-7K
c ₁	-11374,962	-17622
c ₂	-552,79837	-539,55
c ₃	509,7653	876,15
c ₄	-6,9399942	-4,6629
c ₅	7,4004422	1,6929
c ₆	-2,5598138	-3,5343
c ₇	-0,030538281	0,01188
c ₈	0,016178749	-0,065736
c ₉	-0,012274918	0,044649
c ₁₀	0,005927931	0,0062172

Tabela 3.7 – Coeficientes polinómio caudal mássico em ciclo transcrito

Coeficiente	Compressor 2KTE-7K	Compressor 4MTE-7K
c ₁	1410,728652	2610,092862
c ₂	44,6825088	72,58288745
c ₃	-2,99830392	-6,013539869
c ₄	0,635045436	0,80621276
c ₅	-0,026498544	-0,006106096
c ₆	-0,006062793	0,001163768
c ₇	0,004605019	0,005841899
c ₈	3,41417x10 ⁻⁵	0,002003288
c ₉	-0,000177371	-0,000255585
c ₁₀	3,90531x10 ⁻⁵	-2,05431x10 ⁻⁵

Foi ainda necessário definir os polinómios adequados para o funcionamento em ciclo subcrítico dos compressores de média temperatura e paralelos, tendo em conta que o software do fabricante permite seleccionar ambos os modos de operação para o mesmo modelo de compressor. Os polinómios que descrevem o funcionamento em ciclo subcrítico encontram-se ilustrados nas expressões 53 e 54 e os respectivos coeficientes nas tabelas 3.8 e 3.9. (BITZER Software, v7.0.3.1)

$$\dot{W}_{c,real} = c_1 + c_2 \cdot T_e + c_3 \cdot T_c + c_4 \cdot T_e^2 + c_5 \cdot T_e \cdot T_c + c_6 \cdot T_c^2 + c_7 \cdot T_e^3 + c_8 \cdot T_c \cdot T_e^2 + c_9 \cdot T_e \cdot T_c^2 + c_{10} \cdot T_c^3 \quad (53)$$

$$\dot{m}_c = c_1 + c_2 \cdot T_e + c_3 \cdot T_c + c_4 \cdot T_e^2 + c_5 \cdot T_e \cdot T_c + c_6 \cdot T_c^2 + c_7 \cdot T_e^3 + c_8 \cdot T_c \cdot T_e^2 + c_9 \cdot T_e \cdot T_c^2 + c_{10} \cdot T_c^3 \quad (54)$$

Tabela 3.8 – Coeficientes polinómio potência de compressão em ciclo subcrítico

Coeficiente	Compressor 2HSL-3K	Compressor 2KTE-7K	Compressor 4MTE-7K
c ₁	1434,069489	3515,11214	9121,699533
c ₂	-417,2932553	-311,6416043	-402,480654
c ₃	444,2264254	328,7036395	567,9473949
c ₄	-8,433919071	-6,4807009	-6,471327909
c ₅	9,439459041	6,119567865	1,504182454
c ₆	0,285233451	1,330541003	4,981606917
c ₇	-0,040422192	-0,030238525	0,012725608
c ₈	0,043180399	0,023602315	-0,096962677
c ₉	0,019030146	0,050050876	0,190826714
c ₁₀	-0,00889289	-0,010103341	-0,041806641

Tabela 3.9 – Coeficientes polinómio caudal mássico em ciclo subcrítico

Coeficiente	Compressor 2HSL-3K	Compressor 2KTE-7K	Compressor 4MTE-7K
c ₁	1332,184644	1299,837222	2392,221185
c ₂	40,83910972	43,48211653	71,43675292
c ₃	-6,07656041	-2,9293086	-5,103358809
c ₄	0,43365386	0,636045556	0,892485996
c ₅	-0,084318967	-0,025825748	0,022029524
c ₆	-0,063928854	-0,034725203	-0,056644724
c ₇	0,001681139	0,00459996	0,007196251
c ₈	-9,32019x10 ⁻⁵	4,61097x10 ⁻⁵	0,002682538
c ₉	-0,001313235	-0,000951112	-0,001589362
c ₁₀	0,000204783	-0,000115395	-0,000552905

3.8 CÁLCULO DA PRESSÃO ÓPTIMA

Conforme foi analisado no subcapítulo 2.1, quando o CO₂ se encontra no estado de fluido supercrítico, deixa de existir uma relação directa entre temperatura e pressão. Por essa razão, ao contrário de um ciclo subcrítico, no qual a pressão de condensação é definida de forma directa pela temperatura desejada para a condensação do fluido, num ciclo transcrito, o arrefecimento do CO₂ poderá ser realizado a diferentes pressões, mesmo que a temperatura do fluido no final do arrefecimento seja a mesma.

Tendo em conta que a pressão no *gas cooler* é um factor crítico para a eficiência do sistema e considerando que a pressão óptima varia em função do ponto de operação do sistema, será fundamental desenvolver uma função que permita calcular a pressão óptima para cada ponto de funcionamento.

Aplicando a funcionalidade Min/Max do EES, foram realizadas sucessivas iterações fazendo variar a pressão de forma a maximizar o valor do COP. Através deste processo foi determinada a pressão óptima para cada valor da temperatura do ar exterior, sendo estes valores apresentados na Tabela 3.10. Conforme a condição estabelecida pela equação 27, a temperatura de saída do fluido encontra-se por sua vez também directamente relacionada com a temperatura do ar exterior.

A variação da pressão óptima é descrita através da expressão 55, obtida através de uma regressão linear. Esta equação é válida para temperaturas do ar exterior entre 40°C e 28°C. Para temperaturas do ar exterior inferiores a 28°C, a pressão óptima torna-se inferior a 7500 kPa, aproximando-se da pressão crítica do CO₂.

Por essa razão, foi definido um limite inferior de 7500 kPa para garantir a estabilidade do sistema. Assim, sempre que a temperatura do ar exterior for inferior a 28°C, o modelo atribui de forma automática a pressão de 7500 kPa, no caso de funcionamento em ciclo transcrito.

Tabela 3.10 – Valores determinados da pressão óptima

T_{ext} (°C)	T_s (°C)	P_{opt} (kPa)	COP
40	43	10374	1,376
39	42	10150	1,424
38	41	9926	1,475
37	40	9695	1,528
36	39	9470	1,585
35	38	9234	1,644
34	37	9001	1,707
33	36	8767	1,774
32	35	8531	1,845
31	34	8295	1,921
30	33	8056	2,002
29	32	7817	2,089
28	31	7576	2,184
27	30	7500	2,272

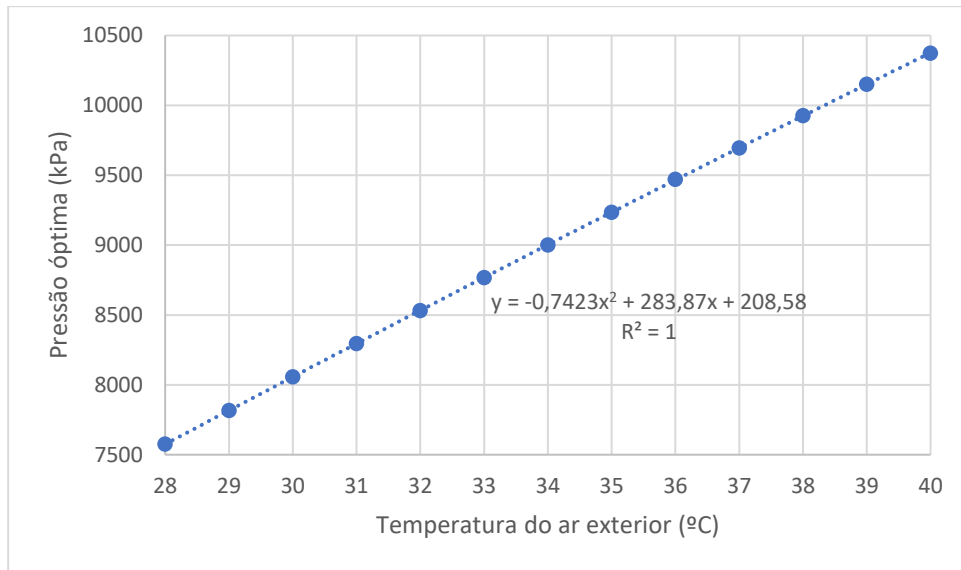


Figura 3.13 – Regressão linear que descreve a variação da pressão óptima

$$P_{gc} = \begin{cases} -0,7423 \cdot T_{ext}^2 + 283,87 \times T_{ext} + 208,58 & T_{ext} \geq 28 \\ 7500 & T_{ext} < 28 \end{cases} \quad (55)$$

Quando o sistema funciona em ciclo subcrítico a pressão encontra-se automaticamente determinada em função da temperatura de condensação, que por sua vez é definida em função da equação 28.

3.9 SELECÇÃO DO GAS COOLER

Tal como foi realizado no caso dos compressores, optou-se por seleccionar um *gas cooler* real, com o objectivo de definir um método para estimar a variação de velocidade dos ventiladores em função do seu ponto de funcionamento. Este parâmetro é essencial para determinar valores que são necessários para a construção do modelo como a velocidade do ar e a potência consumida pelos ventiladores.

Para obter os dados necessários para a selecção do *gas cooler*, foi necessário calcular alguns parâmetros de funcionamento, tanto para o funcionamento em ciclo transcrito como em subcrítico. Aplicando o modelo termodinâmico desenvolvido nos subcapítulos anteriores, foi simulado o funcionamento do sistema para uma temperatura do ar exterior de 35°C e 17°C, com o objectivo de obter os dados necessários em cada um dos regimes de funcionamento.

Foram consideradas as potências frigoríficas máximas em ambas as iterações. Nas Tabelas 3.11 e 3.12 são apresentadas as propriedades termodinâmicas calculadas para cada ponto do

ciclo e na Tabela 3.13 as potências térmicas a rejeitar no *gas cooler* ou condensador em cada um dos casos simulados.

Tabela 3.11 – Propriedades dos pontos do ciclo transcrito

Ponto	h (kJ/kg)	P (kPa)	s (kJ/kg.K)	T (°C)	v (m ³ /kg)
1	-72,26	2803	-0,8508	-8	0,01319
2	-57,89	2803	-0,7976	2	0,01448
3	-40,73	2803	-0,7366	15,66	0,01601
4	43,72	9235	-0,6771	129,8	0,006906
5	-192,5	9235	-1,375	38	0,001646
6	-200,5	3969	-1,358	5	0,004436
7	-294,3	3969	-1,696	5	0,001116
8	-294,3	2803	-1,688	-8	0,002536
9	-79,29	3969	-0,9227	5	0,008724
10	-294,3	1428	-1,664	-30	0,00772
11	-69,96	1428	-0,741	-30	0,02695
12	-58,94	1428	-0,6966	-20	0,02889
13	-11,43	2803	-0,6394	41,66	0,01854
14	-61,01	3969	-0,858	15	0,009883
15	-200,5	9235	-1,4	36,82	0,001565
16	-7,338	9235	-0,8102	92,67	0,005612
17	21,44	9235	-0,7336	112,8	0,006348

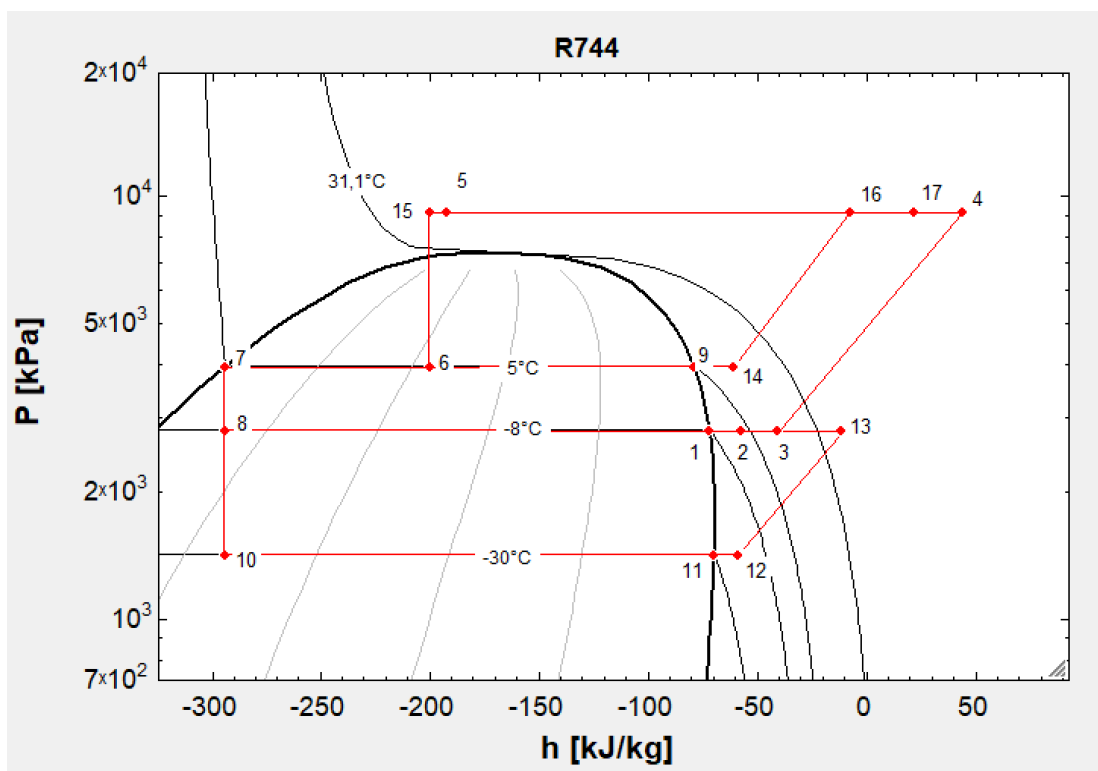


Figura 3.14 – Pontos do ciclo transcrito representados no diagrama P-h

Tabela 3.12 – Propriedades dos pontos do ciclo subcrítico

Ponto	h (kJ/kg)	P (kPa)	s (kJ/kg.K)	T (°C)	v (m ³ /kg)
1	-72,26	2803	-0,8508	-8	0,01319
2	-57,89	2803	-0,7976	2	0,01448
3	-40,73	2803	-0,7366	15,66	0,01601
4	13,2	6434	-0,7	90,68	0,00882
5	-246,9	6434	-1,541	22	0,001301
6	-250,6	3969	-1,539	5	0,00266
7	-294,3	3969	-1,696	5	0,001116
8	-294,3	2803	-1,688	-8	0,002536
9	-79,29	3969	-0,9227	5	0,008724
10	-294,3	1428	-1,664	-30	0,00772
11	-69,96	1428	-0,741	-30	0,02695
12	-58,94	1428	-0,6966	-20	0,02889
13	-11,43	2803	-0,6394	41,66	0,01854
14	-61,01	3969	-0,858	15	0,009883
15	-250,6	6434	-1,553	21,07	0,00128
16	-30,43	6434	-0,8257	58,63	0,007186
17	4,35	6434	-0,7246	83,72	0,008494

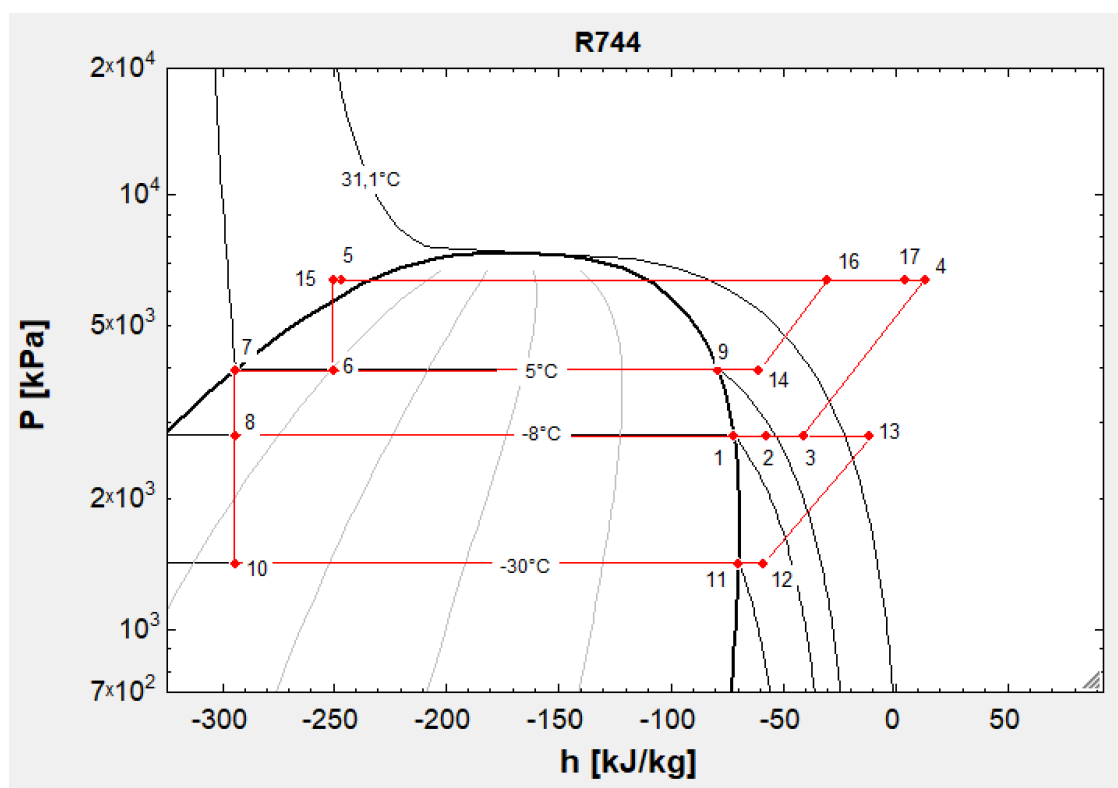


Figura 3.15 – Pontos do ciclo subcrítico representados no diagrama P-h

Tabela 3.13 – Potências térmicas a aplicar para o dimensionamento do *gas cooler*


Ciclo	Potência do <i>gas cooler</i> (kW)
Transcrítico	152,8 kW
Subcrítico	126,9 kW

Para além da potência do *gas cooler*, foi necessário introduzir no programa de selecção as temperaturas de entrada e saída do fluido determinadas, bem como a temperatura do ar exterior. Dado que o *gas cooler* também pode funcionar como condensador, foram introduzidos os parâmetros correspondentes ao ciclo subcrítico. Consequentemente, a selecção do equipamento foi realizada de forma a garantir o cumprimento de ambas as condições de funcionamento.

Na figura 3.16 encontra-se ilustrado o *gas cooler* seleccionado, sendo apresentadas as capacidades e parâmetros para os pontos de funcionamento seleccionados e a velocidade do ar e caudal nestas condições.

CO2 gas cooler
GGDC CD 080.2/13-53-5922714M

Transcritical operation

Capacity:	157,90 kW	Medium:	CO2 (R744) 92.2 bar⁽²⁾ 
Surface reserve:	0,00 %	Inlet:	112,80 °C
Air flow:	58 527,00 m³/h	Outlet:	38,00 °C
Air velocity:	2,60 m/s	Pressure drop:	2.06 bar
Air inlet:	35,00 °C	Volume flow:	16.76 m³/h
Altitude:	178,00 m	Mass flow:	2654 kg/h

Subcritical operation

Capacity:	130,60 kW	Medium:	CO2 (R744)⁽²⁾
Surface reserve:	0,00 %	Hot gas temp.:	83.7 °C
Air flow:	58 527,00 m³/h	Cond. temp.:	25.0 °C
Air velocity:	2,60 m/s	Condensate outlet:	22.9 °C
Air inlet:	17,00 °C	Pressure drop:	1.62 bar / 1.09 K
Altitude:	178,00 m	Volume flow:	9,32 m³/h
		Mass flow:	1890 kg/h

Fans (AC):	3 Piece(s) 3~400V 50HzΔ/(Y)	Noise pressure level:	53,00 dB(A) in 10,00 m⁽⁴⁾⁽⁵⁾
Data per motor (nominal data):		Noise power level:	85,00 dB(A)
Speed:	850 min⁻¹ / (650 min⁻¹)	ErP:	Compliant⁽⁷⁾
Capacity(mech./el.):	1.15 kW/1.55 kW		
Current:	3,30 A⁽³⁾		

Casing:	Galv. Steel, Powder-coated RAL 7035
Surface:	456.9 m²
Tube volume:	25.4 l
Fin spacing:	2.10 mm
Dry weight:	542 kg⁽¹⁰⁾
Max. operating pressure:	120.0 bar

Figura 3.16 – Dados obtidos na selecção do *gas cooler* (GÜNTNER)

Para além da área da superfície do *gas cooler*, indicada nos dados obtidos na selecção, foi também necessário calcular a área de passagem do ar. Esta área foi determinada através da equação 56, aplicando o caudal e velocidade do ar obtidos para o ponto de funcionamento de dimensionamento.

Outro dado relevante, extraído da figura 3.16, foi o rendimento dos ventiladores do *gas cooler*. Considerando que a potência mecânica dos ventiladores é de 1,15 kW e a potência eléctrica de 1,55 kW, obtém-se assim um rendimento de 74,2%.

$$A_p = \frac{\dot{V}_{ar}}{u_{ar}} \quad (56)$$

3.10 DESENVOLVIMENTO DE POLINÓMIO PARA CALCULO DA VELOCIDADE DE ROTAÇÃO DOS VENTILADORES

Após a selecção do *gas cooler*, foi utilizada uma funcionalidade do software do fabricante que permite simular pontos adicionais de funcionamento em carga parcial e com diferentes temperaturas do ar exterior.

A metodologia adoptada consistiu na utilização do software do fabricante para determinar a velocidade de rotação dos ventiladores em diversos pontos de funcionamento, considerando tanto as potências frigoríficas máximas como o desempenho em carga parcial, para diferentes temperaturas do ar exterior.

