Utilização do CO_2 em Sistemas de Compressão de Vapor: Abordagens para Aumento da Eficiência Energética

Fernando Jorge Saraiva Saldanha

Dissertação de Mestrado

FEUP Orientador: Prof. Eliseu Leandro de Magalhães Monteiro

U.PORTO
FEUP FACULDADE DE ENGENHARIA
UNIVERSIDADE DO PORTO

Mestrado em Engenharia Mecânica

Setembro 2026

Ao meu pai

Resumo

O endurecimento sucessivo do quadro regulatório europeu aplicável aos gases fluorados, culminado no Regulamento (UE) 2024/573, tem conduzido a indústria da refrigeração à adoção de fluidos naturais. Entre estes, o dióxido de carbono (R-744) destaca-se pelo potencial de aquecimento global unitário e pela ausência de qualquer horizonte de proibição, mas a sua temperatura crítica de 31,1 °C impõe a operação em regime transcrítico sempre que a rejeição de calor ocorre sob clima quente. A penalização energética daí decorrente agrava-se à medida que a temperatura de evaporação desce, tornando as aplicações de conservação de ultracongelados em climas mediterrânicos o caso mais desfavorável para esta tecnologia.

A presente dissertação quantifica essa penalização e avalia a sua mitigação. Desenvolveu-se em ambiente EES um modelo termodinâmico de um ciclo de duplo estágio com depósito intermédio (*flash tank*) e derivação de vapor de expansão, dimensionado para uma capacidade frigorífica de 100 kW a uma temperatura de evaporação de −30 °C, formulado de modo a ser aplicado indistintamente ao R-744 e ao R-134a de referência sob condições de fronteira idênticas. Consideraram-se dois cenários de projeto representativos do clima de Portugal Continental, correspondentes a temperaturas ambiente de 36 °C e 5 °C. As pressões de rejeição e intermédia foram determinadas por otimização multivariável simultânea, e o desempenho avaliado por análises de Primeira e de Segunda Lei.

O ciclo base a R-744 apresenta uma penalização de desempenho de 36,8 % no verão e de 17,1 % no inverno face ao ciclo de referência. A decomposição exergética localiza a sua origem: no cenário estival, as válvulas de expansão respondem por 37,9 % do excesso de destruição de exergia e o arrefecedor de gás por 34,3 %, ao passo que os compressores respondem por apenas 19,9 %.

Avaliaram-se, em seguida, duas tecnologias de mitigação. O permutador de calor interno degrada o desempenho em 7,7 %, agravando a penalização para 41,7 % e reduzindo a margem face ao limite de temperatura de descarga a 0,2 K. O subarrefecimento mecânico dedicado, com subciclo auxiliar a R-290, melhora o desempenho em 16,3 % e reduz a penalização para 26,5 %, conservando 16,5 K de margem.

O contraste entre os dois resultados é estrutural: em ciclos limitados pela temperatura de descarga, tecnologias que reciclam energia no interior do próprio circuito revelam-se contraproducentes, ao passo que as que a exportam para um circuito auxiliar mantêm eficácia. A penalização residual não é imputável às tecnologias avaliadas, mas à irreversibilidade da rejeição de calor em regime transcrítico, inacessível a qualquer atuação sobre o processo de expansão. A otimização conduzida sem restrição de dimensionamento converge, de resto, para a fronteira do domínio transcrítico, indicando que a arquitetura naturalmente procurada pelo sistema, nestas condições de operação, é a de cascata.

Palavras-chave: refrigeração transcrítica; dióxido de carbono (R-744); análise exergética; subarrefecimento mecânico dedicado; derivação de vapor de expansão; refrigeração de baixa temperatura.

Abstract

The successive tightening of the European regulatory framework applicable to fluorinated gases, culminating in Regulation (EU) 2024/573, has been driving the refrigeration industry towards natural working fluids. Among these, carbon dioxide (R-744) stands out for its unitary global warming potential and for the absence of any prospective ban, yet its critical temperature of 31.1 °C forces transcritical operation whenever heat rejection takes place under warm ambient conditions. The resulting energy penalty worsens as the evaporating temperature falls, making frozen-food storage applications in Mediterranean climates the least favourable case for this technology.

This dissertation quantifies that penalty and assesses its mitigation. A thermodynamic model of a two-stage cycle with an intermediate flash tank and flash gas bypass was developed in EES, sized for a cooling capacity of 100 kW at an evaporating temperature of –30 °C and formulated so as to apply indistinctly to R-744 and to the R-134a baseline under identical boundary conditions. Two design scenarios representative of the mainland Portuguese climate were considered, corresponding to ambient temperatures of 36 °C and 5 °C. Heat-rejection and intermediate pressures were determined by simultaneous multivariable optimisation, and performance was assessed through First and Second Law analyses.

The baseline R-744 cycle incurs a performance penalty of 36.8 % in summer and 17.1 % in winter relative to the reference cycle. Exergy decomposition locates its origin: in the summer scenario, the expansion valves account for 37.9 % of the excess exergy destruction and the gas cooler for 34.3 %, whereas the compressors account for only 19.9%.

Two mitigation technologies were subsequently evaluated. The internal heat exchanger degrades performance by 7.7 %, widening the penalty to 41.7 % and reducing the margin against the discharge temperature limit to 0.2 K. Dedicated mechanical subcooling, with an auxiliary R-290 subcycle, improves performance by 16.3 % and reduces the penalty to 26.5 %, while retaining a 16.5 K margin.

The contrast between the two outcomes is structural: in cycles constrained by discharge temperature, technologies that recycle energy within the circuit itself prove counterproductive, whereas those that export it to an auxiliary circuit remain effective. The residual penalty is not attributable to the technologies assessed, but to the irreversibility of transcritical heat rejection, which no measure acting on the expansion process can address. Optimisation carried out without a sizing constraint converges, moreover, to the boundary of the transcritical domain, indicating that the architecture naturally sought by the system under these operating conditions is that of a cascade.

Keywords: transcritical refrigeration; carbon dioxide (R-744); exergy analysis; dedicated mechanical subcooling; flash gas bypass; low-temperature refrigeration.

Agradecimentos

Uma dissertação é um trabalho individual apenas na assinatura. A todos os que contribuíram para que esta fosse concluída, deixo aqui o meu reconhecimento.

Ao meu orientador, Professor Doutor Eliseu Leandro de Magalhães Monteiro, agradeço o acompanhamento atento e a competência com que conduziu este trabalho em todas as suas fases. Destaco, porém, sobretudo a disponibilidade com que respondeu sempre que precisei e a compreensão que demonstrou perante as circunstâncias em que esta dissertação foi desenvolvida. Encontrei nele não apenas um orientador competente e responsável, mas uma pessoa genuinamente prestável, e isso fez toda a diferença.

À Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, e em particular a todos os docentes que acompanharam o meu percurso ao longo da licenciatura e do mestrado, agradeço a formação que me proporcionaram. Uma palavra igualmente à direção do mestrado e ao secretariado do Departamento de Engenharia Mecânica, cujo apoio, tantas vezes discreto, tornou mais simples um percurso que de outro modo teria sido bem mais difícil.

Esta faculdade não é, para mim, apenas a instituição onde me formei. Foi nela, e no mesmo Departamento de Engenharia Mecânica, que o meu pai trabalhou durante cerca de quarenta e cinco anos. As visitas que lhe fiz em criança, muito antes de imaginar que aqui viria a estudar, e a partilha constante de vivências e desafios profissionais estão na origem do gosto pela engenharia que me trouxe a este curso e a este trabalho. Mas devo-lhe muito mais do que uma vocação: devo-lhe o exemplo de personalidade, de força e de permanente disponibilidade para ajudar, estendendo a mão a todos com a mesma dedicação com que sempre o fez por mim. Devo-lhe, sobretudo, o exemplo de amor. É a minha maior inspiração, e é à sua memória que dedico este trabalho.

À minha esposa, Inês, devo o apoio incondicional sem o qual esta dissertação não teria sido possível. Foi ela quem me deu força nos momentos em que ela faltava e quem compensou, junto da nossa família, o tempo que este trabalho me obrigou a retirar-lhes. É, em boa parte, também dela.

À minha mãe, à minha irmã e à minha madrinha, pelo apoio constante e pela força que nunca deixaram de me transmitir. E a toda a minha família, pelo suporte com que sempre pude contar.

Por fim, à minha filha Salomé. És a minha luz e a razão pela qual quero continuar a crescer, a alcançar objetivos e a traçar outros. É a pensar em ti que procuro evoluir, para ser cada vez mais um exemplo, como pessoa e como pai. O mesmo que o meu pai foi para mim.

Índice de conteúdos

Resumo ... iv
Abstract ... v
Agradecimentos ... vi
Índice de conteúdos ... vii
Nomenclatura ... ix
Índice de figuras ... xii
Índice de tabelas ... xiv
1. Introdução ... 1
1.1. Contextualização ... 1
1.2. Motivação e objetivos ... 2
1.3. Estrutura e temas abordados ... 3
2. Revisão bibliográfica ... 5
2.1. Sistemas de refrigeração ... 5
2.1.1. Tipos de sistemas de refrigeração ... 5
2.1.2. Sistemas de refrigeração por compressão de vapor ... 6
2.2. Componentes de um sistema de refrigeração ... 9
2.2.1. Compressor ... 10
2.2.2. Evaporador ... 10
2.2.3. Condensador ... 11
2.2.4. Dispositivos de expansão ... 12
2.2.5. Outros componentes essenciais para o funcionamento dos sistemas de refrigeração ... 13
2.3. Fluidos frigorigéneos ... 17
2.3.1. Critérios na escolha de um fluido frigorigéneo ... 18
2.3.2. Classificação dos fluidos frigorigéneos ... 21
2.3.3. Designação comercial e nomenclatura ... 24
2.3.4. Fluidos frigorigéneos naturais e sintéticos e as suas famílias ... 25
2.3.5. Fluidos frigorigéneos e o seu impacto ambiental ... 28
2.4. O dióxido de carbono como fluido frigorigéneo ... 33
2.4.1. Caracterização geral e enquadramento normativo ... 33
2.4.2. Propriedades termofísicas ... 34
2.4.3. Viabilidade e aplicação na indústria ... 38
2.4.4. Sistemas de refrigeração a dióxido de carbono ... 40
3. Modelo termodinâmico ... 62
3.1. Modelação termodinâmica de um sistema de compressão de vapor de dois andares de compressão e de expansão ... 62
3.2. Propriedades termofísicas: R-744 face ao R-134a ... 62
3.3. Descrição do sistema e diagramas de representação ... 64
3.4. Parâmetros e condições de fronteira ... 68
3.5. Formulação matemática e balanços termodinâmicos ... 71
4. Simulação e avaliação de desempenho ... 77
4.1. Implementação computacional no software EES ... 77
4.2. Otimização paramétrica do ciclo de dois estágios ... 77
4.2.1. Otimização multivariável do ciclo R-744 no cenário de verão ... 77
4.2.2. Otimização das pressões intermédias nos regimes subcríticos ... 79
4.3. Análise comparativa de desempenho no cenário de verão ... 80
4.3.1. Propriedades e desempenho do ciclo transcrítico de R-744 ... 80
4.3.2. Propriedades e desempenho do ciclo de referência de R-134a ... 81
4.3.3. Discussão comparativa de desempenho no verão ... 82

4.4. Análise comparativa de desempenho no cenário de inverno 83
4.4.1. Propriedades e desempenho do ciclo de R-744 no inverno 83
4.4.2. Propriedades e desempenho do ciclo de referência de R-134a 84
4.4.3. Discussão comparativa de desempenho no inverno 85
4.5. Síntese comparativa sazonal e transição tecnológica 85
5. Modificações estruturais ao ciclo de dois estágios com CO_2 89
5.1. Ciclo R-744 com permutador de calor interno (IHX) 90
5.1.1. Princípio físico e termodinâmico 90
5.1.2. Modelação matemática do IHX 91
5.1.3. Análise de resultados e limitações operacionais 91
5.1.4. Conclusão sobre a viabilidade do componente 94
5.2. Ciclo R-744 com subarrefecimento mecânico dedicado (DMS) 95
5.2.1. Princípio físico e termodinâmico 95
5.2.2. Modelação matemática do DMS 96
5.2.3. Análise de resultados e limitações operacionais 98
5.2.4. Conclusão sobre a viabilidade do componente 101
6. Conclusão e trabalhos futuros 102
Referências bibliográficas 108
Anexo A — Compressores 114
Anexo B — Evaporadores 123
Anexo C — Condensadores 126
Anexo D — Dispositivos de expansão 130
Anexo E 135
Anexo F 140
Anexo G 146

Nomenclatura

Símbolos latinos

C	Constante de ajuste do modelo
c_p	Calor específico a pressão constante [kJ/(kg · K)]
$\dot{E}_{anual}$	Consumo anual de energia [kWh/ano]
h	Entalpia específica [kJ/kg]
K	Constante de ajuste do modelo
L_{anual}	Massa de fluido perdida por fugas em cada ano de operação [kg/ano]
m	Carga do fluido do sistema [kg]
$\dot{m}$	Caudal mássico [kg/s]
n	Número de anos de funcionamento do sistema; índice de pressão intermédia
P	Pressão [bar] ou [MPa]
q_0	Efeito frigorífico específico [kJ/kg]
$\dot{Q}$	Taxa líquida de transferência de calor [kW]
r_c	Razão de compressão
r_{gc}	Pressão reduzida do arrefecedor de gás
R_{cap}	Razão de capacidade do subarrefecedor
s	Entropia específica [kJ/(kg · K)]
$\dot{S}_{ger}$	Taxa de geração de entropia [kW/K]
T	Temperatura [°C] ou [K]
v	Volume específico [m^3/kg]
$\dot{V}$	Caudal volumétrico [m^3/s]
$\dot{W}$	Potência mecânica [kW]
w_i	Fração mássica do componente i
x	Título (fração mássica de vapor)
$\dot{X}$	Taxa de exergia [kW]

Símbolos gregos

$\alpha_{recuperação}$	Fator de recuperação do fluido no fim de vida (0 a 1)
β	Fator de emissão da rede elétrica [kg CO_2/kWh]
Δ	Variação ou diferença de uma grandeza
ε_{IHX}	Eficácia do permutador de calor interno
η_{ex}	Rendimento exergético
η_{is}	Rendimento isentrópico
η_s	Eficiência de saturação evaporativa
η_v	Rendimento volumétrico
ψ	Exergia específica de escoamento [kJ/kg]

Subscritos e Índices

0	Estado de referência (ambiente)
1…9	Pontos de estado do ciclo principal
a1…a4	Pontos de estado do subciclo auxiliar
a ***(sufixo)***	Estado real de descarga (2a, 5a) ou estado adicional introduzido pelo IHX e pelo subarrefecedor (1a, 6a)
adm	Admissão do compressor
amb	Ambiente exterior
app	Diferença térmica de aproximação (*Approach*)
aux	Subciclo auxiliar de subarrefecimento
c / crit	Ponto crítico
cap	Razão de capacidade
Carnot	Ciclo de Carnot (referência ideal)
comp	Compressor / Compressão
cond	Condensador / Condensação

desc	Descarga do compressor
dest	Destruída
dry	Bolbo seco
ent	Entrada
evap / e	Evaporador / Evaporação
ex	Exergético
flash	Vapor de expansão (*flash gas*)
gc	Arrefecedor de gás (*gas cooler*)
ger	Gerada
global	Sistema completo, incluindo o subciclo auxiliar
high / h	Nível de alta pressão
HP	Compressor ou andar de alta pressão
I	Inverno
i	Índice genérico de componente ou de ponto de estado
IHX	Permutador de calor interno
int	Pressão intermédia
is	Isentrópico (rendimento)
k	Índice genérico de fronteira de transferência de calor
L	Fonte fria
LP	Compressor ou andar de baixa pressão
max	Máximo
opt	Ótimo
out	Saída, em subscritos compostos (*gc,out*; *air,out*)
pc	Pseudocrítico
pinch	Aproximação mínima (*pinch point*)
r	Reduzida (grandeza normalizada pelo valor crítico)
s	Isentrópico
sai	Saída
sat	Saturação
sc	Subarrefecimento no subciclo auxiliar, à saída do condensador
sh	Sobreaquecimento
sub	Subarrefecimento entregue ao ciclo principal pelo subarrefecedor; grau de subarrefecimento no condensador em regime subcrítico
total	Total
util	Útil
V	Verão
v	Volumétrico
wet	Bolbo húmido

Siglas e acrónimos

ANSI	*American National Standards Institute*
AQS	Águas quentes sanitárias
ASHRAE	*American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers*
AVAC	Aquecimento, ventilação e ar condicionado
AXV	Válvula de expansão automática
CAPEX	Custo inicial de equipamento e de instalação
CFC	Clorofluorocarbonetos
COP	Coeficiente de desempenho
CQNUAC	Convenção-Quadro das Nações Unidas sobre as Alterações Climáticas
DCS	Sistema de controlo distribuído
DMLT	Diferença média logarítmica de temperatura
DMS	Subarrefecimento mecânico dedicado
DX	Expansão direta

EES	*Engineering Equation Solver*
EEV	Válvula de expansão eletrónica
FGB	Derivação de gás de *flash*
FIC	Arrefecedor intermédio *flash*
FTVI	Injeção de vapor com depósito intermédio
GEE	Gases com efeito de estufa
GWP	Potencial de aquecimento global
HCFC	Hidroclorofluorocarbonetos
HFC	Hidrofluorocarbonetos
HFO	Hidrofluorolefinas
HP	Alta pressão
HPV	Válvula de expansão de alta pressão
IHX	Permutador de calor interno
IPCC	Painel Intergovernamental para as Alterações Climáticas
ISO	*International Organization for Standardization*
LFL	Limite inferior de inflamabilidade
LP	Baixa pressão
LPV	Válvula de expansão de baixa pressão
LT	Baixa temperatura
MAC	Ar condicionado automóvel
MEV	Válvula de expansão manual
MT	Média temperatura
NC	Normalmente fechada (válvula solenoide)
ODP	Potencial de destruição da camada de ozono
OPEX	Custos operacionais
PFC	Perfluorocarbonetos
PID	Proporcional-integral-derivativo
PLC	Controlador lógico programável
PWM	Modulação por largura de impulso
SCADA	*Supervisory Control and Data Acquisition*
TES	Subarrefecimento termoelétrico
TEWI	Impacto total equivalente de aquecimento
TFA	Ácido trifluoroacético
TLV-TWA	*Threshold Limit Value – Time-Weighted Average*
UE	União Europeia

Índice de figuras

Figura 1: Sistema de expansão direta (adaptado de [2]). 5
Figura 2: Sistema de expansão indireta (adaptado de [2]). 5
Figura 3: Sistema de simples estágio de compressão e respetiva evolução $P-h$ [5]. 6
Figura 4: Sistema individualizado (a) e Sistema centralizado (b) [5]. 7
Figura 5: Sistema de estágios diretos simplificado e respetivo diagrama $P-h$ [5] 7
Figura 6: Um sistema frigorífico em cascata de dois estágios utilizando o mesmo frigorigéneo [3] 8
Figura 7: Sistema de estágios em cascata simplificado e respetivos diagramas $P-h$ dos circuitos [5] 8
Figura 8: Diagrama $P-h$ de expansão em duas etapas e esquemas (adaptados de [10]). 9
Figura 9: Representação esquemática do papel do evaporador numa instalação. (adaptado de [9]). 11
Figura 10: Esquema do funcionamento de um evaporador (adaptado de [9]). 11
Figura 11: Evolução temporal de fluidos frigorigéneos utilizados [37]. 32
Figura 12: Valores de GWP e ODP de alguns fluidos frigorigéneos [53]. 33
Figura 13: Comparação relativa da inflamabilidade e toxicidade de alguns fluidos naturais [36] 34
Figura 14: Diagrama $P-T$ do fluido frigorigéneo CO_2 [7]. 35
Figura 15: Inclinação da curva de pressão de saturação dT/dP para os respetivos fluidos [19]. 35
Figura 16: Pressão de vapor para diferentes fluidos frigorigéneos [19]. 36
Figura 17: Diagramas $P-h$ para o ciclo subcrítico e para o ciclo transcrítico de CO_2 [67]. 41
Figura 18: Representação esquemática de um sistema de refrigeração transcrítico (adaptado de [21]) 41
Figura 19: Diagramas $P-h$ para o ciclo transcrítico de CO_2 [19]. 42
Figura 20: Evolução da pressão de descarga e do COP para diferentes temperaturas de saída do arrefecedor de gás [68]. 43
Figura 21: Influência da pressão ótima do arrefecimento a gás na capacidade de aquecimento e no trabalho do compressor [19] 43
Figura 22: Resumo da revisão das tecnologias de melhoria para o ciclo transcrítico de CO_2 (adaptado de [70]). 44
Figura 23: Diagrama $P-h$ do ciclo de refrigeração convencional com (1-1' -2' -3-3' -4' -1) e sem IHX (1-2-3-4-1) [19]. 45
Figura 24: Esboço do ciclo de refrigeração de CO_2 com IHX (a) e diagrama $P-h$ do ciclo transcrítico de CO_2 com e sem IHX (b) [70]. 46
Figura 25: Esquema do sistema de refrigeração por subarrefecimento de CO_2 (a) e seu diagrama $P-h$ (b) [70]. 47
Figura 26: Integração no sistema da derivação de gás de *flash* (a) [70] e respetivo diagrama $P-h$ (b) [74]. 48
Figura 27: Esquema do sistema de compressão paralela (a) [70] e respetivo diagrama $P-h$ (b) [74]. 49
Figura 28: Diagrama esquemático dos sistemas de compressão de CO_2 de dois estágios utilizando *intercooler* [70]. 50
Figura 29: Diagrama esquemático dos sistemas de compressão de CO_2 de dois estágios utilizando injeção de *flash gas* [70]. 51
Figura 30: Diagrama esquemático dos sistemas de compressão de CO_2 de dois estágios utilizando arrefecedor intermédio *flash* [70]. 52
Figura 31: Diagrama esquemático dos sistemas de compressão de CO_2 de dois estágios utilizando permutador de subarrefecimento interno [70] 53
Figura 32: Representação esquemática de um sistema *booster* a CO_2 [21]. 54
Figura 33: Esquema de um ciclo transcrítico de CO_2 com expansão por ejetor padrão (a) e respetivo diagrama $p-h$ (b) [82] 54
Figura 34: Secção transversal de um ejetor [83] 55
Figura 35: Esquema do sistema de refrigeração com CO_2 com expansor a funcionar de forma independente (a) ou coaxialmente com o compressor (b) [70]. 56
Figura 36: Esquema de um tubo de vórtice [70]. 57
Figura 37: Esquema do ciclo de expansão do tubo de vórtice proposto por Keller [70]. 57
Figura 38: Sistema de refrigeração transcrítico com CO2 e tubo de vórtice proposto por: Maurer (a), Li et al. (b) [70] 57
Figura 39: Resumo das melhorias na eficiência energética para as tecnologias modificadas (adaptado de [70]) 59
Figura 40: Comparação entre a curva de rejeição de calor para R-134a e CO_2 [20] 63
Figura 41: Comparação da capacidade de refrigeração volumétrica para R-744 e outros fluidos frigorigéneos [19] 64
Figura 42: Ciclo de refrigeração por compressão de vapor de duplo estágio com depósito intermédio e derivação de gás de *flash* (FGB): (a) esquema físico da instalação; (b) diagrama pressão-entalpia ($P-h$) representativo da operação em regime transcrítico (adaptado de [92]). 66

Figura 43: Diagrama pressão-entalpia ($P-h$) do ciclo de duplo estágio a R-744 com derivação de gás de *flash*, no cenário de verão (regime transcrítico, $Phigh = 94{,}02$ bar e $Pint = 45{,}79$ bar). 80
Figura 44: Diagrama pressão-entalpia ($P-h$) do ciclo de referência de duplo estágio a R-134a, no cenário de verão (regime subcrítico, $Phigh = 10{,}45$ bar e $Pint = 3{,}509$ bar). 81
Figura 45: Diagrama pressão-entalpia ($P-h$) do ciclo de duplo estágio a R-744, no cenário de inverno (regime subcrítico, $Phigh = 45{,}02$ bar e $Pint = 25{,}35$ bar). 83
Figura 46: Diagrama pressão-entalpia ($P-h$) do ciclo de referência de duplo estágio a R-134a, no cenário de inverno (regime subcrítico, $Phigh = 4{,}149$ bar e $Pint = 1{,}879$ bar). 84
Figura 47: Comparação do COP entre R-744 e R-134a. 86
Figura 48: Destruição de exergia por componente [kW]. 87
Figura 49: Ciclo transcrítico de duplo estágio a R-744 com derivação de gás de *flash* e permutador de calor interno: (a) diagrama esquemático da instalação; (b) representação no diagrama pressão-entalpia ($P-h$) (traçado para as pressões do ciclo base, $Phigh = 94{,}02$ bar e $Pint = 45{,}79$ bar). 90
Figura 50: Destruição de exergia por componente no ciclo base e no ciclo com permutador de calor interno reotimizado, cenário de verão [kW]. 94
Figura 51: Ciclo transcrítico de duplo estágio a R-744 com derivação de gás de *flash* e subarrefecimento mecânico dedicado: (a) diagrama esquemático da instalação; (b) representação do subciclo auxiliar de R-290 no diagrama pressão-entalpia ($Rcap = 0{,}35$); (c) representação do ciclo principal de R-744 no diagrama pressão-entalpia ($Rcap = 0{,}35$). 95
Figura 52: Destruição de exergia por componente no ciclo base, no ciclo com permutador de calor interno e no ciclo com subarrefecimento mecânico dedicado ($Rcap = 0{,}35$), cenário de verão [kW]. 100

Índice de tabelas

Tabela 1: Valores de GWP e ODP para fluidos frigorigéneos comuns [27]. 28
Tabela 2: Cronologia das restrições impostas pelo Protocolo de Montreal e sequentes emendas [42] 29
Tabela 3: Cronologia unificada da evolução dos fluidos frigorigéneos e o impacto dos tratados internacionais (Montreal e Quioto) e europeus (F-Gas). [5], [37], [40]. 32
Tabela 4: Comparação das propriedades de diversos fluidos frigorigéneos (adaptado de [19], [27], [60], [61]) 38
Tabela 5: Matriz de decisão do projetista: implicações práticas do uso de CO_2 39
Tabela 6: Estimativa de quota de mercado dos setores de aplicação do R-744 em 2026 (Adaptado de [65].) 40
Tabela 7: Comparação das principais propriedades termofísicas e ambientais entre o R-134a e o R-744. 63
Tabela 8: Condições de fronteira e parâmetros de projeto adotados para a simulação no EES. 70
Tabela 9: Ponto de funcionamento ótimo do ciclo R-744 no cenário de verão, obtido por otimização simultânea de $Phigh$ e $Pint$. 78
Tabela 10: Pressão intermédia ótima nos quatro cenários e desvio face à média geométrica das pressões extremas. 79
Tabela 11: Propriedades termodinâmicas do ciclo R744 (CO_2) otimizado no cenário de verão (Transcrítico). 81
Tabela 12 Propriedades termodinâmicas do ciclo R-134a de referência no cenário de verão (subcrítico). 82
Tabela 13: Propriedades termodinâmicas do ciclo R-744 no cenário de inverno (subcrítico). 84
Tabela 14: Propriedades termodinâmicas do ciclo R134a de referência no cenário de inverno (Subcrítico). 85
Tabela 15: Matriz comparativa global de desempenho. 86
Tabela 16: Balanço exergético global e rendimento de Segunda Lei nos quatro cenários simulados. 87
Tabela 17: Comparação de desempenho entre o ciclo base e o ciclo com permutador de calor interno ($\epsilon IHX = 0{,}60$), sob as pressões ótimas do ciclo base. 92
Tabela 18: Resultados operacionais do ciclo com IHX após reotimização das pressões. 93
Tabela 19: Parâmetros adicionais para simulação do ciclo DMS 98
Tabela 20: Ótimos restringidos do ciclo R-744 com FGB e subarrefecimento mecânico dedicado 98
Tabela 21: Comparação das tecnologias de mitigação avaliadas (cenário de verão, $Tamb = 36{,}0$ °C) 103

Capítulo 1

1. Introdução

1.1. Contextualização

A refrigeração constitui uma infraestrutura crítica das sociedades contemporâneas. A conservação de produtos alimentares ao longo de toda a cadeia de frio, desde a produção até ao consumo final, depende integralmente de sistemas de produção de frio que operam de forma contínua e cujo consumo energético representa uma fração significativa da procura elétrica dos setores comercial e industrial. A fiabilidade destes sistemas não é, portanto, apenas uma questão de eficiência económica, mas uma condição de segurança alimentar.

Sucede que os fluidos de trabalho que tornaram esta infraestrutura possível constituem, há mais de quatro décadas, um problema ambiental de primeira ordem. A resposta regulatória desenvolveu-se em três vagas sucessivas, cada uma delas motivada por um mecanismo de dano distinto.

A primeira vaga teve origem na identificação do efeito destrutivo dos compostos clorados sobre a camada de ozono estratosférico. O Protocolo de Montreal, adotado em 1987, estabeleceu o calendário de eliminação progressiva dos clorofluorocarbonetos (CFC) e, posteriormente, dos hidroclorofluorocarbonetos (HCFC), com base no indicador de potencial de destruição do ozono (ODP). A indústria respondeu com a adoção generalizada dos hidrofluorocarbonetos (HFC), compostos de ODP nulo, entre os quais o R-134a se afirmou como fluido de referência em refrigeração comercial e em condicionamento de ar automóvel.

A segunda vaga revelou que essa substituição resolvera um problema criando outro. Os HFC, embora inofensivos para a camada de ozono, apresentam potenciais de aquecimento global (GWP) de várias ordens de grandeza superiores ao do dióxido de carbono: o R-134a possui um GWP de 1430. O Protocolo de Quioto, de 1997, incluiu-os pela primeira vez no perímetro das emissões controladas, e a União Europeia traduziu essa orientação em legislação vinculativa através do Regulamento (CE) n.º 842/2006 e, sobretudo, do Regulamento (UE) n.º 517/2014. Este último introduziu uma alteração de paradigma ao instituir o mecanismo de *phase-down*, que impõe uma redução de 79 % na quantidade de HFC colocada no mercado europeu até 2030, tomando por referência o período de 2009 a 2012.

A terceira vaga corresponde ao Regulamento (UE) 2024/573, publicado em fevereiro de 2024, que revoga o diploma anterior e agrava substancialmente as restrições aplicáveis aos setores da refrigeração, do condicionamento de ar e das bombas de calor. O sentido da trajetória regulatória é, a esta data, inequívoco: a disponibilidade dos fluidos sintéticos de elevado GWP tende para a extinção, e a questão que se coloca à engenharia não é já a de saber se a transição ocorrerá, mas a de determinar o seu custo técnico e as arquiteturas que o minimizam.

Entre as alternativas disponíveis, os fluidos naturais assumem posição de destaque precisamente por se encontrarem fora do perímetro das restrições. O dióxido de carbono, designado por R-744 na nomenclatura da ASHRAE, reúne um conjunto de propriedades que o tornam particularmente atrativo: GWP unitário por definição, ODP nulo, classificação de segurança A1, elevada disponibilidade a baixo custo e ausência de qualquer horizonte de proibição regulatória. A estas vantagens acresce uma capacidade volumétrica de refrigeração excecional, que permite reduzir significativamente as dimensões dos componentes e das tubagens face aos fluidos convencionais.

Estas qualidades não são, porém, gratuitas. O dióxido de carbono apresenta uma temperatura crítica de 31,1 °C, valor anormalmente baixo entre os fluidos frigorigéneos e inferior às temperaturas ambiente típicas do período estival em grande parte do globo. A consequência é determinante: sempre que a temperatura de rejeição de calor se aproxima ou excede esse valor, o ciclo deixa de poder condensar e passa a operar em regime transcrítico, no qual a rejeição de calor ocorre acima do ponto crítico, a pressões da ordem dos 90 bar e sem

mudança de fase, ao longo de um perfil de arrefecimento não isotérmico.

O regime transcrítico introduz duas penalizações simultâneas. A primeira decorre da expansão: ao laminar o fluido a partir de estados supercríticos de elevada densidade, gera-se uma fração de vapor instantâneo que não contribui para o efeito frigorífico útil e que constitui uma fonte de irreversibilidade de magnitude muito superior à observada em ciclos subcríticos convencionais. A segunda decorre da própria rejeição de calor, cujo perfil não isotérmico impõe diferenças de temperatura elevadas face ao ar ambiente.

Daqui resulta uma assimetria geográfica que condiciona a viabilidade da tecnologia. Em climas frios, onde o ciclo opera predominantemente em regime subcrítico, o R-744 apresenta desempenho competitivo e a sua adoção não suscita reservas. Em climas quentes, pelo contrário, a operação transcrítica é dominante durante uma parcela significativa do ano e a penalização energética torna-se substancial. Portugal Continental situa-se inequivocamente nesta segunda categoria.

A penalização agrava-se, por último, com a descida da temperatura de evaporação. Quanto maior a amplitude entre as pressões de evaporação e de rejeição, maior a fração de vapor gerada na expansão e maior o caudal que o sistema é obrigado a fazer circular para produzir o mesmo efeito útil. As aplicações de baixa temperatura, designadamente a conservação de produtos ultracongelados, com temperaturas de evaporação da ordem dos –30 °C, constituem, por conseguinte, o caso mais desfavorável para o dióxido de carbono e aquele em que a decisão de adotar a tecnologia é menos evidente.

1.2. Motivação e objetivos

A literatura científica dedicada à otimização de ciclos transcríticos de dióxido de carbono é vasta e reporta ganhos de eficiência substanciais para um conjunto diversificado de tecnologias, com valores que oscilam entre os 3 % e os 47 % consoante a arquitetura considerada. Esta abundância de resultados apresenta, contudo, três limitações do ponto de vista de quem tem de tomar uma decisão de projeto.

Em primeiro lugar, os ganhos são habitualmente reportados relativamente a bases de comparação heterogéneas, frequentemente o próprio ciclo transcrítico simples, o que permite quantificar a melhoria interna de uma arquitetura de CO_2, mas não responde à questão prática de saber qual a penalização face ao fluido sintético que se pretende substituir.

Em segundo lugar, a maioria dos estudos comparativos incide sobre aplicações de média temperatura, tipicamente as centrais de refrigeração comercial que operam entre –10 °C e 0 °C, onde a penalização transcrítica é moderada. A extrapolação desses resultados para aplicações de baixa temperatura não é legítima, precisamente porque os mecanismos de perda escalam de forma não linear com a amplitude de pressões.

Em terceiro lugar, e de forma mais determinante, a avaliação assenta predominantemente na Primeira Lei da Termodinâmica. O coeficiente de desempenho quantifica a magnitude da penalização, mas não permite localizar a sua origem física nem estabelecer qual a margem teórica de recuperação disponível. Sem essa localização, a seleção de tecnologias de mitigação assenta em comparação empírica de ganhos publicados, e não numa correspondência fundamentada entre o mecanismo de perda e o mecanismo de correção.

A motivação do presente trabalho reside na articulação destas três lacunas. Pretende-se responder, sob um conjunto único e coerente de pressupostos, a três questões encadeadas: qual a magnitude da penalização energética associada à substituição do R-134a pelo R-744 numa aplicação de baixa temperatura sob clima português; onde se localiza fisicamente essa penalização; e em que medida é ela redutível por modificação da arquitetura do ciclo.

Objetivo geral

Quantificar a penalização energética decorrente da substituição do R-134a pelo R-744 num sistema de refrigeração de duplo estágio com derivação de vapor de expansão, dimensionado para uma capacidade frigorífica de 100 kW a uma temperatura de evaporação de –30 °C, e determinar em que medida tecnologias estruturais de mitigação de perdas permitem reduzir essa penalização.

Objetivos específicos

Para a concretização do objetivo geral, definem-se os seguintes objetivos específicos:

- Desenvolver, em ambiente EES, um modelo termodinâmico do ciclo de duplo estágio com depósito

intermédio e derivação de gás de *flash*, formulado de modo aplicável indistintamente a ambos os fluidos sob condições de fronteira idênticas, assegurando a comparabilidade dos resultados.

- Determinar as pressões ótimas de operação para cada fluido e cada cenário climático, mediante otimização multivariável simultânea das pressões de rejeição e intermédia, e verificar a coerência dos modelos por balanços independentes de energia e de exergia.
- Quantificar o desempenho comparativo dos dois fluidos por análise de Primeira Lei, em dois cenários de projeto representativos das condições climáticas extremas de Portugal Continental.
- Localizar a origem física da penalização por decomposição exergética por componente, distinguindo a leitura absoluta da leitura diferencial, e estabelecer a margem teórica de recuperação acessível a tecnologias de mitigação.
- Modelar e avaliar a integração de um permutador de calor interno no ciclo de duplo estágio, quantificando o seu efeito sobre o desempenho energético, sobre o rendimento exergético e sobre as margens operacionais dos compressores.
- Modelar e avaliar a integração de um sistema de subarrefecimento mecânico dedicado com subciclo auxiliar a propano, incluindo a formulação de uma restrição explícita de dimensionamento que assegure a comparabilidade das soluções obtidas.
- Estabelecer o desfasamento residual após aplicação das tecnologias de mitigação e identificar o mecanismo físico que constitui o seu limite intransponível, orientando a definição de linhas de investigação futuras.

1.3. Estrutura e temas abordados

A presente dissertação organiza-se em seis capítulos, complementados por um conjunto de anexos que documentam integralmente os modelos numéricos desenvolvidos.

O **Capítulo 1** apresenta o enquadramento do trabalho, expõe a motivação que lhe subjaz e define os objetivos a alcançar.