Para incorporar o cálculo automático deste parâmetro no modelo, foi desenvolvido um polinómio que integra variáveis independentes representativas da influência da potência térmica a rejeitar no *gas cooler*, bem como as temperaturas de entrada e saída do CO₂. Estas variáveis, pelo facto de serem os dados de entrada utilizados no software do fabricante como ilustrado na Figura 3.17, revelaram-se as mais apropriadas para incluir no desenvolvimento do polinómio, garantindo uma maior aproximação dos valores obtidos pelo polinómio aos valores do software do fabricante.

Calculation Mode

Calculate capacity
At given condensing temperature with adaption of fan speed to sound requirements

Process recooling
Preset capacity and fluid temperature, calculate air volume flow, fan speed and sound pressure

Fluid-Side Parameters

Capacity: 152.8 kW

Parameter mode: Inlet/Outlet temperature

Inlet temp.: 112.8 °C

Outlet temp.: 38 °C

Sound Limitation Requirements

Noise pressure level: 52.829 dB(A)

at a distance of: 10 m

Air Temperature Range

Min. air temperature: 25 °C

Max. air temperature: 35 °C

Figura 3.17 – Dados de entrada para a simulação do funcionamento do *gas cooler* em pontos de carga parcial (GÜNTNER)

Com recurso ao software do fabricante, foi calculada a velocidade de rotação dos ventiladores para diversos pontos de funcionamento, cujos resultados se encontram representados nos gráficos das Figuras 3.18 e 3.19. Numa primeira instância, determinaram-se as velocidades de rotação para temperaturas do ar exterior entre 35°C e 17°C, considerando três condições de carga. Potência frigorífica máxima, 80% e 70%.

Os resultados correspondentes encontram-se representados na Figura 3.18. A análise dos dados obtidos permitiu verificar uma relação directa entre a velocidade de rotação dos ventiladores e as potências frigoríficas e temperaturas do ar exterior.

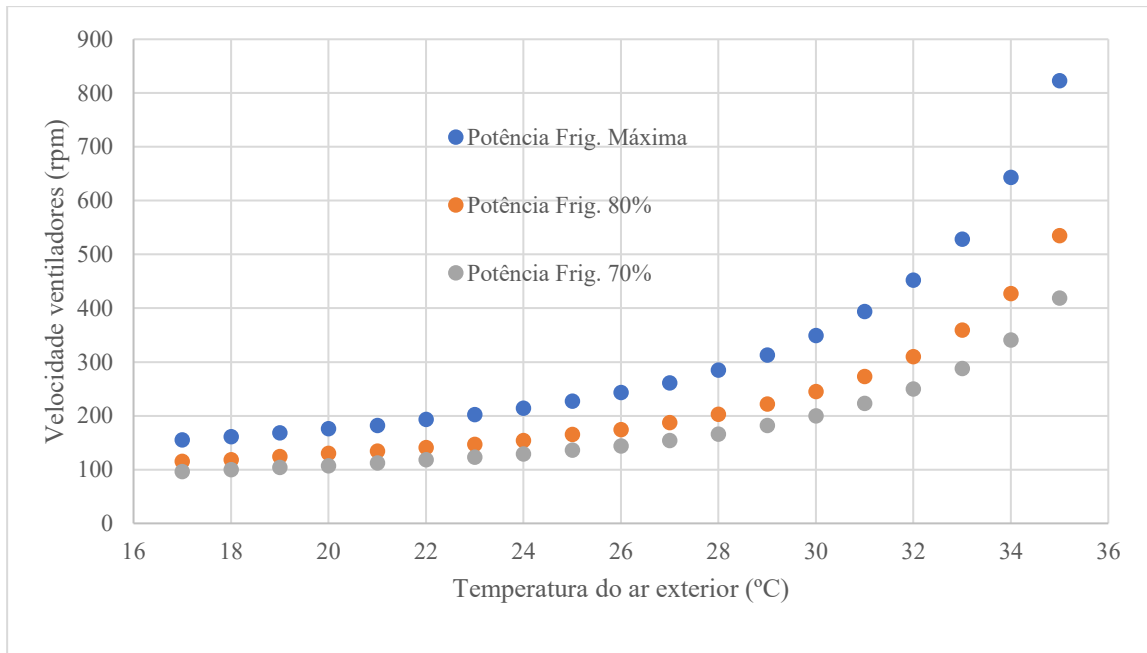


Figura 3.18 – Pontos de funcionamento do *gas cooler* determinados para diversas condições de funcionamento

Este conjunto de valores não contempla, no entanto, o padrão de variação não linear das potências frigoríficas que foi analisado no subcapítulo 3.2. Verificou-se também que a potência frigorífica de baixa temperatura varia ao longo do dia com um perfil distinto do da potência frigorífica de média temperatura.

De forma a contemplar a influência destes perfis no polinômio desenvolvido, foram também determinadas as velocidades de rotação dos ventiladores para um conjunto de pontos que incorporam o perfil diário das potências frigoríficas e os dados climáticos que foram apresentados na Tabela 3.1. Estes pontos encontram-se representados na Figura 3.19.

A análise dos resultados revelou que a variação dos valores não apresenta um comportamento tão linear como os valores representados na Figura 3.18. Esta diferença deve-se à influência do perfil das potências frigoríficas de média e baixa temperatura sobre a potência térmica a rejeitar no *gas cooler*. Embora exista uma relação directa com a temperatura do ar exterior, o perfil diário das potências frigoríficas não é constante nem linear, podendo ocorrer diferentes pontos de funcionamento mesmo sob temperaturas do ar exterior semelhantes.

Por esta razão, considerou-se fundamental, para o desenvolvimento do polinômio, a inclusão destas três variáveis, uma vez que representam a influência dos fenómenos mencionados.

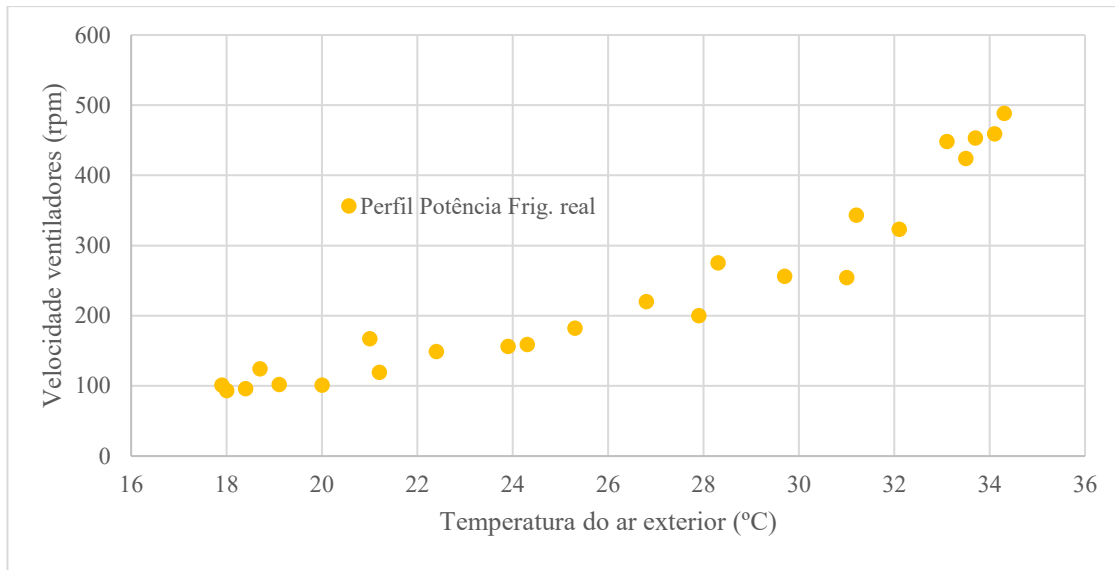


Figura 3.19 – Pontos de funcionamento do *gas cooler* determinados aplicando os dados climáticos do dia típico de Julho em Beja e os perfis diários das potências frigoríficas

Recorrendo ao software EES, foi construída uma tabela paramétrica onde foram inseridos os valores das três variáveis independentes descritas para todos os pontos calculados.

Relativamente à variável dependente, foram introduzidos os valores determinados através do software do fabricante, correspondentes à velocidade de rotação dos ventiladores nos pontos de funcionamento associados às variáveis independentes descritas.

Realizando uma regressão linear no EES, obteve-se o polinómio representado na equação 57, sendo os coeficientes do polinómio descritos na Tabela 3.14.

$$\begin{aligned}
 N_{tc} = & a_1 + a_2 \cdot T_{ext} + a_3 \cdot T_{ext}^2 + a_4 \cdot T_{ext}^3 + a_5 \cdot T_{ext}^4 + a_6 \cdot \dot{Q}_{gc} + a_7 \cdot \dot{Q}_{gc}^2 + a_8 \cdot \dot{Q}_{gc}^3 + \\
 & a_9 \cdot \dot{Q}_{gc}^4 + a_{10} \cdot T_{ent} + a_{11} \cdot T_{ent}^2 + a_{12} \cdot T_{ent}^3 + a_{13} \cdot T_{ent}^4 + a_{14} \cdot T_{ext} \cdot \dot{Q}_{gc} + a_{15} \cdot T_{ext} \cdot \dot{Q}_{gc}^2 + \\
 & a_{16} \cdot T_{ext} \cdot \dot{Q}_{gc}^3 + a_{17} \cdot T_{ext} \cdot T_{ent} + a_{18} \cdot T_{ext} \cdot T_{ent}^2 + a_{19} \cdot T_{ext} \cdot T_{ent}^3 + a_{20} \cdot T_{ext}^2 \cdot \dot{Q}_{gc} + \\
 & a_{21} \cdot T_{ext}^2 \cdot \dot{Q}_{gc}^2 + a_{22} \cdot T_{ext}^2 \cdot \dot{Q}_{gc}^3 + a_{23} \cdot T_{ext}^2 \cdot T_{ent} + a_{24} \cdot T_{ext}^2 \cdot T_{ent}^2 + a_{25} \cdot T_{ext}^2 \cdot T_{ent}^3 + \\
 & a_{26} \cdot T_{ext}^3 \cdot \dot{Q}_{gc} + a_{27} \cdot T_{ext}^3 \cdot \dot{Q}_{gc}^2 + a_{28} \cdot T_{ext}^3 \cdot \dot{Q}_{gc}^3 + a_{29} \cdot T_{ext}^3 \cdot T_{ent} + a_{30} \cdot T_{ext}^3 \cdot T_{ent}^2 + \\
 & a_{31} \cdot T_{ext}^3 \cdot T_{ent}^3 + a_{32} \cdot \dot{Q}_{gc} \cdot T_{ent} + a_{33} \cdot \dot{Q}_{gc} \cdot T_{ent}^2 + a_{34} \cdot \dot{Q}_{gc} \cdot T_{ent}^3 + a_{35} \cdot \dot{Q}_{gc}^2 \cdot T_{ent} + \\
 & a_{36} \cdot \dot{Q}_{gc}^2 \cdot T_{ent}^2 + a_{37} \cdot \dot{Q}_{gc}^2 \cdot T_{ent}^3 + a_{38} \cdot \dot{Q}_{gc}^3 \cdot T_{ent} + a_{39} \cdot \dot{Q}_{gc}^3 \cdot T_{ent}^2 + \\
 & a_{40} \cdot \dot{Q}_{gc}^3 \cdot T_{ent}^3
 \end{aligned} \tag{57}$$

Tabela 3.14 – Coeficientes obtidos para o polinómio

Coeficiente	Valor	Coeficiente	Valor
a1	$-2,702 \times 10^5$	a21	$4,544 \times 10^{-2}$
a2	$1,865 \times 10^4$	a22	$-1,418 \times 10^{-4}$
a3	$2,296 \times 10^2$	a23	$-1,546 \times 10^1$
a4	-6,641	a24	$3,152 \times 10^{-1}$
a5	$1,192 \times 10^{-2}$	a25	$-1,631 \times 10^{-3}$
a6	$-6,701 \times 10^3$	a26	$6,382 \times 10^{-2}$
a7	$8,972 \times 10^1$	a27	$-6,041 \times 10^{-4}$
a8	$-3,574 \times 10^{-1}$	a28	$1,891 \times 10^{-6}$
a9	$5,709 \times 10^{-6}$	a29	$2,781 \times 10^{-1}$
a10	$6,052 \times 10^3$	a30	$-4,727 \times 10^{-3}$
a11	$9,815 \times 10^{-1}$	a31	$2,278 \times 10^{-5}$
a12	$-5,872 \times 10^{-1}$	a32	$1,027 \times 10^2$
a13	$2,791 \times 10^{-3}$	a33	$-3,064 \times 10^{-1}$
a14	$1,181 \times 10^2$	a34	$-1,476 \times 10^{-3}$
a15	-1,115	a35	-1,809
a16	$3,472 \times 10^{-3}$	a36	$1,178 \times 10^{-2}$
a17	$-3,188 \times 10^2$	a37	$-1,740 \times 10^{-5}$
a18	$-9,802 \times 10^{-1}$	a38	$8,083 \times 10^{-3}$
a19	$1,835 \times 10^{-2}$	a39	$-6,271 \times 10^{-5}$
a20	-4,806	a40	$1,460 \times 10^{-7}$

De forma a verificar o seu ajustamento, testou-se o polinómio realizando o cálculo da velocidade de rotação dos ventiladores para os pontos aplicados anteriormente, tendo-se verificado um erro relativo médio de 0,84%. Os pontos calculados foram também representados graficamente na Figura 3.20, confirmando-se a sobreposição dos pontos reais com os pontos determinados através do polinómio.

Considerou-se este valor de erro como aceitável e optou-se assim por aplicar o polinómio desenvolvido no modelo.

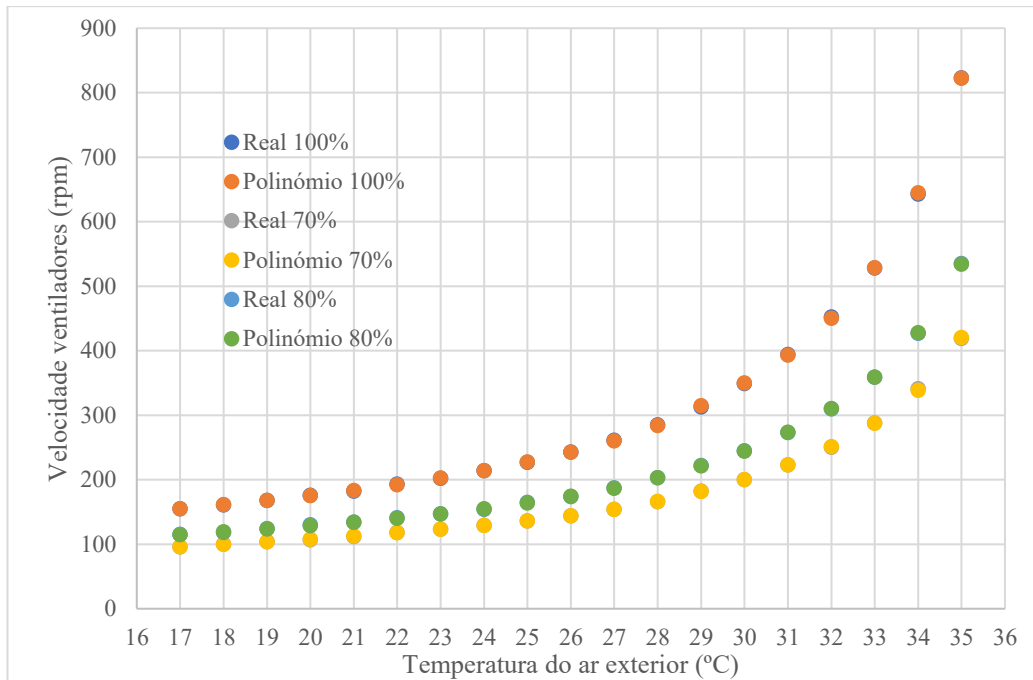


Figura 3.20 – Verificação do ajustamento dos valores obtidos através do polinómio

O polinómio desenvolvido é válido, no entanto, apenas para determinar a velocidade de rotação dos ventiladores quando o sistema funciona em ciclo transcrito.

Pretendeu-se assim, aplicar uma metodologia semelhante para o funcionamento em ciclo subcrítico, utilizando dados reais do fabricante. Contudo, o software do fabricante apenas permite calcular a velocidade dos ventiladores para pontos de funcionamento em ciclo transcrito. Por esta razão, apenas são conhecidos os parâmetros de funcionamento para as condições nominais de dimensionamento, ilustradas na Figura 3.16.

Procurou-se, assim, encontrar uma forma de relacionar a velocidade de rotação dos ventiladores com o controlo da temperatura de condensação.

Ao variar a velocidade dos ventiladores, e consequentemente a velocidade do ar, o coeficiente global de transferência de calor do condensador também se altera, uma vez que a convecção do ar sobre as superfícies de troca térmica é influenciada pela velocidade do fluxo de ar. No entanto, a área de permuta de calor do condensador mantém-se constante.

Optou-se assim por aplicar a equação 58, que representa o cálculo da potência térmica do condensador, em função da diferença entre a temperatura de condensação e a temperatura do ar exterior. Pelo facto de a área da superfície do condensador ser uma constante e as restantes variáveis conhecidas, é possível calcular o coeficiente global de transferência de calor em qualquer ponto de funcionamento, através da implementação desta equação no modelo numérico.

$$\dot{Q}_{cond} = UA(T_{cond} - T_{ext}) \quad (58)$$

Considerando que é possível estabelecer uma relação entre a variação da velocidade dos ventiladores e o coeficiente global de transferência de calor, descrita pela equação 59, torna-se viável utilizar os dados obtidos no software do fabricante para identificar uma correlação que permita estimar o valor do factor m . Assim, será possível determinar a velocidade de rotação dos ventiladores em diversas condições de operacionais, conhecendo apenas o ponto de funcionamento obtido na selecção do condensador.

$$N_2 = N_1^m \left(\frac{U_2}{U_1} \right) \quad (59)$$

Contudo, como mencionado anteriormente, o software do fabricante não permite simular o funcionamento do *gas cooler* em ciclo subcrítico. Assim, optou-se por aplicar os dados utilizados no desenvolvimento da equação 57 para estabelecer uma relação entre o coeficiente global de transferência de calor e a velocidade dos ventiladores e aplicá-lo para o caso de operação em ciclo subcrítico.

Para aplicar este método foi necessário determinar a diferença média logarítmica de temperaturas, representada na equação 60, e aplicá-la na equação 61. Sendo a área da superfície do permutador de calor conhecida e as restantes variáveis determinadas através do modelo termodinâmico, foi possível aplicar a equação 61 para estimar o valor do coeficiente global de transferência de calor para vários pontos de funcionamento.

$$\Delta T_{lm} = \frac{(T_{q,in} - T_{f,in}) - (T_{q,out} - T_{f,out})}{\ln \left(\frac{T_{q,in} - T_{f,in}}{T_{q,out} - T_{f,out}} \right)} \quad (60)$$

$$\dot{Q} = UA\Delta T_{lm} \quad (61)$$

Foi ainda necessário resolver a equação 59 em ordem ao factor m para permitir a sua aplicação directa numa folha de cálculo.

$$m = \frac{\ln \left(\frac{N_2 \times U_1}{U_2} \right)}{\ln(N_1)} \quad (62)$$

Na Tabela 3.15 encontra-se demonstrado o cálculo da diferença média logarítmica de temperaturas e do coeficiente global de transferência de calor para diversos pontos de funcionamento, onde a velocidade de rotação dos ventiladores foi determinada pelo software do fabricante, tal com a temperatura do ar à saída do condensador.

Com a aplicação destes valores, foi determinado o factor m para todos os pontos de funcionamento em relação aos valores do primeiro ponto da tabela. Verifica-se que o factor m varia, confirmando-se a não linearidade desta relação.

De forma a estimar o factor m para cada ponto de funcionamento, foi determinada uma variável adimensional representada pela divisão dos coeficientes globais de transferência de calor entre os dois pontos para os quais foi calculado o factor m .

Tabela 3.15 – Valores aplicados para cálculo do factor m

T_{ext} (°C)	\dot{Q}_{gc} (kW)	T_c (°C)	T_s (°C)	N (rpm)	$T_{ar,out}$ (°C)	ΔT_{lm} (°C)	U (W/m ² .K)	m	U_2/U_1
35	152,8	112,8	38	823	43,4	21,1	15,82	-	-
34	152,8	112,8	38	661	44,5	22,7	14,76	0,978	0,933
33	152,8	112,8	38	556	45,6	23,9	13,97	0,960	0,883
32	152,8	112,8	38	487	46,3	25,2	13,30	0,948	0,840
31	152,8	112,8	38	433	47,2	26,2	12,77	0,936	0,807
30	152,8	112,8	38	392	47,9	27,2	12,30	0,927	0,778
29	152,8	112,8	38	359	48,7	28,1	11,92	0,919	0,753
28	152,8	112,8	38	331	49,3	28,9	11,55	0,911	0,730
27	152,8	112,8	38	310	49,8	29,8	11,22	0,906	0,709
26	152,8	112,8	38	291	50,3	30,6	10,93	0,900	0,691
25	152,8	112,8	38	275	50,8	31,4	10,66	0,895	0,674
24	152,8	112,8	38	260	51,4	32,1	10,43	0,890	0,659
23	152,8	112,8	38	246	51,9	32,8	10,21	0,885	0,645
22	152,8	112,8	38	235	52,4	33,4	10,01	0,882	0,632
21	152,8	112,8	38	224	52,9	34,1	9,82	0,877	0,621
20	152,8	112,8	38	215	53,2	34,7	9,63	0,874	0,608
19	152,8	112,8	38	206	53,8	35,3	9,47	0,870	0,599
18	152,8	112,8	38	198	54,2	35,9	9,31	0,867	0,589
17	152,8	112,8	38	191	54,5	36,5	9,15	0,864	0,579
16	152,8	112,8	38	185	54,9	37,1	9,01	0,861	0,570
15	152,8	112,8	38	179	55,3	37,7	8,88	0,859	0,561

Esta relação é representada na Figura 3.21, concluindo-se que a relação entre estas duas variáveis é linear, podendo ser representada pela equação de uma recta. Realizando uma regressão linear obtém-se a expressão ilustrada na equação 63.

Substituindo o factor m na equação 63 pela correlação obtida, foi possível obter a equação 64, tendo esta sido aplicada no modelo. Foi aplicado o valor da velocidade dos ventiladores no ponto nominal obtido na selecção do *gas cooler*.

A equação foi testada aplicando os dados da tabela 3.15 tendo-se verificado um erro relativo médio de 0,34%.

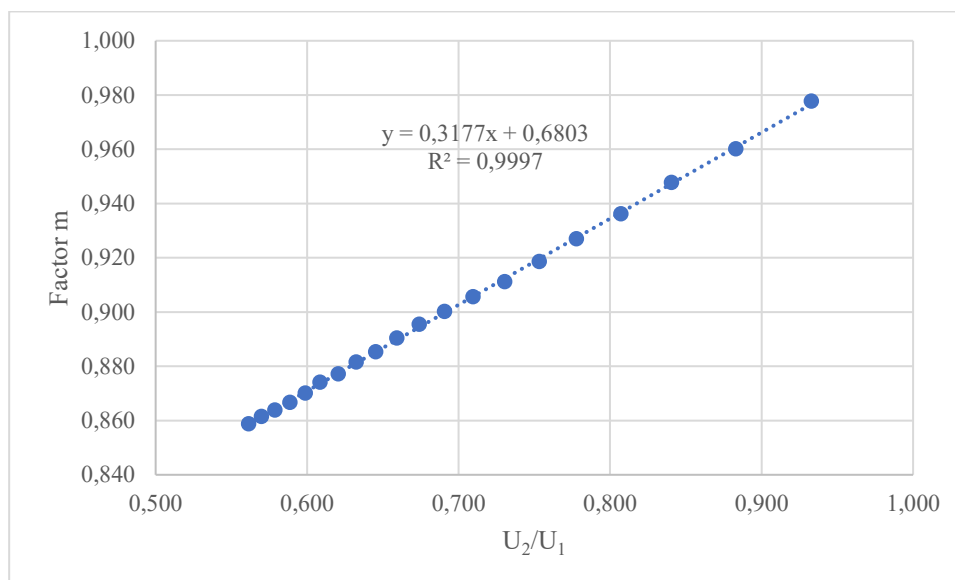


Figura 3.21 – Regressão linear que descreve a variação do factor m

$$m = 0,3177 \left(\frac{U_2}{U_1} \right) + 0,6803 \quad (63)$$

$$N_{sc} = 850^{0,3177 \left(\frac{U_2}{U_1} \right) + 0,6803} \times \left(\frac{U_2}{U_1} \right) \quad (64)$$

Após definidas as equações para o cálculo da velocidade de rotação, procurou-se uma forma de relacionar a velocidade de rotação dos ventiladores com o caudal de ar.

Pelo facto de todos os pontos de funcionamento de um mesmo ventilador serem dinamicamente semelhantes, optou-se por aplicar o conceito de análise dimensional, com o objectivo de determinar o caudal volúmico de ar e consequentemente a velocidade do ar.

Para tal foi aplicado o número adimensional de caudal, representado na equação 65, tendo-se desenvolvido a equação de forma a obter a expressão 67 que permite relacionar o caudal em dois pontos de funcionamento distintos.

Aplicando a equação 67 e utilizando os valores do caudal e velocidade de rotação determinados para um ponto de funcionamento, apresentado na Figura 3.22, foi possível definir a equação 68 que permite calcular o caudal para qualquer ponto de funcionamento em função da velocidade de rotação dos ventiladores.

$$K(\dot{V}) = \frac{\dot{V}}{N \times D^3} \quad (65)$$

$$\frac{\dot{V}_2}{N_2 \times D_2^3} = \frac{\dot{V}_1}{N_1 \times D_1^3} \quad (66)$$

$$\dot{V}_2 = \dot{V}_1 \left(\frac{N_2}{N_1} \right) \quad (67)$$

ⓘ	AIR TEMP. (°C) ▾	AIR OUTLET TEMP. (°C) ▾	FLUID FLOW (M ³ /H) ▾	AIR FLOW (M ³ /H) ▾	SPEED (MIN-1) ▾	NOISE PRESSURE LEVEL (DB(A)) ▾	MOTOR CAPACITY PER MOTOR (KW) ▾
	35.0	43.6	16	55793	810	52 dB(A)	1.34 kW

Figura 3.22 – Valores do caudal volúmico e potência dos ventiladores calculado para um ponto de funcionamento (GÜNTNER)

$$\dot{V}_{ar} = 55793 \left(\frac{N_2}{810} \right) \quad (68)$$

Relativamente à potência consumida pelos motores eléctricos dos ventiladores do *gas cooler*, foi possível aplicar novamente o conceito de análise dimensional, tendo-se utilizado para este efeito o número adimensional de potência, representado na equação 69. Aplicando novamente os valores de um ponto de funcionamento conhecido, obteve-se a expressão 72, que permite determinar a potência dos ventiladores para outros pontos de funcionamento.

$$K(\dot{W}) = \frac{\dot{W}}{\rho \times N^3 \times D^5} \quad (69)$$

$$\frac{\dot{W}_2}{\rho \times N_2^3 \times D_2^5} = \frac{\dot{W}_1}{\rho \times N_1^3 \times D_1^5} \quad (70)$$

$$\dot{W}_2 = \dot{W}_1 \left(\frac{N_2}{N_1} \right)^3 \quad (71)$$

$$\dot{W}_{vent} = 4,02 \left(\frac{N_2}{810} \right)^3 \quad (72)$$

É importante ter em conta que o valor de potência indicado pelo fabricante, na Figura 3.22, corresponde à potência unitária de cada motor. No entanto, o *gas cooler* seleccionado está equipado com três ventiladores. Assim, na definição da equação 72, o valor da potência unitária de cada ventilador foi multiplicado por três, garantindo que a equação representa a potência total dos ventiladores.

3.11 MODELAÇÃO DO FUNCIONAMENTO DO *GAS COOLER* EVAPORATIVO

Com o objectivo de modelar o funcionamento de um *gas cooler* evaporativo, foi necessário aplicar uma metodologia que permita realizar o cálculo de dois parâmetros fundamentais. O primeiro diz respeito à eficiência do arrefecimento evaporativo, enquanto o segundo está relacionado com o impacto no consumo energético dos ventiladores, decorrente da perda de carga adicional imposta pelo enchimento ao escoamento de ar.

Com base nos diagramas do fabricante ECOCOOL apresentados no subcapítulo 2.3, foi possível desenvolver polinómios que descrevem, de forma aproximada, a variação da eficiência de saturação do arrefecimento evaporativo em função da velocidade do ar à entrada do *gas cooler*.

De acordo com Simarpreet Singh et al. (2021), as melhorias mais significativas do COP, com a aplicação desta tecnologia, são observadas em enchimentos com espessuras até 10 cm, sendo a melhoria adicional relativamente baixa com a aplicação de enchimentos de maior espessura. Ainda assim, optou-se por estudar a aplicação tanto do enchimento de 10 cm como o de 15 cm, de forma a avaliar se a perda de carga e consumo de água adicionais trazem benefícios significativos que justifiquem a sua utilização.

Introduzindo estes dados numa folha de cálculo foi possível obter o gráfico apresentado na Figura 3.23. Realizando uma regressão linear obteve-se as equações 70 e 71 que permitem descrever os valores da eficiência de saturação em função da velocidade do ar à entrada do *gas cooler*, para enchimento com 100 mm e 150 mm de espessura.

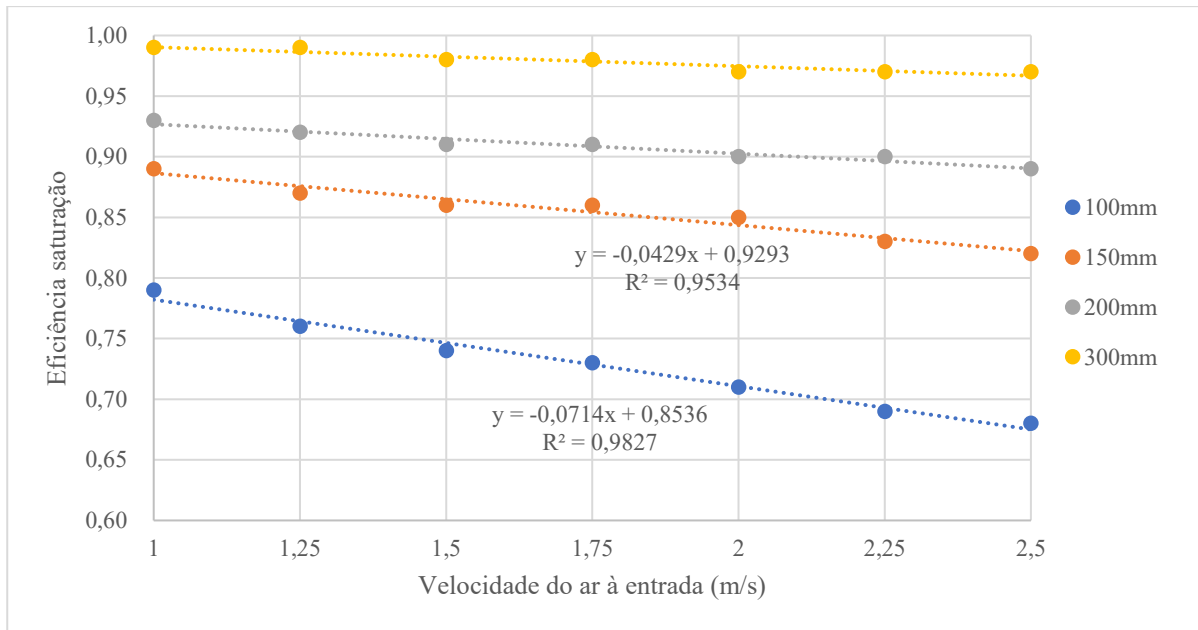


Figura 3.23 – Desenvolvimento dos polinômios da eficiência de saturação do enchimento

$$\eta_{sat,100} = -0,0714 \cdot u_{ar} + 0,8536 \quad (73)$$

$$\eta_{sat,150} = -0,0429 \cdot u_{ar} + 0,9293 \quad (74)$$

Conhecendo o valor da eficiência de saturação para cada ponto de funcionamento, é possível aplicar a equação 25 para determinar a temperatura do ar após o processo de arrefecimento evaporativo.

Relativamente à perda de carga imposta pelo enchimento, foram analisados dados do mesmo fabricante no subcapítulo 2.3, onde são apresentados valores da perda de carga para diferentes espessuras de enchimento.

Utilizando os dados da figura 2.14, foi construído o gráfico ilustrado na figura 3.24, no qual os valores originais de perda de carga, expressos em milímetros de coluna de água, foram convertidos para Pascal.

A equação 75 representa a perda de carga localizada num acessório ou singularidade. Dado que os valores da perda de carga são conhecidos para determinados pontos, optou-se por aplicar esta equação para calcular o coeficiente de perda de carga localizada C em cada um destes pontos. Conheço o coeficiente de perda de carga localizada para cada uma das espessuras do enchimento, será possível determinar a perda de carga através da velocidade do ar.

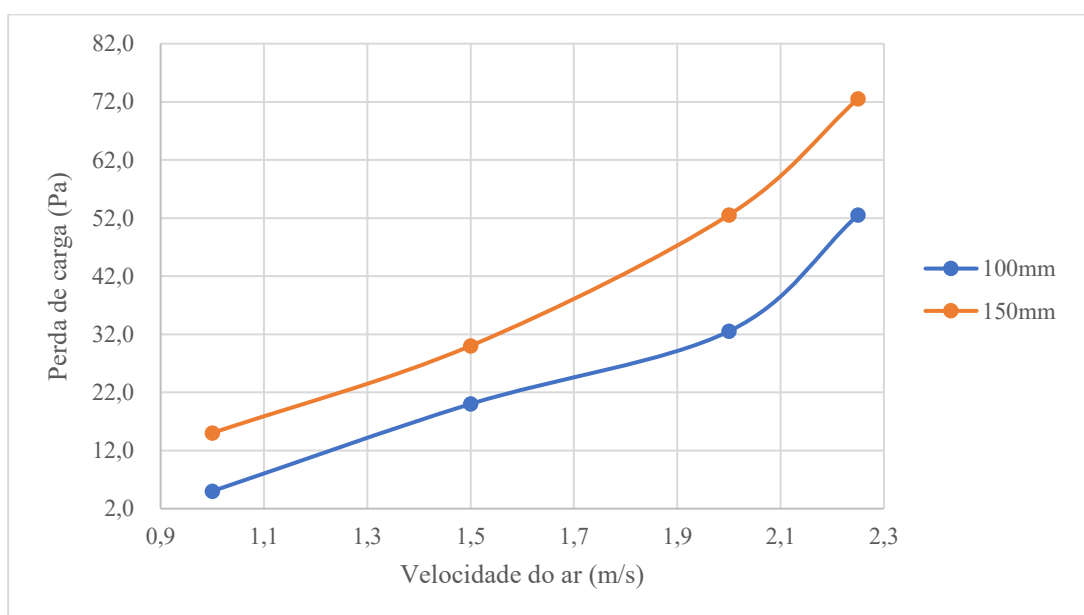


Figura 3.24 – Perda de carga do fluxo de ar no enchimento

$$\Delta P = C \cdot \frac{1}{2} \rho \cdot u^2 \quad (75)$$

Os valores do coeficiente de perda de carga C devem ser constantes para a mesma singularidade, independentemente da velocidade do ar. No entanto, como se pode observar nas Tabelas 3.16 e 3.17, os valores de C variam consoante o valor da velocidade.

Dado que os valores de perda de carga anunciados pelo fabricante foram obtidos através de resultados experimentais, existe a possibilidade de que os desvios observados resultem de erros de medição ou de imperfeições nos ensaios laboratoriais. Por esta razão, optou-se por calcular a média dos valores de C para cada espessura de enchimento. Aplicando os valores calculados, foram estabelecidas as equações 76 e 77.

Tabela 3.16 – Coeficientes de perda de carga localizada enchimento 100 mm

Velocidade do ar (m/s)	Coeficiente de perda de carga localizada
1	8,3
1,5	14,8
2	13,6
2,25	17,3
Média dos valores de C	13,5

Tabela 3.17 – Coeficientes de perda de carga localizada enchimento 150 mm

Velocidade do ar (m/s)	Coeficiente de perda de carga localizada	
	1	25
	1,5	22,2
	2	21,9
	2,25	23,9
Média dos valores de C		23,3

$$\Delta P_{100} = 13,5 \cdot \frac{1}{2} \rho u^2 \quad (76)$$

$$\Delta P_{150} = 23,3 \cdot \frac{1}{2} \rho u^2 \quad (77)$$

Após estabelecido o método de cálculo da perda de carga no enchimento, utilizou-se a equação 78 para determinar a potência adicional absorvida pelos ventiladores. Para além da perda de carga e o caudal de ar, foi considerado o valor do rendimento do ventilador na equação. Pelo facto da curva característica dos ventiladores não ser conhecida, admitiu-se, de forma simplificada, que o rendimento dos ventiladores é constante. Assim, foi aplicado o valor do rendimento correspondente a um ponto de funcionamento específico, determinado no subcapítulo 3.8.

$$\dot{W}_{vent,ad} = \frac{\dot{V}_{ar} \times \Delta P}{\eta_{vent}} \quad (78)$$

Foi proposto por Sushil Ashok Surwase et. al (2023), a utilização da equação 79 para determinar o caudal de água que é consumido no *gas cooler* evaporativo. Para aplicar esta equação, são utilizados parâmetros previamente determinados no modelo, nomeadamente o caudal de ar obtido através da equação 68, enquanto os restantes parâmetros correspondem a propriedades do ar calculadas com as funções termodinâmicas do EES.

Dado que o arrefecimento evaporativo ocorre ao longo das linhas de temperatura de bolbo húmido constante, para determinar o conteúdo de humidade do ar à saída, considera-se a temperatura de bolbo seco do ar à saída e assume-se que a temperatura de bolbo húmido se mantém igual à do ar à entrada. Considera-se assim, que se trata de um processo adiabático.

$$\dot{m}_w = \rho \cdot \dot{V}_{ar} (w_{out} - w_{in}) \quad (79)$$

Por fim, foi necessário definir um método de cálculo da pressão atmosférica do local onde é realizada a simulação. Esse dado é relevante tanto para a aplicação das funções do EES no cálculo das propriedades psicrométricas como para a determinação da massa específica do ar exterior.

Para esse fim, foram aplicados os dados da Tabela 3.18, que representam valores da pressão atmosférica em função da altitude. (ASHRAE, 2021).

Tabela 3.18 – Valores da pressão atmosférica em função da altitude do local (ASHRAE, 2021)

Altitude (m)	Pressão atmosférica (Pa)
-500	107478
0	101325
500	95461
1000	89875
1500	84556
2000	79495
2500	74682
3000	70108
4000	61640
5000	54020
6000	47181
7000	41061
8000	35600
9000	30742
10000	26436

Com base nestes dados, foi realizada uma regressão linear, resultando na equação 80. Esta equação foi aplicada no modelo, aplicando como dado de entrada a altitude do local em questão.

$$P_{atm} = 0,0005 \times Z^2 - 11,955 \times Z + 101328 \quad (80)$$

3.12 MODELO DO CICLO COM EJECTORES

No subcapítulo 2.2, foi analisado um método proposto por Sushil Ashok Surwase et al. (2023), que consiste num conjunto de equações para modelar o funcionamento de um sistema de refrigeração de CO₂ com ejectores. No entanto, ao contrário do que acontece numa instalação real, o modelo apresentado no artigo considera que todo o caudal de fluido proveniente dos evaporadores é aspirado pelo ejector.

Considerando que a instalação que se pretende simular funciona com um ciclo *Booster*, é também necessário considerar que existe um caudal de fluido proveniente da descarga dos compressores da baixa temperatura que também não é aspirado pelo ejetor. Por esta razão, de forma idêntica ao ciclo com compressão paralela de vapor, o ciclo com ejetores deverá possuir compressores de baixa e média temperatura e compressores que realizam a compressão paralela do vapor formado no recipiente separador de fases.

A Figura 3.25 representa o ciclo termodinâmico no diagrama P-h, no qual já foi considerada a etapa de baixa temperatura, bem como o caudal que não é aspirado pelos ejetores, designado como caudal de *bypass*, que, em vez disso, é comprimido em conjunto com o caudal da baixa temperatura pelos compressores da média temperatura.

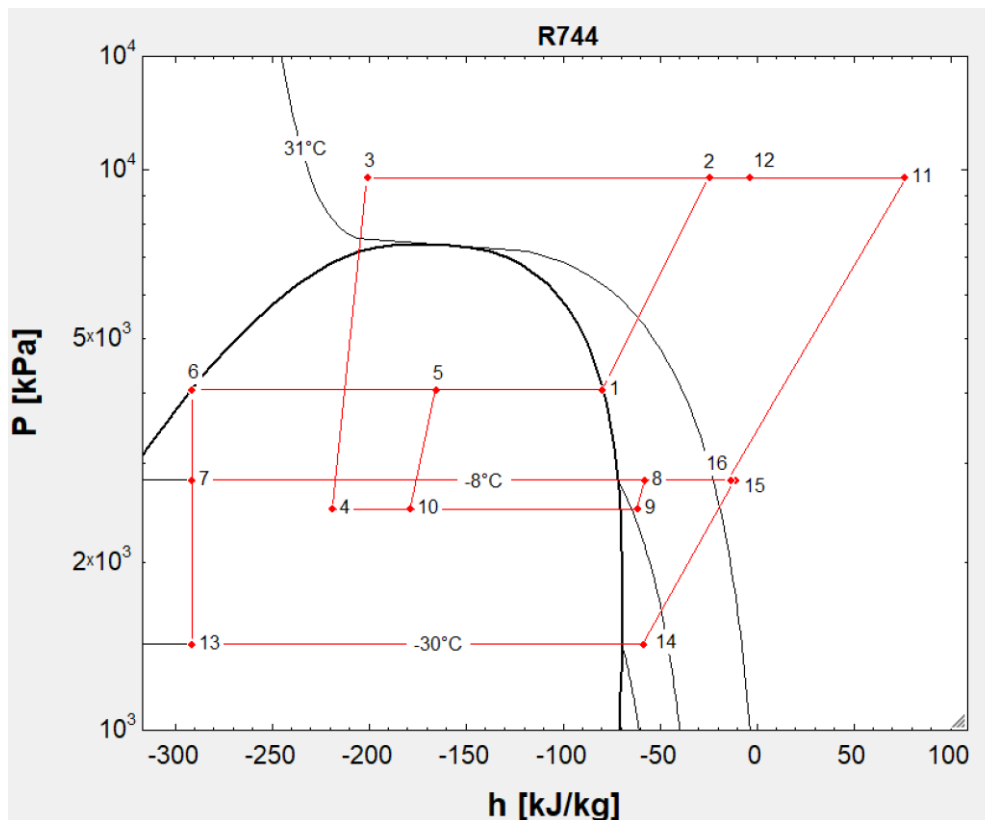


Figura 3.25 – Ciclo transcrito *Booster* com implementação do sistema de ejetores

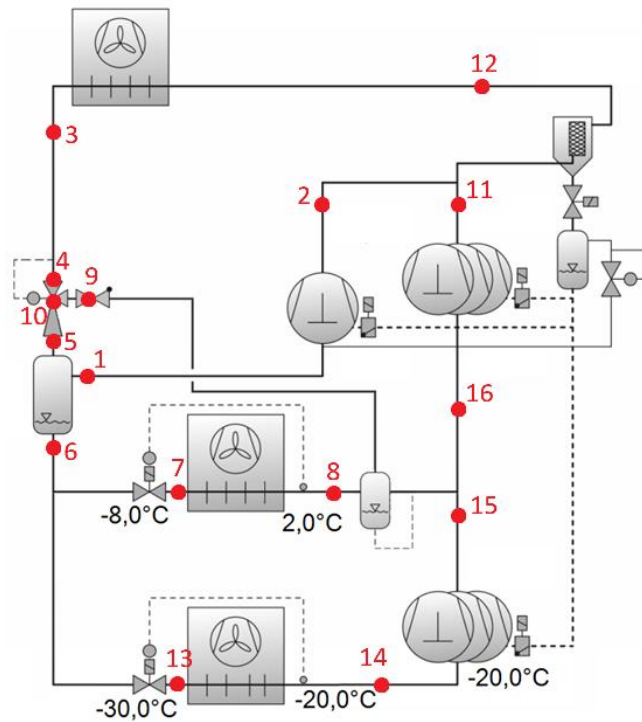


Figura 3.26 – Esquema da instalação

Após definidas as propriedades termodinâmicas de cada ponto do ciclo, foi necessário estabelecer as equações que regem o equilíbrio dos caudais mássicos de fluido frigorígeno em cada secção do sistema.