O **Capítulo 2** desenvolve a revisão bibliográfica, estruturada em quatro eixos. Começa por estabelecer os fundamentos dos sistemas de refrigeração por compressão de vapor e das suas arquiteturas multiestágio, incluindo os sistemas em cascata e os sistemas de compressão e expansão por andares. Prossegue com a caracterização dos componentes principais da instalação. Aborda em seguida os fluidos frigorigéneos, os critérios da sua seleção, a respetiva classificação e o enquadramento regulatório que tem condicionado a sua evolução, desde o Protocolo de Montreal até ao Regulamento (UE) 2024/573. Encerra com a caracterização detalhada do dióxido de carbono enquanto fluido frigorigéneo, das suas propriedades termofísicas, das suas aplicações industriais e, sobretudo, do conjunto de modificações e otimizações propostas na literatura para o ciclo transcrítico, organizadas por mecanismo de atuação: otimizações térmicas, arquiteturas de compressão e gestão de vapor, recuperação do trabalho de expansão e alteração termodinâmica do fluido.

O **Capítulo 3** formula o modelo termodinâmico. Justifica a seleção da arquitetura de duplo estágio com depósito intermédio, compara as propriedades termofísicas dos dois fluidos em estudo, descreve o sistema e os seus pontos de estado, estabelece os pressupostos de simplificação e as condições de fronteira adotadas, e deduz os balanços de massa, energia e exergia que constituem o modelo matemático.

O **Capítulo 4** procede à implementação computacional do modelo e à avaliação comparativa de desempenho. Descreve a estratégia de otimização paramétrica adotada, apresenta os resultados obtidos para ambos os fluidos nos cenários de verão e de inverno, e conclui com uma síntese sazonal que articula as leituras de Primeira e de Segunda Lei. É neste capítulo que se estabelece a magnitude do desfasamento e se identifica, por via exergética, a sua origem física, constatação que fundamenta a necessidade das análises do capítulo seguinte.

O **Capítulo 5** modela e avalia duas modificações estruturais ao ciclo de duplo estágio: o permutador de calor interno e o subarrefecimento mecânico dedicado. Cada tecnologia é objeto de tratamento homólogo, compreendendo a exposição do princípio físico, a formulação matemática, a análise de resultados com identificação das limitações operacionais e a conclusão quanto à viabilidade do componente. As duas avaliações

conduzem a resultados de sinal oposto, cuja explicação é de natureza estrutural e não circunstancial.

O **Capítulo 6** sintetiza as conclusões do trabalho, formula a resposta à questão da transição tecnológica, identifica as contribuições produzidas, declara as limitações do estudo e propõe linhas de continuação da investigação.

Capítulo 2

2. Revisão bibliográfica

2.1. Sistemas de refrigeração

Existe uma importante diferença conceptual entre ciclo de refrigeração e sistema de refrigeração, embora na prática eles se correlacionem. O sistema de refrigeração designa o conjunto de componentes mecânicos, elétricos e estruturais no qual o ciclo se materializa; o ciclo, por seu turno, descreve a sequência de transformações termodinâmicas a que o fluido frigorigéneo é submetido [1].

O principal objetivo de um sistema de refrigeração por compressão é remover o calor de um material, permitindo que a sua temperatura desça abaixo da temperatura ambiente. Funciona pressurizando e despressurizando um fluido num ciclo, de modo que este possa absorver calor de um material ou espaço a refrigerar e rejeitar para o ambiente o calor absorvido, acrescido do trabalho de compressão. Atualmente estes sistemas de refrigeração podem apresentar alguma complexidade devido ao constante desenvolvimento da sua tecnologia e da mecânica envolvida [2], [3], [4].

2.1.1. Tipos de sistemas de refrigeração

Os sistemas utilizados em refrigeração podem ser classificados como sistemas de expansão diretos ou indiretos.

Sistema de expansão direta

O sistema de expansão direta, que está representado na Figura 1, é um sistema de refrigeração por compressão de vapor que utiliza apenas um tipo de fluido frigorigéneo para extrair calor do ambiente a ser refrigerado. Neste sistema, tanto o evaporador quanto o condensador estão localizados no mesmo circuito.

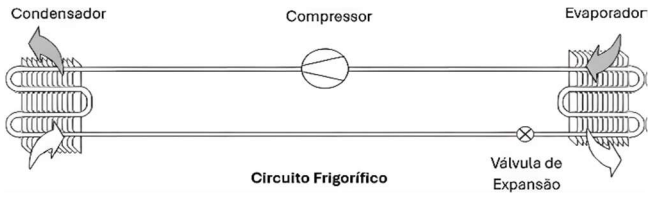


Figura 1: Sistema de expansão direta (adaptado de [2]).

Sistema de expansão indireta

A Figura 2 mostra um sistema de expansão indireta, que é um sistema de refrigeração por compressão de vapor que envolve o uso de dois ou mais fluidos frigorigéneos. Quando são utilizados dois fluidos frigorigéneos, o sistema é dividido em dois circuitos distintos: o primário, que é o ciclo de compressão, e o secundário.

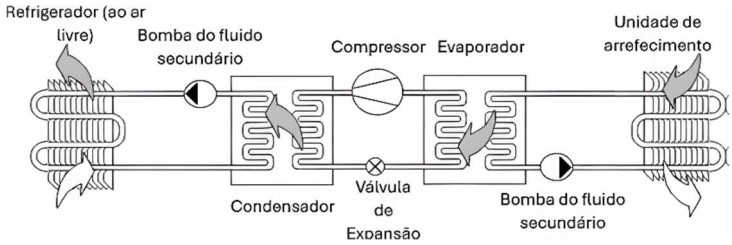


Figura 2: Sistema de expansão indireta (adaptado de [2]).

O circuito primário é composto pelo compressor, condensador, válvula de expansão e permutador/evaporador, onde ocorre a evaporação do fluido frigorigéneo. Por outro lado, o circuito secundário inclui o permutador/evaporador onde ocorre a transferência de calor no fluido, arrefecendo-o. Além disso, ele é composto por bombas e permutadores de calor que arrefecem os espaços.

O sistema de expansão indireta apresenta algumas desvantagens e vantagens em relação ao sistema de expansão direta:

Vantagens

- Integração de dois fluidos frigorigéneos para instalações com baixo impacto ambiental e alta eficiência energética;
- Redução significativa da quantidade de fluido frigorigéneo no circuito primário, que se reduz tipicamente para 5 % a 15 % da carga de um sistema de expansão direta equivalente.
- Fugas nos circuitos secundários têm menos probabilidade de causar paralisação da instalação em comparação com o sistema de expansão direta.

Desvantagens

- Maior número de componentes em comparação com o sistema de expansão direta, resultando em custos mais elevados.
- O uso de permutadores de calor pode ocasionar temperaturas de evaporação e pressões mais baixas, em comparação com o sistema de expansão direta [2].

2.1.2. Sistemas de refrigeração por compressão de vapor

O sistema que utiliza o ciclo simples de refrigeração por compressão de vapor é o mais utilizado, sendo adequado para a maior parte das aplicações. Estes sistemas são simples, baratos, fiáveis e de manutenção reduzida. Contudo para aplicações industriais, procura-se também o rendimento e não apenas a simplicidade [3]. Para algumas aplicações, o ciclo simples é inadequado e necessita de ser modificado podendo apresentar diversas variantes, cada uma delas ajustada ao objetivo pretendido.

Os sistemas de refrigeração podem dividir-se consoante o número de estágios de compressão, podendo ser de simples estágio ou de multiestágio.

Sistema de simples estágio de compressão

Num sistema de simples estágio, a fase de compressão do ciclo frigorífico ocorre apenas num andar de pressão com um ou mais compressores instalados em paralelo. As instalações de simples estágio, com utilização de vários compressores num único estágio de compressão e a incorporação de controlo de capacidade nos compressores, permitem estabelecer etapas de compressão. Desta forma o funcionamento dos mesmos é adaptado às exigências da instalação economizando o seu funcionamento [4].

A Figura 3 representa a disposição típica simplificada dos compressores e o ciclo frigorífico dos sistemas de simples estágio.

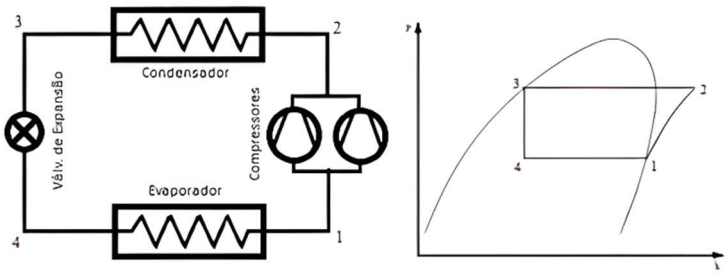


Figura 3: Sistema de simples estágio de compressão e respetiva evolução $P-h$ [5].

O sistema de simples estágio de compressão poderá ser instalado como um sistema individualizado ou centralizado. O sistema individualizado é dimensionado com o objetivo de alimentar uma pequena quantidade de evaporadores, ou até um único evaporador, enquanto o sistema centralizado tem como objetivo alimentar um grande número de evaporadores[5].

A Figura 4 ilustra exemplos simplificados dos dois tipos de sistemas mencionados.

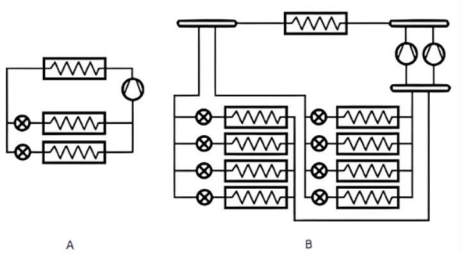


Figura 4: Sistema individualizado (a) e Sistema centralizado (b) [5].

O sistema individualizado é ideal para aplicações em cenários de pequena escala, tais como equipamentos domésticos, do setor hoteleiro e vitrinas ou arcas de funcionamento autónomo na refrigeração comercial de proximidade. Por sua vez, o sistema centralizado constitui a solução tecnicamente mais adequada e eficiente para instalações de médio e grande porte, quando se integra um número considerável de câmaras e expositores frigoríficos, revelando-se particularmente vantajosa em instalações cujas exigências e cargas térmicas são fortemente variáveis ao longo do tempo, como são exemplo os supermercados [6].

Sistema de multiestágio de compressão

Nos sistemas de multiestágio, ou por andares, a instalação de compressores é feita em série, podendo, no entanto, cada andar de compressão possuir compressores instalados em paralelo, ou com outras disposições como apresentado mais adiante [5]. Isto significa que, em vez de comprimir o fluido da pressão de evaporação para a pressão de condensação de uma só vez, o ciclo é fracionado com uma ou mais pressões intermédias.

Na seleção do tipo de estágio de compressão é necessário ter em conta a razão de compressão exigida pelas pressões de evaporação e condensação. A exigência de grandes razões de compressão, superiores a 8, em compressores que não se encontram para isso dimensionados leva à diminuição da sua eficiência energética, a temperaturas de descarga elevadas e à inviabilização dos mesmos [4]. Para sistemas que exigem razões de compressão elevadas é necessário recorrer a um sistema de multiestágio de compressão.

Os sistemas de multiestágio de compressão podem apresentar-se com duas tipologias: estágios diretos ou estágios em cascata.

Sistemas de estágios diretos

O sistema de estágios diretos compreende a utilização de dois ou mais compressores instalados em série com a finalidade de comprimir o fluido frigorigéneo em estágios sucessivamente mais elevados. Este tipo de sistema permite obter temperaturas de evaporação baixas com elevados rendimentos. É ainda incorporado um depósito intermédio em que [4], [5]:

- O vapor presente no mesmo, habitualmente denominado *flash gas,* é canalizado para a linha de descarga do primeiro compressor. Desta forma o fluido frigorigéneo que entra no segundo compressor é arrefecido, reduzindo a energia necessária na compressão do segundo estágio;
- O fluido frigorigéneo no estado líquido sofre uma redução de temperatura até ao patamar de saturação intermédio. Este arrefecimento diminui a sua entalpia, maximizando a fração de líquido que chega ao evaporador principal e aumentando o efeito frigorífico específico;
- É possível implementar um circuito com um evaporador que opere a uma temperatura intermédia.

A Figura 5 ilustra um sistema simplificado de estágios diretos e o ciclo frigorífico correspondente [4], [5].

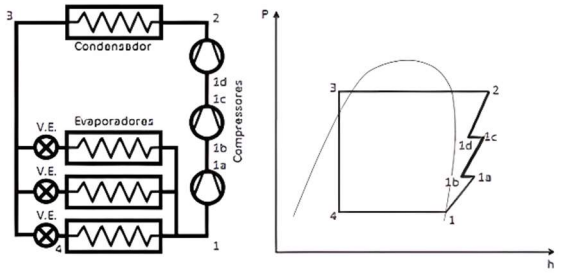


Figura 5: Sistema de estágios diretos simplificado e respetivo diagrama $P-h$ [5].

Sistemas de estágios em cascata

Algumas aplicações industriais necessitam de temperaturas bastante baixas, e a diferença de temperaturas pode ser demasiado grande para um único ciclo frigorifico por compressão de vapor simples. O aumento da diferença de temperaturas entre o evaporador e o condensador, leva a uma grande diferença de pressões no ciclo e a diminuição do desempenho do compressor [3].

Uma forma de contornar esta implicação, seria o uso do processo de refrigeração em estágios, ou seja, a apresentação de dois ou mais ciclos que funcionam em série, denominados ciclos frigoríficos em cascata.

Os ciclos de refrigeração com compressão em cascata têm por base de funcionamento dois ciclos de compressão de vapor simples, funcionando com diferentes fluidos frigorigéneos em cada estágio. Estes dois ciclos estão ligados entre si por um permutador de calor que funciona como condensador do ciclo que opera a baixas temperaturas e evaporador no ciclo que opera a altas temperaturas. A existência deste permutador de calor torna possível a grande diferença de temperaturas, permitindo atingir temperaturas de refrigeração muito inferiores às alcançáveis com um único ciclo de compressão de vapor. Pode-se ver na Figura 6 a representação esquemática do ciclo frigorífico em cascata [7], [8].

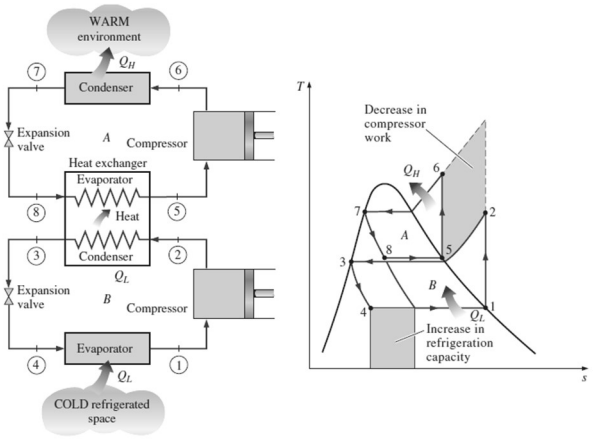


Figura 6: Um sistema frigorífico em cascata de dois estágios utilizando o mesmo frigorigéneo [3].

O permutador de calor, colocado entre os ciclos, serve de evaporador para o ciclo superior, ciclo A, e de condensador para o ciclo inferior, ciclo B [3].

O ciclo a baixa temperatura é responsável por absorver calor do espaço a refrigerar, arrefecendo-o. Já o ciclo a alta temperatura é responsável por rejeitar esse calor absorvido para a fonte quente no condensador. Quando o sistema serve dois níveis de temperatura de evaporação, o ciclo de alta temperatura pode assegurar diretamente o arrefecimento do nível menos frio, dispondo então de dois evaporadores: um para o espaço a refrigerar e outro que funciona como permutador de acoplamento com o ciclo de baixa temperatura.

No sistema em cascata ilustrado na Figura 6, admite-se que os fluidos frigorigéneos de ambos os ciclos são idênticos, no entanto isto não é necessário, visto que não há mistura no permutador de calor, podendo utilizar-se fluidos frigorigéneos com características adequadas a cada ciclo. Para este caso, existiriam linhas de saturação diferentes para cada fluido, e o diagrama $T - s$ para cada um dos ciclos seria diferente. Este tipo de soluções permite selecionar, para cada circuito, o fluido cujas propriedades melhor se ajustam à respetiva gama de temperaturas. É exemplo disso mesmo, Figura 7, o sistema em cascata de CO_2/NH_3 (R-744/R-717) [8], [9].

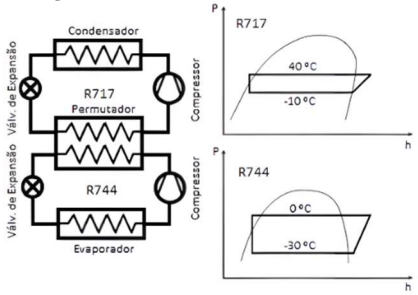


Figura 7: Sistema de estágios em cascata simplificado e respetivos diagramas $P - h$ dos circuitos [5].

Como sugere o diagrama $P-h$, a temperatura de condensação do ciclo de baixa pressão (LP) é superior à temperatura de evaporação do ciclo de alta pressão (HP), o que assegura a transferência de calor entre ciclos.

A implementação deste ciclo não fica limitada aos dois estágios, alguns sistemas utilizam até quatro estágios. É ainda possível que um sistema de refrigeração combine um ciclo em cascata com várias etapas de compressão e expansão [3].

Sistemas de compressão e expansão por andares.

De forma idêntica, o processo de expansão pode também ser dividido em duas ou mais etapas para maximizar o efeito frigorífico. Um exemplo desta arquitetura pode ser visto na Figura 8.

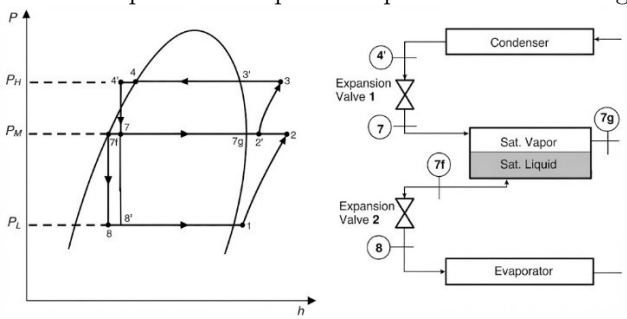


Figura 8: Diagrama $P-h$ de expansão em duas etapas e esquemas (adaptados de [10]).

Uma análise mais detalhada do processo de expansão revela a existência de algumas ineficiências. Assim, como já foi visto, o líquido saturado entra no sistema de expansão e é expandido até à pressão de evaporação. A expansão isentálpica deste fluido frigorigéneo é representada na Figura 8 pela evolução 4' → 8'. No estado 8' há uma percentagem maior de vapor do que no estado 8. O vapor gerado na válvula de expansão não produz efeito frigorífico, mas tem ainda assim de ser comprimido até à pressão de condensação, o que representa trabalho despendido sem contrapartida útil.

Admita-se agora que o processo de expansão é interrompido no estado 7 a uma pressão intermédia entre a de condensação e a de evaporação. O vapor húmido criado após a válvula de expansão é uma mistura de líquido saturado e vapor saturado, estados 7f e 7g, respetivamente. Esse fluido bifásico é então direcionado para um depósito intermédio, onde as fases do fluido se separam umas das outras. Neste ponto, o líquido saturado no depósito, estado 7f, é expandido pela segunda vez, para a pressão de evaporação, estado 8. Este estado tem menos vapor saturado do que o estado 8', o que aumenta o efeito de arrefecimento [7]. Tal como sucede na compressão, a expansão em etapas limita-se habitualmente a dois andares, dando origem aos designados ciclos de expansão em duas etapas. O vapor saturado no depósito, estado 7g, é então comprimido diretamente à pressão de condensação. Em alternativa, poderia ser expandido até à pressão de evaporação e comprimido depois de misturado com o vapor à saída do evaporador; essa solução, porém, exigiria maior trabalho de compressão.

Existem duas vantagens principais. Em primeiro lugar, o compressor LP pode ser menor do que o equivalente num único ciclo de expansão. Isto acontece porque não precisa de comprimir todo o fluido de trabalho do ciclo, apenas comprime o que passa pelo evaporador. Em segundo lugar, o efeito de arrefecimento é maior com este ciclo, porque, como já foi dito, o estado 8 tem menos vapor do que o estado 8' ($x_8 < x_{8'}$) e, por isso, a sua entalpia é inferior. A principal desvantagem de um sistema de refrigeração de expansão em duas etapas é a maior complexidade e a necessidade de componentes extra para o fazer funcionar[3], [11].

2.2. Componentes de um sistema de refrigeração

Os sistemas de refrigeração operam através da ação concertada de múltiplos componentes que, em conjunto, promovem o efeito frigorífico pretendido [12]. Num ciclo de compressão mecânica de vapor, a arquitetura fundamental baseia-se em quatro equipamentos principais: o compressor, o condensador, o dispositivo de expansão e o evaporador [3]. Dada a exigência operacional e a necessidade de maximizar a durabilidade e a eficiência energética das instalações frigoríficas, estes sistemas integram ainda um vasto conjunto de componentes auxiliares essenciais ao seu controlo e proteção.

2.2.1. Compressor

O compressor assume-se como o "coração" da instalação frigorífica, sendo o componente mecanicamente mais complexo e, frequentemente, o que representa a maior fatia do investimento inicial (podendo ascender a valores entre 30 % a 40 % do custo total do sistema) [11], [13], [14].

Este equipamento desempenha duas funções termodinâmicas e mecânicas vitais: em primeiro lugar, promove o escoamento contínuo (bombeamento) do fluido frigorigéneo ao longo do circuito; em segundo lugar, eleva a pressão do vapor desde a pressão de evaporação até à pressão de condensação. Este trabalho de compressão induz um aumento expressivo da temperatura do fluido, condição estritamente necessária para que o calor absorvido na fonte fria (evaporador) possa ser rejeitado para o meio ambiente através do condensador [1], [11], [13], [15].

Ao contrário do descrito no ciclo teórico de compressão de vapor, onde o processo se inicia exatamente sobre a linha de vapor saturado, na prática operacional a compressão ocorre na região de vapor sobreaquecido. Este ligeiro sobreaquecimento do fluido frigorigéneo à saída do evaporador é uma margem de segurança essencial para garantir a total vaporização do fluido frigorigéneo, resultando numa "compressão seca". A aspiração de fluido no estado líquido (compressão húmida) provocaria danos mecânicos severos, como a quebra das válvulas ou da cabeça dos cilindros, e comprometeria seriamente a lubrificação [7], [15], [16].

Contudo, este afastamento do ponto de saturação (grau de sobreaquecimento) deve ser rigorosamente controlado. Um sobreaquecimento excessivo é indesejável, uma vez que aumenta o volume específico do gás aspirado. Consequentemente, o caudal mássico deslocado pelo compressor diminui para uma mesma cilindrada, a capacidade frigorífica do sistema decresce e exige-se um maior trabalho de compressão, além de provocar uma elevação perigosa da temperatura final de descarga [11], [13], [16].

Os tipos de compressores utilizados nos sistemas de refrigeração e as suas principais características encontram-se detalhados no Anexo A — Compressores.

2.2.2. Evaporador

O evaporador assume-se como um dos componentes centrais de uma instalação frigorífica, atuando como o permutador de calor onde ocorre a transferência de energia térmica do meio a arrefecer para o fluido frigorigéneo. O seu funcionamento baseia-se na extração de calor do meio circundante através da absorção do calor latente de vaporização do fluido. Tratando-se de fluidos puros, este processo de mudança de fase (ebulição) ocorre a uma temperatura e pressão constantes até que todo o líquido se transforme em vapor saturado.

Qualquer sistema de refrigeração é projetado com o fim principal de retirar calor de uma dada substância ou espaço. Uma vez que toda essa carga térmica tem de ser imperativamente absorvida pelo evaporador, a eficiência global do ciclo depende de forma crítica do seu correto dimensionamento e operação. Segundo a literatura de engenharia térmica, a eficiência de um evaporador depende do cumprimento de três requisitos fundamentais de projeto: (1) possuir superfície de permuta térmica suficiente para absorver a carga térmica exigida sem necessitar de um diferencial de temperatura excessivo; (2) dispor de volume interno adequado para acomodar o fluido líquido e permitir a correta separação da fase gasosa; e (3) garantir uma secção de passagem que minimize a perda de carga (queda de pressão) do fluido frigorigéneo entre a entrada e a saída [11].

Durante o escoamento, após a totalidade do líquido evaporar (atingindo o estado de vapor saturado), qualquer absorção adicional de calor resulta no aumento da temperatura do gás, fenómeno designado por sobreaquecimento. Como referido a propósito do compressor, este sobreaquecimento tem de ser mantido dentro de uma janela estreita: um valor mínimo assegura que o fluido entra no compressor em estado puramente gasoso, ao passo que um valor excessivo penaliza o caudal mássico deslocado e agrava a temperatura de descarga [3], [15]. A Figura 9 elucida a função do evaporador na instalação, enquanto a Figura 10 apresenta o esquema de funcionamento de um evaporador convencional.

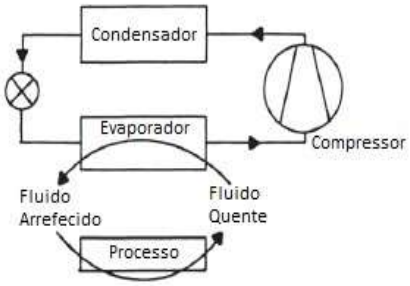


Figura 9: Representação esquemática do papel do evaporador numa instalação. (adaptado de [9]).

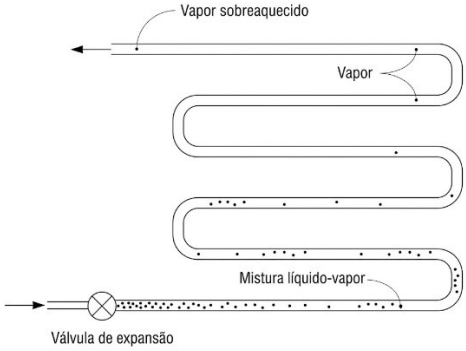


Figura 10: Esquema do funcionamento de um evaporador (adaptado de [9]).

O dimensionamento e a seleção construtiva de um evaporador são ditados pela aplicação específica a que se destina. Os principais fatores de projeto a considerar incluem: a carga térmica (necessidade frigorífica) do espaço, a temperatura e humidade relativa exigidas no interior, a natureza do produto a conservar, a temperatura de evaporação nominal e o método de descongelação [17], [18].

Construtiva e operacionalmente, os evaporadores classificam-se segundo o tipo de construção (carcaça e tubo, placas ou tubo e alhetas), o modo de alimentação do frigorigéneo (expansão direta, inundado ou com sobrealimentação líquida) e o meio a arrefecer (ar, líquido ou contacto direto), sendo os evaporadores para ar ainda distinguidos consoante a circulação seja natural ou forçada. Uma descrição detalhada destas tipologias, encontra-se desenvolvida no Anexo B — Evaporadores.

2.2.3. Condensador

O condensador atua como o permutador de calor encarregue da rejeição de energia térmica da instalação frigorífica para o meio exterior (ou para um fluido de arrefecimento secundário). A sua função termodinâmica principal consiste em dissipar tanto o calor absorvido no evaporador como o equivalente térmico ao trabalho de compressão fornecido ao fluido frigorigéneo [11]. Para garantir uma operação eficiente, é imperativo que este equipamento apresente um elevado coeficiente global de transferência de calor, minimizando assim o diferencial de temperatura exigido para que o fluxo térmico ocorra do fluido para o meio de arrefecimento [11].

Num ciclo de compressão mecânica de vapor subcrítico, a passagem do gás quente e a alta pressão pelo condensador processa-se em três etapas termodinâmicas distintas [15], [17], [18]:

1. **Arrefecimento sensível (dessobreaquecimento):** O fluido, que entra no estado de vapor sobreaquecido proveniente da descarga do compressor, é arrefecido até atingir a sua temperatura de saturação.
2. **Condensação (calor latente):** O fluido liberta o seu calor latente de vaporização a temperatura e pressão constantes, mudando a sua fase de vapor para líquido saturado. Esta fase é responsável por entre 80 % a 83 % de todo o calor rejeitado pelo equipamento.
3. **Subarrefecimento:** O fluido, já no estado líquido, continua a transferir calor sensível, arrefecendo abaixo da sua temperatura de condensação antes de ser encaminhado para o dispositivo de expansão.

Esta sequência não se aplica ao regime transcrítico, no qual não ocorre mudança de fase e a rejeição de calor se processa integralmente por transferência de calor sensível, ao longo de um perfil de temperatura

decrescente. Este aspeto é retomado na Secção 2.4.

A seleção e o dimensionamento rigoroso de um condensador dependem de múltiplos critérios de engenharia, destacando-se: a capacidade térmica total de rejeição exigida, as pressões e temperaturas de condensação nominais, o caudal mássico do fluido frigorigéneo, bem como as características do meio de arrefecimento (como as temperaturas de bolbo seco e húmido do ar exterior ou a temperatura da água de projeto) [1].

A classificação destes equipamentos em função da sua arquitetura construtiva, do fluido para onde rejeitam o calor e do modo de transmissão térmico predominante encontra-se detalhada no Anexo C — Condensadores.

2.2.4. Dispositivos de expansão

Os dispositivos de expansão constituem a fronteira física fundamental num sistema frigorífico, separando o lado de alta pressão do lado de baixa pressão. O seu objetivo termodinâmico primário é provocar uma queda abrupta de pressão no fluido frigorigéneo, promovendo a sua expansão (processo isentálpico) desde a pressão de condensação até à pressão de evaporação. Esta redução de pressão, decorrente de perdas de carga localizadas por estrangulamento (obstrução) e de atrito ao longo do escoamento, induz a vaporização parcial instantânea do fluido líquido, dando origem ao vapor designado por *flash gas*. É esta alteração de fase que diminui drasticamente a temperatura da mistura bifásica resultante para o nível térmico exigido para arrefecer o espaço [3].

Ao contrário das máquinas térmicas de potência, nas quais a expansão ocorre através de uma turbina (processo idealmente isentrópico) com o fim de produzir trabalho, nos ciclos de refrigeração recorre-se a dispositivos de estrangulamento estáticos. Esta opção de engenharia justifica-se por duas razões essenciais: em primeiro lugar, nos ciclos subcríticos convencionais o trabalho mecânico passível de ser recuperado na expansão de um líquido é manifestamente diminuto, não justificando o custo de capital e a complexidade de instalação de uma turbina; em segundo lugar, a expansão de um fluido que transita rapidamente para um escoamento bifásico (líquido e vapor) no interior de uma turbina provocaria erosão severa nas pás e acarretaria riscos críticos para a lubrificação do equipamento [1], [7], [11]. A primeira destas razões não é, contudo, extensível aos ciclos transcríticos de CO_2. Nestes, a expansão processa-se a partir de estados supercríticos de elevada densidade e a irreversibilidade associada assume uma magnitude que justifica o desenvolvimento de dispositivos de recuperação de trabalho, matéria retomada na Secção 2.4.

Em simultâneo à queda de pressão, os dispositivos de expansão atuam como o principal órgão regulador da instalação, doseando o caudal mássico de fluido frigorigéneo que é injetado no evaporador. Para maximizar a eficiência e a segurança, o compressor e o dispositivo de expansão devem operar num equilíbrio dinâmico contínuo. Este equilíbrio garante que o caudal de fluido frigorigéneo admitido pelo dispositivo de expansão corresponde rigorosamente ao caudal que o evaporador consegue vaporizar e que o compressor tem capacidade de aspirar [15]. Uma condição de fluxo não equilibrado de forma prolongada compromete a instalação, resultando na subalimentação do evaporador (perda de capacidade frigorífica) ou na sua sobrealimentação (perigo iminente de aspiração de líquido pelo compressor, ou "golpe de líquido") [3], [15]. Algumas válvulas de geometria variável permitem ainda modular ativamente este caudal garantindo um sobreaquecimento constante do vapor à saída do evaporador, protegendo o compressor e otimizando a eficiência [15].

Para que uma válvula de expansão opere de forma correta e eficiente sob diferentes condições de carga, o seu dimensionamento exige a análise de múltiplos parâmetros de projeto, nomeadamente: a capacidade térmica exigida para o evaporador, o diferencial de pressão de funcionamento disponível na válvula, o grau de sobreaquecimento ótimo, a temperatura de evaporação pretendida e o grau de subarrefecimento do líquido na linha a montante [11].

Existem diversos tipos de dispositivos de expansão no mercado, classificando-se maioritariamente com base no seu método de controlo restritivo: de abertura fixa (como os tubos capilares) ou de abertura variável (como as válvulas termostáticas e eletrónicas). Uma descrição detalhada destas diferentes tipologias encontra-se no Anexo D — Dispositivos de expansão [1], [7].

2.2.5. Outros componentes essenciais para o funcionamento dos sistemas de refrigeração

A nível industrial e na refrigeração comercial de média e grande capacidade, as instalações frigoríficas revelam uma elevada complexidade. Para garantir a fiabilidade operacional, a proteção mecânica dos equipamentos principais e a maximização da eficiência energética, torna-se imperativa a integração de um vasto conjunto de componentes auxiliares e de controlo mecânico e eletrónico.

Dada a diversidade de equipamentos exigidos e as suas diferentes missões termodinâmicas no ciclo, a análise destes componentes será estruturada em cinco grupos funcionais:

1. Gestão de fluido frigorigéneo e tubagens

Depósito de líquido

O depósito de líquido, tipicamente de geometria cilíndrica e passível de instalação na posição horizontal ou vertical, é um recipiente sob pressão localizado imediatamente à saída do condensador. A sua função termodinâmica principal é armazenar o fluido frigorigéneo liquefeito para garantir que a válvula de expansão seja continuamente alimentada por um escoamento estritamente líquido. Desta forma, o equipamento consegue compensar autonomamente as variações na necessidade de caudal ditadas pelas flutuações de carga térmica da instalação [11].

Uma das funções vitais deste componente é atuar como reservatório de segurança capaz de acomodar a totalidade da carga de fluido frigorigéneo do sistema durante intervenções de manutenção. Contudo, devido à expansão térmica dos fluidos, as normas de segurança estipulam limites rigorosos de enchimento: a carga total de fluido frigorigéneo num dado sistema não deve ultrapassar 90 % do volume interno do depósito para temperaturas de armazenamento até 40 °C. Caso a temperatura ambiente prevista ultrapasse este valor, a exigência torna-se mais restritiva, limitando o volume máximo de líquido a apenas 80 % da capacidade do depósito [11], [16].

Em aplicações industriais específicas, o fluido frigorigéneo utilizado dita a incorporação de acessórios adicionais no depósito. Nos sistemas a amoníaco, por exemplo, a total imiscibilidade deste fluido com o óleo lubrificante faz com que o óleo (sendo mais denso) se deposite no fundo do recipiente. Nestes casos, o depósito integra um purgador de óleo na sua secção inferior, permitindo a drenagem periódica do lubrificante acumulado e o seu retorno ao sistema de gestão de óleo [4].

Separador de líquido

Os separadores de líquido são instalados estrategicamente na linha de aspiração, a montante do compressor. Em sistemas de expansão direta tradicionais, estes vasos operam como acumuladores de aspiração, atuando como componentes críticos de proteção que intercetam e retêm qualquer fluido frigorigéneo que escape do evaporador no estado líquido devido a variações bruscas de carga térmica. A sua presença garante que o líquido seja acumulado no fundo e apenas vapor seco seja aspirado pela parte superior, protegendo o compressor contra os danos severos inerentes à compressão de líquidos [16].

Contudo, nas instalações industriais de elevada eficiência que operam com evaporadores inundados (uma arquitetura muito frequente em sistemas a CO_2 ou amoníaco), o separador de líquido assume um papel dinâmico ainda mais central. Neste regime de sobrealimentação, o fluido frigorigéneo líquido escoa pelo evaporador, mas não evapora na sua totalidade, retornando ao separador sob a forma de uma mistura bifásica (líquido e vapor). O separador encarrega-se então de segregar estas duas fases por ação da gravidade: o fluido frigorigéneo no estado de vapor saturado é libertado e aspirado pelo compressor, enquanto o líquido não evaporado é retido no vaso para retornar ao evaporador e ser novamente recirculado. Esta dinâmica garante que toda a superfície de transferência de calor do evaporador permaneça continuamente molhada, resultando em coeficientes globais de transferência de calor substancialmente mais elevados [16].

Tubagens

As tubagens constituem a rede física condutora da instalação frigorífica. O seu dimensionamento obedece a um balanço crítico de engenharia: os diâmetros devem ser suficientemente grandes para minimizar a perda de

carga por atrito (o que penalizaria o esforço do compressor e a eficiência global do ciclo), mas, simultaneamente, devem ser suficientemente estreitos para assegurar uma velocidade de escoamento do gás que garanta o arrasto contínuo do óleo lubrificante de volta ao cárter do compressor [9].

Em sistemas a operar com CO_2, o projeto da tubagem assume particularidades construtivas vincadas. Devido à elevada capacidade frigorífica volumétrica e alta densidade do CO_2, os diâmetros requeridos são substancialmente inferiores (tipicamente cerca de 50 % menores) aos exigidos em sistemas com fluidos fluorados tradicionais ou amoníaco, o que resulta numa poupança de espaço e material [19], [20]. Contudo, por operarem a pressões significativamente mais elevadas (que em regime transcrítico podem ultrapassar os 100 bar), torna-se obrigatória a utilização de tubagens de alta resistência mecânica, recorrendo-se tipicamente a ligas de cobre de elevada resistência mecânica, como o K65 (CuFe2P), ou a aço inoxidável [19], [21].

2. Gestão e tratamento de óleo

Separador de óleo

O funcionamento mecânico fiável de qualquer compressor exige uma lubrificação contínua. Contudo, durante o processo de compressão, é inevitável que uma fração do óleo lubrificante seja arrastada pelo vapor de fluido frigorigéneo sob a forma de aerossol na linha de descarga (a alta pressão e temperatura) [11].