Em primeiro lugar foram estabelecidas as equações que permitem calcular o caudal mássico de fluido que circula evaporadores em função das potências frigoríficas.

$$\dot{Q}_{e,MT} = \dot{m}_{e,MT}(h_8 - h_7) \quad (81)$$

$$\dot{Q}_{e,LT} = \dot{m}_{e,LT}(h_{14} - h_{13}) \quad (82)$$

Considerando que a razão de arrastamento, definida pela equação 8, estabelece a proporção do caudal de fluido aspirado pelo ejector, em função do caudal motor, o caudal de fluido que não é aspirado pelo ejector pode ser determinado através da diferença entre o caudal mássico dos evaporadores de média temperatura o caudal de sucção. Este caudal foi definido como o caudal de *bypass*.

$$\dot{m}_{bypass} = \dot{m}_{e,MT} - \dot{m}_s \quad (83)$$

Por sua vez, o caudal mássico no difusor do ejetor, ou seja, o caudal de fluido que sai do ejetor e entra no recipiente separador de fases, foi calculado através da soma do caudal motor e do caudal de sucção.

$$\dot{m}_d = \dot{m}_s + \dot{m}_m \quad (84)$$

Realizando um balanço de energia ao recipiente separador de fases, considerando os fluxos de entrada e saída, é possível determinar o caudal de vapor saturado que se forma no recipiente e que é comprimido pelo grupo de compressores em paralelo.

$$\dot{m}_d \times h_5 = (\dot{m}_{e,MT} + \dot{m}_{e,LT})h_6 + \dot{m}_{FG} \times h_1 \quad (85)$$

Tendo em conta que os compressores da média temperatura comprimem tanto o caudal de *bypass* como o caudal proveniente dos compressores da baixa temperatura, é possível realizar um balanço de massa e energia para determinar a entalpia específica do ponto de mistura. Relativamente ao balanço de caudais, o caudal mássico comprimido pelos compressores da média temperatura será a soma do caudal dos evaporadores de baixa temperatura e do caudal de *bypass*.

$$\dot{m}_{c,MT} \times h_{16} = \dot{m}_{e,LT} \times h_{15} + \dot{m}_{bypass} \times h_8 \quad (86)$$

$$\dot{m}_{c,MT} = \dot{m}_{e,LT} + \dot{m}_{bypass} \quad (87)$$

Por fim, o caudal proveniente do grupo de compressores em paralelo e dos compressores da média temperatura mistura-se antes de ser arrefecido no *gas cooler*. Desta forma, é possível realizar novamente um balanço de massa e energia para definir termodinamicamente o estado do fluido no ponto de mistura.

Adicionalmente, a soma destes caudais pode ser definida como o caudal motor do ejetor, considerando que este fluxo provém directamente do *gas cooler*.

$$\dot{m}_m \times h_{12} = \dot{m}_{c,MT} \times h_{11} + \dot{m}_{FG} \times h_2 \quad (88)$$

$$\dot{m}_m = \dot{m}_{c,MT} + \dot{m}_{FG} \quad (89)$$

No desenvolvimento deste modelo, foram considerados rendimentos típicos de ejectores propostos por Sushil Ashok Surwase et al. (2023).

Relativamente aos demais parâmetros de funcionamento, como os rendimentos isentrópicos de compressores e as condições de controlo impostas ao modelo, optou-se por aplicar os mesmos que foram definidos para o ciclo com compressão paralela de vapor, apresentado no subcapítulo 3.5.

Tabela 3.19 – Parâmetros aplicados no modelo do sistema com ejectores

Parâmetro	Valor
Rendimento isentrópico do bocal motor (η_m)	0,9
Rendimento isentrópico do bocal de sucção (η_s)	0,9
Rendimento isentrópico do difusor (η_d)	0,8
Perda de carga no bocal de sucção	30 kPa

Analisando a razão de arrastamento, constata-se que se trata de um parâmetro que não é possível de definir por métodos não empíricos, uma vez que depende de factores construtivos do próprio ejector e varia consoante o ponto de funcionamento do sistema. Por esta razão, foi necessário recorrer a dados reais de fabricantes de forma a estimar a variação deste parâmetro e integrá-lo no modelo.

Optou-se assim por aplicar o software Coolselector2 do fabricante DANFOSS para seleccionar e simular o funcionamento do sistema de ejectores em vários pontos de funcionamento.

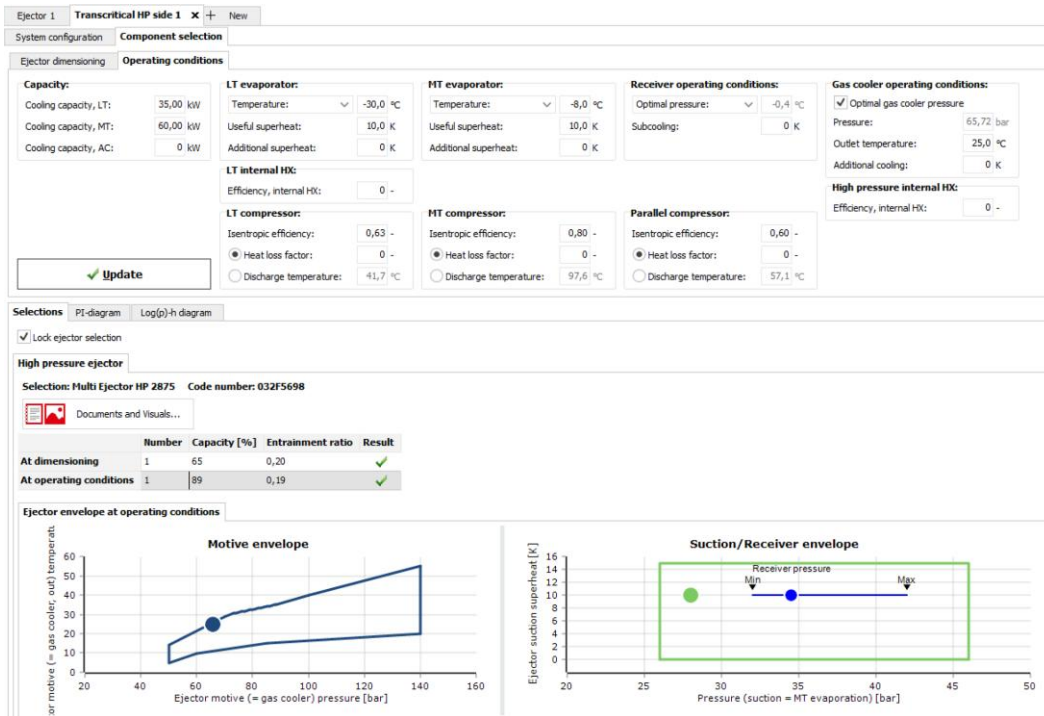


Figura 3.27 – Cálculo da razão de arrastamento em vários pontos de funcionamento (DANFOSS, Coolselector2)

Na figura 3.28 encontram-se ilustrados, de forma gráfica, um conjunto de valores determinados para a razão de arrastamento em função da temperatura do ar exterior. Aplicando estes dados, obteve-se o polinómio de quinto grau representado na equação 90. Verificou-se que a razão de arrastamento é crescente com o aumento da temperatura de saída do *gas cooler*, atingindo um valor máximo entre os 34°C e 38°C.

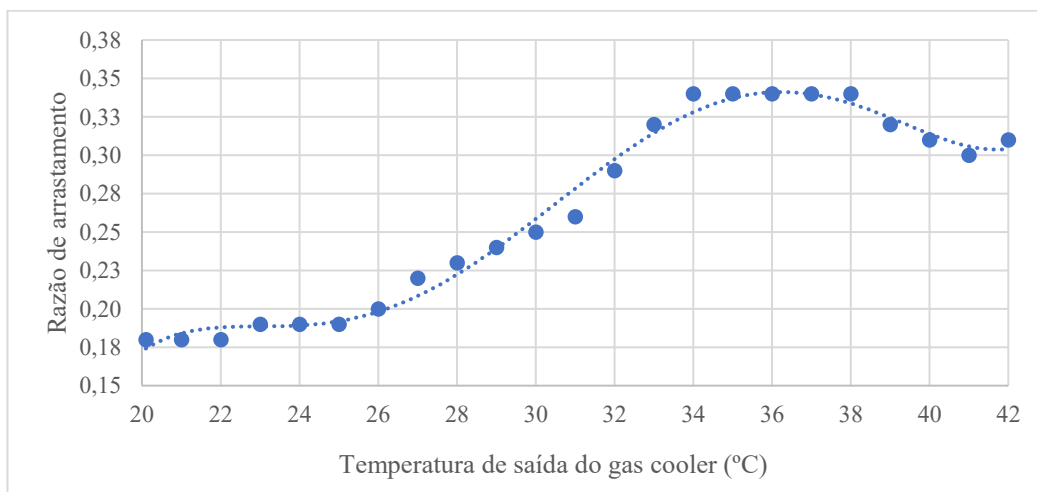


Figura 3.28 – Valores da razão de arrastamento determinados em função da temperatura do fluido à saída do *gas cooler*

$$\mu = -1,090 \times 10^{-6} \cdot T_S^5 - 1,688 \times 10^{-4} \cdot T_S^4 + 1,021 \times 10^{-2} \cdot T_S^3 - 3,011 \times 10^{-1} \cdot T_S^2 + 4,344 \times 10^{-1} \cdot T_S - 24,385 \quad (90)$$

O polinómio desenvolvido foi testado, aplicando novamente os valores da figura 3.28, tendo-se verificado um erro relativo médio de 2,16%. Na figura 3.29 são comparados os valores calculados pelo polinómio e os valores obtidos no software do fabricante, verificando-se um ajustamento adequado dos resultados.

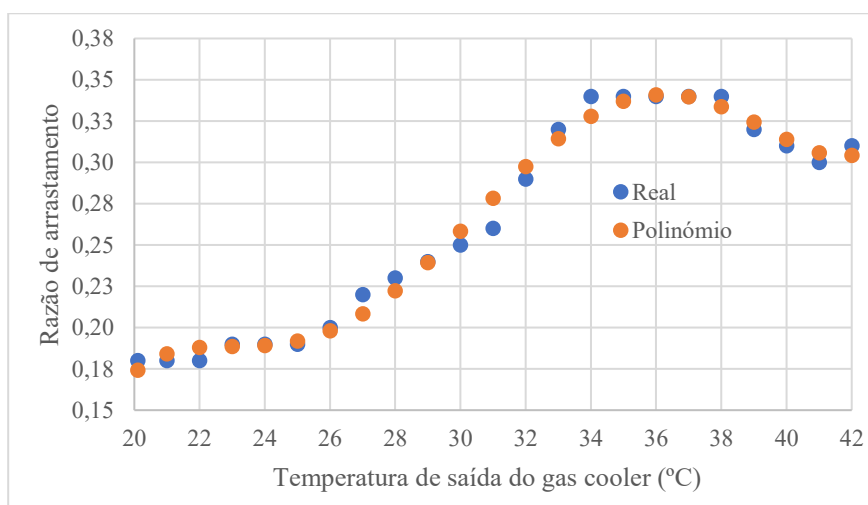


Figura 3.29 – Verificação do ajustamento dos valores determinados com o polinómio

No caso do ciclo com ejectores a pressão óptima foi determinada através do software Coolselector2, durante a simulação do funcionamento dos ejectores para os vários pontos de funcionamento. O objectivo foi aplicar os valores de pressão que correspondem aos valores determinados da razão de arrastamento.

O gráfico apresentado na figura 3.30, representa os valores da pressão óptima em função da temperatura do ar exterior. Realizando uma regressão linear, verifica-se que é possível representar a variação da pressão óptima através da equação de uma recta, representada na expressão 91.

Verificou-se que para temperaturas do ar exterior inferiores a 27°C a pressão óptima teórica é inferior a 7500 kPa. Por esta razão, foi implementada no modelo uma função de controlo que define a pressão no *gas cooler* de acordo com a equação 91, garantindo uma operação em regime transcrito com uma pressão do *gas cooler* mínima de 7500 kPa, tal como foi definido no modelo do sistema de referência e com *gas cooler* evaporativo.

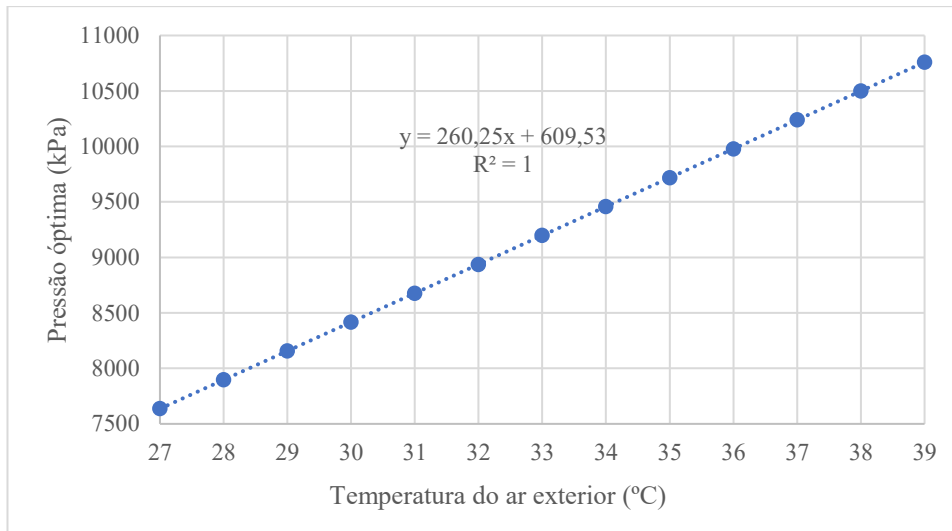


Figura 3.30 – Valores da pressão óptima do ciclo com ejectores em função da temperatura do ar exterior

$$P_{gc} = \begin{cases} 260,25 \times T_{ext} + 609,53 & T_{ext} \geq 27 \\ 7500 & T_{ext} < 27 \end{cases} \quad (91)$$

Considerando que foi seleccionado o mesmo *gas cooler* para o sistema com ejectores, foi aplicada a mesma metodologia utilizada no sistema de referência para determinar a velocidade de rotação e potência consumida nos ventiladores.

Por fim, estipulou-se que quando o sistema opera em ciclo subcrítico, os ejectores funcionam com uma válvula de *bypass* de vapor, ou seja, o sistema funciona como o ciclo de compressão paralela de vapor definido no subcapítulo 3.5. (Bernardo Pérez, 2025).

4

RESULTADOS NUMÉRICOS

O presente capítulo tem como objectivo apresentar e analisar os resultados obtidos nas simulações realizadas, com especial destaque para o desempenho energético do sistema de refrigeração de referência e dos sistemas com a aplicação de ejectores e *gas cooler* evaporativo, que foram analisados e modelados no capítulo 3. Pretende-se ainda estabelecer conclusões teóricas e práticas com base nos resultados obtidos.

Este capítulo foi dividido em três secções principais: simulações sob condições de carga máxima, simulação de um dia típico de Julho, e a simulação hora a hora para todo o mês de Julho. As simulações foram conduzidas através da aplicação dos modelos numéricos desenvolvidos no capítulo 3, sendo a referência para a comparação do desempenho energético o ciclo com compressão paralela de vapor. No caso do ciclo com *gas cooler* evaporativo foi ainda estudado a influência da espessura do isolamento e a temperatura de activação do arrefecimento evaporativo.

Cada um dos subcapítulos aborda aspectos teóricos e práticos dos resultados obtidos nas simulações, permitindo uma análise comparativa que fundamenta as conclusões posteriores.

4.1 SIMULAÇÃO NO CENÁRIO DE CARGA MÁXIMA

Antes de se proceder a uma simulação dinâmica com dados climáticos reais e os perfis diários das potências frigoríficas, foi realizada uma análise simplificada considerando apenas situações de funcionamento com temperaturas do ar exterior elevadas, mantendo as potências frigoríficas constantes. O objectivo desta abordagem preliminar foi comparar o desempenho dos sistemas nos seus pontos de operação mais críticos.

Nesta primeira abordagem, os sistemas foram simulados considerando temperaturas do ar exterior com valores entre 30°C e 36°C, assumindo as potências frigoríficas em condições de carga máxima, ou seja, 35 kW no caso da baixa temperatura e 60 kW para a média temperatura.

No caso do modelo com *gas cooler* evaporativo, foi necessário definir valores para a humidade relativa do ar exterior. Os valores da humidade relativa foram estabelecidos considerando um conteúdo de humidade de 10 g_v/kg_{ar} para cada uma das temperaturas de bolbo seco consideradas. Adicionalmente, adoptou-se uma altitude de 178 metros para determinar a pressão atmosférica e consequentemente a massa específica do ar exterior.

As simulações foram realizadas para quatro sistemas distintos: um sistema com compressão paralela de vapor, que serve como o sistema de referência, um sistema com ejectores e dois sistemas com *gas cooler* evaporativo, diferenciados pela espessura do enchimento, 100 mm e 150 mm. O objectivo da realização de simulações com duas diferentes espessuras de enchimento consistiu em confirmar as conclusões apresentadas nas referências bibliográficas analisadas no subcapítulo 2.3, as quais indicam que espessuras superiores a 100 mm não proporcionam melhorias adicionais significativas do rendimento do sistema.

Nas Tabelas 4.1, 4.2, 4.3 e 4.4 encontram-se apresentados os parâmetros de funcionamento determinados para cada uma das simulações realizadas, para as temperaturas do ar exterior estipuladas.

Na Figura 4.1 é ilustrada a variação do COP para cada um dos sistemas em função dos valores de temperatura do ar exterior. Como era expectável, os resultados revelaram uma melhoria do COP em todos os sistemas face ao sistema de referência.

No entanto, nestas condições constata-se que a melhoria do COP é significativamente mais elevada com a aplicação do *gas cooler* evaporativo do que com os ejectores. Verificou-se ainda que os valores do COP com ambas as espessuras de enchimento são bastante aproximadas, existindo uma tendência de aproximação com a redução da temperatura.

Analisando os valores apresentados nas Tabelas 4.1, 4.2, 4.3 e 4.4, observa-se que, para além do COP, existem outros parâmetros relevantes do ciclo frigorífico que evidenciam um melhoramento significativo com a aplicação do *gas cooler* evaporativo. No caso da temperatura do fluido à saída do *gas cooler*, verifica-se que a aplicação do arrefecimento evaporativo permite uma redução substancial deste parâmetro. Como consequência da diminuição da temperatura de saída, a pressão de funcionamento do sistema também é inferior, possibilitando que o ciclo opere com uma pressão no *gas cooler* consideravelmente mais baixa e estável, nos vários pontos de funcionamento.

Dado que o ar é arrefecido antes de realizar a permuta de calor no *gas cooler*, a carga sobre o mesmo é inferior, verificando-se assim que os ventiladores funcionam com uma velocidade inferior reduzindo também o consumo energético nos mesmos, mesmo tendo em conta a perda de carga adicional causada pelo enchimento.

No que respeita à simulação do sistema com ejectores, os benefícios ao nível do ciclo frigorífico foram menos expressivos. No entanto, constatou-se que a potência absorvida pelos compressores é inferior, uma vez que grande parte do fluido é comprimido a partir de uma pressão mais elevada no grupo de compressores paralelo, responsável pela compressão do vapor aspirado do recipiente separador de fases.