Embora em equipamentos compactos (como frigoríficos domésticos) o retorno natural do óleo ocorra devido às curtas distâncias, em instalações comerciais e industriais de média e grande capacidade, a migração excessiva de lubrificante para o circuito revela-se duplamente crítica. Por um lado, o compressor corre o risco de falha mecânica severa por deficiência de lubrificação no cárter; por outro, o óleo depositado nas paredes internas dos permutadores de calor (condensador e evaporador) atua como um material altamente isolante térmico. Esta película reduz drasticamente os coeficientes globais de transferência de calor, provocando quedas abruptas na eficiência e na capacidade frigorífica do sistema [11], [15]. Para mitigar este problema termodinâmico, instala-se um separador de óleo na linha de descarga, a montante do condensador.

Construtivamente, os separadores de óleo industriais são compostos por quatro elementos funcionais essenciais: um cilindro ou tanque externo, obrigatoriamente dotado de isolamento térmico, cuja função é impedir que o arrefecimento exterior provoque a condensação do vapor de fluido frigorigéneo no seu interior; filtros ou defletores internos responsáveis por reter o aerossol de óleo; uma válvula de agulha mecânica comandada por um mecanismo flutuante (boia); e uma linha de retorno de óleo [11], [15]. Quando o óleo acumulado na base atinge uma cota predefinida, a boia sobe e atua a válvula de agulha. Sendo a pressão interna do separador (lado de alta pressão) muito superior à reinante no cárter do compressor (lado de baixa pressão), esse diferencial de pressão empurra automaticamente o lubrificante regenerado de volta ao compressor, garantindo a sua proteção contínua [11], [16].

Depósito, arrefecedor e reguladores de nível de óleo

O depósito de óleo opera em estreita sinergia com o separador, sendo um componente obrigatório em centrais com múltiplos compressores a funcionar em paralelo. O seu propósito é atuar como um reservatório tampão, armazenando o lubrificante que é continuamente recuperado pelo separador. A existência deste depósito garante que há sempre uma reserva de óleo estabilizada e pronta a ser distribuída para compensar as flutuações de nível nos cárteres dos vários compressores, que arrancam e param de forma assimétrica ao longo do dia.

Particularmente crítico em sistemas a operar com CO_2 em regime transcrítico, o arrefecedor de óleo é um permutador de calor (arrefecido a água ou a ar) instalado na linha de lubrificação. Devido à elevada razão de compressão e às propriedades termodinâmicas do CO_2, as temperaturas de descarga do compressor atingem frequentemente valores muito altos. Se o óleo recuperado regressasse diretamente ao cárter nestas condições térmicas, a sua viscosidade seria drasticamente reduzida, comprometendo a formação da película lubrificante e originando desgaste mecânico prematuro ou falha catastrófica dos compressores. O arrefecedor garante, assim, que o lubrificante é injetado a uma temperatura ideal para manter intactas as suas propriedades reológicas.

Para fechar o circuito de gestão de lubrificação, instalam-se reguladores de nível diretamente no cárter de cada compressor (frequentemente substituindo o visor de vidro tradicional). A sua função é monitorizar contínua e individualmente a quantidade de óleo presente no equipamento. Em sistemas convencionais, utilizam-se

reguladores mecânicos compostos por uma boia e uma válvula de agulha que abre quando o nível desce [22]. Contudo, nas modernas centrais a CO_2, o padrão da indústria exige a utilização de reguladores de nível eletrónicos. Estes controladores eletrónicos não só detetam a falta de óleo com extrema precisão, injetando lubrificante do depósito apenas quando necessário, como também emitem alarmes e bloqueiam o compressor instantaneamente caso o retorno de óleo falhe, protegendo eficazmente a máquina [23].

3. Limpeza, inspeção e segurança

Filtros mecânicos e filtros-secadores

Num sistema de refrigeração, a circulação de impurezas sólidas compromete seriamente a integridade mecânica dos equipamentos. Para mitigar este risco, aplicam-se filtros mecânicos, constituídos por um invólucro estanque que aloja no seu interior um elemento filtrante de malha fina, tipicamente fabricado em bronze ou níquel [11]. Estes dispositivos direcionais podem ser estrategicamente instalados na linha de aspiração ou na linha de líquido, prevenindo a obstrução do evaporador e do dispositivo de expansão [11], [16].

Em complemento à filtragem mecânica, a desidratação contínua do fluido frigorigéneo revela-se uma necessidade crítica de projeto. Para tal, instalam-se filtros-secadores, obrigatoriamente na linha de líquido, que alojam no seu núcleo um material altamente higroscópico, cuja função é absorver e reter de forma permanente a humidade residual que se tenha infiltrado no circuito [16].

Visor de líquido

O visor de líquido é um componente de inspeção fundamental, instalado tipicamente na linha de líquido, a jusante do filtro-secador e imediatamente a montante do dispositivo de expansão [11]. Este equipamento desempenha duas funções cruciais de diagnóstico visual contínuo sobre o estado termodinâmico e químico da instalação. Em primeiro lugar, permite ao operador confirmar se a válvula de expansão está a ser alimentada com fluido num estado estritamente líquido (com o subarrefecimento adequado). Em segundo lugar, os visores incorporam no seu centro um elemento químico reativo e higroscópico destinado a monitorizar a humidade residual do circuito, servindo como prova de qualidade à eficácia do filtro-secador [11], [15], [24].

Purgador de incondensáveis

São dispositivos de proteção essenciais instalados nos pontos mais elevados da instalação frigorífica, tipicamente na secção superior do condensador, locais propícios à acumulação de bolsas de gás [11]. Têm como finalidade permitir a extração (purga) de gases não condensáveis (como ar ou azoto) que se possam ter infiltrado no circuito. A presença destes gases no sistema é altamente prejudicial, uma vez que atuam como isolantes térmicos, reduzindo a área de superfície útil do condensador. Este fenómeno obriga o sistema a operar a pressões de condensação anormalmente elevadas, o que penaliza drasticamente a eficiência energética e aumenta o consumo de potência do compressor [11], [15].

Válvulas de segurança

As válvulas de segurança são dispositivos puramente mecânicos e de atuação autónoma, imprescindíveis para a proteção física da instalação e dos seus operadores contra ruturas catastróficas ou explosões de vasos de pressão. Ao contrário dos pressostatos, que atuam de forma preventiva no circuito elétrico do compressor, estas válvulas funcionam como o último recurso de proteção: são dotadas de um mecanismo de mola calibrada que abre instantaneamente caso a pressão interna do recipiente ultrapasse o limite máximo de projeto, libertando o fluido frigorigéneo para o exterior até à normalização da pressão. São obrigatoriamente instaladas em componentes críticos que armazenem grandes volumes de fluido, como o arrefecedor de gás e o depósito de líquido [6].

Nas instalações a CO_2 vigora uma regra estrita de projeto: as válvulas de segurança devem ser instaladas exclusivamente nas linhas de vapor e nunca nas linhas de líquido. Se uma válvula de segurança descarregar CO_2 a partir do estado líquido diretamente para a atmosfera, a violenta expansão isentálpica fará a pressão cair abruptamente para valores inferiores ao ponto triplo do fluido (5,18 bar). Esta queda termodinâmica provocará a solidificação quase instantânea de grande parte do fluido, criando rolhas de gelo seco que obstruirão irremediavelmente o orifício da válvula e a tubagem de exaustão, bloqueando a capacidade de alívio e comprometendo a segurança de toda a central [19].

4. Válvulas e controlo de escoamento

Válvulas de seccionamento

As válvulas de seccionamento, de atuação estritamente manual, são componentes bidirecionais de manobra estrategicamente distribuídos pela rede de tubagens da instalação frigorífica. A sua função primordial é o isolamento de subcircuitos ou de equipamentos específicos, como compressores, condensadores ou filtros, permitindo a execução de operações de assistência técnica e manutenção corretiva de forma segura, sem que haja a necessidade de purgar ou desperdiçar a carga de fluido frigorigéneo do sistema [6], [24].

Válvulas de retenção

As válvulas de retenção são componentes mecânicos de atuação inteiramente autónoma, projetados para garantir o escoamento estritamente unidirecional do fluido frigorigéneo e do óleo lubrificante nas tubagens da instalação. Ao contrário das válvulas de manobra, estas atuam exclusivamente através do diferencial de pressão gerado pelo próprio escoamento, fechando de forma imediata perante qualquer inversão do gradiente de pressão [22]. Em centrais frigoríficas complexas, a sua aplicação é transversal e crítica para a estabilidade do sistema. São tipicamente instaladas nas linhas de descarga de compressores que operam em paralelo, nas linhas de aspiração de múltiplos evaporadores a operar a diferentes temperaturas e nos circuitos de descongelação por gás quente [22].

Válvula Solenoide

A válvula solenoide é um componente eletromecânico de atuação *on/off* (tudo ou nada), cuja função primordial num sistema frigorífico é o controlo e bloqueio automático do fluxo de fluido frigorigéneo. É instalada quase invariavelmente na linha de líquido, imediatamente a montante do dispositivo de expansão, com um objetivo crítico de proteção: interromper a alimentação do evaporador sempre que o compressor para. Esta ação evita a migração e acumulação de fluido frigorigéneo líquido no evaporador durante a inatividade, prevenindo severos danos mecânicos (golpes de líquido) no arranque subsequente do compressor [6], [11].

Em relação à sua posição de repouso, as válvulas solenoides classificam-se em duas categorias: normalmente fechadas (NC), que bloqueiam o escoamento pela ação combinada de uma mola e do próprio diferencial de pressão do fluido, abrindo apenas quando a bobina eletromagnética é energizada; e normalmente abertas (NO), que operam de forma inversa. Na refrigeração industrial, o padrão de segurança (*fail-safe*) dita a utilização generalizada de válvulas NC, garantindo o fecho estanque da linha de líquido em caso de falha geral de energia [11], [22].

Construtivamente, o seu mecanismo de abertura divide-se em atuação direta, em que a bobina desloca diretamente o obturador, e atuação servo-operada, em que a bobina comanda apenas um orifício-piloto, sendo o obturador principal deslocado pelo próprio diferencial de pressão do fluido. A segunda solução permite dimensões de passagem superiores para a mesma potência elétrica de comando [11].

Reguladores de pressão

Os reguladores de pressão são dispositivos mecânicos ou eletromecânicos aplicados estrategicamente no circuito para manter as pressões de operação dentro de parâmetros rigorosos, independentemente das flutuações da carga térmica, da variação de caudal ou da temperatura ambiente exterior. Ao modular ativamente a secção de escoamento, estes componentes restringem a passagem do fluido frigorigéneo de forma a estabilizar as pressões a montante ou a jusante [18].

Válvula de pressão diferencial

Esta válvula é tipicamente aplicada na linha de gás quente, estabelecendo uma ligação de desvio entre a linha de descarga e o depósito de líquido, e operando de forma complementar aos reguladores de pressão de condensação [6]. A sua função principal é injetar gás quente no depósito de líquido para garantir que este mantém um nível de pressurização adequado, mesmo quando a pressão no condensador sofre quedas abruptas [15]. Desta forma, assegura-se que existe sempre diferencial de pressão suficiente para empurrar o fluido frigorigéneo no estado líquido até às válvulas de expansão da instalação [6].

5. Instrumentação e controlo eletrónico

Manómetros e transdutores de pressão

No âmbito da monitorização e do controlo avançado de uma instalação frigorífica, a medição da pressão assume um papel de extrema relevância, recorrendo-se a dois tipos de instrumentos com propósitos distintos: os manómetros, mecânicos e de leitura local, e os transdutores de pressão, eletrónicos e de integração nas malhas de controlo.

Os manómetros são instrumentos puramente mecânicos. Estes dispositivos são instalados em pontos-chave da tubagem e nos painéis dos compressores com o intuito exclusivo de fornecer aos técnicos e operadores uma leitura visual, direta e instantânea das pressões relativas do sistema, sendo ferramentas de diagnóstico inestimáveis durante as operações de carga de fluido e de manutenção de rotina [3], [17]. Por sua vez, os transdutores (ou transmissores) de pressão assumem o papel de autêntico sistema sensorial das modernas centrais frigoríficas. Estes dispositivos eletromecânicos contêm no seu interior elementos sensíveis de estado sólido capazes de detetar as microdeformações mecânicas provocadas pela pressão e de as converter instantaneamente num sinal elétrico linear e proporcional transmitido em tempo real para os controladores eletrónicos ou autómatos da instalação [9], [24]

Termóstatos e pressóstatos

Os termóstatos são dispositivos de controlo térmico cuja função elementar é monitorizar as flutuações de temperatura e atuar sobre o circuito de comando elétrico, fechando ou abrindo contactos, para manter o sistema dentro do valor de referência exigido [11], [15]. Os pressóstatos atuam como as principais "sentinelas" eletromecânicas da instalação frigorífica. Ao contrário dos transdutores de pressão, que enviam um sinal de leitura contínua para o controlador, o pressóstato é um interruptor de segurança de ação direta comandado por pressão, possuindo diferenciais ajustáveis de desarme e rearme [11]. A sua função é o corte imediato do circuito elétrico de potência ou comando do compressor perante desvios severos: atuam por baixa pressão (LP) caso a pressão de aspiração caia perigosamente, e por alta pressão (HP) caso a pressão de descarga do condensador/arrefecedor de gás atinja limites de rutura [6].

Sistemas de controlo e monitorização centralizada

Os sistemas de controlo assumem o papel de autêntico "cérebro" das modernas instalações frigoríficas. Numa central a operar com CO_2 em regime transcrítico, como exemplo, a extrema sensibilidade termodinâmica e as elevadas pressões de trabalho inviabilizam por completo a utilização de controlos mecânicos ou autónomos simples. A estabilidade da operação exige um controlo eletrónico integrado e centralizado, capaz de processar em tempo real milhares de dados analógicos e digitais provenientes da malha de instrumentação distribuída pelo circuito [9], [11]. Através de algoritmos de regulação em malha fechada (tipicamente do tipo PID), implementados em controladores lógicos programáveis (PLC) ou em controladores paramétricos dedicados (*pack controllers*), o sistema atua dinamicamente sobre os diversos componentes de forma a otimizar o coeficiente de desempenho (COP) da instalação a cada instante. É este controlador que comanda o sequenciamento e a velocidade dos compressores, regula os motores de comutação eletrónica (EC) dos ventiladores do arrefecedor de gás e dita a modulação fina das válvulas de expansão e reguladoras de pressão motorizadas [18], [24].

A nível de arquitetura de rede, as centrais industriais e comerciais de grande porte evoluíram para topologias de controlo distribuído (DCS, do inglês *Distributed Control System*), onde múltiplos controladores locais comunicam entre si. Adicionalmente, esta rede é invariavelmente acoplada a sistemas de supervisão e aquisição de dados (SCADA, do inglês *Supervisory Control And Data Acquisition*). Estas plataformas de nível superior permitem a monitorização gráfica remota de todos os parâmetros termodinâmicos, a elaboração de históricos de eficiência energética, o diagnóstico preditivo de falhas e a gestão da segurança, garantindo uma resposta imediata a qualquer anomalia sem necessidade de supervisão humana presencial permanente [9], [25].

2.3. Fluidos frigorigéneos

Embora não constitua um componente mecânico, o fluido frigorigéneo é o elemento circulante vital de qualquer instalação frigorífica, atuando como o veículo termodinâmico que possibilita a transferência de energia ao longo do ciclo. A sua função principal consiste em absorver calor do meio a arrefecer, a baixa pressão e

temperatura, no evaporador, e rejeitá-lo para a fonte quente externa, a alta pressão e temperatura, no condensador ou arrefecedor de gás. Nos ciclos subcríticos convencionais, este processo de transporte energético é alcançado tirando partido do calor latente da substância, que sofre sucessivas mudanças de fase de líquido para vapor e de vapor para líquido, mantendo intacta a sua estrutura química [3].

Teoricamente, qualquer substância volátil capaz de mudar de fase nas gamas de pressão e temperatura do projeto poderia atuar como fluido frigorigéneo [17], [26]. Contudo, a engenharia térmica exige que a sua seleção obedeça a um rigoroso compromisso. Um fluido de excelência deve apresentar propriedades termofísicas ideais, conjugadas com exigentes critérios operacionais e de segurança [11], [17].

2.3.1. Critérios na escolha de um fluido frigorigéneo

O tipo de fluido utilizado influencia no desempenho termodinâmico e na arquitetura de um sistema de refrigeração. A seleção de um fluido frigorigéneo adequado é um processo de engenharia rigoroso. Na literatura termodinâmica é consensual que não existe um fluido "perfeito" ou ideal que reúna simultaneamente todas as propriedades ótimas para todos os tipos de instalação frigorífica, de modo que um frigorigéneo considerado bom para ser aplicado em determinado tipo de instalação frigorífica nem sempre é recomendado para ser utilizado noutra, havendo, portanto, vantagens e desvantagens inerentes à escolha do frigorigéneo [13]. O projetista deve procurar o fluido que apresente o melhor compromisso e o maior número de qualidades para as condições operativas em questão, avaliando quatro domínios principais de propriedades [7], [9], [11], [17], [27]:

1. Propriedades termodinâmicas e termofísicas

Neste domínio, avalia-se o comportamento do fluido durante as mudanças de fase e o seu impacto no rendimento e dimensionamento do sistema:

- **Calor latente de vaporização elevado**: se o frigorigéneo tiver um alto calor latente de vaporização, será necessário menor caudal do frigorigéneo para garantir uma determinada capacidade de refrigeração.
- **Volume específico reduzido (especialmente na fase vapor):** se o frigorigéneo apresentar um alto valor de calor latente de vaporização conjugado com um pequeno volume específico na fase de vapor, o caudal volumétrico exigido na aspiração do compressor será substancialmente menor para garantir uma determinada capacidade de refrigeração. Esta propriedade termodinâmica é extremamente desejável na engenharia de frio, uma vez que determina diretamente o volume de deslocamento exigido ao compressor. Um menor volume específico permite a utilização de compressores de menor dimensão e a construção de unidades de refrigeração e tubagens muito mais compactas.
- **Pressão de vaporização não muito baixa:** é imperativo que a pressão de saturação correspondente à temperatura de evaporação de projeto seja preferencialmente superior à pressão atmosférica. Esta condição previne a operação em vácuo no evaporador, mitigando o risco severo de infiltração de ar atmosférico e humidade para o interior do circuito frigorífico. Termodinamicamente, uma pressão de evaporação mais elevada é igualmente vital para não penalizar a razão de compressão e, consequentemente, não degradar o rendimento volumétrico do compressor.
- **Pressão de condensação não muito elevada**: a temperatura de condensação encontra-se inexoravelmente ligada à temperatura do meio de dissipação de calor. Para estas condições operativas, a pressão de condensação (saturação) exigida ao fluido não deve ser excessiva. Pressões de descarga moderadas dispensam a utilização de componentes e tubagens com espessuras ou ligas de extrema resistência, reduzindo os custos de capital da central e incrementando substancialmente a segurança mecânica passiva da instalação.
- **Razão de compressão baixa:** sendo o quociente entre a pressão absoluta de descarga (condensação) e a pressão absoluta de aspiração (evaporação), a razão de compressão determina o esforço termodinâmico exigido ao equipamento. É fundamental que seja a menor possível. Uma baixa razão de compressão traduz-se num elevado rendimento volumétrico efetivo do compressor e numa redução direta do trabalho isentrópico específico exigido para comprimir o gás, o que minimiza fortemente o consumo energético (maximizando o COP) e previne temperaturas de descarga perigosamente elevadas que degradariam o óleo lubrificante.

- **Temperaturas críticas e de fusão**: para que um fluido frigorigéneo opere com máxima eficiência num ciclo de compressão de vapor subcrítico, a sua temperatura crítica deve ser estritamente superior à temperatura máxima do meio de rejeição de calor. Esta característica garante que a transferência térmica no condensador ocorra através da mudança de fase isotérmica, prevenindo um consumo excessivo de trabalho de compressão**.** No extremo inferior do ciclo, a temperatura de fusão, ou temperatura do ponto triplo, do fluido deve ser consideravelmente inferior à temperatura de evaporação estipulada para a aplicação. O cumprimento rigoroso deste critério termodinâmico é obrigatório para inviabilizar o risco de solidificação do fluido frigorigéneo no evaporador ou no dispositivo de expansão, prevenindo bloqueios mecânicos severos nas tubagens e a interrupção do escoamento**.**
- **Calor específico na fase líquida baixo:** um valor reduzido do calor específico na fase líquida é termodinamicamente desejável na seleção de um fluido de trabalho. Esta propriedade assegura que a quantidade de calor a remover para arrefecer o próprio fluido seja a menor possível. Consequentemente, isto minimiza a vaporização instantânea do líquido na válvula de expansão, diminuindo drasticamente a formação do indesejado *flash gas*, o que garante que uma maior quantidade de fluido alcance o evaporador no estado estritamente líquido, maximizando assim o efeito frigorífico específico do sistema.
- **Calor específico na fase de vapor elevado:** em franca oposição ao estado líquido, exige-se que na fase gasosa o calor específico seja o mais elevado possível. A definição termodinâmica desta propriedade dita que um gás com um calor específico alto requer uma grande quantidade de energia térmica para sofrer uma elevação unitária na sua temperatura. Na prática da instalação, isto garante que o vapor consiga absorver calor sofrendo uma elevação de temperatura muito ligeira, o que mantém o sobreaquecimento em valores mínimos. Deste modo, o gás mantém uma maior densidade na entrada do compressor e previnem-se temperaturas de descarga perigosamente elevadas.
- **Índice de compressão isentrópico baixo:** o índice de compressão isentrópico (traduzido termodinamicamente pelo coeficiente adiabático do gás) deve ser o menor possível. Este parâmetro condiciona a inclinação da curva de compressão e o comportamento térmico do gás ao ser comprimido. Um valor reduzido é fundamental para garantir que a temperatura de descarga no final do processo de compressão não atinja valores críticos. Temperaturas de descarga excessivamente elevadas são altamente prejudiciais para o sistema, uma vez que provocam a degradação térmica e a carbonização do óleo lubrificante, comprometendo a lubrificação dos cilindros e originando falhas mecânicas severas no compressor**.**
- **Coeficiente de desempenho elevado:** o COP representa a razão entre o efeito frigorífico útil obtido no evaporador e o trabalho exigido pelo compressor. Embora não constitua uma propriedade intrínseca do fluido, mas antes um resultado da sua interação com a arquitetura do ciclo e com as condições de operação, é o indicador de síntese da qualidade termodinâmica de uma seleção. Este é o critério de maior peso financeiro no projeto, dado que o custo operacional e a viabilidade económica da central frigorífica ao longo da sua vida útil estão diretamente indexados a este coeficiente.
- **Condutibilidade térmica elevada:** uma elevada condutibilidade térmica é uma propriedade de transporte fundamental para garantir coeficientes de transferência de calor superiores nos permutadores (evaporador e condensador). Na prática de engenharia, um fluido termicamente muito condutor exige menor área de superfície para permutar a mesma quantidade de calor. Isto permite a construção de evaporadores e condensadores substancialmente mais compactos, reduzindo o custo de capital e o volume físico da instalação, ao mesmo tempo que facilita a operação térmica com menores diferenciais de temperatura.
- **Baixa viscosidade nas fases líquida e gasosa:** a viscosidade traduz a resistência interna do fluido ao escoamento e ao corte. Exige-se que o frigorigéneo apresente uma viscosidade o mais reduzida possível em ambas as fases (líquida e vapor). Um fluido pouco viscoso diminui drasticamente as forças de atrito hidrodinâmico contra as paredes interiores das tubagens, válvulas e permutadores. Esta mitigação do atrito traduz-se em perdas de carga (quedas de pressão) substancialmente menores ao longo de todo o circuito frigorífico, o que alivia consideravelmente o esforço mecânico exigido ao compressor para manter

o caudal mássico em circulação, potenciando de forma direta a eficiência global do sistema.

2. Propriedades químicas e de compatibilidade

A estabilidade interna do circuito depende diretamente das reações químicas do fluido com os restantes materiais:

- **Estabilidade e inércia química**: o fluido frigorigéneo deve manter uma estabilidade química e térmica absoluta ao longo de todo o seu ciclo operativo, resistindo à degradação estrutural mesmo quando submetido às severas pressões e temperaturas na descarga do compressor. A exigência de um comportamento inerte garante que o fluido não desencadeará reações químicas secundárias que poderiam deteriorar os componentes metálicos e os elastómeros de vedação de toda a instalação.
- **Baixa constante dielétrica e elevada rigidez dielétrica:** em centrais frigoríficas que recorram a compressores do tipo hermético ou semi-hermético, o fluido frigorigéneo e o óleo encontram-se em contacto físico direto com os enrolamentos do motor elétrico de acionamento. Consequentemente, torna-se imperativo que o fluido atue como um excelente isolante, possuindo uma elevada rigidez dielétrica e uma baixa constante dielétrica. Estas características previnem a ocorrência de descargas elétricas entre espiras; exige-se ainda, em complemento, compatibilidade química com os vernizes de isolamento das bobinas, cuja degradação conduziria a curtos-circuitos e a falhas elétricas do compressor.
- **Boa compatibilidade e miscibilidade com o óleo lubrificante**: a interação fluida entre o fluido frigorigéneo e o óleo de lubrificação é um dos pilares da viabilidade mecânica do sistema. O fluido deve apresentar uma boa miscibilidade com o óleo, garantindo que a película lubrificante que inevitavelmente escapa dos cilindros do compressor consiga fluir de forma contínua pelo circuito e retornar em segurança ao cárter. Uma deficiente compatibilidade e solubilidade resulta no fenómeno de separação de fases, especialmente a baixas temperaturas, provocando a acumulação do óleo no evaporador e a consequente falha do compressor por deficiência de lubrificação.

3. Propriedades Ambientais e de Segurança

A admissibilidade legal e a segurança de um fluido são hoje o principal motor de mudança na indústria:

- **Baixo impacto ambiental:** face à atual urgência climática, a viabilidade de um fluido frigorigéneo está estreitamente dependente do seu impacto na atmosfera. Em conformidade com o Protocolo de Montreal e o Regulamento (UE) 2024/573, exige-se que o fluido apresente um potencial de destruição do ozono estritamente nulo e um potencial de aquecimento global o mais reduzido possível.
- **Baixa toxicidade:** embora os circuitos operem em malha fechada, a probabilidade estatística de fugas acidentais obriga a que o fluido seja o mais inócuo possível para a saúde humana. O objetivo primordial é garantir a segurança dos ocupantes e técnicos, evitando o risco de asfixia, irritação severa ou envenenamento.
- **Ausência de inflamabilidade**: exige-se preferencialmente a utilização de fluidos não inflamáveis para mitigar o risco catastrófico de incêndio ou explosão nas instalações. A utilização de fluidos que aumentam o risco de acidentes nas instalações exige rigorosas, complexas e dispendiosas medidas de segurança, limitações de carga máxima e confinamento. Este critério não exclui, contudo, a aplicação de fluidos inflamáveis em subsistemas de carga reduzida e confinada.
- **Deteção fácil de fugas:** em instalações de grande porte, uma deteção precoce é vital para evitar perdas totais de carga, o que penalizaria gravemente os custos operacionais, o rendimento da máquina e o impacto ambiental (emissões diretas). O fluido deve permitir uma localização rápida, seja através de sensores eletrónicos semicondutores, de traçadores fluorescentes revelados por radiação ultravioleta, ou possuindo características olfativas próprias (como o odor pungente característico do amoníaco) que alertem imediatamente os operadores.

4. Fatores Económicos e Operacionais

- **Preço moderado e disponibilidade:** a viabilidade económica e comercial de um projeto (CAPEX e OPEX) está intrinsecamente ligada à disponibilidade do fluido no mercado à escala global. A seleção de um "fluido ideal" cujos custos de aquisição ou processos de síntese sejam proibitivos inviabiliza a sua

aplicação prática na indústria. É neste critério que os fluidos naturais, como o dióxido de carbono, assumem particular vantagem, apresentando custos de aquisição substancialmente inferiores aos dos novos compostos sintéticos de baixo GWP.

Na seleção de um fluido frigorigéneo, as propriedades de saturação determinam as condições reais de operação dos permutadores de calor da instalação. Para garantir uma taxa de transferência de calor termodinamicamente razoável, exige-se tipicamente um gradiente térmico de 5 °C a 10 °C entre o fluido frigorigéneo e o meio a arrefecer. Por exemplo, para manter uma câmara frigorífica a 0 °C, o fluido deve evaporar a uma temperatura de saturação aproximada de –10 °C. Nestas condições, é imperativo que a pressão correspondente no evaporador, a zona de menor pressão de todo o ciclo, se mantenha estritamente acima da pressão atmosférica, 1 atm. No lado de alta pressão, o limite térmico é imposto pelo meio de dissipação exterior. A temperatura e a pressão de saturação de condensação são governadas diretamente pelas propriedades do fluido de arrefecimento utilizado. Sistemas que utilizam água como meio de condensação conseguem operar a temperaturas de rejeição de calor significativamente mais baixas do que os sistemas arrefecidos a ar ambiente. Termodinamicamente, uma temperatura de condensação mais baixa reduz drasticamente o trabalho isentrópico exigido ao compressor, o que se traduz num incremento direto e substancial do coeficiente de desempenho da central frigorífica [3].

2.3.2. Classificação dos fluidos frigorigéneos

A diversidade de aplicações térmicas e as rigorosas exigências operacionais, de segurança e de sustentabilidade impulsionaram o desenvolvimento de uma vasta gama de fluidos de trabalho ao longo da história da refrigeração. Para facilitar a sua seleção, regulamentação e aplicação na indústria, os fluidos frigorigéneos são categorizados segundo a sua natureza, composição química, classificação de segurança, circuito em que são implementados e o seu consequente impacto ambiental [5], [25].

Natureza

Relativamente à sua natureza, a classificação dos fluidos frigorigéneos é estabelecida pela sua origem e proveniência. De um modo geral, a engenharia térmica divide os fluidos de trabalho em duas grandes famílias: os fluidos naturais e os fluidos sintéticos [23].

- **Naturais**: consideram-se fluidos naturais todas as substâncias voláteis que ocorrem de forma espontânea na biosfera e nos ciclos biogeoquímicos da terra, não resultando de síntese química laboratorial humana [23]. São exemplos o amoníaco (R-717), o dióxido de carbono (R-744) e os hidrocarbonetos, como o propano (R-290) e o isobutano (R-600a).
- **Sintéticos:** Os fluidos sintéticos resultam de formulações químicas artificiais complexas, frequentemente desenvolvidas através da halogenação de hidrocarbonetos puros [11]. Estes fluidos foram desenvolvidos para oferecer uma extrema estabilidade química, elevada segurança e excelentes propriedades termodinâmicas a baixas pressões operacionais [11], [16].

Composição química

Quanto à sua composição química, os fluidos frigorigéneos dividem-se fundamentalmente em substâncias puras e misturas (zeotrópicas ou azeotrópicas). O desenvolvimento de misturas (frequentemente designadas por *blends*) surgiu da necessidade da indústria de engenharia térmica combinar as propriedades termofísicas de dois ou mais fluidos, permitindo assim afinar o comportamento da mistura resultante para exigências de aplicação muito específicas, como a mitigação da inflamabilidade ou a redução do GWP [11], [28].

- **Puras**: as substâncias puras são constituídas por um único composto químico com uma estrutura molecular homogénea, como é o caso do R-744, ou do tetrafluoroetano (R-134a). Termodinamicamente, distinguem-se pelo facto de a sua mudança de fase (na evaporação ou na condensação) ocorrer a uma temperatura rigorosamente constante para uma dada pressão de saturação [3].
- **Misturas zeotrópicas:** as misturas zeotrópicas são formadas por dois ou mais compostos puros com volatilidades diferentes, cujo comportamento termodinâmico se afasta do de uma substância pura. A sua característica principal é o facto de a sua temperatura se alterar de forma contínua durante o processo de evaporação ou condensação a uma pressão constante [11], [16]. Ao absorver calor no

evaporador, o componente mais volátil (com menor ponto de ebulição) vaporiza primeiro, originando um aumento progressivo da temperatura de saturação da mistura ao longo do permutador, fenómeno designado por deslizamento de temperatura (*temperature glide*). Adicionalmente, ocorre o fenómeno de fracionamento: a concentração química da fase líquida é sempre diferente da concentração da fase de vapor quando estas se encontram em equilíbrio termodinâmico. Segundo a nomenclatura internacional da ASHRAE 34, estas misturas são identificadas pela numeração da série 400, sendo exemplos clássicos o R-404A, R-407C e R-410A [5], [15], [16], [29].

- **Misturas azeotrópicas:** apesar de serem também constituídas por vários compostos químicos, as misturas azeotrópicas reúnem a singularidade de se comportarem praticamente como se fossem uma substância pura. Para uma determinada pressão, a mistura azeotrópica evapora e condensa a uma temperatura sensivelmente constante. Adicionalmente, a composição química das suas fases líquida e gasosa mantém-se praticamente inalterada durante todo o ciclo frigorífico, não sofrendo fracionamento significativo. Importa ressalvar que o comportamento azeotrópico rigoroso apenas se verifica para uma composição e uma pressão específicas; a maioria das misturas comerciais da série 500 é, em rigor, quase-azeotrópica, apresentando um deslizamento de temperatura residual, tipicamente inferior a 1 K. Segundo a nomenclatura da ASHRAE 34, os fluidos azeotrópicos são classificados e identificados pela numeração da série 500, como é o caso do histórico R-502 ou do moderno R-507A [5], [15], [16], [29].

Segurança

Em termos de segurança humana e operacional, a viabilidade de um fluido frigorigéneo depende diretamente da avaliação rigorosa da sua toxicidade e inflamabilidade. A nível internacional, os fluidos frigorigéneos são categorizados e regulamentados pelas normas congéneres ISO 817 e ASHRAE 34, que estabelecem uma matriz de segurança alfanumérica composta por uma letra (toxicidade) e um algarismo (inflamabilidade) [12], [27].

Classificação quanto à toxicidade

A toxicidade de um fluido é avaliada com base no limite de exposição crónica aceitável, tipicamente referenciado pelo índice TLV-TWA (*Threshold Limit Value – Time-Weighted Average*). Este índice representa a concentração máxima a que os trabalhadores podem estar expostos de forma contínua durante um dia normal de 8 horas e uma carga horária de 40 horas semanais, sem sofrerem efeitos adversos. A norma divide os fluidos em dois grupos [12], [25]:

- **Classe A (baixa toxicidade):** engloba os fluidos cuja toxicidade não foi identificada para concentrações médias iguais ou superiores a 400 ppm (partes por milhão, em volume).
- **Classe B (elevada toxicidade):** engloba os fluidos para os quais existem evidências de toxicidade e efeitos adversos para a saúde humana a concentrações inferiores a 400 ppm (p. ex., o amoníaco, R-717).

Classificação quanto à inflamabilidade

A inflamabilidade é estipulada em função do Limite Inferior de Inflamabilidade (LFL - *Lower Flammability Limit*), do calor de combustão e da velocidade de propagação da chama, quando o fluido é testado no ar a uma temperatura de 21 °C e à pressão atmosférica de 101,3 kPa. A norma categoriza os fluidos em quatro classes distintas [16], [27]:

- **Classe 1 (não inflamável):** fluidos que não apresentam qualquer propagação de chama;
- **Classe 2L (ligeiramente inflamável):** subclasse introduzida recentemente para fluidos com baixa inflamabilidade e uma velocidade de propagação de chama muito lenta (≤ 10 cm/s), como é o caso das hidrofluorolefinas (HFO);
- **Classe 2 (inflamável):** fluidos com um limite inferior de inflamabilidade superior a 0,10 kg/m³ e um calor de combustão inferior a 19 000 kJ/kg.
- **Classe 3 (altamente inflamável):** fluidos que apresentam um risco severo de explosão, com um LFL inferior ou igual a 0,10 kg/m³ ou um calor de combustão superior a 19 000 kJ/kg (p. ex., os hidrocarbonetos, como o propano, R-290).

A conjugação destes dois parâmetros resulta nos grupos de segurança da ASHRAE. Numa instalação frigorífica moderna, procura-se sempre que possível a utilização de fluidos pertencentes ao grupo A1 (baixa

toxicidade e não inflamáveis). É nesta categoria de máxima segurança que se insere o R-744 bem como a grande maioria dos HFC tradicionais, como o R-134a ou R-404A [12], [25].

Circuito em que são implementados

Consoante a arquitetura da instalação frigorífica e a metodologia de extração de calor à substância a arrefecer, os fluidos podem ser categorizados como primários ou secundários [15].

- **Fluidos primários:** os fluidos primários são os fluidos de trabalho voláteis que operam no circuito principal da máquina frigorífica. Estes evoluem ciclicamente, sofrendo mudanças de fase sucessivas (na evaporação e na condensação) para absorver e rejeitar calor, realizando o ciclo termodinâmico propriamente dito [15], [25]. O arrefecimento do espaço é realizado com recurso direto ao elevado calor latente de vaporização destas substâncias. São exemplos clássicos de fluidos primários os fluidos naturais, como o R-717, o R-744 e o R-290, e os compostos sintéticos como o R-134a, ou o R-404A [25].
- **Fluidos secundários:** o fluido secundário atua como um agente térmico intermediário em sistemas de expansão indireta. Este fluido é inicialmente arrefecido no evaporador do circuito primário e, posteriormente, é bombeado através de uma rede de tubagens para retirar calor do meio ou substância que se pretende arrefecer [15], [23]. Tradicionalmente, os fluidos secundários operam no sistema exclusivamente na fase líquida, absorvendo calor apenas através da elevação da sua temperatura (calor sensível), ou seja, não apresentando qualquer mudança de fase neste processo. São exemplos habituais as soluções aquosas de propilenoglicol, etilenoglicol ou salmouras de cloreto de cálcio [5], [15], [25], [29].