Tabela 4.1 – Simulação sistema de referência

$T_{db}(^{\circ}C)$	$\phi(\%)$	$T_S(^{\circ}C)$	P_{desc} (kPa)	\dot{W}_{LT}	\dot{W}_{MT}	\dot{W}_{FG}	\dot{W}_{vent}	COP
36	27,0	39,0	9466	7,067	34,98	17,9	10,1500	1,59
35	28,5	38,0	9235	7,067	34	16,72	4,2120	1,64
34	30,0	37,0	9002	7,067	33,01	15,58	2,0210	1,71
33	31,8	36,0	8768	7,067	32,01	14,48	1,1160	1,77
32	33,7	35,0	8532	7,067	31,01	13,43	0,6892	1,85
31	35,7	34,0	8295	7,067	29,99	12,41	0,4599	1,92
30	37,8	33,0	8057	7,067	28,96	11,43	0,3233	2,00

Tabela 4.2 – Simulação sistema com ejectores

$T_{db}(^{\circ}C)$	$\phi(\%)$	$T_S(^{\circ}C)$	P_{desc} (kPa)	\dot{W}_{LT}	\dot{W}_{MT}	\dot{W}_{FG}	\dot{W}_{vent}	COP
36	27,0	39,0	9979	7,119	14,37	35,6	10,150	1,66
35	28,5	38,0	9718	7,071	13,46	34,72	4,2120	1,72
34	30,0	37,0	9458	7,031	12,86	33,53	2,0210	1,78
33	31,8	36,0	9198	7,001	12,61	31,97	1,1160	1,84
32	33,7	35,0	8938	6,98	12,71	30,06	0,6893	1,91
31	35,7	34,0	8677	6,967	13,08	27,85	0,4598	1,98
30	37,8	33,0	8417	6,962	13,65	25,44	0,3232	2,06

Tabela 4.3 – Simulação sistema com *gas cooler* evaporativo e enchimento 100 mm

$T_{db}(^{\circ}C)$	$\phi(\%)$	$T_{ar,arref}(^{\circ}C)$	$T_S(^{\circ}C)$	P_{desc} (kPa)	\dot{W}_{LT}	\dot{W}_{MT}	\dot{W}_{FG}	\dot{W}_{vent}	COP
36	27,0	24,4	27,4	7500	7,067	26,53	5,982	0,1708	2,40
35	28,5	23,9	26,9	7500	7,067	26,53	5,671	0,1266	2,42
34	30,0	23,4	26,4	7500	7,067	26,53	5,39	0,1036	2,44
33	31,8	22,9	25,9	7500	7,067	26,53	5,156	0,0899	2,45
32	33,7	22,5	25,5	7500	7,067	26,53	4,937	0,0803	2,47
31	35,7	22,0	25,0	7500	7,067	26,53	4,728	0,0730	2,48
30	37,8	21,6	24,6	7500	7,067	26,53	4,527	0,0669	2,49

Tabela 4.4 – Simulação sistema com *gas cooler* evaporativo e enchimento 150 mm

$T_{db}(^{\circ}C)$	$\phi(\%)$	$T_{ar,arref}(^{\circ}C)$	$T_s(^{\circ}C)$	P_{desc} (kPa)	\dot{W}_{LT}	\dot{W}_{MT}	\dot{W}_{FG}	\dot{W}_{vent}	COP
36	27,0	23,0	26,0	7500	7,067	26,53	5,178	0,1963	2,45
35	28,5	22,5	25,5	7500	7,067	26,53	4,971	0,1454	2,46
34	30,0	22,1	25,1	7500	7,067	26,53	4,772	0,1190	2,48
33	31,8	21,7	24,7	7500	7,067	26,53	4,605	0,1034	2,49
32	33,7	21,4	24,4	7500	7,067	26,53	4,444	0,0923	2,50
31	35,7	21,0	24,0	7500	7,067	26,53	4,287	0,0838	2,51
30	37,8	20,6	23,6	7500	7,067	26,53	4,132	0,0770	2,52

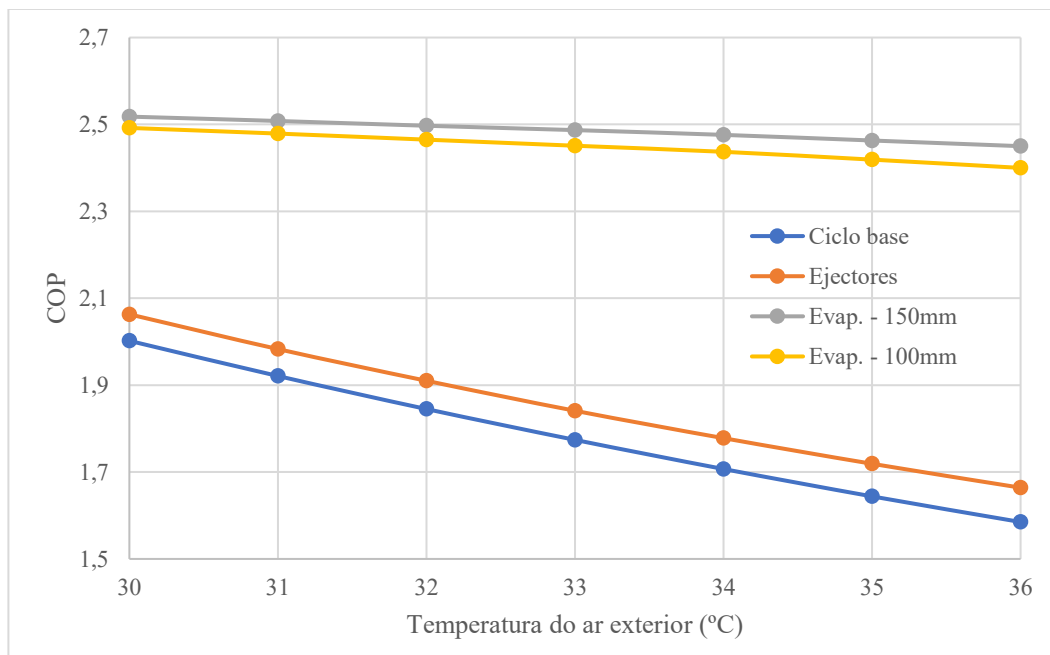


Figura 4.1 – COP dos sistemas em função da temperatura do ar exterior

Na figura 4.2, são apresentados os valores de melhoria do COP em relação ao ciclo de referência. Enquanto o sistema de ejectores proporcionou uma melhoria máxima de 5% para as temperaturas consideradas, o sistema com *gas cooler* evaporativo apresentou uma melhoria máxima de 54,6%.

Comparando os valores da melhoria do COP de cada uma das espessuras de enchimento, na figura 4.2, verifica-se que a diferença é pouco significativa. Sendo esta diferença cada vez menor à medida que a temperatura do ar exterior diminui.

A aplicação de uma espessura de enchimento superior a 100 mm revelou, desta forma, um impacto marginal na melhoria do COP do sistema, corroborando as conclusões das fontes bibliográficas analisadas no subcapítulo 2.3.

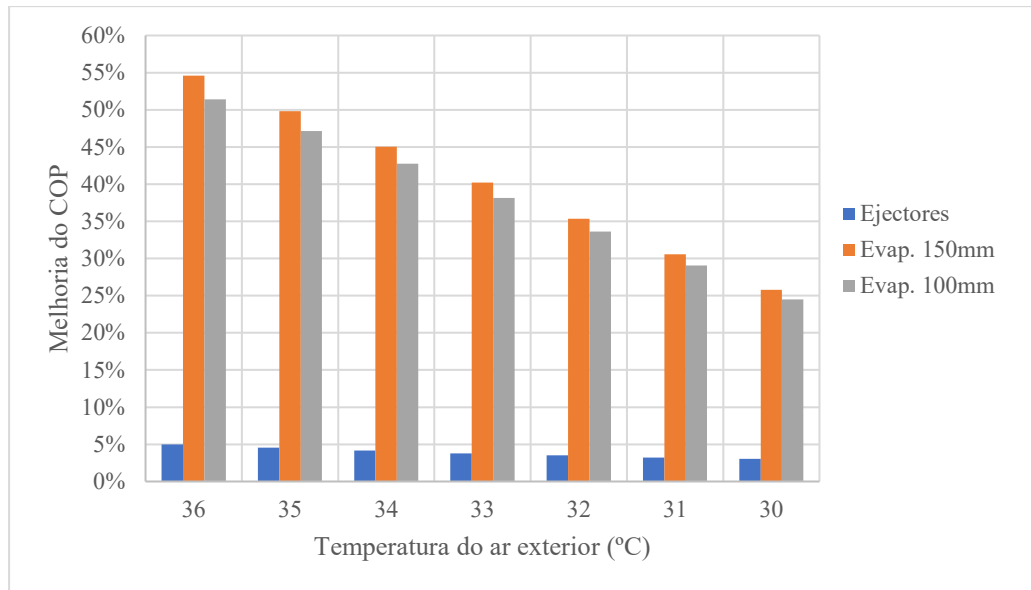


Figura 4.2 – Melhoria do COP em relação ao sistema de referência

Na Figura 4.3 são apresentados os valores da potência total absorvida nos compressores, em cada ponto de funcionamento. Este gráfico confirma as conclusões obtidas anteriormente através da análise das Tabelas 4.1, 4.2, 4.3 e 4.4.

A redução da potência de compressão necessária no ciclo é muito relevante, no dimensionamento da instalação, permitindo a aplicação de compressores de potência inferior e menor necessidade de modelação da capacidade.

Os requisitos de potência solicitados à infra-estrutura da instalação eléctrica são também de ordem inferior.

A Figura 4.3 apresenta os valores da potência total absorvida pelos compressores em cada ponto de funcionamento analisado. A análise deste gráfico vem confirmar as tendências identificadas previamente na análise das Tabelas 4.1, 4.2, 4.3 e 4.4, reforçando a evidência de que a aplicação das soluções estudadas conduz a uma redução da potência de compressão requerida pelo ciclo frigorífico.

Esta redução tem particular importância no contexto do dimensionamento prático da instalação, uma vez que permite a selecção de compressores com menor potência. Esta optimização contribui não só para uma melhor eficiência da instalação, como também para a racionalização dos custos associados à aquisição e manutenção dos equipamentos.

Adicionalmente, a diminuição dos requisitos de potência traduz-se numa menor solicitação à infra-estrutura da instalação eléctrica, reduzindo as exigências ao nível do dimensionamento dos quadros eléctricos, cabos e sistemas de protecção.

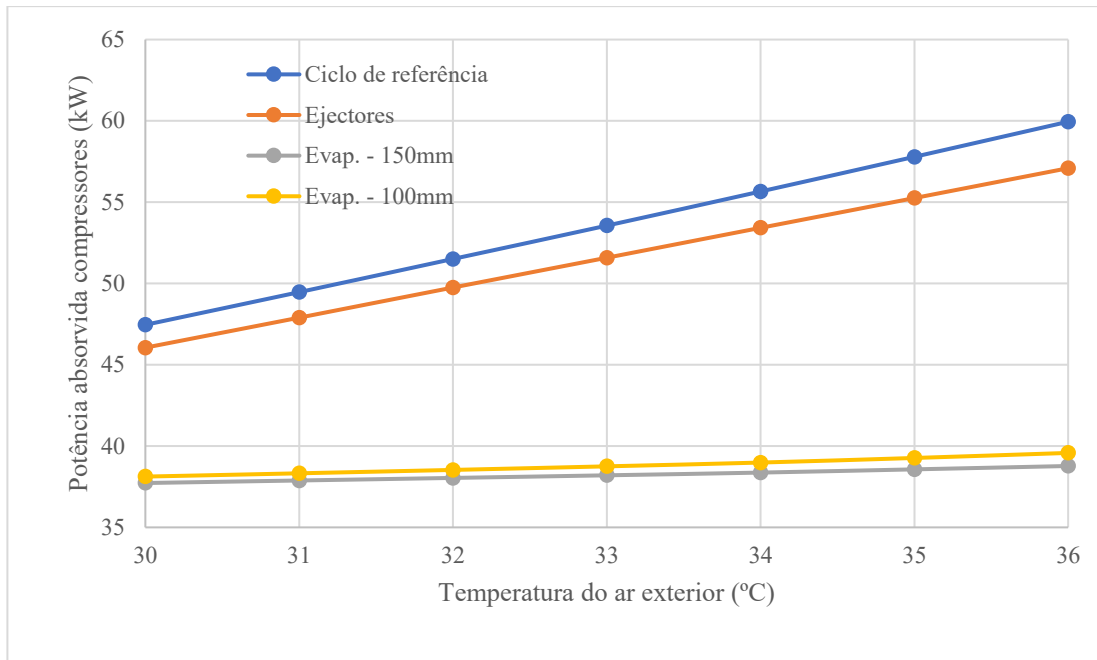


Figura 4.3 – Potência total dos compressores

Tendo-se verificado que a diferença na melhoria da eficiência entre as duas espessuras de enchimento é pouco significativa, optou-se por analisar qual delas proporciona uma utilização mais eficiente da água no processo de arrefecimento evaporativo, em relação à energia consumida pelo ciclo frigorífico. Para tal, foi aplicado o conceito de consumo específico de água, representado pela equação 92.

Define-se o consumo específico de água, como o rácio entre o volume de água consumido pelo sistema de arrefecimento evaporativo e a energia poupada, ou seja, a diferença entre a energia consumida pelo sistema de referência e a energia consumida pelo ciclo com *gas cooler* evaporativo.

$$c_w = \frac{\text{Consumo de água}}{\text{Energia poupada}} \quad (92)$$

A Figura 4.4 apresenta os valores calculados do consumo específico de água para cada espessura de enchimento. Verificou-se que, em todas as condições de analisadas, os valores obtidos são superiores para o enchimento com 150 mm, o que indica uma menor eficiência na utilização da água. Assim, conclui-se que o enchimento de 100 mm permite uma utilização mais eficiente dos recursos hídricos no processo de arrefecimento evaporativo.

Tendo em conta os resultados obtidos optou-se por considerar exclusivamente o enchimento de 100 mm nas simulações desenvolvidas nos subcapítulos seguintes.

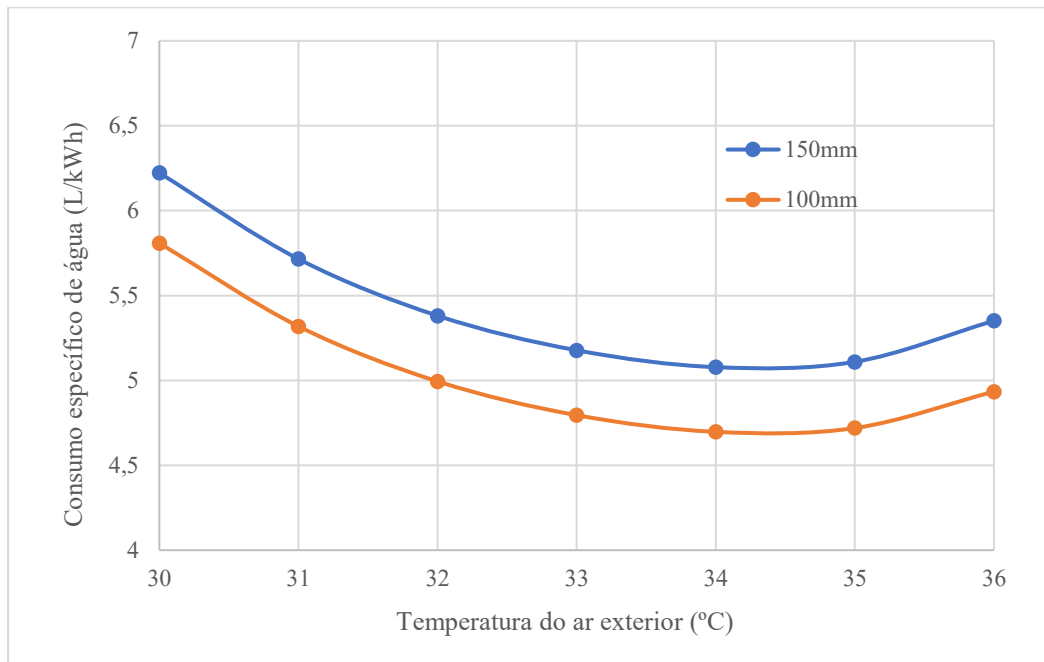


Figura 4.4 – Consumo específico de água das duas espessuras de enchimento

4.2 SIMULAÇÃO DE UM DIA TÍPICO DE JULHO

Nesta simulação foram aplicados os dados climáticos apresentados no subcapítulo 3.4 para um dia típico de Julho nas localidades de Beja e Faro. Foram também aplicados os perfis diários das potências frigoríficas descritos no subcapítulo 3.3.

Após ter sido avaliada, no subcapítulo 4.1, a aplicação de duas espessuras de enchimento distintas do arrefecedor evaporativo, optou-se agora por analisar o funcionamento do sistema com *gas cooler* evaporativo considerando duas temperaturas de activação distintas do distribuidor de água. Para tal, foram simulados dois cenários distintos. Um cenário em que o arrefecimento evaporativo é activado quando a temperatura do ar exterior é igual ou superior a 28°C. E um segundo cenário, em que o sistema é activado quando a temperatura do ar é igual ou superior a 25°C. Esta abordagem permitiu avaliar o impacto da selecção da temperatura de activação no rendimento do sistema e consumo de água.

Nas tabelas 4.5 e 4.6 são apresentados valores de indicadores relevantes do funcionamento de cada sistema para as simulações realizadas em Beja e Faro. Estes indicadores permitiram realizar uma análise comparativa do desempenho dos diversos sistemas.

Tal como se tinha verificado no subcapítulo 4.1, obteve-se uma redução no consumo energético global superior com a aplicação do *gas cooler* evaporativo do que com o sistema de ejectores. No entanto, neste caso não se verificou uma diferença tão significativa como no

subcapítulo anterior, pelo facto se tratar do consumo de energia total diário. Constatando-se assim, que o sistema de arrefecimento evaporativo é particularmente eficaz nas condições mais críticas de funcionamento.

Como era expectável, verificou-se que a activação do sistema de arrefecimento evaporativo com uma temperatura exterior inferior conduziu a um melhor desempenho do sistema com *gas cooler* evaporativo, traduzindo-se numa redução adicional do consumo energético. No entanto, esta melhoria, apesar de consistente, revelou-se pouco significativa em termos absolutos.

Efectuado a análise ao consumo de água adicional, verificou-se uma percentagem de consumo adicional de água de 12,1% no caso da simulação efectuada em Beja e de 61,9% em Faro. Em contrapartida, a diferença na redução do consumo de energia foi apenas 1% para o caso de Beja e 2% para Faro. Foram ainda calculados os valores do consumo específico tendo-se verificado que a temperatura de activação de 28°C utiliza a água de forma mais eficiente.

Com os dados obtidos, constatou-se que o benefício adicional obtido pela aplicação do arrefecimento evaporativo durante mais horas é bastante reduzindo tendo em conta que o consumo adicional de água é bastante significativo.

Observou-se novamente que o sistema com *gas cooler* evaporativo funciona com pressões mais baixas durante todo o dia em ambas as localidades. Já no caso do sistema com ejectores as pressões máximas de funcionamento foram semelhantes ao sistema de referência.

Tabela 4.5 – Resultados da simulação do dia típico de Julho em Beja

Indicadores	Ciclo Referência	Ejectores	Gas Cooler Evap. 28°C	Gas Cooler Evap. 25°C
Média do COP	2,24	2,32	2,49	2,52
Consumo energético mês (kWh)	857,2	825,9	745,3	736,4
Poupança de energia (kWh)	-	31,3	111,9	120,8
Consumo de água (L)	-	-	477,0	534,5
Pressão máxima do ciclo (kPa)	9072	9536	7500	7500
Redução no consumo energético	-	3,7%	13,0%	14,1%
Consumo específico de água (L/kWh)	-	-	4,26	4,42

Tabela 4.6– Resultados da simulação do dia típico de Julho em Faro

Indicadores	Ciclo Referência	Ejectores	Gas Cooler Evap. 28°C	Gas Gooler Evap. 25°C
Média do COP	2,38	2,46	2,49	2,54
Consumo energético mês (kWh)	788,6	761,5	746,1	729,3
Poupança de energia (kWh)	-	27,1	42,5	59,3
Consumo de água (L)	-	-	225,7	365,8
Pressão máxima do ciclo (kPa)	8104	8469	7500	7500
Redução no consumo energético	-	3,44%	5,40%	7,53%
Consumo específico de água (L/kWh)	-	-	5,31	6,17

Nas figuras 4.5 e 4.6 são apresentados os valores do COP de hora a hora para as simulações realizadas aplicando os dados climáticos das duas localidades. Constatou-se que o perfil de variação do COP é distinto para as simulações em cada localidade. Verificando-se uma maior oscilação dos valores do COP para alguns dos sistemas no caso da simulação realizada para a cidade de Beja. Este facto advém de Beja possuir uma maior amplitude térmica.

No entanto, constata-se que no caso das simulações do sistema com *gas cooler* evaporativo, o perfil de variação do COP é semelhante em ambas as localidades. Conclui-se que a utilização desta tecnologia permite obter uma oscilação do COP bastante reduzida durante as horas em que a temperatura é mais elevada, reduzindo significativamente a amplitude dos valores do COP ao longo de todo o dia.

Importa ainda referir que, quando o arrefecimento evaporativo não se encontra activo, este sistema funciona de forma idêntica ao sistema de referência. Nestes períodos, em que se registam temperaturas mais amenas, verifica-se que o sistema com ejectores apresenta valores do COP superiores aos restantes sistemas, evidenciando um melhor desempenho energético nessas horas. Verifica-se ainda que o sistema com ejectores permite obter uma melhoria do COP para todas as horas de funcionamento em relação ao sistema de referência, quando funciona em ciclo transcrito.

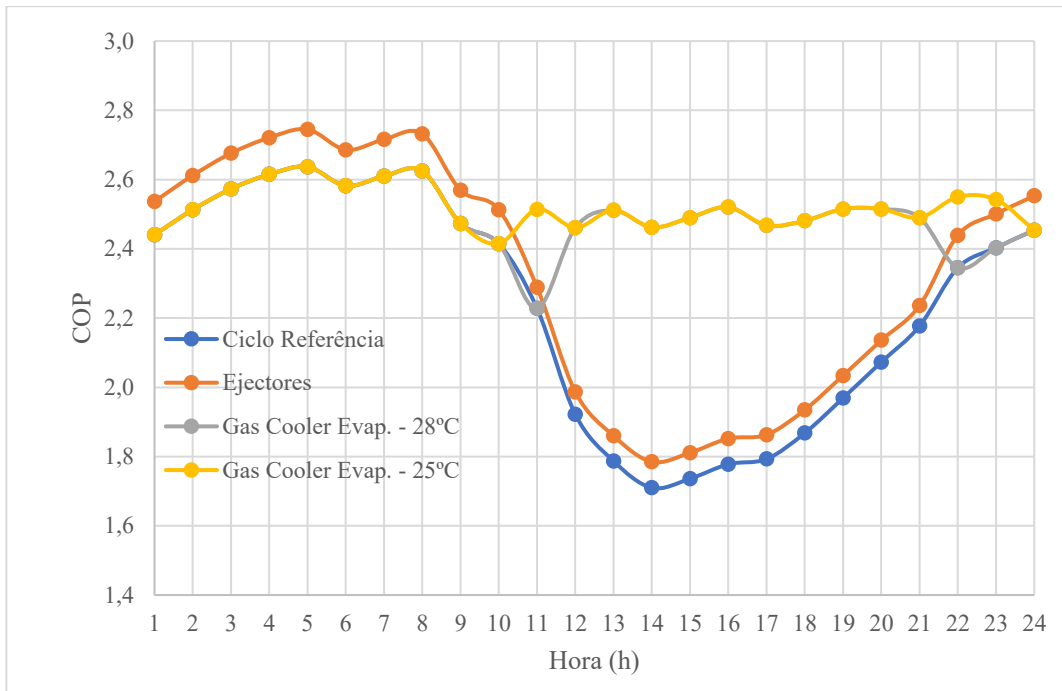


Figura 4.5 – Variação do COP ao longo do dia na simulação em Beja

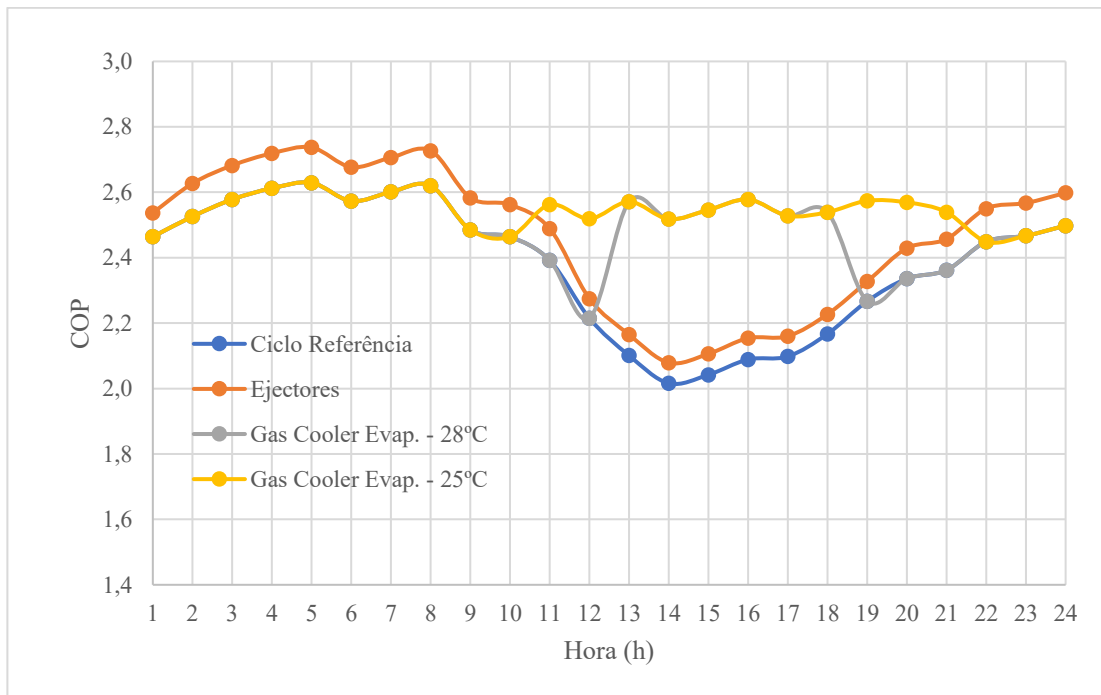


Figura 4.6 – Variação do COP ao longo do dia na simulação em Faro

Nas figuras 4.7 e 4.8 são apresentados os valores da potência térmica rejeitada no *gas cooler*, correspondentes às simulações realizadas para as duas localidades. Verifica-se que, nas horas em que a temperatura do ar exterior é mais elevada, o sistema de referência e o

sistema com ejectores registam um aumento considerável da potência térmica rejeitada, quando comparados com os sistemas com *gas cooler* evaporativo.

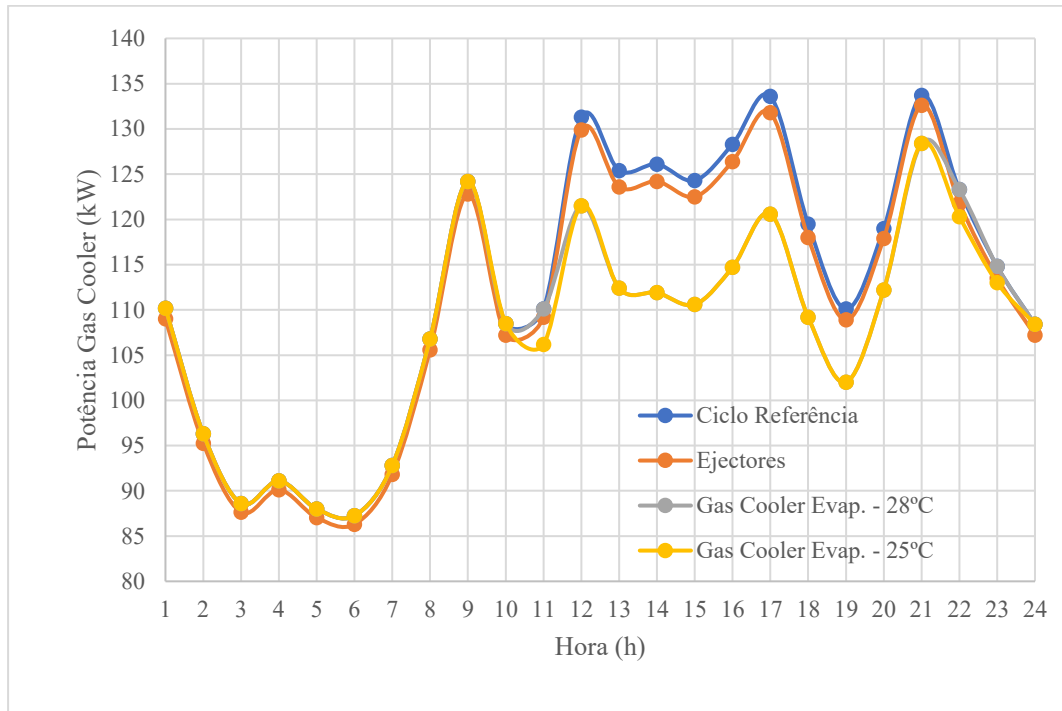


Figura 4.7 – Variação da potência térmica rejeitada no *gas cooler* na simulação em Beja

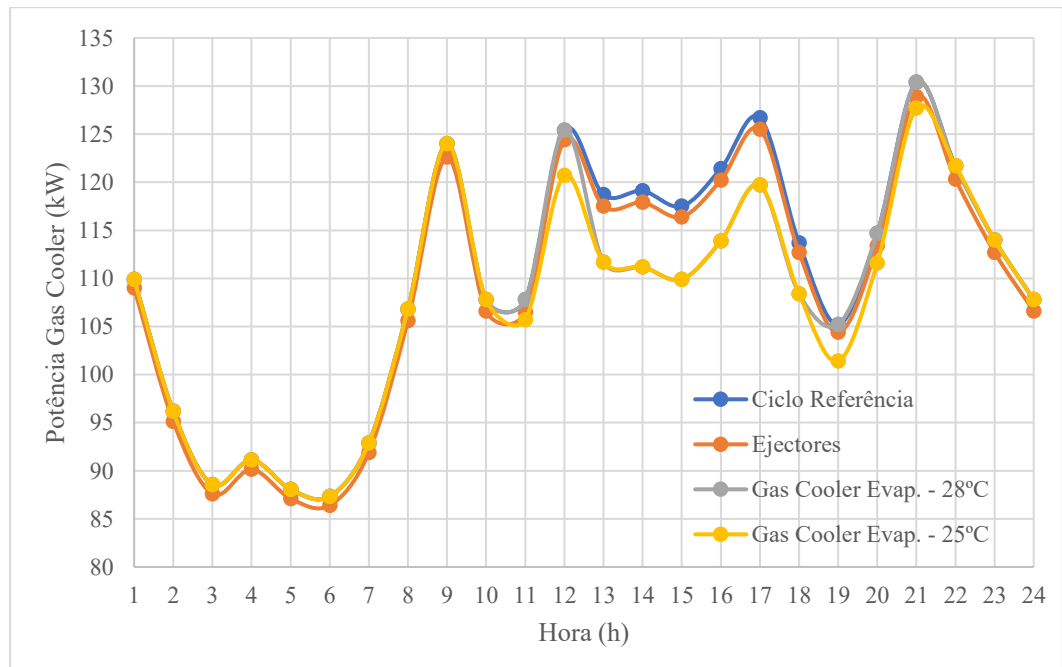


Figura 4.8 – Variação da potência térmica rejeitada no *gas cooler* na simulação em Faro

A análise adicional das figuras 4.9 e 4.10 permite constatar que, nesses períodos, a pressão no *gas cooler* é significativamente superior nos dois primeiros ciclos. Este aumento de pressão

conduz a um acréscimo do trabalho exigido aos compressores, o que se traduz em energia térmica adicional a rejeitar. Por outro lado, os ciclos com *gas cooler* evaporativo operam ao longo de todo o dia com pressões inferiores, tal como tinha sido observado no subcapítulo anterior.

Conclui-se, assim, que embora o perfil das potências frigoríficas seja idêntico para todos os sistemas analisados, o funcionamento com pressões mais elevadas implica uma potência de compressão adicional e consequentemente de um *gas cooler* de maior capacidade.

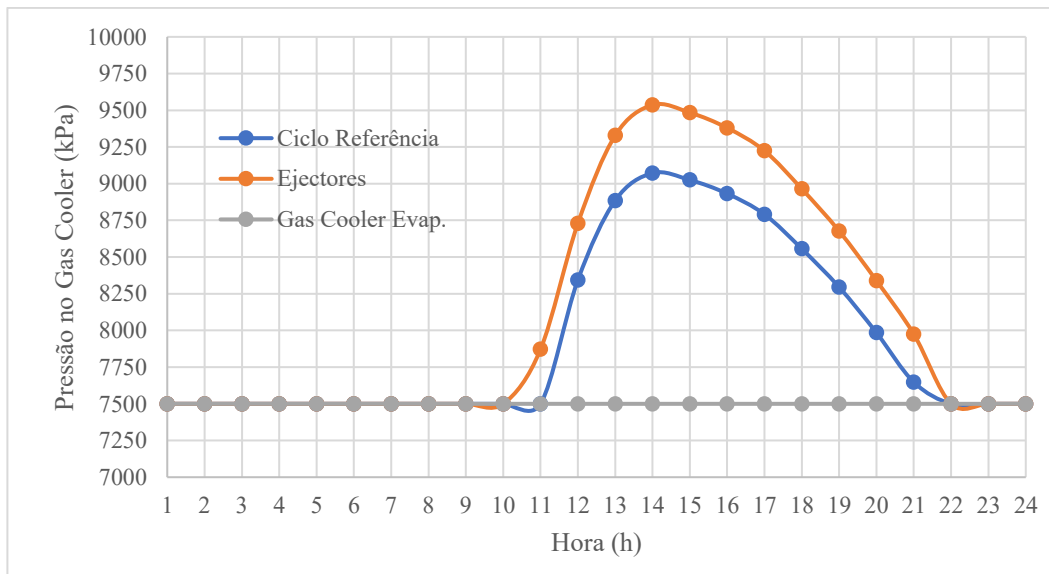


Figura 4.9 – Variação da pressão no *gas cooler* na simulação em Beja

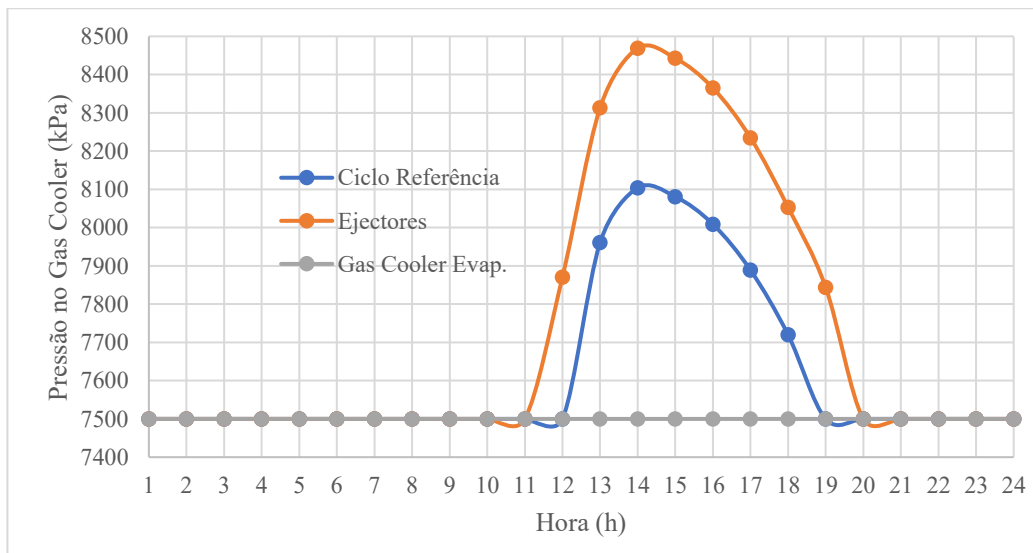


Figura 4.10 – Variação da pressão no *gas cooler* na simulação em Faro

Para além dos valores globais de redução do consumo energético apresentados nas Tabelas 4.5 e 4.6, procedeu-se a uma análise horária detalhada, com o intuito de caracterizar com maior

pormenor o comportamento do sistema após a aplicação das tecnologias que se pretende analisar.

As Figuras 4.11 e 4.12 apresentam a variação percentual da redução do consumo energético, em relação ao sistema de referência, para cada hora de um dia típico do mês de Julho. Relativamente ao sistema *gas cooler* evaporativo, observou-se uma redução significativa do consumo energético durante os períodos de temperatura mais elevada. Este efeito foi particularmente evidente nas simulações realizadas para a cidade de Beja, onde se verificam temperaturas mais elevadas e o ar possui um menor conteúdo de humidade, potenciando, assim, o potencial de arrefecimento evaporativo.

Em contrapartida, a aplicação dos ejectores resultou em melhorias mais modestas, porém consistentes ao longo do período analisado. As variações observadas demonstraram menor sensibilidade às condições climáticas, resultando num perfil de desempenho relativamente uniforme em ambas as localidades. Este comportamento revela-se particularmente interessante em contextos de dias ou localidades com condições climáticas mais amenas, onde a implementação de arrefecimento evaporativo não se justifica. Deste modo, os ejectores permitem obter ganhos de eficiência face ao sistema de referência durante todas as horas de operação em ciclo transcrito ao contrário do *gas cooler* evaporativo, onde os ganhos se restringem às horas em que o arrefecimento evaporativo se encontra em funcionamento.

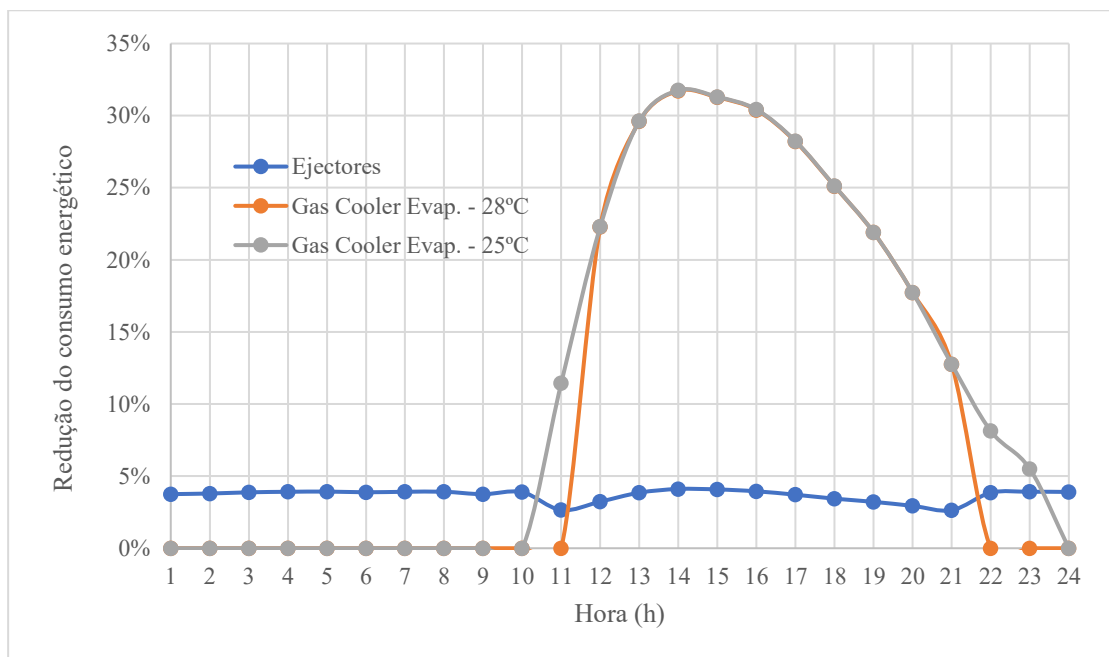


Figura 4.11 – Redução percentual do consumo energético para cada hora na simulação em Beja

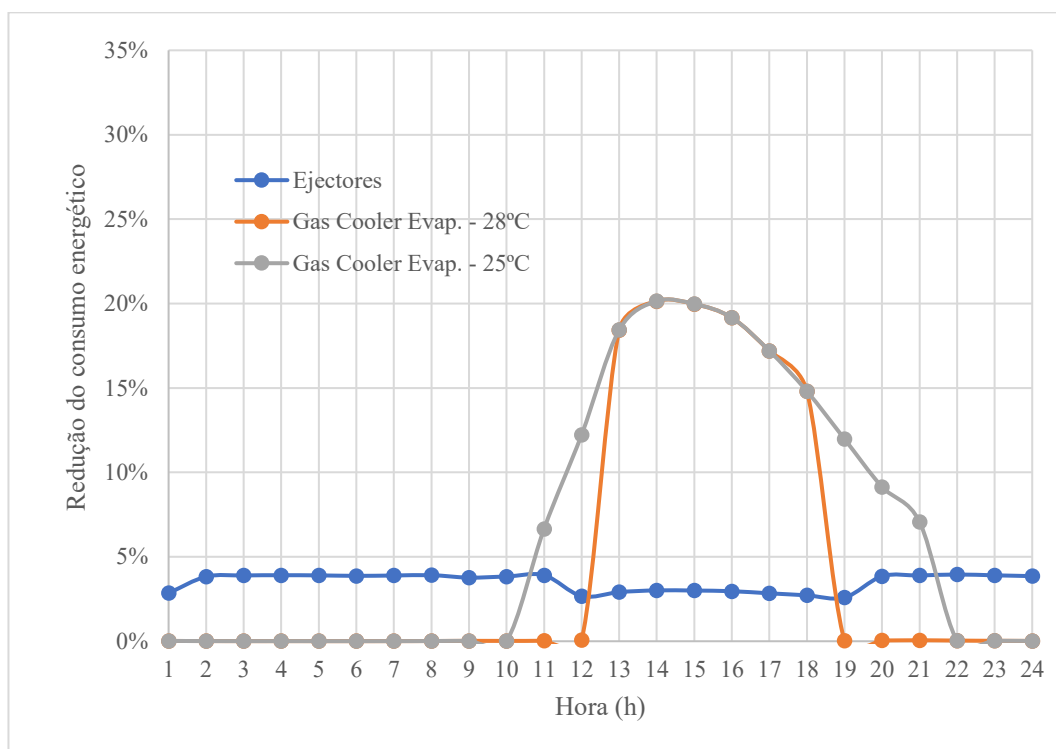


Figura 4.12 – Redução percentual do consumo energético para cada hora na simulação em Faro

4.3 SIMULAÇÃO HORA A HORA DO MÊS DE JULHO

Neste subcapítulo foi efectuada uma análise semelhante à do subcapítulo 4.2, no entanto foram executadas simulações horárias para todo o mês de Julho. Para tal, foram utilizados os dados climáticos gerados para o mês de Julho, pelo software SCE.CLIMA, relativos às localidades de Faro e Beja.

O principal objectivo desta abordagem foi aumentar a diversidade dos pontos de funcionamento calculados, permitindo assim uma avaliação mais representativa do desempenho dos sistemas ao longo de um período típico de Verão. Esta metodologia possibilitou ainda a obtenção de indicadores energéticos mensais para cada sistema analisado.

Nas tabelas 4.7 e 4.8 são apresentados os indicadores de funcionamento para os diferentes sistemas de refrigeração simulados nas localidades de Beja e Faro. Os indicadores apresentados nas tabelas apresentam uma análise comparativa do desempenho dos diversos sistemas, quando ao consumo energético, pressões máximas de funcionamento e também os valores estimados do consumo de água no caso do *gas cooler* evaporativo.

Os resultados obtidos apresentam a mesma tendência dos resultados das simulações apresentadas no subcapítulo anterior, nomeadamente no que respeita à percentagem de redução no consumo energético em relação ao sistema de referência e aos valores médios do COP de todos os ciclos.

Quanto à análise efetuada referente à temperatura de activação do arrefecimento evaporativo, os resultados foram coerentes com os verificados no subcapítulo 4.2. Observou-se que o aumento percentual no consumo de água ao reduzir a temperatura de activação de 28°C para 25°C foi de 51,5% para Faro e 9,41% para Beja. No entanto, a melhoria adicional na eficiência energética foi pouco significativa, traduzindo-se numa redução adicional do consumo energético de apenas 0,90% em Beja e 1,81% em Faro.

Adicionalmente, os valores obtidos do consumo específico de água, confirmam uma melhor eficiência na utilização deste recurso com a temperatura de activação de 28°C. Estes resultados indicam que a redução adicional da temperatura de activação do arrefecimento evaporativo não proporciona benefícios energéticos significativos.