Impacto ambiental e métricas de avaliação

O uso de fluidos frigorigéneos acarreta responsabilidades ambientais severas. Durante o ciclo de vida de uma instalação frigorífica, ocorrem inevitavelmente emissões diretas para a atmosfera devido a fugas por degradação das tubagens, deficiências de vedação nos componentes, ou perdas durante as operações de manutenção e desmantelamento [16], [18], [30]. Para classificar e regulamentar a agressividade ambiental das substâncias de trabalho e dos sistemas que as utilizam, a engenharia térmica recorre habitualmente a três indicadores:

- **Potencial de destruição da camada de ozono (ODP):** o ODP (*Ozone Depletion Potential*) quantifica a capacidade catalítica de uma substância para degradar as moléculas de ozono (O_3) na estratosfera. Este índice é um valor relativo e adimensional, calculado por comparação direta com um fluido de referência, historicamente o triclorofluorometano (CFC-11ou R-11), ao qual é atribuído, por convenção, um ODP de valor 1. A correlação direta entre o cloro presente nos CFC e HCFC e o "buraco do ozono" culminou na assinatura do Protocolo de Montreal (1987), que forçou a erradicação global destes fluidos. Atualmente, é imperativo que qualquer fluido frigorigéneo selecionado para uma instalação nova apresente um ODP estritamente nulo [11], [16], [30], [31], [32].
- **Potencial de aquecimento global (GWP):** o GWP (*Global Warming Potential*) indica a capacidade que uma determinada massa de fluido volátil tem de reter radiação infravermelha na atmosfera, contribuindo para o efeito de estufa. O índice compara este impacto radiativo com o de uma massa equivalente de dióxido de carbono, fluido de referência ao qual é atribuído um GWP de valor 1, sendo a análise tipicamente projetada para um horizonte temporal de 100 anos. Trata-se, tal como o ODP, de um valor relativo e adimensional [11], [33].

  O GWP de uma mistura obtém-se pela média ponderada dos GWP dos seus constituintes, tomando como fatores de ponderação as respetivas frações mássicas [34].

$$GWP_{mistura} = \sum_{i=1}^{N} w_i \, GWP_i \qquad 1$$

  em que w_i representa a fração mássica do componente i e GWP_i o respetivo potencial de aquecimento global. Aplicando a expressão ao R-407C, cuja composição nominal é de 23 % de R-32, 25 % de R-125 e 52 % de R-134a:

$$GWP_{R-407C} = 0{,}23 * 675 + 0{,}25 * 3500 + 0{,}52 * 1430 = 1774 \qquad 2$$

- **Impacto total equivalente de aquecimento (TEWI):** embora o ODP e o GWP classifiquem o impacto do fluido de forma isolada, a avaliação ambiental moderna de uma central frigorífica exige o cálculo do TEWI (*Total Equivalent Warming Impact*). Este parâmetro é abrangente e contabiliza o impacto global do sistema através de duas componentes indissociáveis: o impacto direto, causado pelas emissões físicas e fugas de fluido frigorigéneo ao longo da vida útil do equipamento, e o impacto indireto, que quantifica as toneladas de CO_2 emitidas pelas centrais termoelétricas para produzir a energia elétrica consumida pelo compressor e restantes componentes [35]. A avaliação através do TEWI demonstra que a seleção de um fluido de baixo GWP não é sustentável se este degradar a eficiência energética do sistema e provocar consumos elétricos excessivos [16], [35]:

$$TEWI = GWP * L_{anual} * n + GWP * m * \left(1 - \alpha_{recuperação}\right) + E_{anual} * \beta * n \quad (3)$$

em que, GWP é o potencial de aquecimento global (adimensional), L_{anual} é a massa de fluido perdida por fugas em cada ano de operação [kg/ano], n é o número de anos de funcionamento do sistema, m é a carga do fluido do sistema [kg], $\alpha_{recuperação}$ é o fator de recuperação no fim de vida (de 0 a 1), E_{anual} é o consumo anual de energia [kWh/ano] e β é o fator de emissão da rede elétrica [kgCO_2/kWh]. O resultado exprime-se em quilogramas de CO_2 equivalente.

2.3.3. Designação comercial e nomenclatura

O desenvolvimento tecnológico e a crescente proliferação de compostos químicos utilizados na indústria do frio tornaram imperativa a adoção de uma nomenclatura universal e estandardizada. O objetivo primordial desta normalização foi eliminar a ambiguidade e a confusão técnica geradas pela utilização de marcas ou designações comerciais.

Para o efeito, a norma internacional ASHRAE 34-2022 (frequentemente aliada à norma ISO 817) estabeleceu um sistema de identificação alfanumérico lógico e globalmente aceite na engenharia térmica. Segundo esta diretriz, cada fluido frigorigéneo recebe uma designação numérica simbólica derivada da sua estrutura molecular. Este padrão exige que a identificação do fluido seja sempre precedida pela letra maiúscula "R" (de *refrigerant*), acompanhada por um conjunto de algarismos e, quando aplicável, por sufixos literais que descodificam com exatidão a sua estrutura molecular, o número de átomos e a família química a que a substância pertence. Em ambiente académico, normativo e em projetos de engenharia industrial, a utilização exclusiva desta nomenclatura padronizada é estritamente obrigatória [27], [36].

Esta designação numérica simbólica é estabelecida a partir da fórmula química da molécula do fluido, de acordo com a norma ASHRAE 34, onde se destacam as seguintes regras:

- O primeiro dígito à direita indica o número de átomos de fluor.
- À esquerda do anterior, surge o dígito que indica o número de átomos de hidrogénio, acrescido de uma unidade.
- À esquerda do anterior, surge o dígito que indica o número de átomos de carbono, subtraído de uma unidade, não sendo representado caso o resultado seja zero.
- Nos compostos insaturados, acrescenta-se ainda um dígito à esquerda, correspondente ao número de ligações duplas carbono-carbono, o que dá origem aos códigos de quatro algarismos das hidrofluorolefinas (p. ex., o R-1234yf).
- Se a molécula possuir átomos de bromo, é acrescentado um B seguido do número de átomos de bromo no final do código anterior.
- As misturas zeotrópicas são designadas por um número da série 400 e as misturas azeotrópicas por um número da série 500, atribuídos sequencialmente e sem relação com a estrutura molecular dos constituintes.
- Os compostos orgânicos que não se enquadram nas regras anteriores são identificados pela série 600 (p. ex., o isobutano, R-600a).
- Os algarismos de identificação dos frigorigéneos inorgânicos, obtêm-se a partir da soma de 700 com a massa molar da substância, expressa em g/mol.
- Os isómeros de um mesmo composto halogenado distinguem-se por sufixos em letra minúscula (a, b, c),

atribuídos por ordem crescente de assimetria molecular, é o caso do R-134a, isómero do R-134. Nas misturas, os sufixos em letra maiúscula (A, B, C) distinguem composições mássicas diferentes dos mesmos constituintes, como sucede entre o R-407A, o R-407C e o R-407F.

- Compostos mais complexos obedecem a outras regras que não são aqui abordadas.

2.3.4. Fluidos frigorigéneos naturais e sintéticos e as suas famílias

Fluidos frigorigéneos naturais e as suas famílias.

A distinção clássica entre fluidos "naturais" e "sintéticos" baseia-se na proveniência da estrutura molecular da substância. Como já referenciado, os fluidos frigorigéneos naturais são definidos como substâncias cujas moléculas ocorrem espontaneamente nos ciclos biogeoquímicos da biosfera terrestre. Embora a obtenção destes compostos em escala comercial para a indústria do frio exija frequentemente processos mecânicos de separação ou mesmo processos químicos de síntese industrial (como é o caso da produção de amoníaco), a sua constituição química é idêntica à encontrada na natureza [23].

Termodinamicamente, a família dos fluidos naturais subdivide-se em dois grandes grupos químicos:

- **Compostos inorgânicos:** constituem a base histórica da refrigeração mecânica. Neste grupo inserem-se compostos vitais como o amoníaco (R-717), o dióxido de carbono (R-744), a água (R-718) e o ar (R-729). Historicamente, fluidos inorgânicos como o dióxido de enxofre (R-764) também foram utilizados, tendo caído em total desuso devido à sua extrema toxicidade e corrosividade. De acordo com a norma internacional ASHRAE 34, a identificação dos fluidos inorgânicos é convencionada de forma padronizada através da atribuição da série 700, à qual é somada a massa molar exata do composto, expressa em g/mol, o que explica a designação do CO_2, de massa molar 44 g/mol, como R-744 [11], [16].
- **Compostos orgânicos:** abrangem, por um lado, os hidrocarbonetos, compostos voláteis constituídos por cadeias de carbono e hidrogénio, amplamente presentes nas reservas naturais de petróleo e gás natural, entre os quais se destacam o propano (R-290), o isobutano (R-600a) e o propileno (R-1270); e, por outro, os éteres, como o éter etílico (R-610), que contêm oxigénio na sua estrutura e não são, por isso, hidrocarbonetos. Apesar da sua elevada eficiência energética e de exigirem menores cargas de fluido frigorigéneo nos circuitos, a principal limitação à sua expansão no retalho comercial reside na elevada inflamabilidade dos hidrocarbonetos (classificados como A3), o que obriga a rigorosas medidas de proteção e limitações de carga máxima nos sistemas [16], [23].

Fluidos frigorigéneos sintéticos e as suas famílias

Em oposição aos compostos que ocorrem livremente na natureza, os fluidos sintéticos são o resultado de complexas formulações químicas artificiais desenvolvidas em laboratório pela ação humana, visando otimizar a estabilidade e a segurança operacional nas máquinas frigoríficas. A sua evolução cronológica ao longo do último século reflete as sucessivas respostas da engenharia térmica para mitigar os graves impactos ambientais descobertos a posteriori [37], [38]. Do ponto de vista estrutural e histórico, a família dos fluidos sintéticos ramifica-se em diferentes grupos:

- **Clorofluorocarbonetos (CFC)**

  Os clorofluorocarbonetos integram um grupo de compostos orgânicos derivados de hidrocarbonetos saturados (predominantemente o metano e o etano), obtidos através de um processo de halogenação laboratorial onde os átomos de hidrogénio são totalmente substituídos por átomos de cloro e flúor [15]. Apesar de se encontrarem atualmente banidos devido ao seu impacto ambiental catastrófico, onde o cloro atua como um potente catalisador na destruição das moléculas de ozono estratosférico (ODP elevado), estes fluidos dominaram a indústria frigorífica devido a um conjunto ímpar de características operacionais favoráveis. São substâncias químicas extremamente estáveis, incombustíveis, não explosivas e com níveis de toxicidade praticamente nulos [11], [16].

  Em termos de compatibilidade mecânica, não reagem quimicamente com os metais padrão das instalações, desde que o circuito se mantenha estritamente isento de humidade. Uma das poucas

desvantagens operacionais dos CFC reside na sua vulnerabilidade à presença de vapor de água no sistema, o que induz reações de hidrólise que tornam o fluido altamente corrosivo [11], [15]. Do ponto de vista da segurança e aplicação alimentar, os seus vapores são inodoros e não irritantes em concentrações até 20 % por volume no ar, emitindo um odor etéreo facilmente detetável acima desse limiar (embora concentrações desta ordem impliquem já risco de asfixia por deslocamento do oxigénio) e não produzem qualquer alteração nas propriedades organoléticas (odor, sabor e cor) ou na estrutura dos produtos a refrigerar [15].

Exemplos: R-11, R-12, R-113, R-114, R-115 e a mistura azeotrópica R-502.

Aplicações históricas: ar condicionado automóvel, *chillers* industriais, refrigeração comercial e refrigeração doméstica (frigoríficos e congeladores).

- **Hidroclorofluorocarbonetos (HCFC)**

  Os hidroclorofluorocarbonetos constituem uma família de fluidos de transição, desenvolvidos como a principal alternativa aos nocivos CFC. Quimicamente, são compostos parcialmente halogenados que mantêm átomos de cloro e flúor na sua estrutura, mas que se diferenciam pela introdução intencional de átomos de hidrogénio [12].

  Esta substituição parcial por hidrogénio é o mecanismo fulcral para a proteção ambiental: a sua presença reduz drasticamente a estabilidade estrutural da molécula na baixa atmosfera, permitindo que a grande maioria do fluido se decomponha na troposfera antes de conseguir alcançar a camada de ozono. Por conseguinte, os HCFC apresentam um tempo de vida atmosférico consideravelmente mais curto e um potencial de destruição do ozono (ODP) residual, variando tipicamente entre 0,02 e 0,11 [12], [15]**.** Apesar deste impacto substancialmente menor, os HCFC não deixam de libertar radicais de cloro na estratosfera e de apresentar uma contribuição significativa para o efeito de estufa (elevado GWP).

  Exemplos principais: R-22 (clorodifluorometano), R-123, R-141b e R-142b.

  Aplicações históricas: equipamentos de ar condicionado comercial e residencial (*splits* e unidades de janela), *chillers* centrífugos, bombas de calor e sistemas de refrigeração comercial de expansão direta de pequena e média capacidade [11], [15].

- **Hidrofluorocarbonetos (HFC)**

  Quimicamente, caracterizam-se por serem compostos sintéticos halogenados onde todos os átomos de cloro foram substituídos por átomos de hidrogénio e flúor [16]. A ausência absoluta de cloro na sua estrutura molecular garante-lhes um potencial de destruição do ozono (ODP) estritamente nulo, assegurando a total proteção da camada de ozono [11].

  Em termos mecânicos, a maioria dos HFC puros, como o R-134a, e as suas misturas, como o R-404A ou o R-407C, apresentam excelentes propriedades termodinâmicas, elevada estabilidade térmica, níveis de toxicidade praticamente nulos (Classe A) e incombustibilidade (Classe 1) [15], [16]**.** Contudo, a sua implementação exigiu uma alteração radical na tribologia dos sistemas: os HFC são imiscíveis e totalmente incompatíveis com os óleos minerais ou alquilbenzenos. Adicionalmente, exigem rigor na seleção dos materiais da instalação, apresentando comportamento corrosivo e não devendo ser utilizados em circuitos que contenham zinco, chumbo, magnésio ou ligas de alumínio com mais de 2 % de magnésio na sua massa [15].

  Apesar de terem solucionado a crise do ozono, os HFC revelaram-se posteriormente como um dos maiores desafios ambientais do século XXI. Estes fluidos atuam como potentes gases de retenção de radiação infravermelha, apresentando valores de GWP extremamente elevados [16], [33].

  Exemplos principais: R-134a e as misturas R-404A, R-407C, R-410A e R-507A.

  Aplicações atuais, em fase de substituição progressiva: ar condicionado automóvel (R-134a), *chillers*, bombas de calor residenciais, refrigeração comercial de média e baixa temperatura e refrigeração doméstica [11], [16].

- **Hidrofluorolefinas (HFO)**

  As HFO, ao nível da sua composição, são semelhantes aos HFC (possuindo hidrogénio, flúor e carbono), contudo, distinguem-se pela presença de uma ligação covalente dupla entre os átomos de carbono. Esta insaturação molecular eleva drasticamente a reatividade do composto, tornando-o altamente instável na baixa atmosfera perante agentes oxidantes. Esta instabilidade garante que o fluido possua um tempo de permanência atmosférica muito curto (tipicamente 11 a 18 dias) e, consequentemente, um GWP negligenciável (frequentemente inferior a 10) [23], [33].

  Apesar de se apresentarem como uma solução climática imediata, as HFO exigem precauções acrescidas. São classificadas como fluidos ligeiramente inflamáveis (classe A2L) e o seu processo de decomposição na atmosfera perante a presença de água origina ácido trifluoroacético (TFA) e fluoreto de hidrogénio. O TFA é uma substância tóxica e extremamente persistente, cuja acumulação progressiva nos solos e recursos hídricos levanta profundas preocupações ecológicas a longo prazo [23], [33]. Atualmente, devido à complexidade do seu processo de síntese, a utilização destes fluidos ainda não é economicamente competitiva face às alternativas para a refrigeração comercial geral [23], [38].

  Exemplos principais: R-1234yf e R-1234ze (nomeadamente o seu isómero R-1234ze(E)) [30], [39].

  Aplicações atuais e emergentes: ar condicionado automóvel (*Mobile Air Conditioning*, MAC), domínio em que a Diretiva 2006/40/CE impõe, para os novos veículos, fluidos de GWP inferior a 150, tendo a indústria convergido para o R-1234yf em substituição do R-134a; unidades de arrefecimento de água (*chillers*) de média pressão operando com compressores centrífugos, sistemas AVAC para edifícios de serviços e testes experimentais de transição (*drop-in*) em expositores compactos de refrigeração comercial [23], [30], [39].

- **Perfluorocarbonetos (PFC)**

  Os perfluorocarbonetos são compostos sintéticos formados exclusivamente por átomos de carbono (C) e flúor (F). Ao contrário dos CFC e HCFC, não contêm qualquer átomo de cloro (apresentando um ODP estritamente nulo) e, em oposição aos HFC, não possuem hidrogénio na sua estrutura molecular [1]. Os PFC foram introduzidos e utilizados em diversas aplicações industriais devido à sua extrema estabilidade térmica e química [1]. No entanto, é precisamente esta robustez estrutural que lhes confere um comportamento ambiental altamente crítico. Os PFC atuam como potentes gases com efeito de estufa, apresentando valores de GWP que oscilam tipicamente entre os 7 400 e os 12 200 [33], [37]. Adicionalmente, a ausência de reatividade na baixa atmosfera faz com que o seu tempo de permanência atmosférica seja de uma escala milenar, variando entre os 2 600 e os 50 000 anos, originando uma acumulação irreversível à escala humana [1], [40].

  Exemplos principais: R-14 (tetrafluorometano), R-116 (hexafluoroetano), R-218 (octafluoropropano) e RC-318 (octafluorociclobutano) [33], [40].

  Aplicações atuais e históricas: embora a sua utilização direta como fluidos frigorigéneos puros seja muito restrita (sendo o $R218$ pontualmente utilizado em sistemas de refrigeração especializada ou misturas), as suas principais emissões e aplicações industriais decorrem como subprodutos da produção eletrolítica de alumínio, enquanto fluidos de limpeza e gravação a plasma (plasma etching) na indústria eletrónica e de semicondutores, e em equipamentos especializados de proteção contra incêndios [33], [40].

Na Tabela 1 é possível verificar os valores de ODP e GWP de fluidos frigorigéneos.

Tabela 1: Valores de GWP e ODP para fluidos frigorigéneos comuns [27].

Família	Fluido Frigorigéneo	ODP	GWP (100 anos)	Tempo de vida na atmosfera [anos]
Natural (Inorgânico)	R-717 (amoníaco, NH_3)	0	0	< 0,02
	R-744 (dióxido de carbono, CO_2)	0	1	Variável
	R-718 (água, H_2O)	0	0	< 0,05
	R-729 (ar)	0	0	—
	R-764 (dióxido de enxofre, SO_2)	0	0	~ 0,01
Natural (HC)	R-290 (propano)	0	3	0,04
	R-600a (isobutano)	0	3	0,02
	R-1270 (propileno)	0	2	0,04
Natural (Orgânico)	R-610 (Éter Etílico)	0	Baixo	—
CFC	R-11 (triclorofluorometano)	1,00	4750	45
	R-12 (diclorodifluorometano)	0,82 a 1,00	10900	100
	R-113 (triclorotrifluoroetano)	0,80	6130	85
	R-114 (diclorotetrafluoroetano)	0,94	8590	190
	R-115 (cloropentafluoroetano)	0,44	7370	1020
CFC (Mistura)	R-502 (R-22/R-115)	0,33	4657	—
HCFC	R-22 (clorodifluorometano)	0,055	1810	12
	R-123 (diclorotrifluoroetano)	0,02	77	1,3
	R-141b (diclorofluoroetano)	0,11	725	9,3
	R-142b (clorodifluoroetano)	0,065	2310	17,9
HFC	R-134a (tetrafluoroetano)	0	1430	14
HFC (Mistura)	R-404A (R-125/R-143a /R-134a)	0	3922	—
	R-407C (R-32 / R-125 / R-134a)	0	1774	—
	R-410A (R-32/R-125)	0	2088	—
	R-507A (R-125/R-143a)	0	3985	—
HFO	R-1234yf (tetrafluoropropeno)	0	< 1	0,029
	R-1234ze (tetrafluoropropeno)	0	< 1	0,045
PFC	R-14 (tetrafluorometano)	0	7390	50000
	R-116 (hexafluoroetano)	0	12200	10000
	R-218 (octafluoropropano)	0	8830	2600
	RC-318 (octafluorociclobutano)	0	10300	3200

2.3.5. Fluidos frigorigéneos e o seu impacto ambiental

A seleção de fluidos frigorigéneos para sistemas de refrigeração foi, ao longo das décadas, profundamente moldada pela evolução tecnológica e pelas sucessivas descobertas sobre o seu impacto ambiental.

Historicamente, a utilização de fluidos naturais figurou entre as primeiras soluções adotadas. Contudo, o surgimento dos CFC e dos HCFC alterou este paradigma. Devido às claras vantagens técnicas e operacionais na sua implementação, o mercado elegeu estas substâncias sintéticas como os fluidos de excelência durante grande parte do século XX [5], [37].

O ponto de viragem ocorreu em 1974, quando Molina e Rowland publicaram um estudo em que demonstravam, por via teórica, que os clorofluorocarbonetos libertados à superfície atingiriam intactos a estratosfera, onde desencadeariam a destruição catalítica do ozono, trabalho que lhes viria a valer o Prémio Nobel da Química em 1995. A confirmação experimental surgiria apenas onze anos mais tarde, em 1985, quando Farman e colaboradores documentaram a acentuada rarefação sazonal da camada de ozono sobre a Antártida, fenómeno que ficou conhecido como "buraco do ozono" [41].

O ozono desempenha um papel vital na proteção dos seres vivos. Cerca de 90 % do ozono presente na atmosfera encontra-se na estratosfera e funciona como um filtro que protege o planeta terra da incidência de radiação ultravioleta. A maioria dos CFC utilizados industrialmente acaba por ser libertada para a atmosfera e, como são substâncias de elevada estabilidade e quase inertes na troposfera, atingem facilmente a estratosfera, alterando o equilíbrio dinâmico da formação e consumo do ozono [13], [16], [41]. Ao chegarem intactos à

estratosfera, os CFC são decompostos pela radiação ultravioleta, libertando átomos de cloro altamente reativos. Estes radicais livres reagem cataliticamente com a molécula de ozono (O_3), originando oxigénio molecular (O_2) e monóxido de cloro (ClO). O carácter catalítico do processo reside na etapa seguinte: o monóxido de cloro reage por sua vez com oxigénio atómico, regenerando o átomo de cloro original, que fica assim disponível para destruir nova molécula de ozono. Estima-se que um único átomo de cloro possa decompor, deste modo, dezenas de milhares de moléculas de ozono antes de ser removido da estratosfera [13], [16].

No entanto, a consciência ambiental e a necessidade de regulação apenas se consolidaram anos após a implementação generalizada destes fluidos. No final da década de 70, começaram a implementar-se planos de ação tendo em vista a proteção da camada de ozono. Contudo, foi apenas em 1985 que se deram os primeiros passos efetivos através da "Convenção de Viena para a Proteção da Camada de Ozono", convenção organizada para tomar medidas de proteção concretas e que culminou na adoção, em 1987, do Protocolo de Montreal [40].

O Protocolo de Montreal desencadeou uma série de acordos e implementações legislativas a nível global, extensíveis a diferentes áreas industriais e comerciais, com o objetivo de travar o impacto ambiental causado pela libertação destes gases para a atmosfera [5], [37], [40].

Protocolo de Montreal

Este tratado é globalmente aclamado como o acordo de cooperação internacional ambiental com maior sucesso da história, devido à sua rápida adoção e à sua célere implementação em diversos países [40]. Desde a elaboração do Protocolo de Montreal, tratado que esteve aberto para adesões a partir de 16 de setembro de 1987 e entrou em vigor a 1 de janeiro de 1989, as indústrias de refrigeração e ar condicionado têm enfrentado o desafio constante de desenvolver novos equipamentos e adaptar os sistemas de expansão a novos fluidos [40].

O Protocolo de Montreal, assinado na cidade de Montreal (Canadá), conta hoje com a adesão de 198 Partes, constituindo o primeiro tratado das Nações Unidas a alcançar ratificação universal. O acordo identificou exaustivamente os gases que destroem a camada de ozono e estabeleceu um programa rigoroso de eliminação progressiva (*phase-out*) dos CFC e HCFC. Com este protocolo, a produção de CFC cessou a 1 de janeiro de 1996 nos países desenvolvidos, tendo sido implementada uma redução gradual até 2010 nos países em desenvolvimento (ao abrigo do Artigo 5.º do protocolo). Em resultado das sucessivas emendas, a eliminação dos HCFC foi acelerada, ditando que os países desenvolvidos os eliminassem completamente até 2020 e os países em desenvolvimento até 2030 [23], [37]. Para classificar as substâncias em relação à sua contribuição para a degradação do ozono estratosférico, foi definido o parâmetro ODP. Constam do protocolo todas as substâncias com ODP reconhecido, sendo que a sua agressividade determina os diferentes prazos para reduzir a respetiva produção e consumo [23].

A Tabela 2 lista, por ordem cronológica, as medidas tomadas no Protocolo de Montreal e sequentes emendas, demonstrando o conjunto de restrições impostas à utilização de diversos fluidos frigorigéneos.

Tabela 2: Cronologia das restrições impostas pelo Protocolo de Montreal e sequentes emendas [42].

Ano	Evento	Medida implementada
1987	Protocolo de Montreal	Regulação da produção e do consumo de "substâncias destruidoras da camada de ozono", incidindo, especialmente, nos CFC, que se caracterizam por uma elevada capacidade de destruição do ozono estratosférico.
1990	Emenda de Londres	Definição da eliminação total (*phase-out*) de todos os fluidos frigorigéneos baseados em CFC, halons e tetracloreto de carbono, tanto em países desenvolvidos como em países em desenvolvimento.
1992	Emenda de Copenhaga	Inclusão dos HCFC na lista de "gases destruidores de ozono" sujeitos a *phase-out* (nesta fase, apenas para países desenvolvidos). Esta medida limitou drasticamente a utilização de fluidos frigorigéneos amplamente difundidos na época, como o R-22 e o R-123.
1997	Emenda de Montreal	O *phase-out* dos HCFC é alargado e aplicável a todos os países. Foi igualmente calendarizada a eliminação do brometo de metilo para 2005 (países desenvolvidos) e 2015 (países em desenvolvimento).
1999	Emenda de Pequim	Implementação de um controlo mais restrito e rigoroso à produção e comercialização dos HCFC.
2016	Emenda de Kigali	Definição do processo de redução gradual (*phase-down)* dos gases hidrofluorcarbonetos (HFC) com base na mitigação das alterações climáticas, justificado pelo seu elevado valor de GWP.

A erradicação dos compostos clorados (CFC e HCFC) resultou na sua substituição generalizada pelos HFC. Como não contêm cloro na sua estrutura química, os HFC apresentam um ODP nulo, contudo, atuam como poderosos agentes causadores do efeito de estufa quando libertados para a atmosfera, apresentando um GWP extremamente elevado [23], [37].

O elevado GWP dos HFC não passou despercebido ao regime climático internacional: já em 1997 o Protocolo de Quioto os incluíra no cabaz de gases com efeito de estufa sujeitos a controlo, matéria desenvolvida na secção seguinte. Coube, porém, à Emenda de Kigali, assinada em 2016 pelas Partes do Protocolo de Montreal, submetê-los ao mecanismo de eliminação progressiva que se revelara eficaz para as substâncias destruidoras do ozono. Este acordo estipulou a redução global progressiva (*phase-down*) dos HFC, determinando que os países desenvolvidos reduzam o seu consumo em 85 % face ao valor de referência até 2036, e os países em desenvolvimento entre 80 % e 85 % até 2045 ou 2047, consoante o grupo em que se inserem [37], [40].

Protocolo de Quioto e os acordos climáticos

O Protocolo de Quioto é a consequência de uma série de eventos iniciados na Conferência de Toronto, em 1988, relativa às alterações climáticas, onde a comunidade científica alertou sobre o problema dos gases que aumentam o efeito de estufa do planeta. No mesmo ano, a Organização Meteorológica Mundial e o Programa das Nações Unidas para o ambiente instituíram o Painel Intergovernamental para as Alterações Climáticas (IPCC), com o mandato de avaliar o estado do conhecimento científico sobre as alterações climáticas de origem antropogénica. Os resultados do primeiro relatório de avaliação do IPCC (Suécia, 1990) estabeleceram que as atividades humanas estavam a aumentar substancialmente as concentrações atmosféricas de gases com efeito de estufa e reforçaram a necessidade de intervenção da comunidade mundial relativamente ao aquecimento global [43].

A Convenção-Quadro das Nações Unidas sobre as Alterações Climáticas (CQNUAC, em inglês, UNFCCC) é um tratado internacional que resultou da Conferência das Nações Unidas sobre Ambiente e Desenvolvimento (informalmente conhecida por Cimeira da Terra), realizada no Rio de Janeiro em 1992. Teve como objetivo estabilizar as concentrações de gases com efeito de estufa (GEE) na atmosfera, principalmente por parte dos países mais industrializados, de forma a contrariar o aquecimento global [3], [43], [44]. A Convenção repartiu as Partes em dois grupos principais: o Anexo I, que reúne os países industrializados e as economias em transição, sobre os quais recai a maior responsabilidade histórica no aquecimento global, e os países não incluídos no Anexo I. Esta determinação teve como base as emissões de GEE referentes ao ano de 1990 [43]. Neste tratado inicial não foram fixados limites obrigatórios de emissões, nem mecanismos que combatessem eficazmente o aumento do aquecimento global. Consequentemente, após avaliar os resultados obtidos, concluiu-se que estes ficaram aquém do pretendido e, nalguns casos, ocorreram mesmo aumentos de emissões. Perante esta situação, constatou-se que era necessário promover a diminuição dos valores emitidos criando limites máximos obrigatórios, o que veio a acontecer em 1997 com o Protocolo de Quioto. Adotado no Japão, estabeleceu compromissos mais rígidos, ficando acordado reduzir o volume total das emissões de GEE nos países desenvolvidos em, pelo menos, 5 % em relação aos níveis registados em 1990, durante o período de 2008 a 2012 [3], [43]. O tratado só entraria em vigor a 16 de fevereiro de 2005, oito anos após a sua adoção, uma vez que a sua vigência dependia da ratificação por Partes representando pelo menos 55 % das emissões dos países do Anexo I.

Os principais GEE identificados, e sobre os quais incidiram as medidas limitativas, formaram um cabaz de seis gases de origem antropogénica: o dióxido de carbono (CO_2), o metano (CH_4), o óxido nitroso (N_2O), os hidrofluorocarbonetos (HFC), os perfluorocarbonetos (PFC) e o hexafluoreto de enxofre (SF_6) [23], [43], [45]. Para classificar as substâncias quanto ao seu contributo para o efeito de estufa, permitindo todos os cálculos, comparações e reduções de emissão, foi adotado o parâmetro GWP, métrica definida pelo IPCC no seu primeiro relatório de avaliação [23].

Sendo os programas de redução de emissões estabelecidos por país, o Artigo 4.º do Protocolo de Quioto previu a possibilidade de cumprimento conjunto por agrupamentos de Partes, permitindo redistribuir internamente objetivos diferenciados desde que o compromisso global do grupo fosse respeitado. A União

Europeia recorreu a este mecanismo, assumindo uma meta comum repartida entre os Estados-Membros [43]. Em dezembro de 2012, acordou-se um segundo compromisso do Protocolo de Quioto (Emenda de Doha), que decorreu durante o período de 1 de janeiro de 2013 a 31 de dezembro de 2020, tendo acrescentado o trifluoreto de azoto (NF_3) ao cabaz de gases controlados [46]. Posteriormente, em dezembro de 2015, alcançou-se um compromisso multilateral histórico, conhecido como o Acordo de Paris, focado em limitar o aquecimento global a um valor bem abaixo dos 2 °C face aos níveis pré-industriais, prosseguindo esforços no sentido de o restringir a 1,5 °C [47].

Foi precisamente para dar cumprimento a estas metas conjuntas de redução de emissões, estipuladas nos acordos internacionais, que a União Europeia desenvolveu um quadro legislativo específico para o setor da refrigeração e climatização, destacando-se a implementação do Regulamento F-Gas.

Regulamento F-Gas

Na sequência das diretrizes globais estipuladas pelos Protocolos de Montreal e de Quioto, a União Europeia assumiu uma posição de vanguarda ao implementar regulamentação específica para os seus Estados-Membros, visando o controlo rigoroso sobre a utilização e as emissões de gases fluorados com elevado GWP [48]. A designação de "gases fluorados" engloba fundamentalmente os HFC, PFC e o SF6 [33].

Numa primeira fase, a adoção do Regulamento (CE) n.º 842/2006 conseguiu estabilizar as emissões de gases fluorados até 2010, de acordo com as metas então estabelecidas. Contudo, face à urgência climática, este documento foi revogado e substituído pelo Regulamento (UE) n.º 517/2014, aplicável a partir de 1 de janeiro de 2015. Esta legislação introduziu uma alteração de paradigma na refrigeração comercial europeia através do mecanismo de *phase-down*, estipulando uma redução gradual da quantidade de HFC em 79 % até 2030, tendo por base os valores do período de 2009 a 2012 e visando a redução de dois terços das emissões de gases fluorados [48], [49].

Apesar dos progressos, a ambição de alcançar a neutralidade carbónica forçou uma nova atualização legislativa. Em fevereiro de 2024, foi publicado o Regulamento (UE) 2024/573 do Parlamento Europeu e do Conselho, que revoga o regulamento de 2014 e agrava substancialmente as restrições impostas aos setores da refrigeração, ar condicionado e bombas de calor [33]. Este mais recente diploma é o culminar de décadas de sucessivas adaptações às exigências climáticas. Para o objeto do presente trabalho, importa sublinhar que o novo regulamento estabelece um calendário de proibições que abrange diretamente a refrigeração comercial, tornando a substituição dos fluidos de elevado GWP não uma opção de projeto, mas uma imposição legal com prazo definido.

Após a análise individual do impacto do Protocolo de Montreal (focado na proteção do ozono), do Protocolo de Quioto (focado no aquecimento global) e da resposta legislativa europeia através dos Regulamentos F-Gas, torna-se evidente que a evolução da indústria de refrigeração é indissociável da regulação ambiental. A Tabela 3 cruza e sintetiza esta evolução histórica, demonstrando como a transição tecnológica dos fluidos frigorigéneos foi determinada por estes três grandes marcos regulatórios ao longo das décadas.

Tabela 3: Cronologia unificada da evolução dos fluidos frigorigéneos e o impacto dos tratados internacionais (Montreal e Quioto) e europeus (F-Gas). [5], [37], [40].

Ano	Acontecimento
1987	Protocolo de Montreal, sobre as substâncias que empobrecem a camada do ozono.
1992	Convenção-Quadro das Nações Unidas sobre as Alterações Climáticas – Rio de Janeiro.
1995	Proibição da produção de CFC na União Europeia (R-12), antecipando em um ano o prazo fixado pelo Protocolo de Montreal para os países desenvolvidos.
1997	Protocolo de Quioto – plano para a redução das emissões dos GEE.
2000	Publicação do Regulamento Europeu (*CE*) nº 2037/2000, relativo às substâncias que empobrecem a camada de ozono, que estabelece as datas-limite relativas ao uso de HCFC (R-22).
2004	Limite do fabrico de bombas de calor com HCFC (R-22)
2006	Publicação do Regulamento Europeu (CE) nº 842/2006 relativo a determinados gases fluorados com efeito de estufa – Regulamento F-gas.
2008	Publicação do Regulamento (CE) nº 303/2008 relativo aos requisitos mínimos e às condições de reconhecimento mútuo da certificação de empresas e pessoal que operam em equipamentos fixos de refrigeração, ar condicionado e bombas de calor que contêm determinados gases fluorados com efeito de estufa.
2010	Proibição total da utilização dos HCFC virgens (R-22) na manutenção. Apresentação do HFO como possível substituto do HFC (R-134a).
2011	Início da certificação dos técnicos de manuseamento de GEE.
2012	Aplicação do HFO em AC automóvel.
2014	Publicação do Regulamento (UE) n.º 517/2014, que revoga o Regulamento (CE) n.º 842/2006 – F-Gas. Etapas para redução dos HFC e outros GEE até 2030.
2015	Eliminação total dos HCFC regenerados (R-22)
2016	Primeira etapa de redução dos HFC de acordo com o Regulamento F-Gas (93 % do valor de referência)
2018	Segunda etapa de redução dos HFC (63 % do valor de referência).
2021	Terceira etapa de redução dos HFC (45 % do valor de referência).
2024	Publicação do Regulamento (UE) 2024/573, que revoga o Regulamento (UE) n.º 517/2014 e alarga substancialmente as proibições nos setores da refrigeração, ar condicionado e bombas de calor.
Futuro	Generalização dos fluidos naturais. Descoberta de novos fluidos frigorigéneos

Evolução da utilização dos fluidos frigorigéneos em função da legislação aplicada

A escolha de fluidos frigorigéneos na indústria da refrigeração e da climatização sofreu uma transformação profunda ao longo da sua história. A evolução da utilização destes fluidos pode ser fundamentalmente dividida em quatro gerações, impulsionadas pela transição de necessidades puramente operacionais e de segurança dos sistemas, para as atuais e rigorosas regulamentações de proteção ambiental [37].

A Figura 11 distingue os diferentes períodos, enquadrando a utilização dos diferentes fluidos frigorigéneos em quatro gerações distintas, fortemente marcadas pela adoção de legislação global [4], [37], [50], [51], [52]:

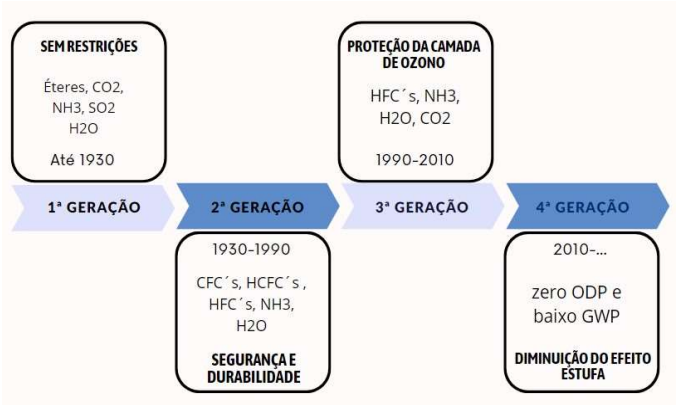


Figura 11: Evolução temporal de fluidos frigorigéneos utilizados [37].