Tabela 4.7 – Resultados da simulação do mês de Julho em Beja

Indicadores	Ciclo Referência	Ejectores	Gas Cooler Evap. 28°C	Gas Cooler Evap. 25°C
Média do COP	2,27	2,35	2,43	2,45
Consumo energético mês (kWh)	26572	25637	22950	22712
Poupança de energia (kWh)	-	935	3622	3860
Consumo de água (L)	-	-	15261	16697
Pressão máxima do ciclo (kPa)	9673	10213	7760	7743
Redução no consumo energético	-	3,52%	13,63%	14,53%
Consumo específico de água (L/kWh)	-	-	4,21	4,33

Tabela 4.8– Resultados da simulação do mês de Julho em Faro

Indicadores	Ciclo Referência	Ejectores	Gas Cooler Evap. 28°C	Gas Gooler Evap. 25°C
Média do COP	2,39	2,48	2,49	2,51
Consumo energético mês (kWh)	24544	23694	23000	22556
Poupança de energia (kWh)	-	850	1544	1988
Consumo de água (L)	-	-	7359	11147
Pressão máxima do ciclo (kPa)	9212	9692	7500	7500
Redução no consumo energético	-	3,46%	6,29%	8,10%
Consumo específico de água (L/kWh)	-	-	4,77	5,61

Nas figuras 4.13 e 4.14 são apresentados os valores do COP obtidos nas simulações em função dos valores da temperatura do ar exterior, em gráficos de dispersão.

Tal como tinha sido concluído no subcapítulo 4.2, nas condições de funcionamento em ciclo transcrito, mas com temperaturas amenas, o sistema com ejectores apresenta os valores do COP mais elevados. Contudo, a partir do momento em que se atinge a temperatura de activação definida para a simulação, os sistemas com *gas cooler* evaporativo passam a apresentar o melhor rendimento.

Importa ainda referir que, para temperaturas do ar exterior inferiores a 17°C, todos os sistemas operam em ciclo subcrítico. Tendo sido esta a variável de controlo definida na construção dos modelos. O funcionamento em ciclo subcrítico implica que todos os sistemas funcionam com um COP idêntico.

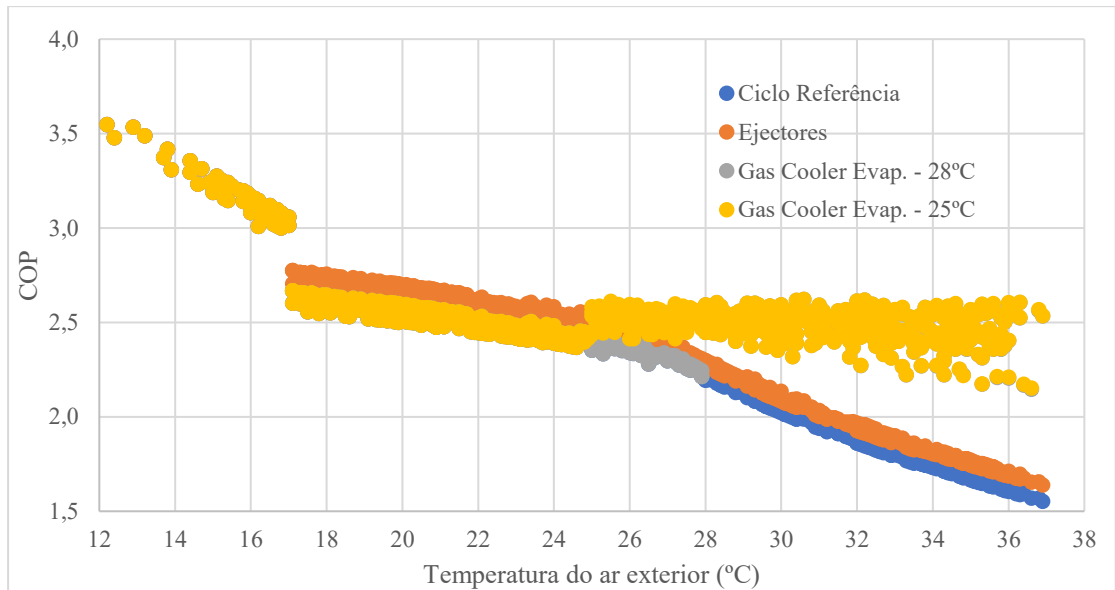


Figura 4.13 – Variação do COP em função da temperatura do ar exterior na simulação em Beja

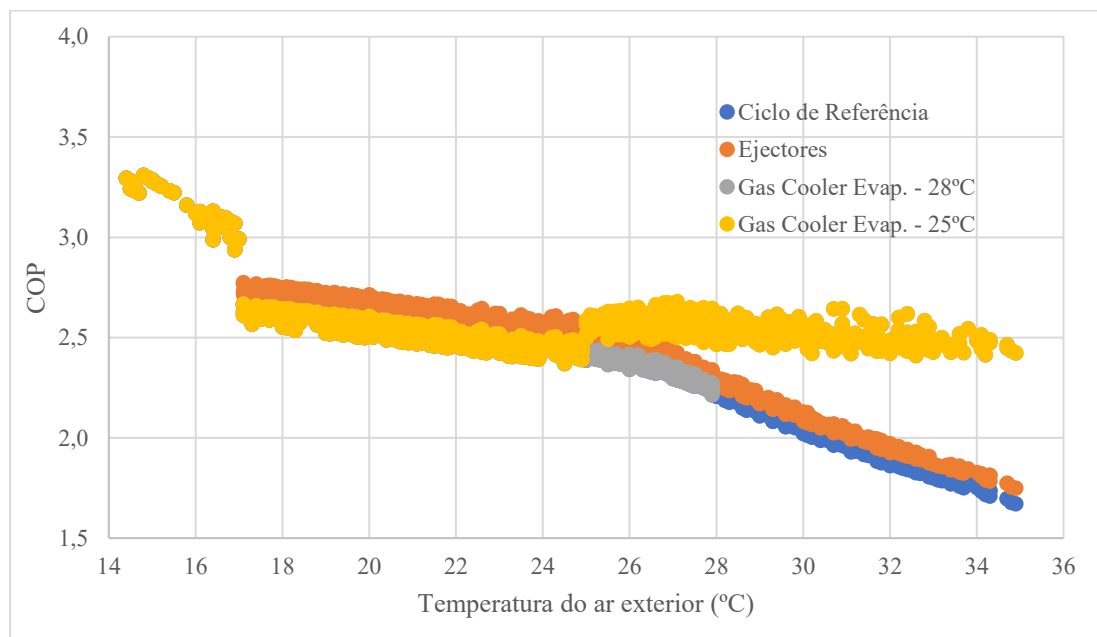


Figura 4.14 – Variação do COP em função da temperatura do ar exterior na simulação em Faro

Quanto à potência total absorvida por cada sistema, as Figuras 4.15 e 4.16 apresentam a sua variação horária ao longo do mês. A análise dos valores máximos representados permite constatar que a potência absorvida nos sistemas com *gas cooler* evaporativo raramente ultrapassa os 40 kW, ao contrário dos restantes sistemas, que frequentemente atingem potências superiores a 50 kW. Este facto evidencia uma vantagem clara dos sistemas com *gas cooler* evaporativo, que já tinha sido verificada no subcapítulo 4.2, ao possibilitar a utilização

de compressores de menor potência, bem como uma eventual redução da potência instalada necessária na infra-estrutura eléctrica. Verifica-se ainda que esta diferença é particularmente significativa na simulação realizada para Beja, devido à ocorrência de temperatura mais elevadas. No caso da simulação realizada para Faro, a diferença da potência absorvida nos vários sistemas não é tão significativa.

Por outro lado, o sistema com ejectores permite obter uma potência ligeiramente inferior à do ciclo de referência nas condições de temperatura do ar exterior elevada, sendo ao mesmo tempo o sistema que apresenta os valores de potência absorvida mais baixos quando ocorrem temperaturas mais baixas.

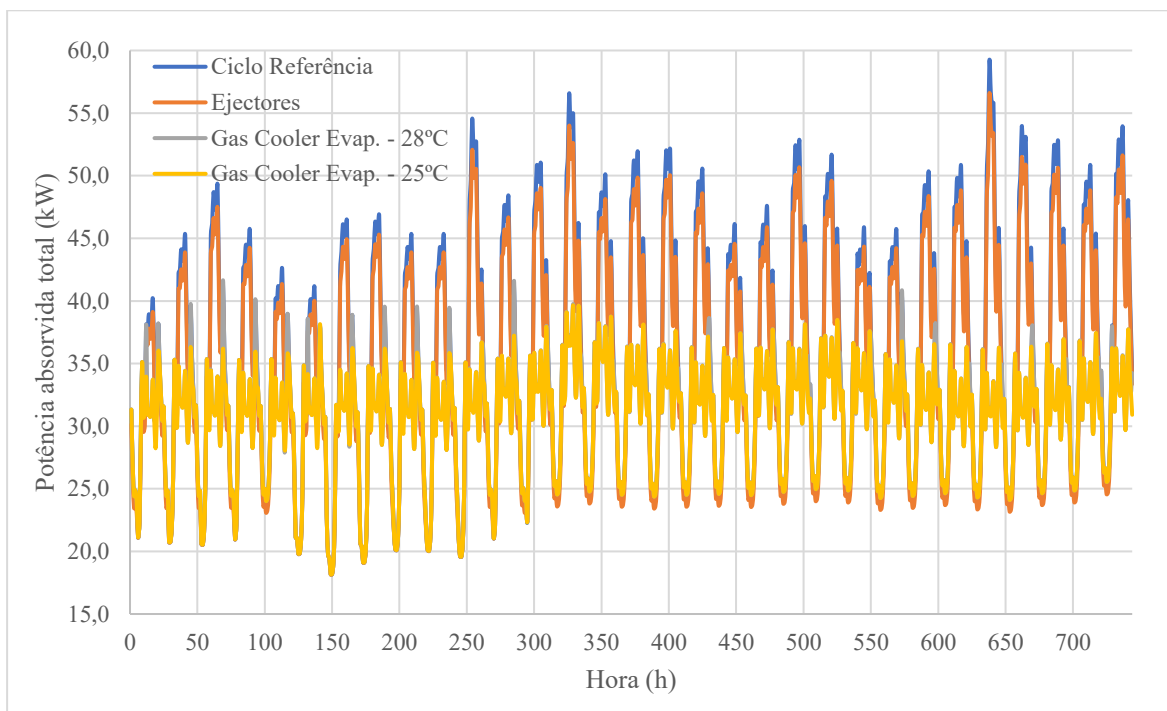


Figura 4.15 – Potência total absorvida hora a hora na simulação em Beja

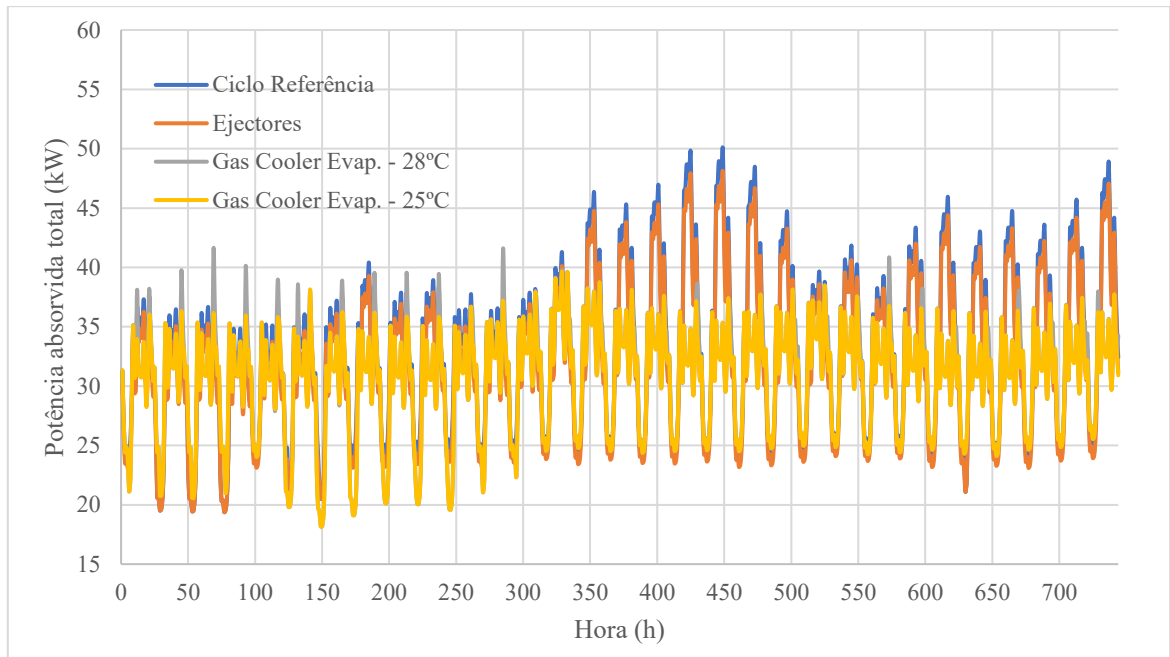


Figura 4.16 – Potência total absorvida hora a hora na simulação em Faro

Por fim, procedeu-se à análise da variação dos valores de COP hora a hora, para cada um dos ciclos e localidades. Tendo-se optado neste caso por apresentar os valores de cada sistema num gráfico separado de forma a obter-se uma visualização mais clara dos resultados.

Nas figuras 4.17 e 4.18 são apresentados os resultados obtidos para o ciclo de referência e para o ciclo com ejectores. Em ambos os casos, observa-se um perfil semelhante, caracterizado por uma elevada amplitude dos valores de COP ao longo do mês, particularmente nas simulações realizadas em Beja

Já nas figuras 4.19 e 4.20, que ilustram os resultados do sistema com *gas cooler* evaporativo com as duas temperaturas de activação definidas, observa-se uma variação significativamente mais estável dos valores do COP ao longo do tempo, particularmente no caso em que a temperatura de activação é de 25°C. Nota-se também uma menor discrepância entre os resultados obtidos para Beja e Faro, comparativamente com os sistemas anteriores. Obtiveram-se algumas horas em que os valores de COP foram superiores a 3 para todos os ciclos, correspondendo às horas de funcionamento em ciclo subcrítico.

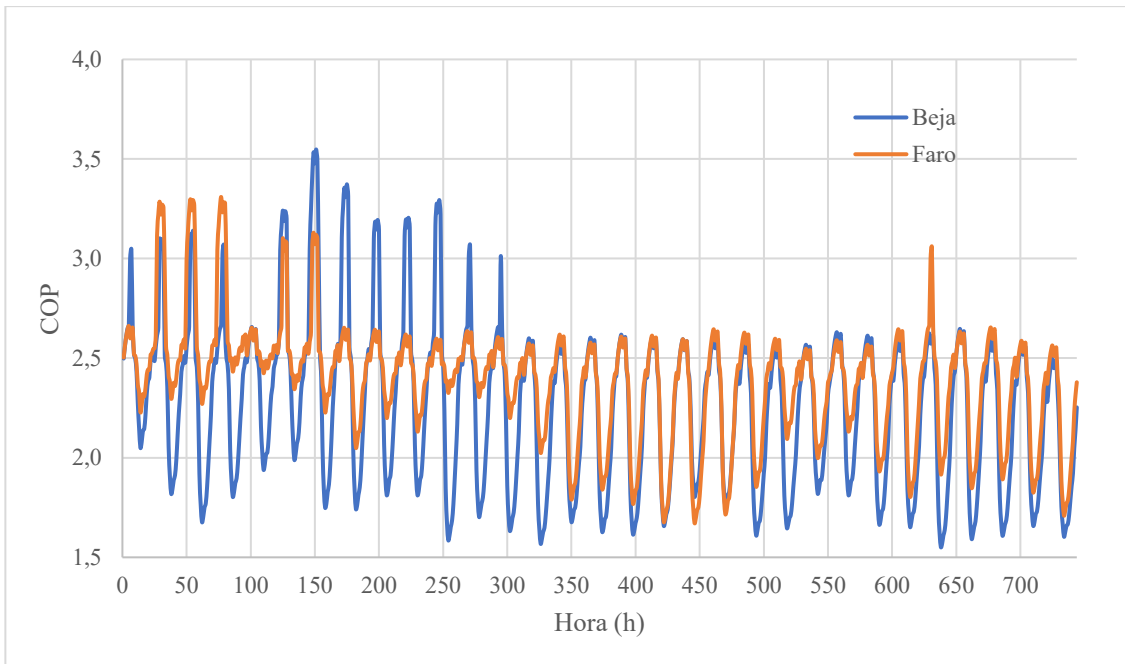


Figura 4.17 – Variação do COP hora a hora para o mês de Julho do ciclo de referência

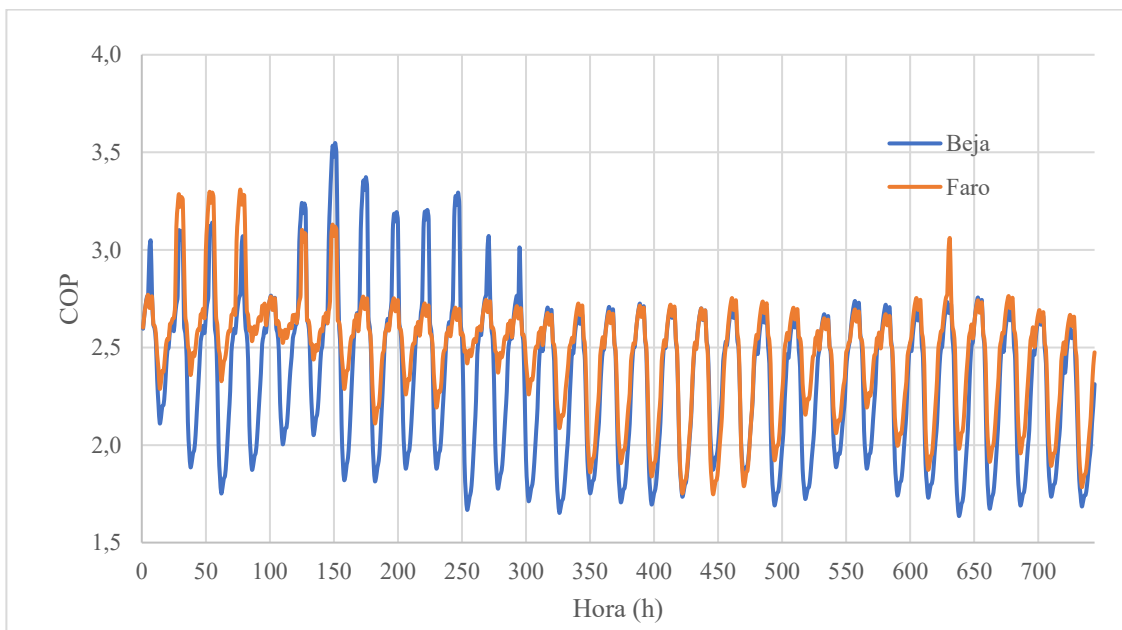


Figura 4.18 – Variação do COP hora a hora para o mês de Julho do ciclo com ejectores

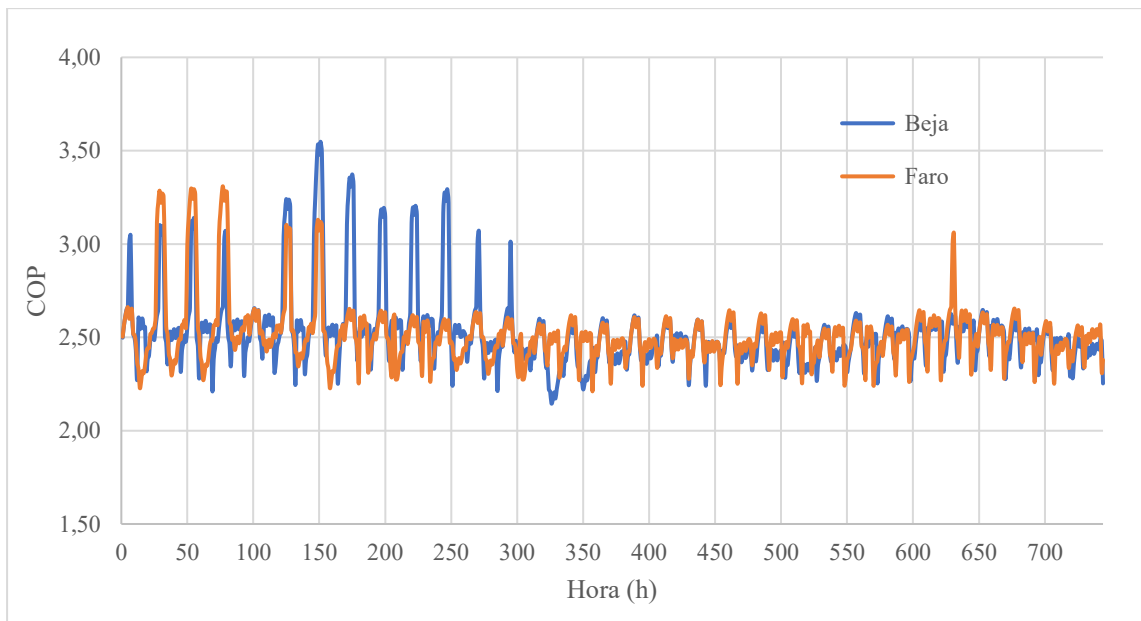


Figura 4.19 – Variação do COP hora a hora para o mês de Julho do ciclo com *gas cooler* evaporativo com activação aos 28°C

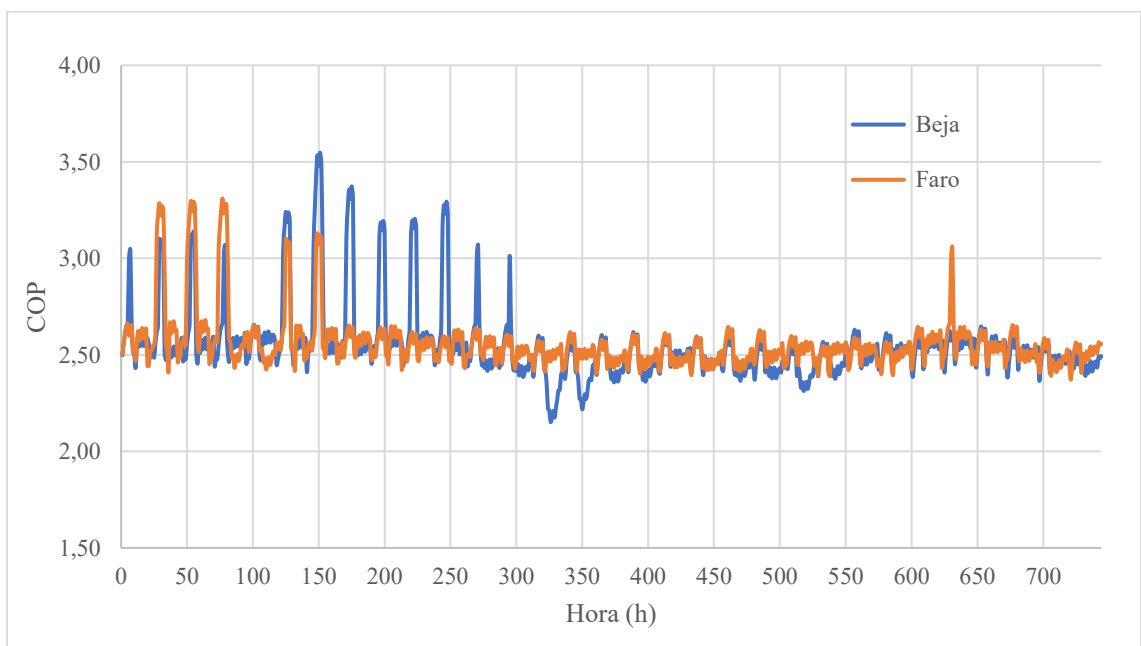


Figura 4.20 – Variação do COP hora a hora para o mês de Julho do ciclo com *gas cooler* evaporativo com activação aos 25°C

4.4 DISCUSSÃO

A análise comparativa das simulações realizadas neste trabalho permitiu identificar com clareza os efeitos da implementação dos mecanismos de melhoria do desempenho energético de sistemas de refrigeração com CO₂ de ciclo transcrito.