- **1.ª Geração (1830–1930) — "O que estivesse disponível"**: os primórdios da refrigeração mecânica recorreram a substâncias familiares como o éter, o amoníaco, o dióxido de carbono e os hidrocarbonetos. O único critério de seleção era o facto de o fluido funcionar e produzir frio, ignorando-se por completo os elevados riscos associados à toxicidade e à inflamabilidade.
- **2.ª Geração (1930–1990) — segurança e durabilidade:** para contornar os acidentes frequentes da primeira geração, a indústria desenvolveu a síntese dos primeiros compostos halogenados (CFC e HCFC). A prioridade absoluta passou a ser a estabilidade química, a incombustibilidade e a baixa toxicidade. Contudo, estes fluidos de elevada durabilidade revelaram-se nefastos para o ambiente, levando à criação do Protocolo de Montreal, que decretou o fim desta geração devido ao seu impacto destrutivo sobre a camada de ozono.
- **3.ª Geração (1990–2010) — proteção da camada de ozono:** impulsionada diretamente pelas imposições do Protocolo de Montreal, esta fase caracterizou-se pela adoção rápida e generalizada dos HFC. Ao apresentarem um ODP nulo, resolveram o problema do ozono, mas a sua difusão em larga escala exacerbou o efeito de estufa, forçando a intervenção legal do Protocolo de Quioto e, mais tarde, da Emenda de Kigali.
- **4.ª Geração (2010–presente) — mitigação do aquecimento global e regresso aos naturais**: totalmente governada pelas atuais e restritivas políticas climáticas (como a revisão do Regulamento Europeu F-Gas), exige fluidos que aliem um ODP nulo a um GWP negligenciável. Esta fase impulsionou os HFO, cujo produto de degradação atmosférica, o TFA, pertence à classe dos PFAS e é atualmente objeto de escrutínio regulatório, e consolidou o regresso aos fluidos naturais, como o CO_2, o amoníaco e os hidrocarbonetos, enquanto via de maior potencial de sustentabilidade a longo prazo.

2.4. O dióxido de carbono como fluido frigorigéneo

2.4.1. Caracterização geral e enquadramento normativo

Classificação ambiental

O rigor do enquadramento legislativo atual, que visa a mitigação das alterações climáticas e a proteção da camada de ozono, forçou a indústria da refrigeração a procurar soluções sustentáveis e duradouras [37].O dióxido de carbono, sendo uma substância inorgânica que ocorre naturalmente na biosfera terrestre, possui um ODP estritamente nulo. Adicionalmente, atua como o gás de referência global para o cálculo do efeito de estufa, apresentando, por definição, um GWP igual a 1 [19], [20], [23].

Para uma melhor análise do posicionamento de cada fluido relativamente aos seus valores de impacto ambiental, a Figura 12 representa os indicadores de GWP e ODP para as principais famílias de fluidos frigorigéneos.

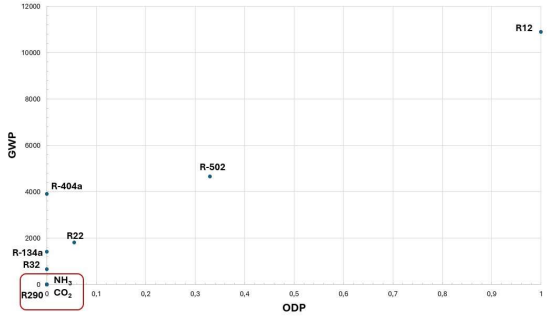


Figura 12: Valores de GWP e ODP de alguns fluidos frigorigéneos [53].

Pela análise da Figura 12, verifica-se que apenas os fluidos naturais e as hidrofluorolefinas satisfazem simultaneamente os critérios de ODP nulo e GWP reduzido. Entre estes dois grupos, porém, subsistem diferenças determinantes: as hidrofluorolefinas apresentam um custo de aquisição substancialmente superior e originam, na sua degradação atmosférica, produtos persistentes cuja acumulação ambiental é hoje objeto de escrutínio regulatório, ao passo que os fluidos naturais reúnem desempenho ambiental favorável, disponibilidade global e

ausência de qualquer horizonte de restrição [19], [54]. Assim, de entre os fluidos frigorigéneos naturais, a utilização do dióxido de carbono, tecnicamente designado por R-744 segundo as normas internacionais, ressurge não apenas como uma alternativa transitória, mas como um dos fluidos mais promissores e seguros para o futuro da refrigeração comercial e industrial a longo prazo [19], [23].

Classificação de segurança e normas aplicáveis

A classificação de segurança dos fluidos frigorigéneos é internacionalmente estabelecida considerando os seus níveis de toxicidade e inflamabilidade. No que diz respeito à segurança do CO_2 como fluido frigorigéneo, este apresenta a classe de maior segurança da norma internacional ASHRAE 34, a classe A1, indicando que não apresenta toxicidade identificada a baixas concentrações e é estritamente não inflamável [23], [36].

A Figura 13 ilustra a comparação relativa da inflamabilidade e toxicidade entre as principais alternativas de fluidos naturais.

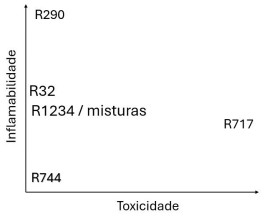


Figura 13: Comparação relativa da inflamabilidade e toxicidade de alguns fluidos naturais [36]

Observando a Figura 13, o CO_2 ganha ainda mais destaque, pois dá resposta às graves limitações operacionais que restringem a adoção generalizada dos restantes fluidos naturais: ao contrário da elevada toxicidade do R-717 ou da forte inflamabilidade dos hidrocarbonetos (como o propano, R-290), o CO_2 não é tóxico nem inflamável nas condições normais de utilização [19], [23]. Esta vantagem tem, contudo, uma contrapartida de natureza distinta: as elevadas pressões de operação, que em regime transcrítico ultrapassam os 90 bar, transferem o risco do domínio químico para o domínio mecânico, exigindo componentes e tubagens qualificados para pressões muito superiores às das instalações convencionais.

Apesar de ser considerado um gás seguro e inócuo a baixas concentrações, a sua aplicação requer precauções de projeto rigorosas estipuladas por diretrizes como a norma europeia NP EN 378, a ANSI/ASHRAE 15 (*Safety Code for Mechanical Refrigeration*) e a ISO 5149 [25], [55]. Por ser um gás incolor, totalmente inodoro e com uma densidade superior à do ar atmosférico, uma eventual libertação em espaços confinados faz com que o CO_2 se acumule junto ao solo. Ao contrário dos asfixiantes simples, o dióxido de carbono é fisiologicamente ativo: concentrações da ordem dos 4 % a 5 % em volume provocam já cefaleias, tonturas e hiperventilação, e valores entre 7 % e 10 % conduzem à perda de consciência em poucos minutos, efeitos que ocorrem antes de a fração de oxigénio descer para níveis por si só perigosos. O risco é, portanto, simultaneamente toxicológico e asfixiante. Para mitigar este perigo, a regulamentação torna obrigatória a implementação de sistemas de ventilação mecânica de emergência e a instalação de sensores de deteção de CO_2 ao nível do solo, acoplados a alarmes sonoros e visuais [19], [23].

2.4.2. Propriedades termofísicas

Propriedades termodinâmicas

O comportamento termodinâmico do CO_2 distingue-se significativamente dos restantes fluidos frigorigéneos, apresentando particularidades físicas que condicionam diretamente o projeto e a operação dos sistemas de refrigeração [19].

Ponto triplo e ponto critico

O dióxido de carbono possui um ponto triplo que ocorre a uma pressão e temperatura invulgarmente elevadas quando comparadas com as dos restantes fluidos frigorigéneos, designadamente a 5,2 bar e -56,6 °C, conforme ilustrado no diagrama de fases da Figura 14. Neste ponto coexistem as três fases da matéria: sólida, líquida e gasosa [19]. Abaixo da pressão do ponto triplo, a fase líquida deixa de existir. Consequentemente, uma despressurização acidental ou operacional do sistema até à pressão atmosférica resulta no surgimento imediato

do fenómeno de deposição/sublimação inversa, com a passagem direta do gás a sólido (formação de gelo seco). Esta limitação física exige precauções rigorosas durante o carregamento e as operações de manutenção da instalação, sob pena de se provocarem bloqueios mecânicos graves e obstruções nas válvulas de expansão e tubagens [21].

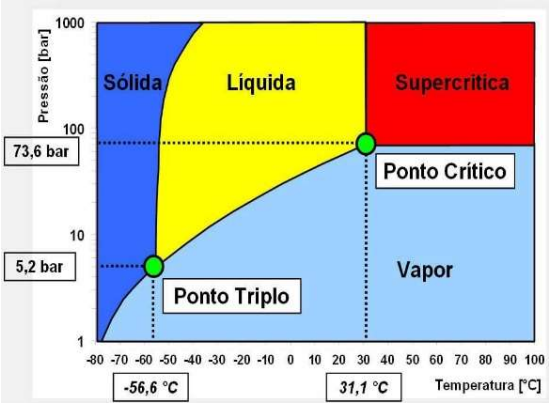


Figura 14: Diagrama $P-T$ do fluido frigorigéneo CO_2 [7].

Por outro lado, o CO_2 apresenta um ponto crítico invulgarmente baixo quando comparado com os fluidos frigorigéneos tradicionais, situado nos 31,1 °C e 73,6 bar. Acima destas condições críticas, deixa de existir uma distinção física entre as fases líquida e de vapor. Consequentemente, a rejeição de calor ocorre sem mudança de fase, dissipando-se a energia exclusivamente sob a forma de calor sensível, com redução contínua de temperatura, ao contrário da típica condensação isotérmica do regime subcrítico [19], [23]. Na prática operacional, especialmente em climas quentes, esta característica força o sistema a operar no chamado ciclo transcrítico sempre que a temperatura ambiente, acrescida da diferença de aproximação do arrefecedor de gás, ultrapassa a temperatura crítica [56]. Embora esta ausência de condensação resulte numa quebra do COP face aos sistemas convencionais, este obstáculo é parcialmente mitigado através de tecnologias avançadas de otimização, cujas configurações mecânicas e impacto na eficiência serão explorados em detalhe na secção 2.4.4.

Pressão de saturação e sensibilidade às perdas de carga

Ao comparar o CO_2 com outros fluidos frigorigéneos, observa-se que a sua pressão de saturação é substancialmente mais elevada para uma mesma temperatura [19]. Contudo, a inclinação mais acentuada da curva de pressão de vapor do CO_2 nas proximidades do seu ponto crítico traz uma vantagem termodinâmica e operacional apreciável. Esta característica traduz-se numa relação matemática dT/dP (variação da temperatura de saturação em função da queda de pressão) particularmente reduzida, sofrendo uma variação térmica muito menor para uma dada perda de carga ao longo da tubagem e dos permutadores [19]. Como ilustrado na Figura 15, a 0 °C, uma perda de carga de 1 kPa no evaporador provoca uma variação na temperatura de saturação de apenas 0,01 K no CO_2 [19]. Em contraste, a mesma queda de pressão no R-410A e no R-134a gera variações de 0,04 K e 0,10 K, respetivamente. Ou seja, os fluidos convencionais sofrem penalizações térmicas de 4 a 10 vezes superiores que afetam negativamente a eficiência da transferência de calor. No caso do CO_2 esta queda térmica insignificante garante que a eficiência global do ciclo seja muito pouco penalizada pelas inevitáveis perdas de carga do sistema [19].

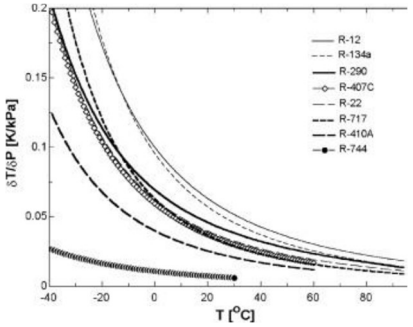


Figura 15: Inclinação da curva de pressão de saturação dT/dP para os respetivos fluidos [19].

Elevadas pressões de operação e solicitação mecânica

Se, por um lado, as elevadas pressões de saturação do CO_2 conferem vantagens termodinâmicas no que respeita às reduzidas perdas de carga, por outro lado, representam um dos maiores desafios tecnológicos e estruturais na conceção destes sistemas [19]. Como consequência direta da sua curva termodinâmica de saturação, as pressões operacionais de evaporação e de arrefecimento/condensação são de 5 a 10 vezes superiores às dos fluidos convencionais (HFC) (Figura 16). As pressões atingidas, especialmente durante a operação em regime transcrítico, que atuam acima da pressão crítica de 73,8 bar, podendo ultrapassar os 100 bar, impõem uma forte solicitação mecânica a toda a instalação [19], [57]. Esta particularidade física define intrinsecamente a arquitetura do sistema, exigindo o dimensionamento de tubagens com paredes mais espessas e materiais de elevada resistência, bem como a utilização de compressores mecânica e estruturalmente reforçados e uma seleção rigorosa de válvulas concebidas para operar em segurança sob estas condições severas [73], [78].

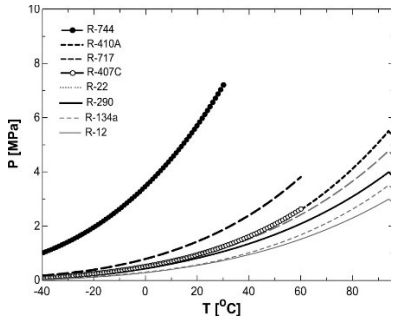


Figura 16: Pressão de vapor para diferentes fluidos frigorigéneos [19].

Capacidade volumétrica de refrigeração e compacidade

O CO_2 destaca-se adicionalmente pela sua excecional capacidade volumétrica de refrigeração. Esta propriedade é o resultado termodinâmico da divisão do efeito frigorífico (diferença de entalpia, Δh) pelo volume específico do gás na aspiração do compressor (v). Como o volume específico do vapor de CO_2 é extremamente reduzido, consequência das suas elevadas pressões operacionais, a sua capacidade volumétrica atinge valores notáveis. A 0 °C, esta capacidade atinge os 22 545 kJ/m^3, um valor que é de 3 a 10 vezes superior à capacidade de fluidos convencionais como o R-134a, R-22 ou R-404A [19]. Esta elevada densidade da fase de vapor traduz-se numa menor necessidade de volume deslocado, permitindo não só a utilização de tubagens com diâmetros substancialmente reduzidos, como viabilizando o projeto de componentes e sistemas globalmente mais compactos [19], [23]. A esta vantagem acresce uma segunda: para um mesmo diferencial de temperaturas entre a fonte fria e a fonte quente, a razão de compressão exigida ao equipamento é inferior à dos fluidos convencionais, uma vez que ambas as pressões se situam num patamar mais elevado da curva de saturação. Deste facto resultam menores temperaturas de descarga e um melhor rendimento volumétrico do compressor.

Expansão térmica na fase líquida

A expansividade térmica (ou coeficiente de expansão volumétrica) traduz a variação do volume específico de uma substância em função da variação de temperatura, a uma pressão constante [3]. No caso do CO_2, a fase líquida apresenta um coeficiente de dilatação invulgarmente elevado, expandindo-se de forma muito significativa quando sujeita a um ganho de calor [4]. Esta particularidade física torna-se crítica do ponto de vista operacional e de segurança, especialmente durante manutenções ou paragens do sistema. Se o fluido frigorigéneo no estado líquido ficar aprisionado num troço de tubagem estanque, a natural absorção de calor proveniente do meio ambiente provocará um aumento drástico e extremamente rápido da pressão hidrostática no interior do tubo [4], [25]. Por esta razão, as normas de segurança impõem que qualquer secção do circuito suscetível de ser isolada com líquido no seu interior disponha de um dispositivo de alívio de pressão dedicado.

Calor latente de vaporização e caudal mássico

O CO_2 possui uma entalpia (calor latente) de vaporização consideravelmente superior à da maioria dos fluidos sintéticos fluorocarbonados convencionais, como o R-134a ou o R-404A [1]. Termodinamicamente, isto significa que o seu efeito útil de refrigeração por unidade de massa é maior. Consequentemente, para absorver a

mesma quantidade de calor no evaporador e satisfazer uma dada carga térmica, o sistema exige um caudal mássico de fluido substancialmente menor a circular no circuito [1], [23]. Quando esta propriedade é aliada à elevada densidade do vapor na linha de aspiração, a redução do volume de fluido deslocado torna-se ainda mais expressiva. É precisamente a conjugação ímpar destas duas propriedades, um elevado calor latente de vaporização e um volume específico reduzido na fase de vapor, que dita a elevada capacidade volumétrica do CO_2.

Variação extrema do calor específico na região supercrítica

Ao considerar a rejeição de calor no estado supercrítico do CO_2, um fator termodinâmico fundamental deve ser abordado. Num processo de arrefecimento isobárico que ocorra próximo do ponto crítico, o fluido sofre variações rápidas, drásticas e não-lineares nas suas propriedades físicas de transporte, tais como a densidade, a condutibilidade térmica, a viscosidade e, mais notoriamente, o calor específico a pressão constante (c_p) [19], [58]. Este comportamento atinge o seu pico na chamada temperatura pseudocrítica (T_{pc}), que corresponde à temperatura exata na qual o calor específico atinge o seu valor máximo absoluto para uma dada pressão de operação [19], [58]. Como consequência destas flutuações extremas das propriedades, o coeficiente de transferência de calor apresenta uma forte variação ao longo do percurso do fluido, sendo este efeito particularmente pronunciado em torno da temperatura pseudocrítica [58].

Do ponto de vista da engenharia térmica e do projeto mecânico, esta particularidade altera por completo a metodologia de dimensionamento dos permutadores de calor face aos condensadores tradicionais subcríticos. Visto que o calor específico do CO_2 varia drasticamente na região supercrítica, a expressão tradicional baseada em diferenças de temperaturas (como a diferença média logarítmica de temperatura, DMLT) para descrever a eficácia da permuta térmica não é fisicamente adequada [1]. O rigor termodinâmico exige que o dimensionamento e o cálculo da eficácia de um arrefecedor de gás em regime transcrítico sejam efetuados através de métodos discretizados e definidos com base na variação da entalpia ao longo do permutador [1].

Propriedades de transporte

Do ponto de vista das propriedades termodinâmicas de transporte, que são determinantes na avaliação da transferência de calor e das quedas de pressão, o CO_2 destaca-se significativamente quando comparado com os fluidos fluorocarbonados convencionais [19]. Caracteriza-se por uma elevada condutibilidade térmica e uma baixa viscosidade. A –1,1 °C, a relação entre a condutividade térmica do CO_2 líquido atinge 0,11 W/(m · K) superando em cerca de 20 % o valor homólogo de R-134a [19]. Esta superioridade na condutibilidade térmica, aliada a um calor específico elevado, assegura coeficientes de transferência de calor globais muito altos, permitindo reduzir substancialmente a área de troca térmica necessária nos evaporadores e nos arrefecedores de gás [19], [20].

Simultaneamente, a reduzida viscosidade, com especial relevância no estado líquido, otimiza o comportamento do escoamento e atenua de forma expressiva as perdas de carga por atrito no sistema [20]. Além disso, os valores reduzidos do Número de Prandtl (Pr), que relaciona a difusividade de quantidade de movimento com a difusividade térmica, traduzem a excelente capacidade de transferência de calor do CO_2, quer em condições subcríticas (no equilíbrio líquido/vapor), quer ao longo do arrefecimento isobárico em regime supercrítico [19].

Propriedades químicas e de interação

Na conceção de um sistema de refrigeração, as propriedades termofísicas não atuam de forma isolada, sendo a interação química do CO_2 com os restantes elementos do circuito de vital importância para a fiabilidade e longevidade do equipamento [57].

A nível de lubrificação, o CO_2 apresenta uma solubilidade muito elevada nos óleos sintéticos recomendados para estas instalações. Esta característica reduz drasticamente a viscosidade da mistura lubrificante no cárter do compressor, prejudicando a película de lubrificação das partes móveis e exigindo não só uma seleção criteriosa do óleo, mas também um controlo rigoroso da sua temperatura operacional [11], [57]. Simultaneamente, a presença de humidade no circuito representa um obstáculo crítico sob duas perspetivas. Termodinamicamente, o CO_2 apresenta uma capacidade de dissolução de água muito inferior à dos fluidos fluorado, devido às baixas temperaturas atingidas e à configuração do ponto triplo do fluido, pelo que teores de humidade que seriam tolerados num circuito convencional dão origem, num sistema a CO_2, a água livre. Sendo as temperaturas de

evaporação largamente inferiores a 0 °C, essa água congela na sede da válvula de expansão, bloqueando o escoamento. Quimicamente, o CO_2 reage com a humidade para formar ácido carbónico (H_2CO_3), uma substância altamente corrosiva que ataca não só os componentes metálicos do circuito, mas também compromete o verniz de isolamento dos motores elétricos dos compressores [11], [19].

Por fim, no que diz respeito aos elastómeros e juntas de vedação (*O-rings*), o diminuto tamanho da molécula de CO_2, aliado às elevadas pressões de operação transcríticas, facilita a infiltração profunda do gás nas estruturas poliméricas. Em caso de uma despressurização rápida do sistema, o gás retido no interior da borracha expande-se violentamente, destruindo o material através de um fenómeno conhecido como descompressão explosiva [59].

Após a análise das propriedades termofísicas, químicas e de interação, a Tabela 4 sintetiza os principais parâmetros operacionais, termodinâmicos e ambientais do CO_2 face a outros fluidos frigorigéneos convencionais e naturais amplamente utilizados na indústria.

Tabela 4: Comparação das propriedades de diversos fluidos frigorigéneos (adaptado de [19], [27], [60], [61]).

Propriedades	**R-744**	**R-22**	**R134a**	**R-410A**	**R717**	**R-290**
ODP/GWP	0/1	0,055/1810	0/1430	0/2088	0/0	0/3
Classe de segurança	A1	A1	A1	A1	B2L	A3
Massa Molar [g/mol]	44,0	86,5	102,0	72,6	17,0	44,1
Ponto de ebulição (101,3 kPa) [°C]	–78,4 (sublimação)	–40,8	–26,2	–52,6	–33,3	–42,1
Ponto de fusão (101,3 kPa) [°C]	–56,6 (ponto triplo, a 5,18 bar)	–160,0	–103,3	—	–77,7	–187,6
Pressão Crítica [MPa]	7,38	4,97	4,07	4,79	11,42	4,25
Temperatura Crítica [°C]	31,1	96,0	101,1	70,2	133,0	96,7
Volume crítico [m^3/kg]	0,00214	0,00191	0,00194	0,00204	0,00425	0,00459
Massa volúmica crítica [m^3/kg]	468	524	512	489	235	218
Calor específico do líquido saturado, a 25 °C [kJ/(kg · K)]	6,467	1,26	1,42	1,84	4,73	2,68
Calor específico do vapor [kJ/(kg · K)]	0,851	0,66	0,83	0,84	2,19	1,68
Condutividade térmica do líquido, a –1.1 °C [W/(m · K)]	0,11	0,087	0,092	0,095	0,540	0,099
Capacidade volumétrica de refrigeração, a 0 °C [kJ/m^3]	22 545	4356	2868	6763	4382	3907

2.4.3. Viabilidade e aplicação na indústria

Considerações económicas e de investimento

Sob a perspetiva económica, verifica-se uma inversão clara do peso dos custos entre os sistemas fluorados convencionais e os sistemas a CO_2. Embora as instalações a gases fluorados apresentem um custo inicial de equipamento e de instalação (CAPEX) historicamente mais baixo, o preço por quilograma do fluido frigorigéneo sintético é elevado e tem registado forte volatilidade, uma tendência de subida acentuada, impulsionado pelas taxas ambientais e pelas rigorosas restrições do sistema de quotas impostas pelo Regulamento F-Gas [4], [33].

Em sentido inverso, o custo de aquisição de um sistema a CO_2 é substancialmente superior. Este agravamento financeiro reflete-se na severa exigência mecânica dos componentes: os compressores têm de ser estruturalmente mais robustos, as tubagens exigem paredes mais espessas e ligas especiais de alta resistência, e o sistema obriga à utilização de válvulas eletrónicas de expansão de alta pressão e múltiplos dispositivos de segurança mecânica [4]. Além disso, a própria arquitetura da máquina é frequentemente mais complexa, integrando tecnologias avançadas essenciais para manter a eficiência do ciclo transcrítico em climas quentes, o que encarece significativamente a fatura final da central frigorífica [4], [62], [63]. Apesar deste elevado custo de equipamento, o balanço global viabiliza o retorno do investimento a médio e longo prazo, assente em três fatores distintos. O primeiro é o custo do próprio fluido: a carga inicial e as reposições de CO_2 têm um peso residual e são imunes às flutuações e à tributação que afetam os fluidos sujeitos a quota [64]. O segundo é o potencial de recuperação de calor, particularmente expressivo neste fluido: as elevadas temperaturas de descarga características da compressão do CO_2 permitem valorizar o calor rejeitado no fornecimento de águas quentes sanitárias (AQS) ou de aquecimento ambiente, convertendo em efeito útil uma corrente energética que de outro modo seria dissipada [62], [63]. O terceiro é a eficiência energética, cujo contributo depende, contudo, criticamente da aplicação e do clima: favorável em regimes predominantemente subcríticos e em aplicações de média temperatura, torna-se desfavorável em aplicações de baixa temperatura sob clima quente, questão que constitui o objeto do presente trabalho e é quantificada nos Capítulos 4 e 5.

À medida que a economia de escala continua a baixar os custos de produção destes equipamentos, a tecnologia a CO_2 consolida-se não apenas como uma imposição ambiental, mas como uma opção financeira e estrategicamente atrativa [62], [63], [64].

Vantagens e desvantagens

Para além da análise termodinâmica e ambiental, a seleção do CO_2 exige uma avaliação rigorosa sob a perspetiva do projeto de engenharia. A Tabela 5 sistematiza as vantagens e os desafios deste fluido através de uma matriz de decisão, traduzindo as suas propriedades intrínsecas em implicações diretas no dimensionamento, na seleção de materiais e na viabilidade económica da instalação.

Tabela 5: Matriz de decisão do projetista: implicações práticas do uso de CO_2.

Critérios de projeto	**Vantagens e oportunidades de engenharia**	**Desafios e exigências construtivas**
Dimensionamento e implantação	Arquitetura compacta: a elevada capacidade volumétrica permite reduzir drasticamente o diâmetro das tubagens e o tamanho dos compressores, libertando espaço técnico.	Complexidade do ciclo: em climas quentes, exige espaço e orçamentação para arquiteturas complexas (ejetores, compressores paralelos) para contornar a queda do COP.
Seleção de Materiais	Permutadores otimizados: a elevada condutibilidade térmica permite desenhar evaporadores e arrefecedores de gás mais pequenos e eficientes.	Classe de alta pressão: obriga à especificação de tubagens de ligas especiais (p. ex., cobre K65) e componentes certificados para suportar 120 bar ou mais.
Rede de tubagens e controlo	Tolerância a perdas de carga: a baixa penalização térmica nas quedas de pressão dá mais margem de manobra no traçado das tubagens longas.	Sobreposição por líquido aprisionado: exige a inclusão obrigatória de válvulas de alívio em todos os troços onde o líquido possa ficar retido entre válvulas de seccionamento.
Consumo energético	Desempenho competitivo em regime subcrítico: em climas frios e em aplicações de média temperatura, o COP aproxima-se ou supera o dos fluidos convencionais.	Penalização em regime transcrítico: em climas quentes e a baixas temperaturas de evaporação, o COP degrada-se significativamente, exigindo tecnologias de mitigação que acrescem ao investimento.
Segurança e conformidade	Perenidade regulatória: sendo um fluido de classe A1, natural e isento de quotas, assegura o sistema contra o risco de obsolescência normativa.	Prevenção de intoxicação e de sublimação: obriga à orçamentação de ventilação mecânica e detetores ao nível do solo. O comissionamento exige rigor para evitar a formação de gelo seco a pressões inferiores a 5,2 bar.
Análise económica	Custo de fluido residual: o custo de reposição do fluido é irrelevante e imune a impostos ou à volatilidade de mercado.	CAPEX elevado: o investimento inicial na robustez mecânica da instalação e na especialização da mão de obra de montagem é superior ao dos sistemas convencionais.

Principais aplicações atuais

O ressurgimento do dióxido de carbono como fluido frigorigéneo foi inicialmente impulsionado pela refrigeração comercial, com especial destaque para o setor retalhista (supermercados), impelido pela urgência em eliminar a utilização de gases fluorados nestas grandes superfícies [63]. Os sistemas de refrigeração que operam a CO_2, tanto como fluido primário em ciclos transcríticos, como fluido secundário ou em estágios de baixa temperatura em sistemas em cascata, têm demonstrado um desempenho competitivo. A sua eficácia na preservação de produtos alimentares, aliada à crescente exigência do mercado por práticas empresariais de matriz ecológica e sustentável, levou o setor retalhista a adotar proativamente estas tecnologias [1], [63].

Atualmente, a aplicação do R-744 expandiu-se para uma gama diversificada de setores. Na refrigeração industrial e agroalimentar, assume particular destaque em túneis e câmaras de ultracongelação, frequentemente suportados por configurações em cascata [1]. O seu uso estende-se ainda a nichos de elevada exigência, como a indústria médica, onde é utilizado, em estado supercrítico, como meio de esterilização de tecidos destinados a transplantes, e o setor aeroespacial, desempenhando um papel relevante nos sistemas de arrefecimento avançados [9].

No condicionamento de ar automóvel (sistemas MAC, do inglês *Mobile Air Conditioning*), o R-744 chegou a ser desenvolvido como candidato à substituição do R-134a, tendo a indústria convergido maioritariamente para o R-1234yf. A sua presença neste setor permanece, por isso, residual, conforme se observa na Tabela 6, concentrando-se sobretudo nas bombas de calor de veículos elétricos, aplicação em que o desempenho do R-744 a baixas temperaturas ambiente constitui uma vantagem apreciável [19].

Uma das aplicações de maior sucesso do R-744 encontra-se, porém, nas bombas de calor para produção de águas quentes sanitárias. Ao contrário do que sucede na rejeição de calor para o ar ambiente, em que o perfil não isotérmico do arrefecimento supercrítico constitui uma penalização, no aquecimento de água esse mesmo perfil revela-se uma vantagem: a redução progressiva da temperatura do R-744 ao longo do arrefecedor de gás acompanha o aquecimento sensível da água, permitindo elevá-la desde a temperatura da rede até valores superiores a 60 °C com diferenças de temperatura reduzidas em todo o permutador [19].

A Tabela 6 expõe esta transversalidade, quantificando os diferentes setores onde o R-744 consolida a sua presença enquanto fluido frigorigéneo e de processo.

Tabela 6: Estimativa de quota de mercado dos setores de aplicação do R-744 em 2026 (Adaptado de [65].)

Setor de aplicação	**Quota de mercado estimada (2026)**
Retalho (supermercados e comércio alimentar)	52,0 % – 68,8 %
Refrigeração industrial	15,0 % – 18,0 %
Bombas de calor (domésticas e industriais)	12,0 % – 15,0 %
Outros (pistas de gelo, centros de dados, etc.)	4,0 % – 6,0 %
Automóveis (MAC e veículos elétricos de gama alta)	< 1,5 %

Apesar da sua consolidação no mercado, do seu inegável valor ecológico e da vasta aplicabilidade industrial, a generalização da utilização do R-744 esbarra ainda em desafios de engenharia significativos. A principal barreira termodinâmica à sua implementação global reside na sua baixa temperatura crítica (31,1 °C) [19]. Em regiões de clima temperado ou quente, a temperatura ambiente exterior força o sistema a abandonar o funcionamento segundo o ciclo subcrítico convencional, obrigando-o a operar em regime transcrítico.

2.4.4. Sistemas de refrigeração a dióxido de carbono

Os sistemas de refrigeração por compressão de vapor a operar com o fluido R-744 dividem-se, fundamentalmente, em duas categorias operacionais distintas, determinadas pelas condições termodinâmicas do ambiente exterior: ciclos subcríticos e ciclos transcríticos [19], [66].

Transição entre os regimes subcrítico e transcrítico

O ciclo subcrítico assemelha-se ao funcionamento de um sistema convencional de compressão de vapor, operando inteiramente abaixo do ponto crítico do CO_2 (31,1 °C e 73,8 bar). Neste regime, a rejeição de calor

para a fonte quente ocorre através do processo de condensação tradicional, ou seja, com mudança de fase a temperatura constante no interior do condensador. No entanto, a utilização do CO_2 exclusivamente neste regime apresenta limitações. A reduzida temperatura crítica do fluido implica que, quando a temperatura ambiente exterior se aproxima ou ultrapassa os 25 °C, a rejeição de calor por condensação torna-se termodinamicamente ineficiente ou mesmo impossível [19], [66].

Para contornar esta limitação imposta pelos climas mais temperados e quentes, o sistema é forçado a transitar para a operação em regime transcrítico. Num ciclo transcrítico, os compressores elevam a pressão do fluido para além do seu ponto crítico, alcançando pressões de descarga muito elevadas, que oscilam tipicamente entre os 90 e os 120 bar [4], [19].

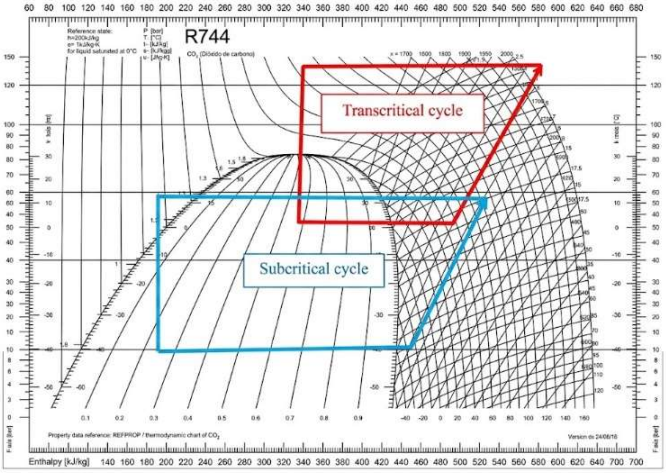


Figura 17: Diagramas $P-h$ para o ciclo subcrítico e para o ciclo transcrítico de CO_2 [67].

Embora componentes como o evaporador e a válvula de expansão mantenham as suas funções tradicionais na zona de baixa pressão, que permanece subcrítica, a grande divergência deste ciclo ocorre no processo de rejeição de calor à saída do compressor [66]. Numa operação acima do ponto crítico, o CO_2 encontra-se no estado de fluido supercrítico, pelo que não se verifica qualquer mudança de fase (condensação) [19]. Em vez disso, o fluido supercrítico dissipa energia exclusivamente sob a forma de calor sensível, resultando numa diminuição contínua da sua temperatura ao longo do permutador. Por este motivo, o componente responsável pela rejeição de calor em regime transcrítico deixa de ser designado por condensador e assume a nomenclatura técnica de arrefecedor de gás (do inglês, *gas cooler*) [4], [66].

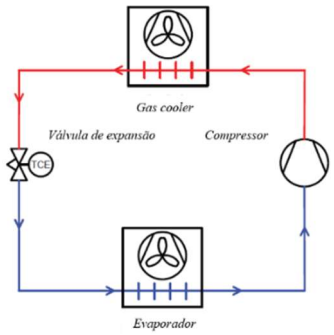


Figura 18: Representação esquemática de um sistema de refrigeração transcrítico (adaptado de [21]).

Esta transição para o regime supercrítico altera drasticamente o comportamento termodinâmico representado no diagrama de pressão-entalpia ($P-h$) da Figura 17. Enquanto no ciclo subcrítico a pressão e a temperatura de condensação estão estritamente interligadas e dependentes uma da outra na região de saturação (mistura líquido-vapor), na fase supercrítica essa restrição deixa de existir. Consequentemente, a pressão e a temperatura do fluido no interior do arrefecedor de gás tornam-se variáveis termodinâmicas totalmente independentes [19], [58]. Desta independência decorre a consequência mais relevante do regime transcrítico para o projeto do ciclo: a pressão de rejeição deixa de ser imposta pelas condições de fonte quente e passa a constituir

um grau de liberdade adicional, disponível para o projetista. Para cada conjunto de condições de operação existe, assim, uma pressão de arrefecimento que maximiza o COP, resultado de um compromisso entre o acréscimo de trabalho de compressão, que cresce com a pressão, e o aumento do efeito frigorífico específico, que dela também beneficia. A determinação desta pressão ótima constitui um dos objetivos centrais da modelação desenvolvida no Capítulo 3 e da análise apresentada no Capítulo 4.

Ciclo transcrítico de CO_2 idealizado

Para compreender o comportamento termodinâmico e o desempenho de um sistema a R-744, é imperativo analisar inicialmente o seu ciclo de compressão idealizado. Tal como o ciclo ideal de compressão de vapor subcrítico, o ciclo transcrítico idealizado afasta-se do ciclo inverso de Carnot por duas razões: a compressão termina em estado sobreaquecido, e não sobre a linha de saturação, e a expansão realiza-se por laminagem, sem produção de trabalho. Distingue-se, porém, daquele por a rejeição de calor se processar integralmente na região supercrítica do fluido [3], [19].