Verificou-se que, embora os ejectores contribuam para um aumento do COP relativamente ao sistema de referência, é a integração do *gas cooler* evaporativo que oferece ganhos mais expressivos nas condições climáticas com as quais foram realizadas as simulações, onde o impacto do arrefecimento evaporativo revelou ser mais significativo.

A melhoria dos valores médios do COP, a redução da pressão do *gas cooler* e da potência absorvida evidenciam o potencial técnico desta solução para melhorar o funcionamento de sistemas de refrigeração de ciclo transcíticos com CO₂, particularmente em localidades com climas quentes. Os resultados foram particularmente expressivos na localidade de Beja, onde a redução do consumo energético foi muito significativa com a aplicação do *gas cooler evaporativo*. Em Faro, a diferença na poupança energética não foi tão significativa como em Beja, ainda assim analisando os valores globais de poupança energética, o sistema com *gas cooler evaporativo* apresentou resultados mais favoráveis.

Estes ganhos implicam não só uma redução do consumo energético, mas também uma eventual diminuição da dimensão dos equipamentos e da potência eléctrica instalada, o que pode representar benefícios económicos relevantes. Verificou-se ainda a vantagem de o sistema operar com uma pressão mais baixa no *gas cooler*, o que resulta numa maior razão de compressão.

No entanto, importa destacar que o sistema com ejectores revelou um COP superior ao do sistema de referência sempre que operou em ciclo transcítico, o que não se consegue obter com o *gas cooler* evaporativo com as temperaturas de activação consideradas nas simulações. Por essa razão, nas horas em que o arrefecimento evaporativo não se encontra em funcionamento, o sistema com ejectores mostrou ser o sistema mais eficiente.

Assim, numa simulação realizada para outras condições sazonais ou em localidades com climas mais amenos, a aplicação do sistema com ejectores poderá tornar-se mais vantajosa, uma vez que proporciona uma melhoria no rendimento do sistema mesmo em condições em que o *gas cooler* evaporativo já não é eficiente.

Pelo facto de ter sido analisado apenas o mês de Julho e condições de operação sazonais de Verão, os resultados favoreceram o sistema com *gas cooler* evaporativo, o qual apresentou o melhor desempenho em condições de funcionais mais críticas. Contudo, numa perspectiva de análise energética anual, é possível que a diferença no consumo energético entre o sistema com ejectores e o sistema com *gas cooler* evaporativo se torne menos significativa, considerando os valores do consumo energético anual. Tal cenário abre também a possibilidade de explorar a viabilidade e os potenciais benefícios da integração combinada das duas tecnologias.

Para concluir a análise dos resultados obtidos, é ainda necessário considerar que os ejectores permitem recuperar parte do trabalho da expansão, sem necessitar de consumir recursos adicionais. Embora o *gas cooler* evaporativo tenha apresentado os melhores resultados nas simulações realizadas, verificou-se um consumo significativo de água que não poderá ser desconsiderado.

Desta forma, é possível concluir que ambas as tecnologias analisadas são válidas e proporcionam vantagens específicas. Desta forma, a selecção entre ambas deverá ser baseada numa análise caso a caso conforme o tipo de instalação e a localização em questão. A aplicação de ferramentas como as desenvolvidas neste trabalho revela-se fundamental para compreender o comportamento da instalação com a utilização deste tipo de mecanismos, seleccionar a solução que traga mais benefícios para um projecto específico, bem como parametrizar adequadamente o seu funcionamento.

Relativamente às limitações dos modelos desenvolvidos destaca-se o facto de os resultados se basearem em simulações em regime permanente, não considerando os fenómenos transitórios nem as variações de desempenho que deles possam advir. Este tipo de simplificação pode limitar a representatividade dos resultados, especialmente em condições de operação dinâmicas. Um exemplo relevante é o tempo necessário para que o arrefecimento evaporativo se torne efectivamente eficaz, após a temperatura de activação ser atingida e iniciar-se o processo de humedificação do enchimento do *gas cooler*. Durante este período, o sistema não opera com a eficiência prevista em regime permanente, o que pode originar desvios significativos entre os valores obtidos nas simulações e os observados em condições reais de funcionamento.

Adicionalmente, embora tenham sido utilizados dados empíricos e polinómios desenvolvidos através de dados e software de fabricantes, a validação experimental dos modelos desenvolvidos constituiria um passo fundamental para a consolidação dos resultados.

Verificou-se ainda alguns problemas na aplicação do polinómio de cálculo da velocidade de rotação dos ventiladores no ciclo com *gas cooler* evaporativo, tendo-se obtido alguns erros e problemas de funcionamentos no EES devido a interdependência de variáveis. Este problema foi superado aplicado o modelo do ciclo de referência para calcular as velocidades de rotação através da realização de várias iterações nos dois modelos, calculando a temperatura de arrefecimento do ar e depois aplicando estes valores no modelo do ciclo de referência.

Comparativamente a estudos similares, os valores de melhoria do COP e de redução do consumo energético obtidos com o *gas cooler* evaporativo alinham-se com as fontes

bibliográficas abordadas no capítulo 2, tendo-se chegado a conclusões similares quanto às vantagens na aplicação de ambos os mecanismos.

É ainda importante considerar que os valores do caudal de ar que atravessa o *gas cooler*, determinados a partir da velocidade de rotação dos ventiladores, são particularmente relevantes para o cálculo de diversos parâmetros que influenciam directamente os resultados das simulações, tais como a eficiência do arrefecimento evaporativo, o consumo de água e a energia consumida pelos ventiladores do *gas cooler*. O polinómio utilizado para o cálculo da velocidade de rotação dos ventiladores, no funcionamento em ciclo transcrito, foi desenvolvido com base em dados empíricos fornecidos pelo fabricante, tendo-se verificado um bom ajustamento entre os dados do software do fabricante e os valores calculados pelo polinómio. Contudo, no caso do funcionamento em ciclo subcrítico, não foi possível aplicar a mesma metodologia devido à ausência dos dados necessários. Por esse motivo, o método adoptado nos modelos carece de validação experimental.

5

CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

Este capítulo apresenta um balanço global do trabalho realizado, com foco nas principais conclusões obtidas e nas perspectivas para investigações futuras. O objectivo é consolidar os resultados alcançados, avaliar criticamente a metodologia aplicada e apontar caminhos que permitam desenvolver trabalhos adicionais futuros.

No subcapítulo 5.1, é realizada uma análise detalhada das conclusões obtidas no desenvolvimento do trabalho, com foco no desempenho dos mecanismos de melhoria estudados, como o sistema de ejectores e o *gas cooler* evaporativo. Além disso, são avaliados os modelos numéricos desenvolvidos, destacando as suas principais limitações. Esta análise é essencial para identificar pontos a melhorar que podem servir de base para trabalhos futuros.

No subcapítulo 5.2, são discutidas oportunidades de investigação adicionais a realizar em trabalhos futuros que foram identificadas com base nos resultados obtidos das simulações e limitações dos modelos desenvolvidos.

5.1 ANÁLISE DO TRABALHO REALIZADO

Com o desenvolvimento dos modelos numéricos e a realização das simulações propostas nos objectivos do trabalho, foi possível obter um conjunto alargado de dados que permitiram avaliar comparativamente o desempenho de diferentes configurações de sistemas de refrigeração com CO₂ em ciclo transcrito. Os objectivos definidos inicialmente para o trabalho foram alcançados, tendo sido possível realizar uma análise detalhada da eficiência energética, termodinâmica e operacional das soluções tecnológicas estudadas.

O modelo base, representando um sistema de refrigeração com compressão paralela de vapor, serviu como referência para a comparação com os modelos do sistema após aplicação

dos métodos de melhoria: a inclusão de um sistema de multi-ejectores e a integração de um *gas cooler* evaporativo. As simulações foram conduzidas considerando perfis horários de potências frigoríficas, bem como dados climáticos reais para duas localidades do sul de Portugal com características climáticas distintas: Beja, representando um clima quente e seco do interior, e Faro, com um clima litoral, mais húmido e de menor amplitude térmica.

Os resultados obtidos demonstraram que, mesmo partindo de um sistema já bastante otimizado, de acordo com o estado da arte, foi possível alcançar melhorias significativas com a implementação das soluções estudadas. No caso do sistema com *gas cooler* evaporativo, os ganhos foram particularmente expressivos durante os períodos de temperatura exterior elevada, tendo-se verificado uma melhoria máxima do COP de 54,6%. Nas simulações realizadas em Beja, esta tecnologia revelou-se particularmente eficaz, com melhorias significativas nos valores de COP e uma redução considerável da energia consumida, o que reforça a sua adequação a condições de funcionamento com temperaturas elevadas. No entanto, verificou-se também que a aplicação do arrefecimento evaporativo deverá ser restringida a determinadas horas do dia, uma vez que os benefícios associados a temperaturas de activação inferiores a 28°C não se mostraram significativamente superiores. Adicionalmente, identificaram-se vantagens significativas no seu funcionamento como razões e potências de compressão inferiores.

No entanto, o consumo de água necessário para a humedificação do enchimento revelou-se significativo, o que poderá comprometer a sua aplicabilidade em zonas onde a disponibilidade hídrica é reduzida ou condicionada por critérios ambientais.

Relativamente ao sistema com ejectores, observou-se também uma melhoria do COP em relação ao sistema de referência, embora de forma mais modesta. A principal vantagem desta solução reside no facto de a melhoria do rendimento, face ao sistema de referência, se estender durante todas as horas de funcionamento em ciclo transcítico, mesmo sob condições de temperatura exterior mais moderada.

Este comportamento foi particularmente evidente nas simulações realizadas para Faro, onde, apesar de o *gas cooler* evaporativo ter apresentado reduções menos expressivas no consumo energético, o sistema com ejectores manteve os níveis de desempenho semelhantes aos verificados na simulação realizada para Beja. Para uma avaliação mais abrangente deste comportamento, seria pertinente efectuar a realização de uma análise anual, permitindo quantificar, num contexto global, os ganhos associados à utilização dos ejectores, especialmente durante os meses em que o arrefecimento evaporativo não se justifica ou não é activado.

Apesar da consistência dos resultados obtidos, importa reconhecer algumas limitações dos modelos desenvolvidos. Em primeiro lugar, todas as simulações foram realizadas em regime permanente, não tendo sido considerados os fenómenos transitórios que ocorrem em condições reais de funcionamento. A ausência desta componente dinâmica pode introduzir desvios entre os resultados obtidos numericamente e os que seriam observados numa instalação real.

A validação experimental dos modelos, em particular no que se refere ao comportamento dos ejectores e à eficácia do arrefecimento evaporativo, apresenta-se assim como uma necessidade evidente.

Conclui-se, assim, que as metodologias estudadas demonstram elevado potencial para a sua aplicação em instalações de frigoríficas de CO₂ em Portugal, nomeadamente em hipermercados e supermercados de maior dimensão.

Adicionalmente, estas soluções têm a possibilidade de serem implementadas em instalações existentes. No caso do *gas cooler* evaporativo, por exemplo, a adaptação desta tecnologia apresenta-se como uma alternativa relativamente simples de integrar em *gas coolers* já instalados, permitindo otimizar o desempenho dos equipamentos sem a necessidade de grandes intervenções na instalação. Os dados obtidos neste estudo constituem, assim, uma base sólida para futuras decisões técnicas no projecto e dimensionamento de sistemas de refrigeração com CO₂.

Este trabalho abre caminho para investigações futuras com o objectivo de ultrapassar as limitações identificadas nos modelos desenvolvidos e aprofundar a compressão do comportamento real dos sistemas simulados.

5.2 TRABALHOS FUTUROS

As limitações dos modelos desenvolvidos, discutidas nos capítulos anteriores, representam oportunidades para o desenvolvimento de investigação adicional. Nesse sentido, propõem-se as seguintes linhas de investigação em trabalhos futuros.

Uma das principais limitações identificadas neste trabalho diz respeito à natureza estática dos modelos desenvolvidos. As simulações foram realizadas em regime permanente, não considerando os fenómenos transitórios que ocorrem inevitavelmente no funcionamento real das instalações. Seria pertinente realizar a introdução de mecanismos nos modelos desenvolvidos que permitissem descrever estes fenómenos, possivelmente através da aplicação de um software com ferramentas de modelação mais potentes.

A validação experimental dos resultados obtidos seria também pertinente através de medições realizadas em instalações laboratoriais reais com a aplicação das tecnologias

analisadas. Embora os modelos desenvolvidos tenham sido realizados para um caso específico de uma instalação com características definidas, a validação das metodologias aplicadas através do confronto de resultados experimentais seria fundamental para a avaliação do nível de exactidão dos modelos numéricos.

A análise do sistema com ejectores e a aplicação do *gas cooler* evaporativo revelou desempenhos distintos nas condições simuladas. Constatou-se que o *gas cooler* evaporativo é particularmente eficaz em condições sazonais de Verão, enquanto os ejectores proporcionam uma melhoria no rendimento do sistema menos expressiva nas horas mais críticas. Contudo, esta melhoria é praticamente constante em todas as horas de funcionamento em ciclo transcrito, nas duas localidades analisadas. Estes resultados abrem caminho para trabalhos futuros, onde os modelos desenvolvidos possam ser melhorados de forma a realizar simulações anuais e para mais localidades de Portugal. A realização de um balanço do consumo energético anual, sobretudo em regiões de clima mais ameno, poderá revelar resultados adicionais, distintos dos que foram obtidos neste trabalho. Com a realização de uma análise anual será possível identificar, com maior precisão, o desempenho global dos sistemas ao longo de todo o ciclo climático, possibilitando uma comparação mais equilibrada entre soluções como os ejectores e o arrefecimento evaporativo.

Seria também pertinente realizar a comparação do desempenho dos sistemas analisados com sistemas que funcionam com outros fluidos habitualmente aplicados em instalações de refrigeração comercial, nomeadamente HFC e HFO ou sistemas com CO₂ que funcionam em ciclo subcrítico com a aplicação de um fluido secundário de rejeição de calor.

Adicionalmente, o método utilizado para estimar a velocidade de rotação dos ventiladores deverá ser revisto e aperfeiçoado. Esta variável influencia significativamente o caudal de ar, sendo esta a variável que permite calcular a eficiência de saturação e a potência consumida pelos ventiladores. A ausência de uma curva característica precisa limita a exactidão da simulação, pelo que se sugere a realização de medições experimentais ou a obtenção de dados detalhados fornecidos pelos fabricantes, que permitam estabelecer relações matemáticas mais representativas do comportamento real.

Ainda no âmbito do desenvolvimento adicional dos modelos, sugere-se a exploração de estratégias de controlo avançado e configurações híbridas. A aplicação de lógica de controlo inteligente, que permita a activação ou modulação dos sistemas de melhoria (ejectores, arrefecimento evaporativo) em função de variáveis como a temperatura, humidade ou carga térmica, poderá maximizar o desempenho energético.

Por fim, para uma avaliação mais completa, seria de elevado interesse incluir uma análise económica e ambiental, considerando os custos de investimento, operação, manutenção e consumo de recursos naturais, nomeadamente a água no caso do arrefecimento evaporativo. A análise do ciclo de vida e o retorno do investimento permitiriam avaliar a viabilidade prática das soluções propostas, em contextos de aplicação real.

REFERÊNCIAS

Armando Costa Inverno (2024). Evaporadores e Condensadores. Unidade Curricular de Refrigeração, Mestrado em Engenharia Mecânica – Energia Climatização e Refrigeração.

ASHRAE - American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers (2021). *Ashrae Handbook – Fundamentals* (SI ed.).

ASHRAE - American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineers (2022). *Ashrae Handbook – Refrigeration* (SI ed.).

Bernardo Peris Pérez (2025, 18 de Janeiro) – Una mirada a la refrigeración con CO₂, el uso de eyectores y nuevas herramientas colaborativas para formación. 5º Seminário de Inverno – Climatização e Refrigeração. Instituto Superior de Engenharia, Universidade do Algarve.

BITZER (2018). Technical Information KT-102-1 – CRII System: Capacity control for reciprocating compressors for transcritical CO₂ applications. Obtido em 03/03/2025, em https://www.bitzer.de/shared_media/documentation/kt-102-1.pdf

BITZER Software, v7.0.3.1. Obtido em 01/12/2024, disponível em <https://www.bitzer.de/websoftware/Default.aspx?lng=pt&lang=pt&country=pt>

DANFOSS (2018). The Danfoss Multi Ejector range for CO₂ refrigeration: design, applications and benefits. Obtido a 1 de Dezembro de 2024, em <https://www.danfoss.com/en/about-danfoss/articles/dcs/danfoss-multi-ejector-range-for-co2-refrigeration/>

DANFOSS (2023). CO₂ as a refrigerant in Cooling and Heating Systems – Fundamentals & Applications, Part 1: CO₂ as a refrigerant. Obtido a 1 de December de 2024, em <https://assets.danfoss.com/documents/latest/356557/BE470937803806en-000101.pdf>

DANFOSS Coolselector2, v5.5.4. Obtido em 04/04/2025, disponível em <https://www.danfoss.com/en/service-and-support/downloads/dcs/coolselector-2/#tab-overview>

Dossat, R. J. (1961). *Principles of Refrigeration* (Willey International ed.). John Wiley & Sons, INC.

DRI – Desiccant Rotors International (1998). EcoCool Evaporative Cooling Pads. Dados disponibilizados via email pelo fabricante a 4 de novembro de 2024.

EMERSON Climate Technologies (2016). Commercial CO₂ Refrigeration Systems – Guide for Subcritical and Transcritical CO₂ Applications. Obtido em 13/02/2025, disponível em <https://www.emerson.com/documents/commercial-residential/commercial-co%E2%82%82-refrigeration-systems-en-us-181472.pdf>

GÜNTNER (2025). Güntner Product Configurator. Disponível em <https://www.myguentner.com/#/gpc>

K.M. Tsamos, Y.T. Ge, Idewa Santosa, S.A. Tassou, G. Bianchi & Z. Mylona. (2017). Energy analysis of alternative CO₂ refrigeration system configurations for retail food applications in moderate and warm climates. *Energy Conversion and Management* 150 (2017) 822-829.

Laura Nebot-Andrés, Daniel Sánchez, Daniel Calleja-Anta, Ramón Cabello & Rodrigo Llopis (2021). Experimental determination of the optimum intermediate and gas-cooler pressures of a commercial transcritical CO₂ refrigeration plant with parallel compression.

Lorentzen, G. (1990). Transcritical Vapour compression cycle device. WO 90/07683.

Miguel Ávila Gutiérrez, Bernardo Peris Pérez, Fernando Domínguez Muñoz, Giorgio Besagni & José Manuel Salmerón Lissén. (2024). Thermodynamic analysis of an enhanced ejector vapor injection refrigeration cycle for CO₂ transcritical operation at low evaporating temperatures. *International Journal of Refrigeration* 165 (2024) 257-276.

Georgios Mitsopoulos, Evangelos Syngounas, Dimitrios Tsimpoukis, Evangelos Bellos, Christos Tzivanidis, Stavros Anagnostatos (2019). Annual performance of a supermarket refrigeration system using diferente configurations with CO₂ refrigerant. *Energy Conversion and Management: X* 1 (2019) 100006.

Simarpreet Singh, Armin Hafner, M.P. Maiya, Krzysztof Banasiak & Petter Neksa. (2021). Multiejector CO₂ cooling system with evaporative gas cooler for a supermarket application in tropical regions. *Applied Thermal Engineering* 190 (2021) 116766.

SCE.CLIMA, Direcção-Geral de Energia e Geologia, v1.0. Obtido em 29/01/2025, disponível em <https://www.dgeg.gov.pt/pt/areas-setoriais/energia/energias-renovaveis-e-sustentabilidade/sce-er/>

SONAE (2018). Apresentação da SONAE MC. Junho de 2018. https://www.sonae.pt/fotos/comunicados/050618sonaemcpt_10904106825b163a38dceb2.pdf

Stoecker, W. F. (1998). *Industrial Refrigeration Handbook* (2^a ed.). McGraw-Hill.

Sushil Ashok Surwase, Simarpreet Singh & M. P. Maiya. (2023). Performance evaluation of an ejector base transcritical R-744 refrigeration system with evaporative gascooler. *Thermal Science and Engineering Progress* 39 (2023) 101728.

TEWIS (2025). Formação em CO₂ Transcrítico.