A representação deste ciclo num diagrama termodinâmico de pressão-entalpia ($P-h$), Figura 19, reflete quatro evoluções teóricas fundamentais, assumindo a ausência de perdas de carga nas tubagens e compressão isentrópica [1], [3], [19], [66]:

- **Processo 1 → 2 (compressão isentrópica):** o fluido frigorigéneo entra no compressor no estado de vapor saturado (estado 1) à pressão de evaporação. É de seguida comprimido de forma adiabática e reversível (entropia constante) até atingir um estado supercrítico (estado 2). Neste ponto, a pressão de descarga ultrapassa a pressão crítica do dióxido de carbono (73,8 bar), resultando numa elevação substancial da temperatura do fluido.
- **Processo 2 → 3 (arrefecimento sensível isobárico):** o fluido supercrítico, a alta temperatura e alta pressão, entra no arrefecedor de gás. Ao invés de sofrer uma mudança de fase (condensação) a temperatura constante, como ocorre nos ciclos convencionais, o R-744 rejeita calor de forma isobárica para a fonte quente exclusivamente sob a forma de calor sensível. A temperatura do fluido diminui continuamente ao longo do permutador até atingir o estado 3, mantendo-se sempre no estado de fluido monofásico.
- **Processo 3 → 4 (expansão isentálpica):** o fluido abandona o arrefecedor de gás e sofre uma expansão irreversível e adiabática através de uma válvula de laminagem. A pressão cai abruptamente da zona supercrítica para a pressão de evaporação (subcrítica), fazendo com que o fluido entre na região de saturação (estado 4) sob a forma de uma mistura bifásica (líquido-vapor). Devido ao elevado calor específico do CO_2 na região supercrítica, o fluido chega à válvula com uma entalpia elevada, o que gera uma fração de vapor instantâneo substancialmente superior à observada nos ciclos subcríticos convencionais, penalizando o efeito frigorífico útil.
- **Processo 4 → 1 (evaporação isotérmica e isobárica):** A mistura líquido-vapor entra no evaporador, onde absorve calor da fonte fria (o espaço a refrigerar). Esta absorção de calor latente ocorre a pressão e temperatura constantes, vaporizando a totalidade da fase líquida até o fluido regressar ao estado de vapor saturado (estado 1), fechando o ciclo.

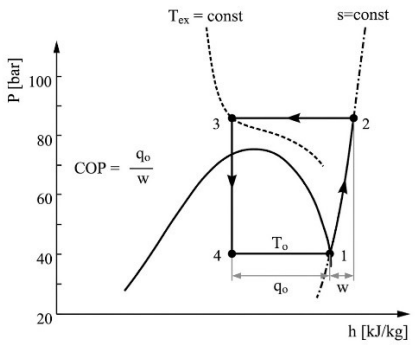


Figura 19: Diagramas $P-h$ para o ciclo transcrítico de CO_2 [19].

O COP deste ciclo idealizado é traduzido pelo quociente entre o efeito frigorífico obtido no evaporador e o trabalho específico fornecido pelo compressor. Em termos de entalpia específica (h), o COP teórico é dado pela Equação 4:

$$COP = \frac{q_0}{W} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad 4$$

Uma vez que, na região supercrítica, a pressão e a temperatura deixam de estar ligadas pela relação de saturação, a pressão de rejeição constitui um grau de liberdade adicional do ciclo. Para uma dada temperatura de saída do arrefecedor de gás, cujo valor depende do dimensionamento do permutador e da temperatura do meio de arrefecimento, existe, assim, uma pressão de rejeição que maximiza o coeficiente de desempenho da instalação [19], [58].

A evolução do COP em função da pressão de descarga apresenta um comportamento não linear. Para uma temperatura de saída estabelecida, o aumento inicial da pressão no arrefecedor de gás traduz-se num incremento acentuado da capacidade de arrefecimento, que supera de forma substancial o aumento do trabalho exigido ao compressor, resultando na subida direta do COP [19], [58]. Contudo, a uma determinada pressão, a pressão ótima, o COP atinge o seu valor máximo. Se a pressão continuar a ser aumentada para lá deste ponto, o cenário inverte-se: a taxa de aumento do trabalho de compressão passa a ser superior ao ganho de capacidade térmica, e o COP inicia um decréscimo progressivo, penalizando a eficiência energética da máquina frigorífica [19], [68]. Devido a esta característica intrínseca do CO_2 o controlo ativo da pressão de arrefecimento de gás torna-se absolutamente essencial [58]. Esta regulação obriga à utilização de sistemas de controlo e válvulas de expansão de alta pressão, garantindo que a máquina persegue e opera continuamente na sua pressão ótima de rejeição de calor, compensando as flutuações da temperatura ambiente exterior ao longo do ano [4], [68].

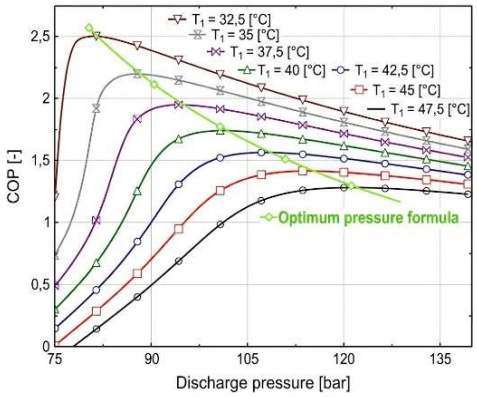


Figura 20: Evolução da pressão de descarga e do COP para diferentes temperaturas de saída do arrefecedor de gás [68].

Termodinamicamente, esta elevada dependência do desempenho do sistema em relação à pressão do arrefecedor de gás decorre da geometria das isotérmicas na região supercrítica do diagrama $P - h$. Nas proximidades do ponto crítico, estas curvas assumem uma forma característica em "S", tornando-se quase horizontais ao longo de uma extensa gama de entalpias (Figura 21) [19], [20].

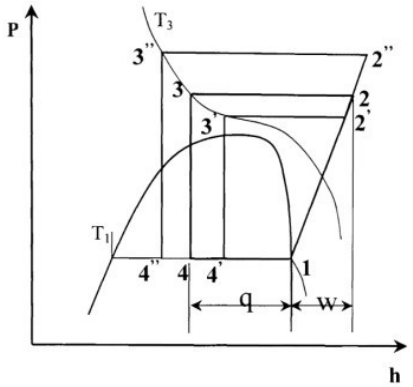


Figura 21: Influência da pressão ótima do arrefecimento a gás na capacidade de aquecimento e no trabalho do compressor [19].

Se a pressão de descarga do sistema operar nessa zona ótima do arrefecedor de gás, um ligeiro aumento de pressão provoca uma diminuição drástica da entalpia na saída do permutador (deslocação para a esquerda sobre a linha isotérmica). Este ganho substancial de capacidade frigorífica específica é consideravelmente superior ao pequeno aumento de entalpia registado na entrada do arrefecedor de gás, originado pelo esforço adicional do compressor. Consequentemente, consegue-se aumentar a diferença global de entalpia e a capacidade de refrigeração sem penalizar significativamente o trabalho de compressão, resultando numa subida do COP do sistema [19], [20].

Adicionalmente, a literatura evidencia que a pressão ótima no arrefecedor de gás aumenta de forma quase linear em função da temperatura de saída do fluido, fenómeno que é acompanhado por uma diminuição do COP máximo atingível. Por outro lado, se a pressão no arrefecedor de gás for mantida fixa, a eficiência do ciclo diminui drasticamente com o aumento da temperatura de saída do CO_2. Termodinamicamente, uma temperatura de saída mais alta implica que o fluido chegue à válvula de expansão e, consequentemente, ao evaporador, com um valor de entalpia substancialmente mais elevado. Isto reduz a diferença global de entalpia no evaporador, diminuindo o efeito útil de refrigeração. Simultaneamente, o trabalho específico exigido ao compressor mantém-se inalterado, uma vez que este depende unicamente das pressões de aspiração e de descarga previamente estabelecidas [19].

Curiosamente, se a baixa temperatura crítica do CO_2 representa um obstáculo à eficiência energética na refrigeração comercial em climas quentes, as características termodinâmicas deste ciclo revelam-se vantajosas quando o objetivo térmico se inverte, como sucede nas bombas de calor. Ao contrário dos fluidos convencionais, em que a descida da temperatura da fonte fria provoca uma quebra abrupta da capacidade térmica e do COP, o ciclo transcrítico a CO_2 apresenta uma notável estabilidade, mantendo níveis elevados de eficiência e de capacidade de aquecimento mesmo com o ar exterior a temperaturas negativas [19].

Modificações e otimizações do ciclo transcrítico

Ao operar com um fluido de trabalho natural como o CO_2, o ciclo transcrítico básico pode não explorar na sua plenitude as excelentes propriedades termofísicas e de transferência de calor deste fluido, especialmente face às suas severas limitações de desempenho em climas quentes [19]. Por conseguinte, em vez de se procurar um fluido sintético alternativo que se adeque à arquitetura de um ciclo convencional, a abordagem da engenharia térmica moderna passa por introduzir modificações estruturais ao próprio ciclo transcrítico de R-744. O objetivo primário destas alterações consiste em maximizar a eficiência energética e a capacidade frigorífica do ciclo de refrigeração, reduzindo o esforço mecânico de compressão e adaptando o sistema de forma rigorosa aos requisitos específicos de cada aplicação térmica [20], [69].

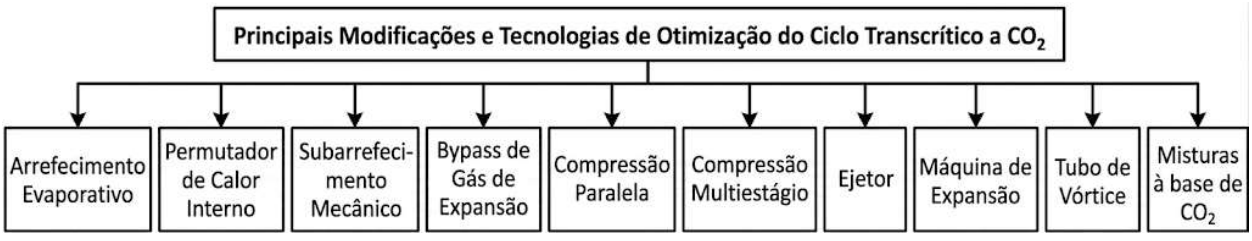


Figura 22: Resumo da revisão das tecnologias de melhoria para o ciclo transcrítico de CO_2 (adaptado de [70]).

Otimizações térmicas

O principal desafio do ciclo transcrítico de CO_2 é a deterioração drástica da sua eficiência energética e da capacidade frigorífica quando sujeito a temperaturas ambiente elevadas. Desta forma, antes de recorrer a alterações profundas na arquitetura mecânica do sistema de compressão, uma abordagem inicial e altamente eficaz consiste em tentar baixar as temperaturas de operação do ciclo. A primeira linha de ação passa por diminuir a temperatura do ar exterior antes de este atingir o arrefecedor de gás.

Pré-arrefecimento evaporativo (ou adiabático) do ar

A pulverização direta de água sobre as tubagens de rejeição de calor é uma solução clássica e bem conhecida na refrigeração industrial, através dos condensadores evaporativos. Contudo, embora apresente um bom

desempenho térmico, exige um consumo hídrico avultado e acarreta severos problemas de incrustação mineral e corrosão das alhetas, o que obriga à aplicação de tratamentos de superfície de elevado custo. Para contornar esta limitação técnica, a indústria tem adotado em larga escala o pré-arrefecimento evaporativo [63].

O princípio termodinâmico subjacente baseia-se na teoria da saturação adiabática formulada por Willis H. Carrier. Em climas de verão, onde existe uma grande amplitude entre a temperatura de bolbo seco e a temperatura de bolbo húmido do ar, o ar exterior quente e seco é forçado a atravessar painéis humedecidos antes de entrar no arrefecedor de gás. Ao longo deste escoamento, ocorre uma transferência simultânea de calor e de massa: o calor sensível do ar quente é absorvido para fornecer o calor latente de vaporização necessário para evaporar a água contida nos painéis. Consequentemente, num processo termodinâmico de entalpia aproximadamente constante, o ar não saturado arrefece e humidifica-se. O processo progride, fazendo com que a temperatura de bolbo seco do ar se aproxime substancialmente da sua temperatura de bolbo húmido [3]. A eficácia deste processo é traduzida pela eficiência de saturação (η_s) do sistema evaporativo, que representa o rácio entre a diminuição real da temperatura do ar alcançada e a diminuição máxima teórica possível, a diferença entre a temperatura de bolbo seco e a temperatura de bolbo húmido iniciais [3]:

$$\eta_s = \frac{T_{dry} - T_{air,out}}{T_{dry} - T_{wet}} \quad 5$$

Em suma, a implementação de um sistema de pré-arrefecimento evaporativo permite que o arrefecedor de gás opere submetido a uma temperatura consideravelmente inferior à temperatura nominal exterior. Esta diminuição da temperatura da fonte de dissipação térmica mitiga grande parte da ineficiência natural do ciclo transcrítico, melhorando de forma significativa a eficiência energética global do sistema a CO_2, a troco de um consumo de água substancialmente inferior ao dos condensadores evaporativos convencionais [63].

Ciclo com permutador de calor interno

Ao contrário dos permutadores de calor externos, como evaporadores e arrefecedores de gás, onde ocorre transferência de calor entre o fluido frigorigéneo e o ambiente envolvente, os permutadores de calor internos (IHX, do inglês *Internal Heat Exchanger*) permitem que o fluido frigorigéneo troque calor consigo próprio, entre dois pontos distintos do circuito [71]. A integração de um IHX pode melhorar ou prejudicar o desempenho global do sistema, dependendo do compromisso gerado entre o aumento da capacidade frigorífica, obtido pelo subarrefecimento do fluido à saída do arrefecedor de gás, e a indesejada elevação da temperatura de descarga do compressor, resultante do sobreaquecimento à admissão do mesmo [71], [72]. A vantagem desta adoção varia consoante as propriedades termofísicas do fluido frigorigéneo utilizado e as condições operacionais do ciclo.

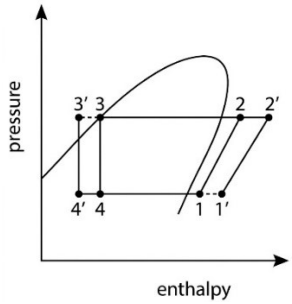


Figura 23: Diagrama $P-h$ do ciclo de refrigeração convencional com (1-1' -2' -3-3' -4' -1) e sem IHX (1-2-3-4-1) [19].

Para avaliar o potencial benefício termodinâmico da implementação de um IHX, Aprea et al. propuseram um critério analítico simplificado. Este critério define que a utilização do permutador de calor interno apenas se revela vantajosa se a seguinte desigualdade for verificada [71]:

$$c_p . T_1 > (h_1 - h_4) \quad 6$$

Nesta equação, c_p [kJ/(kg · K)] representa o calor específico a pressão constante na condição de aspiração, T_1 (K) corresponde à temperatura absoluta de aspiração, e a diferença de entalpias $(h_1 - h_4)$ representa o efeito frigorífico específico no evaporador. Avaliando esta condição analítica para o CO_2 a literatura demonstra que este fluido possui um elevado calor específico na sua fase de vapor, o que favorece amplamente a verificação da desigualdade [19], [71]. Assim, constata-se, teórica e experimentalmente, que o uso do IHX é vantajoso para a aplicação do CO_2 em regime transcrítico em aplicações de média e alta temperatura de evaporação, onde o

ganho de capacidade frigorífica supera o aumento do trabalho de compressão [72], [73]. Em forte contraste, a inserção de um IHX não introduz melhorias significativas na eficiência quando o sistema de CO_2 opera em regime puramente subcrítico, uma vez que a diferença de entalpias não compensa o sobreaquecimento associado [71], [73].

Importa, contudo, sublinhar que o critério de Aprea constitui uma condição necessária, mas não suficiente: sendo formulado a partir do balanço entre efeito frigorífico e trabalho de compressão, não incorpora a restrição imposta pelo limite de temperatura de descarga do compressor. Esta limitação torna-se determinante nas aplicações de baixa temperatura de evaporação, em que a razão de compressão é elevada e a margem térmica disponível é reduzida, como se demonstra no Capítulo 5.

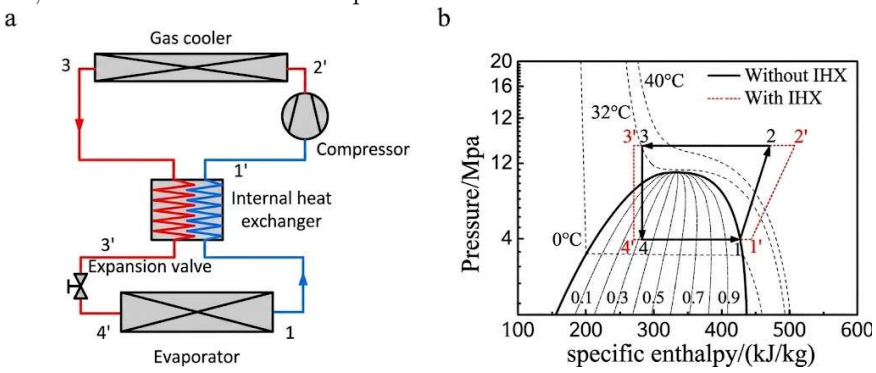


Figura 24: Esboço do ciclo de refrigeração de CO_2 com IHX (a) e diagrama $P-h$ do ciclo transcrítico de CO_2 com e sem IHX (b) [70].

A configuração do sistema e o respetivo diagrama de pressão-entalpia ($P-h$) do ciclo transcrítico de CO_2, com e sem IHX, evidenciam que o processo no lado de baixa pressão do permutador interno é termodinamicamente semelhante ao do ciclo de refrigeração convencional. Nas configurações de estágio único e média temperatura, os benefícios da utilização do IHX superam as penalizações no trabalho de compressão, assumindo-se como uma solução validada por diversas investigações para a otimização de sistemas comerciais e industriais [1], [71].

A eficácia do permutador de calor interno no ciclo transcrítico tem sido avaliada pela comunidade científica em diversos cenários de aplicação [19], [71]:

- **No setor automóvel (MAC):** a integração do IHX permite incrementar tanto a capacidade frigorífica como o COP em até 25 %. A configuração do permutador em contracorrente apresenta um desempenho comprovadamente superior ao escoamento paralelo. Observa-se que um IHX com maior área de permuta é benéfico para a maximização do COP e permite baixar a pressão ótima de arrefecimento. Contudo, o dimensionamento físico deste componente esbarra num limite intransponível: o sobreaquecimento da linha de aspiração tem de ser rigorosamente controlado para evitar que a temperatura de descarga do compressor exceda os seus limites mecânicos e térmicos de projeto.
- **Em instalações de retalho alimentar (supermercados):** a inclusão de um IHX num ciclo transcrítico de R-744 de estágio único apresenta impactos muito expressivos. Simulações numéricas e ensaios experimentais demonstram que, sob temperaturas ambiente exigentes de 35 °C e 43 °C, o COP de um ciclo equipado com um IHX aumenta cerca de 23 % e 35 %, respetivamente, confirmando que o ganho de eficiência do IHX é tanto maior quanto mais alta for a temperatura do ar exterior. Em aplicações residenciais para arrefecimento de ar (sistemas do tipo *split*), a introdução deste componente garante um incremento no COP na ordem dos 10 %.
- **Em *chillers* a operar em ciclo transcrítico:** avaliações energéticas e exergéticas concluem que o IHX é o componente com menor contribuição para a taxa de perda de exergia do sistema, melhorando o COP e a eficiência exergética em cerca de 5,7 % e 5,0 %, respetivamente. Porém, esta arquitetura pode elevar a temperatura de descarga do compressor em até 24 K.

Por norma, a posição clássica do IHX na literatura situa-se imediatamente à saída do arrefecedor de gás. No entanto, investigações recentes compararam o comportamento termodinâmico da instalação perante configurações alternativas de posicionamento: à saída do arrefecedor de gás, à saída do depósito de líquido, ou

a utilização em ambas as posições em simultâneo. Embora se verifique uma melhoria geral no COP e na capacidade frigorífica independentemente do posicionamento isolado, a configuração dual, com dois IHX a operar em simultâneo, permitiu atingir o ganho máximo registado, com um incremento de 13 % no COP do sistema [71].

Todos os resultados enumerados se referem, contudo, a aplicações de média ou alta temperatura de evaporação e, na sua maioria, a ciclos de estágio único. A avaliação do IHX numa arquitetura de duplo estágio com derivação de vapor de expansão, operando a –30 °C, é apresentada no Capítulo 5 e conduz a conclusões distintas.

Subarrefecimento

Num sistema básico de CO_2 a operar em regime transcrítico, o fluido supercrítico proveniente do arrefecedor de gás flui diretamente para o dispositivo de expansão. Teoricamente, a temperatura do fluido à saída do arrefecedor de gás é estritamente limitada pela temperatura do ar exterior, acrescida de um diferencial térmico de aproximação (*approach temperature*) intrínseco à eficiência do permutador [19], [71]. Consequentemente, após o processo de expansão isentálpica, o título do vapor à entrada do evaporador não pode ser reduzido para além daquele imposto por este limite térmico inicial, o que restringe severamente a capacidade frigorífica específica do sistema. Para contornar esta limitação termodinâmica, sistemas de subarrefecimento passaram a ser instalados imediatamente à saída do arrefecedor de gás. Ao arrefecer adicionalmente o CO_2 antes da sua expansão, consegue-se uma redução drástica do título de vapor gerado, maximizando o efeito frigorífico útil da instalação sem penalizar o trabalho de compressão do ciclo principal [69], [71].

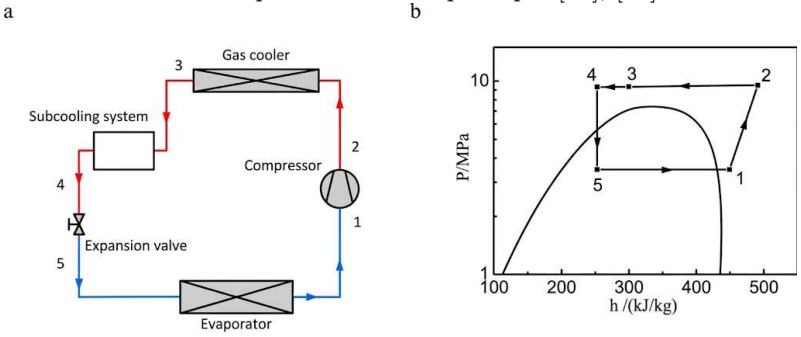


Figura 25: Esquema do sistema de refrigeração por subarrefecimento de CO_2 (a) e seu diagrama $P-h$ (b) [70].

Existem, fundamentalmente, duas abordagens tecnológicas de subarrefecimento amplamente estudadas na literatura científica para a otimização de ciclos transcríticos: o subarrefecimento mecânico dedicado (DMS, do inglês *Dedicated Mechanical Subcooling*) e o subarrefecimento termoelétrico (TES, do inglês *Thermoelectric Subcooling*) [71]. Em comparação com a arquitetura de base, os coeficientes de desempenho globais do sistema aumentam de forma substancial com o uso de ambas as tecnologias, uma vez que o ganho expressivo obtido na capacidade frigorífica supera amplamente o consumo energético adicional exigido para alimentar o ciclo secundário de subarrefecimento.

No caso do método DMS, o sistema de subarrefecimento recorre a um ciclo de compressão de vapor independente que opera em regime subcrítico, rejeitando frequentemente calor para o mesmo meio de dissipação térmica que o ciclo principal a CO_2. Avaliações teóricas ao uso de um ciclo DMS a R-290 acoplado a um sistema de ar condicionado automóvel a CO_2 indicaram que, para um grau de subarrefecimento constante de 5 K, o COP e a capacidade frigorífica podem ser melhorados em até 13 % e 17,9 %, respetivamente. Estudos experimentais conduzidos por Llopis et al. corroboram esta melhoria contínua, atestando aumentos ainda mais expressivos da capacidade frigorífica global com a utilização do método DMS em instalações comerciais [69], [71].

Como alternativa aos sistemas mecânicos, o método TES emprega um módulo termoelétrico fundamentado no efeito Peltier. A aplicação de uma corrente contínua aos semicondutores do módulo induz um diferencial térmico que é, em seguida, utilizado para subarrefecer o fluxo de CO_2. Este conceito inovador foi testado experimentalmente pela primeira vez por Schoenfeld et al. numa instalação de refrigeração transcrítica de base. Recorrendo a um módulo termoelétrico de telureto de bismuto, os investigadores avaliaram o impacto da

intensidade de corrente e registaram um incremento de 3,3 % na capacidade e de 7,9 % no COP, atingidos sob uma baixa corrente de entrada. O aprofundamento desta abordagem em estudos termodinâmicos posteriores, focado na otimização das condições de operação, comprovou que a introdução do método TES pode gerar ganhos teóricos de COP globais balizados entre os 3,3 % e os expressivos 37,8 % [71].

Arquiteturas de compressão e gestão de vapor (*flash gas*)

Como as elevadas temperaturas de verão induzem a formação de uma fração elevada de vapor na expansão (*flash gas*) no regime transcrítico, penalizando o efeito útil de refrigeração, a engenharia térmica responde a esta ineficiência através de alterações arquiteturais diretas ao ciclo de compressão.

Derivação de gás de *flash* (*flash gas bypass*, FGB)

O conceito de derivação de gás de *flash* (FGB, do inglês *flash gas bypass*) foi inicialmente proposto para mitigar os desafios inerentes à má distribuição do escoamento bifásico nos evaporadores, desde os coletores de admissão até aos tubos, um problema transversal à operação com quase todos os fluidos frigorigéneos. No caso específico das aplicações a CO_2, a necessidade de suportar pressões de serviço extremamente elevadas obriga à utilização frequente de permutadores de microcanais ou tubagens de diâmetro reduzido, o que agrava severamente esta deficiência de distribuição da mistura líquido-vapor [19], [71]. Adicionalmente, num sistema convencional de compressão de vapor com expansão direta (DX), o estado do fluido à saída do dispositivo de expansão é bifásico. Consequentemente, uma fração substancial de vapor entra no evaporador sem contribuir ativamente para a capacidade frigorífica, gerando apenas perdas de carga indesejadas [71].

Uma abordagem arquitetónica eficaz para resolver simultaneamente estes problemas é a implementação de um *flash gas bypass.* O princípio termodinâmico deste método consiste em separar e desviar a fase de vapor formada na expansão, impedindo a sua entrada no evaporador e encaminhando-a diretamente para a linha de aspiração do compressor.

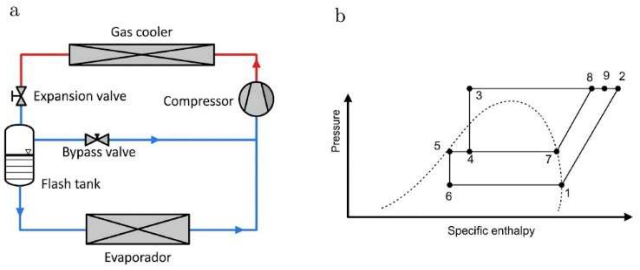


Figura 26: Integração no sistema da derivação de gás de *flash* (a) [70] e respetivo diagrama $P-h$ (b) [74].

Nesta arquitetura, o CO_2 proveniente do arrefecedor de gás é expandido isentalpicamente até atingir um estado bifásico no interior de um depósito intermédio (*flash tank*). O vapor separado flui então através do circuito de derivação, controlado pela válvula de *flash gas*, enquanto apenas a fase líquida alimenta o coletor de admissão do evaporador [63], [71]. De salientar que a válvula de derivação assume um papel crítico no controlo operacional da instalação: o seu fecho parcial força a passagem de uma maior quantidade de fluido frigorigéneo pelo evaporador, reduzindo o grau de sobreaquecimento na respetiva saída [71].

A eficácia desta solução tem sido exaustivamente validada pela comunidade científica:

- **Setor automóvel (MAC):** investigações aplicadas a sistemas de ar condicionado automóvel demonstraram que a arquitetura FGB pode melhorar o COP de forma drástica, com ganhos na ordem dos 37 % a 55 % comparativamente a um sistema de expansão direta convencional com a mesma capacidade de refrigeração.
- **Refrigeração comercial e industrial:** no âmbito exclusivo dos sistemas transcríticos de CO_2, modelos paramétricos apontam para melhorias no COP na ordem dos 7 % face à arquitetura básica. De forma congruente, comparações experimentais diretas com sistemas DX convencionais revelam que a derivação de gás de *flash* permite aumentar, em simultâneo, a capacidade frigorífica e o COP em até 9 % e 7 %, respetivamente.

Compressão paralela

A compressão paralela surge como uma variação e evolução natural da tecnologia de derivação de gás de *flash*, apresentada na secção anterior. Esta arquitetura emprega um compressor auxiliar, ou um grupo de compressores, posicionado em paralelo com a linha de aspiração principal. A sua função exclusiva é aspirar o vapor separado diretamente do depósito intermédio e comprimi-lo até à pressão de rejeição do arrefecedor de gás [63], [71].

O objetivo central deste conceito é minimizar as perdas exergéticas geradas no processo de expansão e reduzir as perdas por estrangulamento [71]. Ao aspirar o vapor a uma pressão intermédia, substancialmente superior à pressão de aspiração dos compressores de média temperatura, a razão de compressão exigida a este compressor paralelo é consideravelmente menor. Consequentemente, consegue-se reduzir o trabalho mecânico total exigido à instalação e aumentar o COP global do sistema [63], [75].

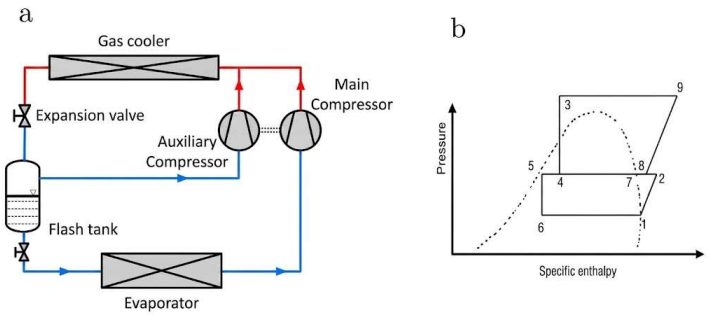


Figura 27: Esquema do sistema de compressão paralela (a) [70] e respetivo diagrama $P-h$ (b) [74].

Do ponto de vista construtivo, a literatura aponta que esta configuração pode ser implementada recorrendo a compressores fisicamente independentes. Alternativamente, as soluções modernas de engenharia permitem executá-la num sistema mecânico acoplado, como um compressor duplo com um eixo partilhado, através da alocação exclusiva de um determinado número de cilindros num compressor multicilindro para servirem apenas o circuito paralelo, ou ainda através da condução do *flash gas* diretamente para a câmara de compressão do compressor principal através de um orifício dedicado [71].

Em qualquer uma destas abordagens, a potência de compressão global necessária é reduzida, traduzindo-se num aumento direto do rendimento volumétrico e do rendimento isentrópico da compressão. A literatura demonstra que os sistemas equipados com compressão paralela alcançam coeficientes de desempenho invariavelmente superiores aos sistemas clássicos com FGB, permitindo, simultaneamente, reduzir a pressão ótima de descarga no arrefecedor de gás [71]. Esta vantagem competitiva torna a compressão paralela numa tecnologia determinante para viabilizar e rentabilizar a operação transcrítica do CO_2 nas regiões de clima mais quente [76]. Esta arquitetura revela-se particularmente eficaz em aplicações que exijam baixas temperaturas de evaporação, como a refrigeração comercial de congelados, alcançando melhorias máximas de eficiência com incrementos no COP na ordem dos 47,3 % face à arquitetura base [71]. Adicionalmente, investigações confirmam que o desempenho ótimo da central depende fortemente do rácio de volumes deslocados entre os compressores de média temperatura e os compressores paralelos. Análises paramétricas corroboram que o COP do sistema é uma função simultânea da pressão máxima de rejeição e da pressão intermédia. Por conseguinte, para garantir a otimização contínua da central ao longo de uma ampla gama de temperaturas à saída do arrefecedor de gás, é imprescindível a adoção de compressores com variação de capacidade no estágio paralelo [71], [76].

Do ponto de vista prático, as investigações experimentais de Chesi et al. (2014) confrontaram os modelos teóricos com o comportamento de protótipos reais. Embora o modelo termodinâmico ideal previsse melhorias de COP superiores a 30 % e um aumento da capacidade frigorífica superior a 65 %, os ensaios reais revelaram valores absolutos inferiores. Esta discrepância deve-se, fundamentalmente, às inevitáveis perdas de carga ao longo das tubagens e, mais criticamente, à quebra de eficiência na separação líquido-vapor no interior do depósito intermédio. Constatou-se que a eficácia de separação mecânica do depósito diminui acentuadamente com o aumento do caudal mássico na sua admissão, provocando o arrastamento de líquido para o compressor paralelo e limitando a desempenho global [71].

Em suma, a eficácia da compressão paralela é tanto mais pronunciada quanto mais severas forem as condições ambiente. Avaliações termodinâmicas conduzidas por He et al. relataram aumentos no COP de até 21 % e uma redução de 5,3 bar na pressão ótima de descarga em dias extremamente quentes; em forte contraste, em regime puramente subcrítico, a melhoria de COP é genericamente inferior a 10 % [71]. De forma análoga, Fritschi et al. (2017) validaram experimentalmente que ganhos energéticos superiores a 10 % em relação ao sistema FGB clássico apenas se verificam sob condições estritas de operação supercrítica: temperaturas do CO_2 à saída do arrefecedor de gás superiores a 27 °C, temperaturas de evaporação inferiores a –7 °C, e desde que a instalação possua robustez mecânica para operar com pressões intermédias elevadas, de até 45 bar [77].

Compressão em duplo estágio

Num sistema básico de CO_2 a operar num ciclo de compressão de simples estágio, ocorrem inevitáveis perdas exergéticas durante o processo real de compressão. O rendimento isentrópico do compressor é fortemente dependente da razão de compressão (r_c), definida pelo quociente entre a pressão de descarga e a pressão de aspiração. Uma correlação empírica típica, obtida através do ajuste de dados experimentais para compressores de CO_2, pode ser expressa pela seguinte equação [71]:

$$\eta_{is} = 1{,}003 - 0{,}121 \, . \, r_c \qquad 7$$

Através desta relação, torna-se previsível que a redução da razão de compressão promove um aumento direto no rendimento isentrópico do compressor. A abordagem termodinâmica clássica para atingir este objetivo consiste em dividir a compressão em múltiplos estágios, diminuindo assim o esforço mecânico exigido em cada etapa [3], [71]. Embora a utilização de três ou mais estágios seja teoricamente mais eficaz na mitigação das perdas exergéticas, a sua aplicação prática em refrigeração comercial é rara devido à elevada complexidade arquitetural e ao agravamento significativo do custo de investimento inicial. Note-se ainda que a correlação apresentada é um ajuste linear válido apenas dentro do intervalo de razões de compressão ensaiado; para valores excessivamente baixos, o comportamento real inverte-se e o rendimento isentrópico volta a decrescer, por passarem a dominar outras fontes de perda [71]. Por conseguinte, para fins de investigação e aplicação industrial, os sistemas de compressão em dois estágios assumem-se como a arquitetura de eleição, tendo sido exaustivamente validados ao longo das últimas décadas [19], [71].

A literatura científica aponta que, para além da pressão ótima de operação no arrefecedor de gás, a pressão intermédia e a temperatura intermédia constituem os dois parâmetros operacionais críticos para a maximização do COP neste tipo de ciclos. Uma vez que estas três variáveis se encontram funcionalmente relacionadas, a sua otimização requer sempre uma análise simultânea [71].

Na conceção térmica de um sistema de duplo estágio, é fundamental determinar o método de arrefecimento intermédio a aplicar ao vapor imediatamente após a primeira compressão.

- **Estratégias de arrefecimento intermédio**

A configuração termodinamicamente mais elementar utiliza um arrefecedor intermédio clássico (*intercooler*), suportado por uma única válvula de expansão e compressores dispostos em dois estágios [71].

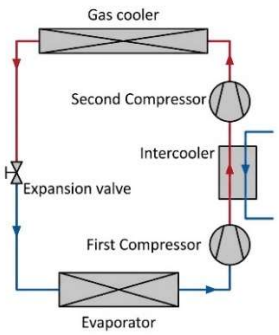


Figura 28: Diagrama esquemático dos sistemas de compressão de CO_2 de dois estágios utilizando *intercooler* [70].

Neste arranjo, o fluido à saída do compressor de primeiro estágio é arrefecido por um meio externo, frequentemente o mesmo ar ambiente utilizado no arrefecedor de gás. Este processo resulta num aumento significativo da eficiência energética global: ao reduzir o volume específico do gás antes deste dar entrada no

segundo compressor, o trabalho global de compressão diminui substancialmente [11]. Adicionalmente, garante-se uma redução vital na temperatura final de descarga do compressor de alta pressão, protegendo a integridade mecânica do equipamento e do próprio óleo lubrificante [11], [71].

Na otimização específica deste cenário, investigações de referência, como as conduzidas por Srinivasan, demonstraram que garantir temperaturas de descarga iguais na saída de cada um dos estágios constitui um critério de controlo apropriado para assegurar uma redução substancial nas temperaturas máximas do ciclo [71]. Ao definir um índice de pressão intermédia (n):

$$n = \frac{\ln(\frac{P_i}{P_{1s}})}{\ln(\frac{P_{2h}}{P_{1s}})} \quad 8$$

Onde P_i representa a pressão intermédia, P_{1s} a pressão de aspiração do compressor do primeiro estágio e a P_{2h} pressão de descarga do compressor do segundo estágio.

Através da análise deste índice, investigaram-se os efeitos das temperaturas de evaporação na determinação da pressão intermédia ótima. Concluiu-se que é necessário exigir um maior trabalho de compressão no estágio de baixa pressão à medida que a temperatura do evaporador diminui [71]. Esta dedução valida a teoria de Agrawal et al., comprovando que a clássica média geométrica das pressões, $P_i = \sqrt{P_{1s} \, . \, P_{2h}}$, cujo índice de pressão entre estágios corresponderia a n =0,5, não produz a razão de pressões ótima para maximizar a eficiência no caso específico do R-744 [11], [71].

Cecchinato et al. compararam teoricamente o desempenho do duplo estágio com o sistema de simples estágio, considerando uma temperatura do ar exterior de 30 °C. Para temperaturas de evaporação de +4 °C, – 10 °C e –30 °C, registaram-se incrementos no COP na ordem dos 3,1 %, 10 % e 20 %, respetivamente. Torna-se, assim, evidente que a arquitetura de duplo estágio é tanto mais competitiva e rentável em aplicações que exijam baixas temperaturas de refrigeração [71]. Em contextos de ar condicionado típico, Cavallini et al. relataram ganhos de COP de até 25 % em comparação com a arquitetura básica de CO_2 [20], [71].

- **Ciclo com dupla expansão e injeção de vapor**

Uma evolução técnica substancial deste conceito é o ciclo com dupla expansão e dupla compressão auxiliado por um depósito intermédio.

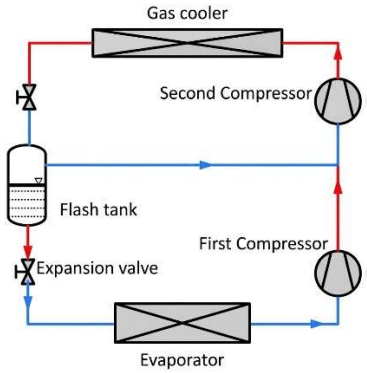


Figura 29: Diagrama esquemático dos sistemas de compressão de CO_2 de dois estágios utilizando injeção de *flash gas* [70].

Nesta configuração, o escoamento de CO_2 supercrítico é expandido isentalpicamente até atingir um estado de mistura líquido-vapor à pressão intermédia, fluindo para o depósito intermédio onde ocorre a separação das fases.

O vapor gerado (*flash gas*) é injetado diretamente na aspiração do segundo compressor (HP). Em simultâneo, a fase líquida recolhida no depósito intermédio sofre uma segunda expansão antes de alimentar o evaporador, após a qual a descarga do compressor de baixa pressão se mistura com o vapor separado do depósito [71]. O presente trabalho baseia-se nesta arquitetura, cuja formulação da sua modelação se apresenta no Capítulo 3.

Estudos experimentais conduzidos por *Cho et al.* demonstraram que, para esta configuração, o aumento máximo no COP atinge os 16,5 % face a um sistema clássico de arrefecimento intermédio. Adicionalmente,

registou-se uma redução benéfica de 5 K a 7 K na temperatura de descarga do compressor de segundo estágio, aliviando a solicitação térmica do equipamento [71]. No entanto, a otimização deste ciclo exige precaução: embora o aumento do grau de abertura das válvulas de expansão resulte numa diminuição da razão de compressão e num aparente aumento do COP, este procedimento acarreta uma penalização severa na capacidade frigorífica útil, uma vez que o caudal mássico de fluido frigorigéneo direcionado ao evaporador é reduzido. Torna-se, portanto, imperativa a implementação de um algoritmo de controlo ótimo para regular ativamente e em simultâneo as duas válvulas de expansão [19], [71].

No sentido de otimizar globalmente o sistema face às flutuações da temperatura ambiente, Aprea e Maiorino desenvolveram modelos simplificados, validados experimentalmente, para prever a pressão ótima no arrefecedor de gás. A correlação proposta pelos autores para o cálculo direto desta pressão ideal é definida pela relação funcional seguinte [71]:

$$P_{opt} = K \,.\, T_{gc,out} + C \,.\, T_e \qquad 9$$

Nesta correlação empírica, P_{op} representa a pressão ótima de operação, T_e a temperatura de evaporação, e $T_{gc,out}$ a temperatura do fluido à saída do arrefecedor de gás, sendo K e C as constantes de ajuste do modelo, que variam consoante as características específicas do equipamento.

- **Arrefecedor intermédio *flash***

Uma variante térmica otimizada é o sistema com arrefecedor intermédio *flash* (*flash intercooler*).

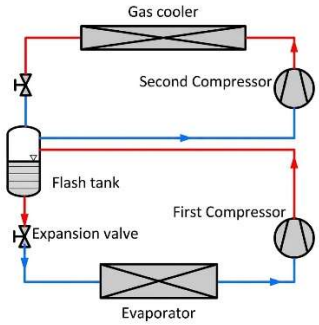


Figura 30: Diagrama esquemático dos sistemas de compressão de CO_2 de dois estágios utilizando arrefecedor intermédio *flash* [70].

Esta configuração é termodinamicamente semelhante ao sistema de injeção de *flash gas* analisado na Figura 29, diferindo no facto de o vapor descarregado pelo compressor de primeiro estágio dar entrada direta no arrefecedor intermédio, onde é dessobreaquecido através da evaporação do CO_2 líquido à pressão intermédia [71].

Isto resulta num efeito duplo e altamente benéfico para o ciclo: por um lado, aumenta o caudal mássico de vapor de CO_2 a ser aspirado pelo compressor de alta pressão; por outro, a temperatura de aspiração deste segundo estágio é significativamente reduzida, aproximando-se da temperatura de saturação à pressão intermédia, quando comparada com o sistema de injeção simples. A análise termodinâmica conduzida por Zhang et al. revelou que este sistema permite alcançar um COP até 12,2 % superior ao de uma instalação com arrefecedor intermédio convencional**.** Contudo, importa ressalvar que, segundo Agrawal et al., a aplicação exclusiva deste método em bombas de calor a CO_2 não se afigura economicamente vantajosa para determinadas faixas de operação, contrariamente ao sucesso que esta exata arquitetura apresenta quando o fluido de trabalho é o amoníaco (R-717) [71].

- **Ciclo com permutador de subarrefecimento interno**

O sistema representado na Figura 31 substitui o depósito intermédio por um permutador de calor dedicado, no qual uma fração do escoamento, expandida até à pressão intermédia, arrefece o restante caudal antes da sua entrada na válvula de expansão principal.

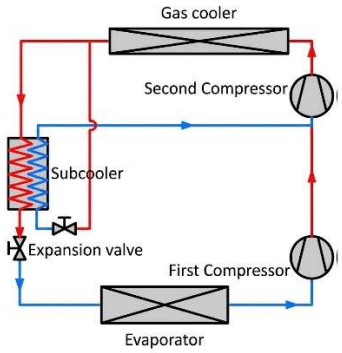


Figura 31: Diagrama esquemático dos sistemas de compressão de CO_2 de dois estágios utilizando permutador de subarrefecimento interno [70].

Em comparação com os sistemas que utilizam um depósito intermédio, analisados na Figura 29 e na Figura 30, a remoção do mesmo contribui para uma redução apreciável da complexidade e dos custos de instalação. Termodinamicamente, a temperatura do fluido à entrada da válvula de expansão é ligeiramente superior, devido ao diferencial de temperatura de aproximação inerente à permuta térmica imperfeita entre os fluidos quente e frio [71].

Embora em aplicações subcríticas tradicionais, com fluidos halogenados, os ciclos com depósito intermédio e com subarrefecimento apresentem desempenhos praticamente idênticos, o mesmo não se verifica nos ciclos transcríticos de CO_2. Na região supercrítica, as linhas isobáricas afastam-se substancialmente da curva de saturação, pelo que a configuração de duplo estágio com permutador de subarrefecimento, frequentemente designada por ciclo *split*, não sofre as penalizações exergéticas que afetam os ciclos com depósitos abertos [19], [71].

De facto, a avaliação termodinâmica promovida por Cecchinato et al. a estes sistemas evidenciou que esta arquitetura supera todas as restantes opções de duplo estágio, registando um incremento médio no COP de 20,6 % para evaporação a +4 °C e de 29,3 % para evaporação a –10 °C, face ao sistema transcrítico de simples estágio. Todavia, apesar da vantagem teórica e da simplicidade construtiva, os dados experimentais disponíveis na literatura para esta configuração particular a CO_2, permanecem ainda escassos, carecendo de maior validação laboratorial [71].

A aplicação prática na indústria: o sistema *booster*

Na refrigeração comercial moderna, a configuração termodinâmica do duplo estágio é amplamente adotada e mundialmente designada como sistema *booster*. Esta nomenclatura surge da necessidade de centralizar a resposta a dois níveis térmicos distintos numa única instalação, partilhando o mesmo arrefecedor de gás: a conservação de produtos congelados (baixa temperatura, LT) e de produtos refrigerados (média temperatura, MT). Num sistema *booster* clássico, os compressores de baixa temperatura atuam como impulsionadores, aspirando o fluido dos evaporadores de congelados e elevando a sua pressão até à linha de média temperatura. Nesta fase do ciclo, os compressores de LT operam invariavelmente em regime subcrítico. Em seguida, a descarga deste primeiro estágio mistura-se de forma direta com o vapor proveniente dos evaporadores de refrigerados e com o *flash gas* oriundo do depósito intermédio. Toda esta mistura é posteriormente aspirada pelos compressores de média temperatura, os quais operam frequentemente em regime transcrítico, dependendo das flutuações da temperatura de rejeição de calor para o ambiente [71].

Distingue-se desta configuração o sistema modelado no presente trabalho, dedicado a um único nível de evaporação. Nessa condição, a pressão intermédia não é fixada pela temperatura de evaporação de um circuito de média temperatura, permanecendo disponível como variável de otimização, circunstância que o Capítulo 4 explora.

A otimização de excelência desta arquitetura ocorre quando se integra a tecnologia de compressão paralela. A literatura científica e experimental atesta que a instalação *booster* a CO_2 equipada com compressão paralela se assume atualmente como a arquitetura mais eficiente energeticamente para o setor do retalho alimentar inserido em climas quentes e temperados [75].

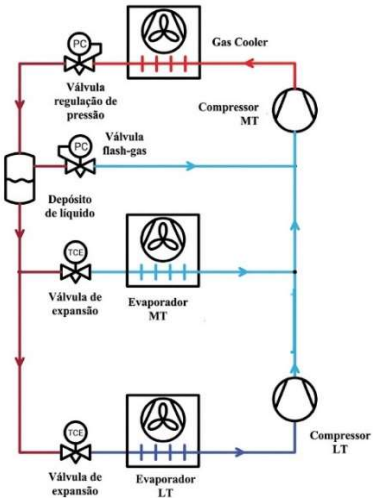


Figura 32: Representação esquemática de um sistema *booster* a CO_2 [21].

Recuperação do trabalho de expansão

O estado da arte na otimização destes sistemas centra-se na mitigação de uma das suas maiores perdas de eficiência. O objetivo tecnológico consiste em aproveitar o elevado diferencial de pressão do CO_2 para a geração de trabalho útil.

Expansão com ejetor bifásico

Desde a análise inicial do ciclo padrão com ejetor, conduzida pioneiramente por Kornhauser em 1990, a recuperação do trabalho de expansão tem sido amplamente estudada e aperfeiçoada [71], [78]. O CO_2 possui pressões de funcionamento muito elevadas, originando uma vasta diferença de pressão entre os processos de absorção e de rejeição de calor. Como resultado desta enorme amplitude, regista-se uma severa perda exergética inerente ao processo de expansão isentálpica tradicional do CO_2 quando comparado com os fluidos convencionais. A substituição da válvula de expansão por um ejetor bifásico converte a laminagem, integralmente irreversível, num processo de recuperação parcial de pressão, no qual a expansão no bocal se aproxima de um processo isentrópico [79]. Por conseguinte, a utilização deste dispositivo de recuperação afirma-se como uma das soluções termodinâmicas mais promissoras, robustas e de baixo custo para mitigar as limitações do ciclo básico e otimizar o coeficiente de desempenho em regime transcrítico [80], [81].

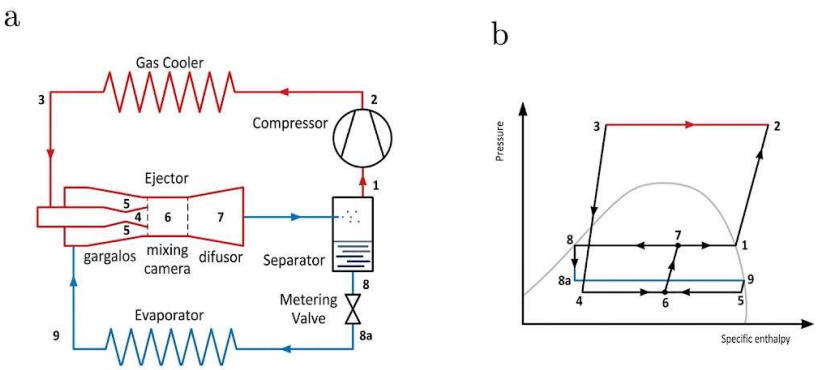


Figura 33: Esquema de um ciclo transcrítico de CO_2 com expansão por ejetor padrão (a) e respetivo diagrama $p-h$ (b) [82].

Num ciclo transcrítico equipado com ejetor, o fluido a alta pressão e em estado supercrítico sai do arrefecedor de gás e entra no bocal primário do ejetor. No interior deste bocal convergente-divergente, o escoamento primário sofre uma rápida expansão que o acelera até velocidades supersónicas, originando uma forte depressão na câmara de aspiração [71], [79].

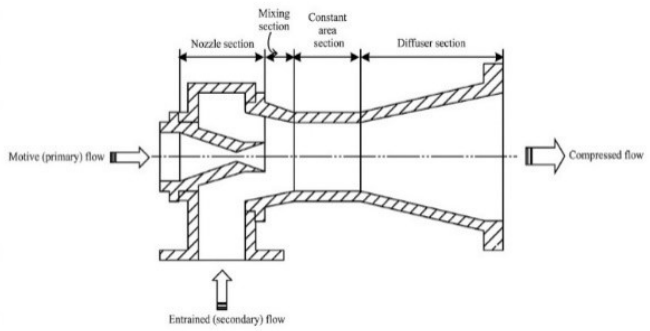


Figura 34: Secção transversal de um ejetor [83].

Esta elevada energia cinética é aproveitada para aspirar e arrastar o fluido de baixa pressão (escoamento secundário) proveniente do evaporador. No interior da câmara de mistura do ejetor, os dois escoamentos misturam-se com intensa transferência de quantidade de movimento. Em seguida, a mistura atravessa o difusor, onde a energia cinética é convertida em energia de pressão, abandonando o ejetor a uma pressão intermédia pré-comprimida [71], [79]. Após a saída do ejetor, o escoamento bifásico é encaminhado para um depósito intermédio, onde ocorre a separação isobárica entre as fases líquida e vapor. O CO_2 no estado de líquido saturado acumulado no fundo do depósito é submetido a uma expansão isentálpica, através de uma válvula de laminagem, para em seguida alimentar o evaporador. Em simultâneo, o vapor saturado presente na secção superior do separador é aspirado diretamente pelo compressor principal [71]. Este processo de pré-compressão garantido pelo ejetor reduz substancialmente a razão de compressão e o trabalho mecânico exigido ao compressor principal face a um ciclo transcrítico básico, resultando num incremento direto da capacidade frigorífica e da eficiência global da instalação [78], [79].

Embora o ejetor de geometria fixa ofereça melhorias significativas no COP, a literatura demonstra que o seu desempenho decai abruptamente quando o sistema se afasta das condições nominais de projeto, como acontece com as flutuações diárias e sazonais da temperatura ambiente. O primeiro estudo numérico dedicado à otimização destas ineficiências no ciclo transcrítico a CO_2 foi proposto em 2002. Posteriormente, em 2008, Elbel e Hrnjak apresentaram a primeira análise experimental detalhada de um protótipo físico, reportando um incremento direto de 7 % no COP do sistema face à expansão tradicional. De forma pioneira, estes mesmos investigadores introduziram o conceito de ejetor bifásico de geometria variável [80]. Esta tecnologia caracteriza-se pela implementação de uma agulha de regulação móvel no interior da secção convergente do bocal primário. Ao ajustar mecanicamente a posição da agulha, altera-se a área da secção transversal da garganta do bocal, permitindo controlar ativamente a pressão ótima do arrefecedor de gás e o caudal mássico de fluido arrastado, garantindo que o ejetor opera sempre na sua máxima eficiência, independentemente das condições exteriores [79], [80].

Apesar da eficácia termodinâmica do ejetor de geometria variável, a complexidade mecânica do controlo da agulha móvel levou a indústria a desenvolver uma alternativa mais robusta e modular para a integração em instalações de grande escala. Hafner et al. (2014) introduziram o conceito de ciclo transcrítico booster utilizando ejetores em paralelo com os compressores, numa arquitetura especificamente desenhada para o retalho alimentar [84], [85]. Este sistema de ponta, frequentemente designado por bloco multi-ejetor, recorre a um conjunto de ejetores de geometria fixa com diferentes capacidades volumétricas. Em vez de possuir peças móveis internas, o sistema utiliza um algoritmo de controlo e válvulas solenoides para ativar ou desativar sequencialmente combinações específicas de ejetores. Esta arquitetura garante uma adaptação quase contínua à carga térmica exigida pela instalação e à flutuação da temperatura de rejeição de calor a cada instante, mitigando os problemas de sensibilidade associados aos ejetores de geometria fixa individuais [84], [86].

Nestas arquiteturas de estado da arte, que associam o bloco multi-ejetor a centrais com compressão paralela, registam-se melhorias substanciais no desempenho global, com avaliações teóricas e experimentais a comprovarem que os ganhos de COP podem atingir valores máximos na ordem dos 28 % a 30 % em períodos de elevadas temperaturas exteriores [84], [85].

Expansor

Uma outra tecnologia amplamente estudada para a recuperação de trabalho no ciclo transcrítico de CO_2 é a introdução de um expansor, frequentemente implementado sob a forma de turbina de expansão. Como já foi referido, as perdas por estrangulamento para o ciclo transcrítico de CO_2 são significativamente superiores às de um fluido de trabalho padrão, uma vez que a expansão isentálpica tradicional reduz o fluido de um estado supercrítico diretamente para a região bifásica, destruindo grande parte da exergia do sistema [71].

O potencial de melhoria da eficiência energética com esta tecnologia depende quase inteiramente do rendimento isentrópico do expansor. Por norma, o rendimento deste componente é inferior ao de um compressor devido à complexidade termofísica da mudança de fase do fluido: enquanto a compressão ocorre num regime estritamente monofásico, a expansão implica a entrada violenta na região de vapor húmido, e o escoamento bifásico gerado está muito mais suscetível a perdas por atrito [71].

Ainda assim, o ciclo transcrítico de CO_2 apresenta um comportamento mecânico muito mais favorável à expansão com produção de trabalho do que os ciclos subcríticos clássicos. Como o processo se inicia acima da pressão crítica, grande parte da expansão decorre em regime puramente monofásico. Adicionalmente, quando o escoamento atinge finalmente a zona bifásica no final da expansão, a diferença entre as massas volúmicas do líquido e do vapor de CO_2 não é tão acentuada como noutros fluidos frigorigéneos, o que atenua as perdas por atrito e ajuda a manter o rendimento isentrópica do processo em patamares elevados [19], [71].

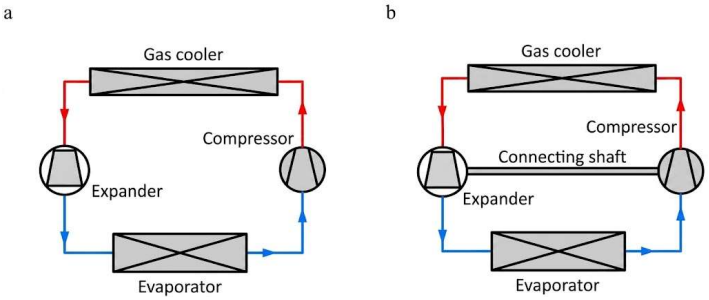


Figura 35: Esquema do sistema de refrigeração com CO_2 com expansor a funcionar de forma independente (a) ou coaxialmente com o compressor (b) [70].

A configuração do sistema com expansor é mostrada na Figura 35, onde o expansor substitui fisicamente a válvula de expansão principal. Este equipamento pode operar de forma isolada (a), gerando eletricidade, ou ser acoplado coaxialmente com o compressor principal (b), para transferência mecânica direta. Quando atua de forma acoplada, estima-se que o expansor consiga recuperar entre 25 % a 37 % do trabalho líquido exigido para a compressão principal, um valor que cresce com o aumento da temperatura de admissão na turbina [71].

Investigações teóricas, como as conduzidas por Tian et al., demonstraram que a inclusão desta tecnologia pode proporcionar um incremento de COP na ordem dos 6 % a 10 % face ao sistema básico. Recorrendo a uma análise termodinâmica assente na Primeira e Segunda Leis, Yang et al. concluíram que o expansor evita cerca de 50 % da destruição de exergia no processo de expansão, resultando numa melhoria de 30 % na eficiência exergética global e num incremento direto de 33 % no COP do ciclo [71]. Avaliações teóricas levadas ao limite termodinâmico chegam mesmo a prever aumentos de desempenho de até 95 % para instalações a CO_2, equipadas com turbinas isentrópicas ideais [1]. No entanto, a literatura aponta restrições importantes à sua implementação prática. Autores como Robinson e Groll salientam que os custos de investimento e de conceção associados à introdução de uma turbina de expansão num circuito frigorífico são comparáveis aos de um compressor. Por conseguinte, e apesar dos benefícios termodinâmicos comprovados por Ma et al. e Simarpreet et al., o expansor não se afigura atualmente como uma opção economicamente viável para sistemas comerciais de refrigeração e ar condicionado de pequena e média escala, ficando a sua rentabilidade reservada, de forma quase exclusiva, para sistemas centralizados de grande capacidade na indústria pesada [71], [72].

Tubo de vórtice

O tubo de vórtice é um dispositivo termodinâmico de extrema simplicidade mecânica, sem partes móveis, capaz de separar um escoamento de gás de admissão pressurizado em duas correntes simultâneas com temperaturas distintas: uma a uma temperatura superior e outra a temperatura inferior à do fluido original [3].

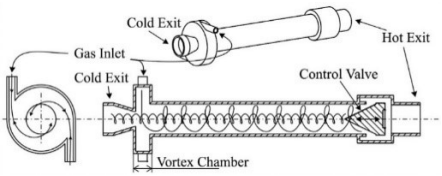


Figura 36: Esquema de um tubo de vórtice [70].

Descoberto pelo engenheiro francês Georges Ranque em 1931 e aprofundado de forma académica pelo físico alemão Rudolf Hilsch em 1947, este processo despertou o interesse da engenharia térmica pelo seu potencial para atuar como dispositivo de expansão com recuperação de trabalho e arrefecimento instantâneo em ciclos frigoríficos [3]. Em 1997, Keller propôs a primeira aplicação teórica de um tubo de vórtice num ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

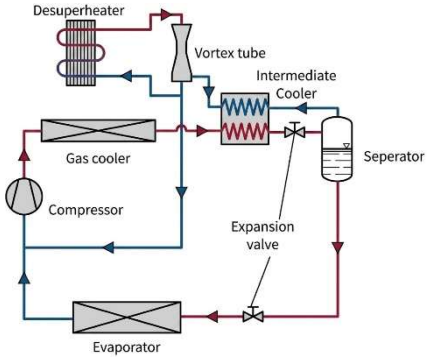


Figura 37: Esquema do ciclo de expansão do tubo de vórtice proposto por Keller [70].

Nesta configuração de referência, o fluido frigorigéneo a alta temperatura é arrefecido no arrefecedor de gás e encaminhado para um arrefecedor intermédio, onde sofre um arrefecimento adicional através da permuta térmica com a corrente de vapor proveniente de um depósito intermédio. Simultaneamente, este vapor é aquecido e entra no tubo de vórtice, onde o efeito de turbilhão força a sua separação térmica nas frações fria e quente. A fração quente é submetida a um dessobreaquecedor e, posteriormente, misturada com o gás frio e com o vapor proveniente do evaporador, regressando finalmente à aspiração do compressor [71].

Análises teóricas conduzidas a esta configuração indicaram que a introdução do tubo de vórtice poderia proporcionar aumentos de COP na ordem dos 5 %, 10 % e 15 % para os fluidos R-22, R-134a e R-744, respetivamente, face ao ciclo básico convencional de compressão de vapor. Este estudo evidenciou que o CO_2 é o fluido que extrai o maior benefício termodinâmico deste tipo de tecnologia de expansão [71].

Dada a elevada complexidade arquitetural do ciclo pioneiro proposto por Keller, Maurer apresentou, em 1999, um ciclo transcrítico simplificado equipado com tubo de vórtice [71]. Neste sistema, suprimem-se totalmente as válvulas de laminagem da instalação. A inovação fundamental reside na adoção de um escoamento bifásico no interior do próprio tubo: o fluido proveniente do arrefecedor de gás entra no tubo de vórtice e é separado em três frações de baixa pressão, vapor quente sobreaquecido, líquido saturado e gás frio saturado. O líquido saturado e o gás frio misturam-se para alimentar o evaporador, enquanto o vapor quente sobreaquecido é arrefecido num dessobreaquecedor e reencaminhado para a aspiração do compressor [71].

Numa abordagem de otimização semelhante, Li et al. propuseram uma configuração na qual a corrente de líquido saturado abandona o lado frio do vórtice, enquanto a corrente de vapor sobreaquecido sai pelo lado quente, sendo arrefecida num permutador de calor auxiliar antes de se misturar com a fase líquida [71].

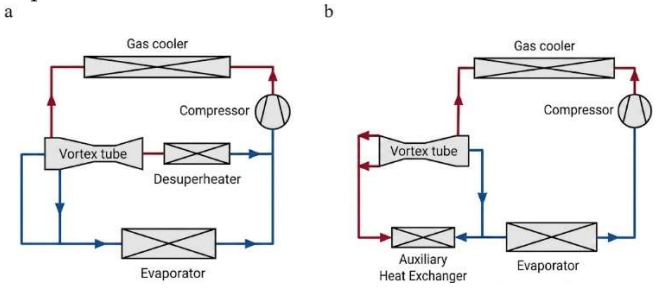


Figura 38: Sistema de refrigeração transcrítico com CO2 e tubo de vórtice proposto por: Maurer (a), Li et al. (b) [70].

Avaliações termodinâmicas conduzidas a estes modelos demonstraram que, assumindo uma eficiência ideal de separação gás-líquido, este sistema poderia elevar a eficiência do ciclo transcrítico em até 37 %. Mesmo considerando uma eficiência de separação mecânica mais conservadora, na ordem dos 50 %, o ganho de eficiência do ciclo rondaria os 20 % em comparação com o sistema básico convencional a CO_2 [71].

Alteração termodinâmica do fluido

Esgotadas as vias de otimização mecânica do ciclo, uma linha alternativa de investigação incide sobre a própria composição do fluido de trabalho.

Misturas à base de CO_2

As tecnologias mecânicas de recuperação de trabalho tendem a aumentar significativamente a complexidade arquitetural e os custos de investimento inicial das instalações. Como alternativa mais simples, a adição de fluidos secundários ao CO_2 permite contornar as elevadas pressões do ciclo transcrítico, exigindo muito poucas ou nenhumas alterações à configuração mecânica básica do sistema original [71].

A combinação do R-744 com aditivos de baixo potencial de aquecimento global tem como principal objetivo termodinâmico atenuar as pressões ótimas de descarga e incrementar o COP global da instalação. A literatura científica destaca duas tipologias principais de misturas:

- **Misturas zeotrópicas, com adição de propano (R290):** a adição de hidrocarbonetos como o propano eleva o COP em cerca de 12,5 %, ao reduzir as pressões de rejeição de calor. Acresce que o CO_2 atua como inibidor da alta inflamabilidade deste aditivo, tornando a mistura intrinsecamente mais segura. Apresentam, contudo, uma limitação prática acentuada: a elevada suscetibilidade ao fracionamento, resultante do acentuado deslizamento de temperatura de mudança de fase (*glide*), o que se torna problemático na eventualidade de fugas no circuito ou durante os processos de recarga [87].
- **Misturas quase azeotrópicas, com adição de R-41:** surgem como a opção mais estável para contornar totalmente o problema do fracionamento, uma vez que apresentam deslizamento de temperatura negligenciável durante a mudança de fase. Estudos teóricos indicam que estas misturas permitem reduzir a pressão ótima de descarga em até 28,6 %, proporcionando um incremento simultâneo do COP que pode chegar aos 20,5 % face ao R-744 puro [71].

Ciclos híbridos e cofluidos de absorção

Esta abordagem altera o funcionamento termodinâmico de base do sistema, substituindo os processos de evaporação e arrefecimento de gás pela absorção e dessorção num fluido não volátil. Ao comprimir uma solução líquida em vez de vapor, o trabalho mecânico exigido à instalação diminui drasticamente, permitindo reduzir a pressão de descarga para valores raramente superiores a 35 bar e viabilizando a utilização de compressores e tubagens correntes [1]. O desenvolvimento destes cofluidos evoluiu em duas fases distintas:

- **Absorção física, com solventes orgânicos:** investigada de forma aprofundada na década de 1990, é atualmente considerada inviável para aplicações comerciais. Apesar de reduzir a pressão, apresentava um COP inferior ao do R-134a, provocava forte corrosão nas tubagens de aço convencionais e originava um aumento acentuado e incontrolável do volume específico da mistura [1], [71].
- **Absorção química, com líquidos iónicos:** representa o atual estado da arte neste campo de investigação. Os líquidos iónicos são quimicamente estáveis, não voláteis e possuem excelentes propriedades termofísicas e lubrificantes. Promovem a ligação química direta do CO_2 a grupos funcionais específicos e, por não conterem água, exigem cerca de metade da energia térmica de regeneração face aos processos de absorção convencionais em solução aquosa. Em suma, atingem um COP e uma capacidade frigorífica que superam o ciclo transcrítico clássico de CO_2 operando sempre a níveis de pressão intrinsecamente seguros e subcríticos [71].

Síntese e comparação das modificações ao ciclo transcrítico

Cada modificação tecnológica atua sobre perdas exergéticas específicas inerentes ao ciclo transcrítico a CO_2. Para estabelecer um termo de comparação quantitativo, a Figura 24 resume o potencial isolado de melhoria na eficiência energética de cada uma das tecnologias abordadas face ao ciclo transcrítico de base.

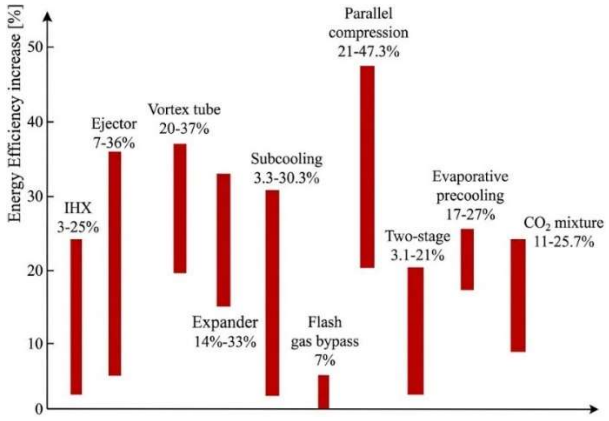


Figura 39: Resumo das melhorias na eficiência energética para as tecnologias modificadas (adaptado de [70]).

A análise demonstra que a compressão paralela apresenta o maior potencial prático de otimização, com incrementos de eficiência a oscilar entre os 21 % e os 47,3 %. De seguida, destacam-se os sistemas focados na recuperação direta do trabalho de expansão, como o tubo de vórtice (20 % a 37 %), os ejetores (7 % a 36 %) e as turbinas de expansão (14 % a 33 %). Outras soluções garantem ganhos mais moderados, mas termodinamicamente consistentes, nomeadamente o subarrefecimento mecânico (3,3 % a 30,3 %), o pré-arrefecimento evaporativo (17 % a 27 %), a introdução de misturas à base de CO_2 (11 % a 25,7 %), a compressão a dois estágios (3,1 % a 21 %) e o permutador de calor interno (3 % a 25 %). A derivação isolada de vapor de expansão regista o ganho mais conservador, fixando-se na ordem dos 7 % [71]. Importa assinalar que os intervalos da Figura 39 provêm de uma revisão sistemática própria [74], cujos critérios de seleção e condições de referência diferem dos estudos individuais citados ao longo deste capítulo. Daí resultam divergências pontuais entre os limites aqui indicados e alguns valores reportados nas secções anteriores, sobretudo quando estes se referem a aplicações de nicho ou a comparações com arquiteturas de partida distintas.

No entanto, a viabilidade de um projeto de engenharia não se rege exclusivamente pela termodinâmica, exigindo um compromisso prático que decorre da análise das vantagens e desvantagens destas tecnologias.
Importa ainda salientar que esta avaliação comparativa abrange apenas os sistemas modificados que implementam uma única tecnologia de cada vez, embora a hibridização seja uma prática comum e necessária à escala comercial moderna.

Das tecnologias analisadas, o presente trabalho seleciona para avaliação o permutador de calor interno e o subarrefecimento mecânico dedicado, aplicados a uma arquitetura de duplo estágio com derivação de vapor de expansão. A justificação desta seleção, bem como a formulação matemática do modelo, apresentam-se no Capítulo 3.

Estratégias complementares e arquiteturas alternativas

As secções anteriores trataram de modificações introduzidas no interior do ciclo transcrítico, mantendo inalterada a sua arquitetura de base. Uma via distinta consiste em atuar sobre essa arquitetura, e admite dois sentidos opostos. O primeiro procura evitar o regime transcrítico, confinando o R-744 a um circuito em que a rejeição de calor se processa sempre abaixo do ponto crítico, independentemente das condições meteorológicas exteriores. O segundo aceita a operação transcrítica como inevitável durante a estação quente e procura compensar a penalização daí resultante pela valorização externa da energia rejeitada. As secções seguintes tratam sucessivamente destas abordagens.

Sistemas em cascata

O princípio de funcionamento das arquiteturas em cascata foi estabelecido na Secção 2.1.2: dois ciclos de compressão de vapor termodinamicamente autónomos, acoplados exclusivamente por um permutador intermédio que serve de evaporador ao ciclo superior e de condensador ao ciclo inferior [8]. Interessa aqui a sua aplicação específica ao CO_2. Nesta configuração, o ciclo de alta temperatura opera com um fluido adequado à rejeição de calor em clima quente, habitualmente o amoníaco (R-717), um hidrocarboneto ou um HFC, e o R-744 é confinado ao ciclo de baixa temperatura. A sua temperatura de condensação passa a ser imposta pela evaporação do ciclo

superior, e não pela temperatura ambiente, podendo por isso ser mantida abaixo do ponto crítico (31,1 °C) qualquer que seja a temperatura exterior. O CO_2 opera assim permanentemente em regime subcrítico, com pressões de serviço substancialmente inferiores e sem a penalização de eficiência associada à rejeição transcrítica de calor [8], [88].

Sanz-Kock et al. (2014) avaliaram experimentalmente um sistema em cascata R-134a/R-744 para temperaturas de evaporação entre –40 °C e –30 °C e temperaturas de condensação globais entre 30 °C e 50 °C, em aplicações comerciais. Verificaram que uma subida de 10 K na temperatura de condensação do ciclo a R-134a penalizava o COP global em 18 %, e que uma descida de 5 K na sua temperatura de evaporação o reduzia em cerca de 12 %. Esta segunda observação é a leitura, do lado do ciclo superior, do mesmo efeito que se manifesta no ciclo inferior como subida da temperatura de condensação do R-744: estando as duas temperaturas acopladas pelo permutador intermédio, o ponto de acoplamento constitui a principal variável de otimização da arquitetura [93]. Bellos e Tzivanidis, em avaliação termodinâmica do mesmo conceito, obtiveram, para temperaturas de evaporação entre –35 °C e –5 °C e temperaturas de saída do arrefecedor de gás entre 35 °C e 50 °C, um aumento de COP da ordem de 8,9 % face a um sistema transcrítico de R-744 nas mesmas condições [89].

Sistemas de CO_2 bombeado

Um circuito primário centralizado arrefece um fluido secundário, neste caso o CO_2, que é depois bombeado para os evaporadores distribuídos pela instalação, permanecendo o fluido primário estritamente circunscrito à sala de máquinas. A carga de fluido primário reduz-se drasticamente, mitigando os riscos de toxicidade ou de inflamabilidade associados à sua circulação direta no interior de espaços comerciais ou habitados, consideração determinante quando esse fluido é o amoníaco ou o propano [4].

A arquitetura partilha com a cascata o objetivo de confinar o fluido de risco a um circuito reduzido, mas distingue-se dela num aspeto essencial: no circuito de CO_2 não existe compressão. O dióxido de carbono é condensado contra o fluido primário e circula por bombagem, ao passo que, na cascata, constitui o fluido de trabalho de um ciclo de compressão de vapor autónomo. As duas soluções são, por isso, alternativas, e não etapas de uma mesma arquitetura, ainda que coexistam com frequência na mesma instalação, com CO_2 bombeado ao nível de média temperatura e um andar em cascata de expansão direta ao nível de baixa temperatura. Embora o CO_2 desempenhe aqui o papel de fluido secundário, a sua aplicação difere substancialmente da dos fluidos secundários clássicos. Em vez de operar exclusivamente por troca de calor sensível, na qual o fluido apenas altera a sua temperatura, o CO_2 atua como fluido secundário volátil, absorvendo calor através da mudança de fase. Esta particularidade garante uma capacidade de arrefecimento por unidade de massa significativamente superior, reduzindo de forma expressiva o caudal mássico em circulação, o diâmetro das tubagens de distribuição e o trabalho mecânico de bombagem exigido, face às soluções convencionais a glicol [19]. A esta vantagem acresce a reduzida sensibilidade do CO_2 às perdas de carga, discutida na Secção 2.4.2: a inclinação da curva de saturação, que se traduz numa variação térmica de apenas 0,01 K por kPa de queda de pressão a 0 °C, permite redes de distribuição extensas sem penalização térmica apreciável, o que é precisamente o requisito de um circuito secundário.

A contrapartida é de natureza operacional. Sendo o CO_2 mantido no estado líquido por arrefecimento externo, a paragem prolongada do circuito primário faz subir a sua pressão até à saturação correspondente à temperatura ambiente, cerca de 57 bar a 20 °C, o que obriga a dimensionar todo o circuito secundário para essa solicitação ou a prever um grupo condensador auxiliar de manutenção. Acresce a necessidade de manter a pressão acima do ponto triplo (5,18 bar, –56,6 °C) para prevenir a formação de gelo seco em caso de despressurização.

Sinergias energéticas: recuperação de calor

Nesta abordagem, assume-se a inevitabilidade da operação em regime transcrítico durante a estação quente e a consequente diminuição do COP frigorífico isolado. Em contrapartida, exploram-se as propriedades termodinâmicas singulares deste estado, nomeadamente as elevadas temperaturas e entalpias na descarga dos compressores, para recuperar energia térmica para o exterior do ciclo.

A recuperação processa-se em permutadores instalados na linha de descarga, a montante do arrefecedor de gás ou do condensador. Em regime subcrítico, o recuperador atua como dessobreaquecedor, arrefecendo o vapor

sobreaquecido até à temperatura de saturação e deixando a condensação para o permutador principal. Em regime transcrítico não existe temperatura de saturação: o fluido permanece monofásico e a rejeição de calor processa-se com variação contínua de temperatura, pelo que a recuperação corresponde à porção inicial, e mais quente, dessa evolução isobárica. É precisamente a ausência de patamar isotérmico que torna o CO_2 particularmente adequado à produção de água quente, uma vez que o perfil de arrefecimento do fluido acompanha o aquecimento progressivo da água.

A utilização do dióxido de carbono torna o investimento na recuperação de calor particularmente atrativo, fundamentalmente devido às elevadas temperaturas de descarga dos compressores de média temperatura, que se situam normalmente entre os 100 °C e os 120 °C, e aos elevados valores de entalpia do vapor de CO_2 face aos HFC tradicionais. Este perfil termodinâmico significa que uma fatia consideravelmente maior do calor rejeitado pode ser recuperada com elevada eficiência para o aquecimento de AQS e para o aquecimento de espaços [90].

A viabilidade e a utilidade desta recuperação mantêm-se ao longo de todo o ano, assumindo diferentes contornos consoante a estação. Em condições de inverno, com o sistema a operar em regime subcrítico, o calor total rejeitado é necessariamente inferior. Contudo, a temperatura de descarga dos compressores MT mantém-se, tipicamente, acima dos 55 °C, o que é suficiente para assegurar o aquecimento de águas sanitárias da infraestrutura [90]. Quando existem necessidades mais exigentes de aquecimento de espaços, o controlador da central pode forçar o aumento da pressão de rejeição de calor. Embora esta elevação resulte num maior trabalho de compressão e, consequentemente, numa diminuição direta do COP frigorífico, a estratégia permite recuperar cerca de 80 % do calor rejeitado. Daqui decorre que, embora a recuperação térmica possa penalizar o desempenho isolado do ciclo frigorífico, torna o balanço energético global do edifício mais favorável, suprimindo a necessidade de caldeiras a combustíveis fósseis [90], [91].

Adicionalmente, para lá do aquecimento externo, os dessobreaquecedores podem ser instalados para otimizar o funcionamento da própria máquina frigorífica. Frequentemente, são colocados a jusante da compressão de baixa temperatura para reduzir a temperatura de aspiração dos compressores MT. Os resultados publicados indicam que a inclusão deste componente num sistema de compressão paralela, operando com evaporadores MT sobrealimentados, pode resultar numa redução do consumo energético global entre 2,3 % e 2,6 % [75]. De igual modo, análises a sistemas booster de pequena capacidade (inferior a 3 kW) confirmam que a recuperação térmica origina aumentos do COP frigorífico da ordem de 2,9 %, 4,3 % e entre 4 % e 7 %, consoante a temperatura de rejeição se situe em 15 °C, 25 °C ou 34 °C, respetivamente [75], [91].

Capítulo 3

3. Modelo termodinâmico

3.1. Modelação termodinâmica de um sistema de compressão de vapor de dois andares de compressão e de expansão

Após a revisão abrangente das diversas estratégias e modificações tecnológicas aplicáveis ao ciclo transcrítico a CO_2, torna-se imperativo transitar de uma análise qualitativa para uma prática avaliação quantitativa.

A utilização de ciclos de refrigeração por compressão de vapor de estágio simples com R-744 revela limitações termodinâmicas quando as temperaturas ambientes de rejeição de calor exigem a operação em regime transcrítico [19]. Sob estas condições, as elevadas pressões requeridas no arrefecedor de gás, aliadas à baixa temperatura crítica do fluido (31,1 °C), induzem uma significativa perda de energia por irreversibilidade no processo de expansão isentálpica, gerando uma fração massiva de vapor de *flash* que não contribui para o efeito frigorífico útil [19], [97]. Para superar estas limitações operativas e térmicas, a divisão do ciclo em múltiplos estágios de compressão e expansão apresenta-se como a solução de maior mérito tecnológico e eficiência energética atualmente consolidada [92], [93].

Face a estas limitações operacionais, a presente dissertação define como objeto de estudo um sistema de compressão de vapor de referência com dois andares de compressão e dois andares de expansão com depósito intermédio, dimensionado para uma capacidade frigorífica de 100 kW, para a aplicação do R-744. Esta configuração de referência não só mitiga os efeitos penalizadores do regime transcrítico, permitindo uma rigorosa avaliação numérica do seu desempenho em climas quentes, como também serve de fundação modular para a integração subsequente das tecnologias avançadas de otimização energética abordadas ao longo da revisão bibliográfica [94].

Para a concretização desta análise, o modelo matemático desenvolvido será implementado computacionalmente recorrendo ao software EES (*Engineering Equation Solver*), selecionado pela sua elevada precisão e robustez na resolução simultânea de sistemas de equações algébricas não lineares e na avaliação das propriedades termofísicas dos fluidos em regimes subcrítico e supercrítico. Adicionalmente, para avaliar o real mérito energético da arquitetura adotada para o CO_2, o desempenho do modelo será contrastado com o desempenho do mesmo sistema operando com o hidrofluorocarboneto R-134a (*baseline*). Esta abordagem metodológica permite estabelecer uma fronteira comparativa sólida, transparente e quantificável face às tecnologias convencionais atualmente consolidadas no setor da refrigeração comercial.

3.2. Propriedades termofísicas: R-744 face ao R-134a

A seleção do fluido frigorigéneo determina não só o impacto ambiental direto e indireto de um sistema de refrigeração, mas também determina toda a sua arquitetura termodinâmica, a seleção de materiais e o dimensionamento mecânico dos componentes [19], [95]. No âmbito deste estudo, o desempenho do sistema transcrítico operando com o fluido natural R-744 é contrastado com o comportamento do mesmo ciclo de duplo estágio operando em regime subcrítico com o R-134a, fluido atualmente consolidado no retalho alimentar [93], [96]. A manutenção da arquitetura entre os dois casos é deliberada: assegura que as diferenças observadas no desempenho decorram exclusivamente das propriedades termofísicas dos fluidos e não da configuração mecânica adotada.

Para compreender as profundas discrepâncias no desenho das tubagens, compressores e vasos de pressão,

bem como para justificar cientificamente a necessidade de adotar múltiplos estágios de compressão e expansão com injeção de vapor no ciclo a CO_2, torna-se imperativo analisar comparativamente as propriedades operacionais, térmicas e ambientais fundamentais de ambos os fluidos. Estas características encontram-se sintetizadas na Tabela 7 [3], [19], [96].

Tabela 7: Comparação das principais propriedades termofísicas e ambientais entre o R-134a e o R-744.

Propriedade termofísica e ambiental	**R-134a**	**R-744**
Classificação de segurança	A1	A1
ODP	0	0
GWP	1430	1
Temperatura de mudança de fase a 1 atm [°C]	–26,1	–78,5
Temperatura crítica (T_c) [°C]	101,1	31,1
Pressão crítica (P_c) [MPa]	4,07	7,38
Pressão de saturação a –10 °C [MPa]	~0,20	~2,65
Massa molecular [kg/kmol]	102,0	44,0
Relação de pressão reduzida a 0 °C [%]	7	47
Capacidade frigorífica volumétrica a 0 °C [kJ/m³]	2868	22545

A análise detalhada das propriedades físico-químicas destes fluidos evidencia três contrastes operacionais fundamentais que condicionam diretamente a formulação das equações e a modelação termodinâmica do ciclo:

1. O ponto crítico e o regime de rejeição de calor

A discrepância mais marcante entre os dois fluidos reside na temperatura crítica do CO2 (31,1 °C), a qual é substancialmente inferior à do R-134a (101,1 °C) [19], [96]. Em sistemas convencionais de refrigeração com R-134a, mesmo operando em dupla compressão, o processo de rejeição de calor decorre na região subcrítica a pressões moderadas, efetuando-se através de condensação isotérmica e isobárica no condensador [17]. No caso do R-744, as temperaturas do ar exterior nos meses de verão forçam o sistema a operar a pressões de rejeição substancialmente elevadas, tipicamente na faixa de 80 bar a 110 bar, ultrapassando a pressão crítica do fluido [19], [58]. Neste regime transcrítico, o R-744 comporta-se como um fluido supercrítico denso e não condensa. Em vez disso, a rejeição de calor processa-se de forma sensível (monofásica), com um decréscimo contínuo e acentuado de temperatura ao longo do arrefecedor de gás [19], [20].

Este comportamento, ilustrado graficamente na Figura 40, determina que a temperatura de saída do arrefecedor de gás ($T_{gc,out}$) dependa estritamente da temperatura do ar exterior e da eficiência térmica do permutador, desvinculando-se por completo da pressão de descarga, o que exige a determinação de uma pressão ótima de operação para maximizar o COP [20], [58].

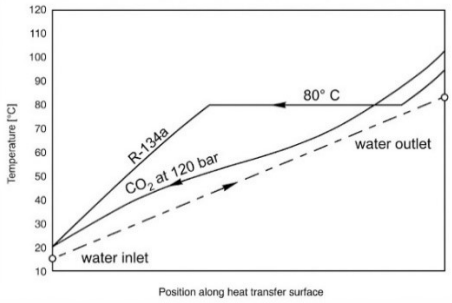


Figura 40: Comparação entre a curva de rejeição de calor para R-134a e CO_2 [20]

2. Pressões de operação e efeito de estrangulamento

Enquanto o evaporador de um sistema de média temperatura a R-134a operando a –10 °C trabalha a pressões próximas do nível atmosférico (cerca de 0,20 MPa, ou 2,0 bar), o R-744 exige pressões na ordem dos 2,65 MPa (26,5 bar) para o mesmo nível térmico [19], [96]. Este contraste acentua-se de forma decisiva no nível

térmico efetivamente adotado nesta dissertação: a –30 °C, o R-134a satura a apenas 0,844 bar, ou seja, abaixo da pressão atmosférica, ao passo que o R-744 mantém 14,28 bar. As implicações práticas desta diferença são analisadas na Secção 3.4.

A transição forçada da elevada pressão de descarga supercrítica (superior a 9,0 MPa) para a pressão intermédia ou de evaporação resulta num processo de expansão isentálpica (estrangulamento) extremamente severo [19], [80]. Como a razão de pressões e a diferença de pressão absoluta são muito elevadas, e o calor latente do R-744 diminui acentuadamente à medida que se aproxima do ponto crítico, gera-se uma fração volumétrica e mássica massiva de vapor de *flash* no primeiro estágio de expansão [19]. Esta ocorrência constitui a principal justificação física e termodinâmica para a adoção da arquitetura de expansão fracionada com depósito intermédio de bypass (FGB) detalhada nesta dissertação: ao extrair e desviar este vapor antes do evaporador, previne-se o estrangulamento fluidodinâmico do permutador e preserva-se o elevado coeficiente de transferência de calor local da fase líquida [80], [93].

3. Capacidade frigorífica volumétrica e compacidade

Apesar dos severos desafios mecânicos impostos pelas elevadas pressões de operação, a elevada densidade do vapor e o reduzido volume específico do R-744 conferem-lhe uma capacidade frigorífica volumétrica extraordinariamente superior à dos fluidos convencionais [19], [96].

Conforme evidenciado na Figura 41, para fornecer a mesma capacidade frigorífica líquida de 100 kW, o caudal volumétrico de R-744 requerido é uma fração daquele exigido por fluidos como o R-134a ou o R-404a [19]. Esta característica traduz-se em vantagens estruturais diretas: os compressores podem ser projetados com deslocamentos volumétricos substancialmente menores, reduzindo as perdas por fricção mecânica e as dimensões gerais da casa das máquinas [19], [96]. Adicionalmente, os diâmetros nominais das tubagens de aspiração e descarga do ciclo de CO_2 são substancialmente mais reduzidos do que os dos sistemas sintéticos de base, o que minimiza a carga de fluido frigorigéneo necessária e reduz os custos de instalação industrial de forma expressiva [95], [96].

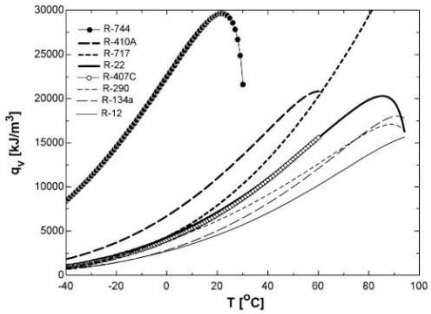


Figura 41: Comparação da capacidade de refrigeração volumétrica para R-744 e outros fluidos frigorigéneos [19]

3.3. Descrição do sistema e diagramas de representação

Para minimizar as perdas por estrangulamento inerentes ao R-744 quando operado em regime transcrítico e para reduzir o trabalho mecânico de compressão sob condições climáticas de verão, a arquitetura selecionada subdivide os processos de expansão e de compressão em dois níveis de pressão [19], [92]. A solução de maior simplicidade mecânica para concretizar esta estratégia consiste na injeção intermédia de vapor num ciclo com depósito intermédio, arquitetura designada na literatura internacional por derivação de gás de *flash* (*flash gas bypass*, FGB) e também referida como ciclo *Flash-Tank Vapor Injection* (FTVI) [92], [94]. Adota-se doravante a designação FGB como forma primária, reservando-se FTVI para esta única menção. A distinção face ao ciclo *flash intercooling* (FIC), que partilha o mesmo depósito, mas não o nó de mistura externo, é estabelecida no final desta secção.

O elemento fulcral desta configuração é o depósito intermédio (*flash tank*), que funciona de forma praticamente isobárica como separador de fases por gravidade à pressão intermédia de projeto (P_{int}) [9], [94]. A

introdução deste vaso de pressão permite alcançar os benefícios termodinâmicos da compressão fracionada e gerir de forma energeticamente eficiente o *flash gas*, reduzindo a entalpia do fluido de alimentação do evaporador e aumentando o desempenho global da instalação [19], [92], [94].

Fundamentação termodinâmica da dupla compressão e expansão

A adoção de múltiplos estágios de compressão em série, divididos em compressores de baixa pressão e de alta pressão, é governada por dois mecanismos termodinâmicos fundamentais:

- **Redução da temperatura de descarga e proteção dos componentes:** a operação de compressores alternativos sob elevadas razões de pressão em sistemas transcríticos simples de CO_2 resulta em temperaturas de descarga excessivamente altas, frequentemente superiores a 100 °C [19]. Estas temperaturas provocam a degradação térmica e a perda de viscosidade do óleo lubrificante sintético, comprometendo a selagem dinâmica dos pistões e acelerando o desgaste por atrito das partes móveis do compressor [9], [94]. Ao fracionar a compressão em dois estágios, reduz-se a razão de pressões de cada máquina para uma faixa segura, tipicamente entre 2,0 e 4,0 [97]. Como resultado direto, as temperaturas de descarga em ambos os estágios são mantidas em patamares substancialmente mais baixos, assegurando a viscosidade adequada do lubrificante e estendendo a vida útil e a fiabilidade operacional do equipamento [94], [97].
- **Redução do trabalho mecânico total por divergência das isentrópicas:** no diagrama pressão-entalpia ($P-h$), as linhas de entropia constante divergem à medida que a pressão e a temperatura aumentam, acompanhando o aumento do volume específico do fluido frigorigéneo [3]. Consequentemente, o trabalho de compressão específico necessário para elevar o fluido entre dois níveis de pressão numa única etapa é superior ao trabalho somado de duas etapas com arrefecimento intermédio à pressão constante [3], [92]. A esta vantagem acresce o facto de o R-744 operar, para o mesmo salto térmico, sob razões de pressão globais significativamente inferiores às dos fluidos sintéticos convencionais. Razões de pressão mais baixas melhoram o rendimento volumétrico do compressor alternativo e mitigam as fugas internas de fluido frigorigéneo através das folgas mecânicas [18], [97].

A par da compressão fracionada, o fracionamento do processo de expansão desempenha um papel igualmente determinante. Sob condições climáticas de verão, nas quais a temperatura ambiente impede a condensação e exige a rejeição de calor acima do ponto crítico, o estrangulamento isentálpico direto desde a alta pressão supercrítica até à pressão de evaporação geraria uma fração de vapor de *flash* que poderia representar até 40 % do caudal mássico total do ciclo [19], [80]. Este vapor, por já se encontrar na fase gasosa, não realiza qualquer efeito frigorífico útil no evaporador: a sua passagem pelos canais de troca térmica gera apenas perdas de carga por atrito, reduz o coeficiente de transferência de calor local e prejudica a eficiência volumétrica global do permutador [98]. A introdução do depósito intermédio mitiga esta ineficiência ao promover a segregação física do escoamento bifásico a pressão constante: o líquido saturado de baixa entalpia é encaminhado para a segunda expansão, maximizando a capacidade frigorífica útil, enquanto o vapor de *flash* é derivado diretamente para a aspiração do compressor HP, reduzindo a potência global consumida na compressão [80], [92], [94].

O esquema físico da instalação adotada está representado na Figura 42 (a), enquanto a correspondente evolução termodinâmica do fluido frigorigéneo se encontra mapeada no diagrama pressão-entalpia ($P-h$) da Figura 42 (b), para o regime transcrítico típico do CO_2 no verão [92], [94]. Para os regimes de operação subcrítica abordados neste estudo (R-134a em ambas as estações e R-744 no inverno), a pressão de rejeição de calor desce para o interior do domínio bifásico, ocorrendo condensação latente. Nesses cenários, o estado termodinâmico à saída do condensador (Ponto 6) localiza-se na região de líquido subarrefecido, refletindo o grau de subarrefecimento de 3 K considerado no modelo.

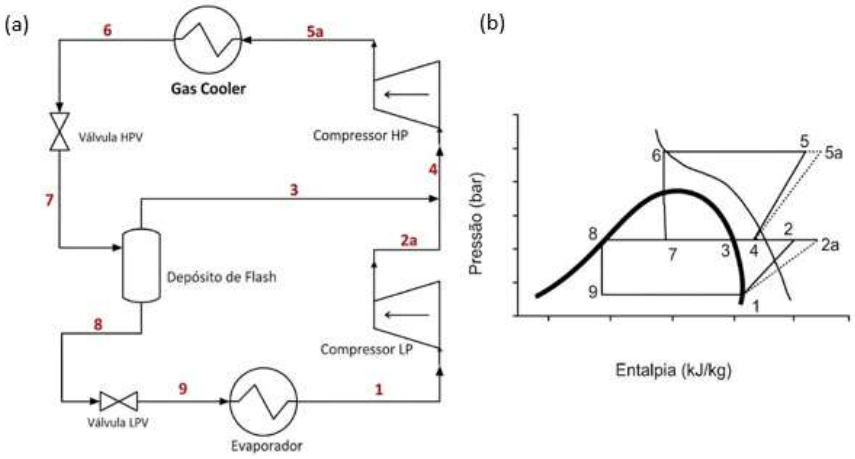


Figura 42: Ciclo de refrigeração por compressão de vapor de duplo estágio com depósito intermédio e derivação de gás de *flash* (FGB): (a) esquema físico da instalação; (b) diagrama pressão-entalpia ($P-h$) representativo da operação em regime transcrítico (adaptado de [92]).

Neste sistema, diferentemente de um ciclo de compressão de vapor de estágio simples, o processo de expansão global é realizado de forma fracionada em duas etapas distintas e em série [92], [93].

Após a primeira laminagem, na válvula de alta pressão (HPV), o fluido frigorigéneo entra no depósito intermédio no estado de mistura bifásica [93], [94]. O depósito é o componente responsável pela separação mecânica por gravidade entre as fases líquida e vapor [9]. O líquido saturado separado, acumulado na base do depósito com título $x = 0$, é extraído e reencaminhado para a válvula de baixa pressão (LPV), onde sofre a segunda expansão até à pressão do evaporador [92], [94]. Como esta etapa se inicia a um nível entálpico substancialmente inferior ao registado na saída do arrefecedor de gás, minimiza-se a fração de vapor gerada na entrada do evaporador, o que aumenta a diferença de entalpia útil através do permutador e reduz o caudal mássico requerido no estágio inferior [19], [80]. Simultaneamente, o vapor saturado seco gerado na primeira expansão, separado na cúpula superior do depósito com título $x = 1$, é extraído continuamente e regressa num ponto intermédio do processo de compressão [92], [94]. Este vapor mistura-se de forma adiabática e isobárica, num nó de mistura externo, com o gás sobreaquecido descarregado pelo compressor LP, proporcionando um arrefecimento intermédio passivo do fluido antes de este ser aspirado pelo compressor HP [80], [92], [93].

Estados termodinâmicos do ciclo

O ciclo operacional da instalação é mapeado através de nove estados termodinâmicos reais, que descrevem de forma sequencial a evolução do fluido frigorigéneo ao longo do circuito multipressão ilustrado na Figura 42, complementados por dois estados isentrópicos de referência (Pontos 2 e 5) utilizados exclusivamente no cálculo dos rendimentos de compressão [3], [9], [17], [19], [97], [98], [99]:

- **Ponto 1 — Aspiração do compressor LP:** o fluido abandona o evaporador e entra no primeiro estágio de compressão no estado de vapor sobreaquecido, à pressão de evaporação (P_{evap}) e com o grau de sobreaquecimento útil adotado no modelo ($\Delta T_{sh} = 10$ K), o que corresponde a uma temperatura de aspiração de –20 °C.
- **Ponto 2a — Descarga do compressor LP:** o vapor é comprimido de forma real, adiabática, mas não isentrópica, desde P_{evap} até à pressão intermédia (P_{int}). Devido às irreversibilidades geradas pelo atrito do fluido e pelas perdas internas, o fluido atinge o Ponto 2a num estado sobreaquecido, com entalpia específica real (h_{2a}) superior à do estado ideal isentrópico correspondente (Ponto 2).
- **Ponto 3 — Vapor de *flash* (depósito intermédio):** corresponde ao vapor saturado seco (título $x_3 = 1{,}0$) separado por gravidade na secção superior do depósito, à pressão intermédia. Este vapor é extraído continuamente para evitar que circule pelo evaporador, onde não geraria efeito frigorífico útil e induziria perdas de carga por atrito, sendo encaminhado para o nó de mistura que alimenta o segundo estágio de compressão.
- **Ponto 4 — Nó de mistura e aspiração do compressor HP:** as correntes gasosas provenientes da descarga real do compressor LP (Ponto 2a, quente e sobreaquecida) e do vapor saturado seco vindo do

depósito (Ponto 3, frio e saturado) misturam-se de forma adiabática e isobárica num nó de mistura externo (junta em "T"). O resultado é o Ponto 4, um estado de vapor sobreaquecido a temperatura intermédia, que alimenta a admissão do segundo estágio.

- **Ponto 5a — Descarga do compressor HP:** o escoamento combinado é comprimido de forma real desde P_{int} até à pressão global de rejeição de calor (P_{high}). O Ponto 5a representa a descarga real e o Ponto 5 o estado ideal isentrópico de referência, utilizado no cálculo do rendimento isentrópico do estágio ($\eta_{is,HP}$).
- **Ponto 6 — Saída do arrefecedor de gás ou do condensador:** para o R-744 em regime transcrítico, corresponde ao estado supercrítico denso à saída do arrefecedor de gás, a uma temperatura $T_{gc,out}$ determinada pela temperatura do ar exterior acrescida do *approach* do permutador (3 K no presente modelo). Para o R-134a, e para o R-744 no cenário de inverno, corresponde ao estado de líquido subarrefecido à saída do condensador, após rejeição de calor latente e um subarrefecimento de 3 K.
- **Ponto 7 — Entrada do depósito intermédio, após a primeira expansão:** o fluido proveniente do Ponto 6 sofre estrangulamento isentálpico ao atravessar a válvula HPV. A pressão é reduzida até P_{int}, entrando o fluido no depósito no estado de mistura bifásica, com título de vapor x_7.
- **Ponto 8 — Saída de líquido do depósito intermédio:** corresponde ao líquido saturado ($x_8 = 0{,}0$) que se acumula por gravidade na parte inferior do depósito, à pressão intermédia.
- **Ponto 9 — Entrada do evaporador, após a segunda expansão:** o líquido saturado sofre a segunda expansão isentálpica na válvula LPV. A pressão cai de P_{int} para P_{evap}, dando entrada no evaporador no estado de mistura bifásica. Como o estrangulamento se inicia a partir de um nível entálpico significativamente mais baixo ($h_8 < h_6$), o título gerado (x_9) é substancialmente menor do que numa expansão de estágio simples direta, o que maximiza a fração líquida disponível para evaporação e aumenta o efeito frigorífico específico ($q_0 = h_1 - h_9$).

A lógica termodinâmica da mistura intermédia

Do ponto de vista termodinâmico, o Ponto 4 constitui o principal vetor de eficiência do ciclo de duplo estágio com derivação de gás de *flash* [92], [94]. O escoamento que atravessa o compressor de alta pressão corresponde ao caudal mássico total do sistema ($\dot{m}_{total}$), definido pela soma do caudal que circula pelo evaporador ($\dot{m}_{evap}$) com o caudal de vapor saturado extraído do topo do depósito ($\dot{m}_{flash}$).

A P_{int} desempenha um papel duplo e de elevada sensibilidade no comportamento do ciclo, governando a distribuição do consumo de energia entre os compressores LP e HP e ditando a proporção de fases gerada por expansão no interior do depósito [93], [94], [99]. A compressão no primeiro estágio termina no Ponto 2a, onde o fluido é descarregado a temperatura elevada [19], [99]. Ao promover a mistura direta, adiabática e isobárica deste gás sobreaquecido com o vapor saturado seco proveniente do depósito (Ponto 3), estabelece-se um arrefecimento intermédio passivo por dessobreaquecimento parcial [92], [94]. Conforme documentado na literatura [3], [92], [99], o escoamento resultante (Ponto 4) entra no compressor HP a uma temperatura consideravelmente inferior à de descarga do estágio inferior ($T_4 < T_{2a}$). Daqui decorrem duas vantagens de relevância prática:

- **Redução do trabalho de compressão do estágio superior:** como o volume específico do CO_2 diminui com a redução da temperatura a pressão constante, a admissão de um gás mais frio e mais denso no compressor HP reduz o trabalho de compressão específico [3], [19]. A aproximação das linhas isentrópicas na região de menor temperatura do diagrama $P-h$ traduz-se numa menor potência consumida pelo segundo estágio, o que eleva o COP global e reduz a geração de entropia [3], [19], [95].
- **Proteção térmica do equipamento:** o arrefecimento da aspiração alivia termicamente o compressor HP, contribuindo para que a temperatura de descarga (Ponto 5a) se mantenha abaixo do limite de segurança de 160 °C declarado pelo fabricante para os materiais e as juntas [94], [100]. Este controlo evita a oxidação térmica, a perda de viscosidade e a degradação química do óleo lubrificante, salvaguardando a integridade da máquina sob condições extremas de verão transcrítico [19], [94], [100].

Otimização e determinação da pressão intermédia

Para gases perfeitos sob condições ideais, com arrefecimento intermédio completo até à temperatura de aspiração do primeiro estágio e caudal mássico constante ao longo do ciclo, a pressão intermédia que minimiza o trabalho de compressão total corresponde à média geométrica das pressões extremas [3], [9]:

$$P_{int} = \sqrt{P_{evap} \cdot P_{high}} \quad 10$$

Contudo, para fluidos reais e, em especial, em ciclos transcríticos de CO_2 com injeção de vapor, esta formulação idealizada serve apenas como primeira aproximação [9], [92]. O valor real da pressão intermédia que maximiza o COP desvia-se da média geométrica por dois fatores físicos que o modelo reproduz [92], [93], [94].

- **Não linearidade das propriedades termofísicas:** na proximidade do ponto crítico, o CO_2 apresenta variações acentuadas de entalpia, entropia e calor específico, o que altera a inclinação das linhas isentrópicas de compressão de ambos os estágios e desloca o ponto de trabalho mínimo.
- **Desequilíbrio de caudal mássico entre estágios:** devido à injeção de vapor de *flash*, o compressor HP opera com um caudal mássico superior ao do compressor LP. Este desequilíbrio desloca o ponto de mínimo trabalho global para pressões intermédias mais elevadas, aliviando o esforço do segundo estágio.

Por estes motivos, a determinação da pressão intermédia ótima de projeto dispensa correlações analíticas simplificadas e exige o recurso a otimização numérica iterativa, conduzida no software EES para cada cenário operacional simulado, conforme detalhado na Secção 4.2.

Distinção termodinâmica: derivação de gás de *flash* (FGB) e *flash intercooling* (FIC)

Para fundamentar a seleção do ciclo base desta dissertação, importa estabelecer a distinção física entre a arquitetura adotada e o ciclo alternativo *flash intercooling* (FIC), ambos frequentemente discutidos na literatura de sistemas multiestágio [9], [92], [93].

No ciclo FIC, o gás sobreaquecido descarregado pelo compressor LP (Ponto 2a) é enviado diretamente para o interior do depósito intermédio, sendo forçado a borbulhar através do líquido saturado ali acumulado. Este contacto térmico direto promove a transferência de calor latente, resultando no dessobreaquecimento completo do gás até à linha de vapor saturado. É esse vapor saturado ($x = 1{,}0$) que é posteriormente aspirado pelo compressor HP, eliminando a necessidade de um nó de mistura externo [9], [92].

No ciclo FGB, pelo contrário, o gás de descarga do compressor LP não contacta com a fase líquida no interior do depósito. A sua mistura com o vapor de *flash* extraído do topo do vaso (Ponto 3) ocorre de forma puramente adiabática e isobárica num nó de mistura externo, alimentando a sucção do compressor HP num estado de vapor ligeiramente sobreaquecido (Ponto 4) [92], [94].

Embora o ciclo FIC beneficie teoricamente de uma temperatura de aspiração mais baixa no compressor HP, introduz uma penalização mássica significativa quando operado com CO_2 [19], [92]. Como o CO_2 possui um calor latente de evaporação reduzido na proximidade do ponto crítico, o calor sensível rejeitado pelo escoamento do estágio inferior ao borbulhar no líquido provoca a evaporação de uma fração mássica considerável do líquido saturado acumulado no depósito [19], [94]. Este vapor gerado de forma parasitária junta-se ao *flash gas* da primeira expansão, aumentando o caudal mássico total que o compressor HP é obrigado a comprimir de P_{int} para P_{high} [92], [93]. Estudos de otimização de ciclos de duplo estágio para CO_2 transcrítico demonstram que o acréscimo de trabalho necessário para comprimir este caudal adicional supera o ganho obtido pela redução da temperatura de aspiração [92]. Consequentemente, o ciclo FGB atinge um COP global consistentemente superior e apresenta pressões ótimas mais favoráveis e estáveis do que o ciclo FIC em condições de verão [92], [93], [94]. Por este motivo, o ciclo FGB foi selecionado como arquitetura base da presente dissertação.

3.4. Parâmetros e condições de fronteira

Para viabilizar a modelação matemática e a resolução numérica do ciclo de duplo estágio com depósito intermédio no software EES, e com o objetivo de focar a análise nas perdas e ganhos de natureza puramente termodinâmica, estabelece-se um conjunto de hipóteses simplificativas consagradas na literatura de referência. Estas premissas asseguram a convergência e a estabilidade numérica do modelo, mantendo simultaneamente uma aproximação adequada ao comportamento físico de instalações industriais de refrigeração [92], [94], [100].

Pressupostos e hipóteses de simplificação

Os pressupostos adotados para a modelação termodinâmica de ambos os sistemas (R-744 e R-134a) estruturam-se da seguinte forma:

- **Operação em regime permanente:** assume-se que a instalação opera em regime estacionário, pelo que os caudais mássicos, as pressões e as propriedades termodinâmicas em qualquer ponto do ciclo permanecem constantes no tempo.
- **Desprezo de energias cinética e potencial:** as variações de energia cinética e potencial específica ao longo de todos os volumes de controlo são consideradas negligenciáveis para efeitos de balanço energético, uma vez que as variações entálpicas associadas são de ordens de grandeza superiores.
- **Componentes adiabáticos:** todos os compressores, vasos de separação, válvulas e tubagens de interligação são considerados adiabáticos, não ocorrendo perdas térmicas para o meio ambiente. As interações térmicas com o exterior processam-se exclusivamente nos permutadores de calor principais.
- **Escoamento isobárico nos permutadores de calor:** as perdas de carga por atrito no interior do evaporador, do condensador e do arrefecedor de gás, bem como ao longo das linhas de interligação, são consideradas nulas.
- **Laminagem isentálpica nas válvulas de expansão:** os processos de expansão nas válvulas HPV e LPV ocorrem de forma adiabática, sem realização de trabalho mecânico externo e sem variação de energia potencial, sendo modelados como transformações estritamente isentálpicas ($h_{ent} = h_{sai}$).
- **Separação de fases ideal em equilíbrio:** a separação no depósito intermédio realiza-se sob equilíbrio termodinâmico, a pressão e temperatura constantes. Assume-se que o fluido extraído pela cúpula superior (Ponto 3) se encontra no estado de vapor saturado seco ($x_3 = 1{,}0$) e o fluido retirado pela base (Ponto 8) no estado de líquido saturado ($x_8 = 0{,}0$).
- **Rendimento isentrópico constante:** adota-se $\eta_{is} = 70\,\%$ em ambos os estágios e em ambos os fluidos, independentemente da razão de pressões local. Não são considerados rendimentos mecânicos nem elétricos do grupo motocompressor, pelo que a potência calculada corresponde ao trabalho de compressão interno e o COP obtido é um coeficiente de desempenho termodinâmico, e não elétrico.
- **Convenção de pressões:** todas as pressões apresentadas na presente dissertação são pressões absolutas.

Embora em contexto operacional real existam perdas de carga localizadas e trocas térmicas parietais ao longo das tubagens, a adoção destas hipóteses constitui o procedimento padrão em termodinâmica comparativa. Este método garante que as variações observadas no COP e no consumo derivem exclusivamente das propriedades termofísicas de cada fluido e das respetivas arquiteturas.

Definição das condições de fronteira e parâmetros de simulação

O modelo termodinâmico foi dimensionado para assegurar uma capacidade frigorífica constante de 100 kW no evaporador, correspondente à carga típica de conservação de produtos ultracongelados em médias e grandes superfícies comerciais [100], [101]. Para viabilizar uma comparação direta, os parâmetros operacionais partilhados e as fronteiras climáticas de projeto para os cenários de verão (operação transcrítica para o CO_2 e subcrítica para o R-134a) e de inverno (operação subcrítica para ambos os fluidos) encontram-se sumarizados na Tabela 8. Embora o presente estudo não se restrinja a uma localização geográfica específica, as temperaturas de fronteira foram estabelecidas tomando como referência as estatísticas climatológicas de projeto de Portugal Continental [27].

Tabela 8: Condições de fronteira e parâmetros de projeto adotados para a simulação no EES.

Categoria/parâmetro de simulação	Símbolo	Valor adotado
Parâmetros gerais do sistema		
Capacidade frigorífica útil (evaporador) [kW]	$\dot{Q}_{evap}$	100
Temperatura de evaporação [°C]	T_{evap}	–30
Temperatura ambiente de projeto (verão) [°C]	$T_{amb,V}$	36
Temperatura ambiente de projeto (inverno) [°C]	$T_{amb,I}$	5
Rendimento isentrópico dos compressores [%]	η_{is}	70
Sobreaquecimento útil no evaporador [K]	ΔT_{sh}	10
Título à saída do vapor do *flash tank*	x_3	1,0
Título à saída do líquido *flash tank*	x_8	0,0
Grau de subarrefecimento no condensador (regime subcrítico) [K]	ΔT_{sub}	3
Approach no *gas cooler*, R-744 em regime transcrítico [K]	$\Delta T_{app,gc}$	3
Approach no condensador, regime subcrítico (ambos os fluidos) [K]	$\Delta T_{app,cond}$	5
Parâmetros específicos do ciclo R-744		
Temperatura de saída do *gas cooler* (verão) [°C]	$T_{gc,out}$	39
Temperatura de condensação (inverno) [°C]	$T_{cond,R744}$	10
Pressão de descarga HP (verão) [bar]	P_{high}	Otimizada (regime transcrítico)
Pressão intermédia no *flash tank* [bar]	P_{int}	Otimizada
Limite máximo da temperatura de descarga [°C]	$T_{desc,max}$	160
Parâmetros específicos do ciclo R-134a (*baseline*)		
Temperatura de condensação (verão) [°C]	$T_{cond,R134a,V}$	41
Temperatura de condensação (inverno) [°C]	$T_{cond,R134a,I}$	10
Pressão de descarga HP [bar]	P_{high}	P_{sat} à temperatura de condensação (regime subcrítico)
Pressão intermédia no *flash tank* [bar]	P_{int}	Otimizada
Parâmetros da análise de Segunda Lei		
Temperatura do estado de referência	T_0	T_{amb} (36 °C no verão e 5 °C no inverno)
Pressão do estado de referência	P_0	1 atm
Temperatura da fonte fria	T_L	$T_{evap} + \Delta T_{sh} = -20°C$

Importa registar uma característica do *baseline* que decorre diretamente das condições de fronteira adotadas. À temperatura de evaporação de projeto de –30 °C, a pressão de saturação do R-134a é de 0,844 bar, isto é, inferior à pressão atmosférica. Em contexto industrial, a operação do lado de baixa pressão em vácuo parcial acarreta risco de infiltração de ar e de humidade através de uniões e vedantes, com consequente formação de ácidos, degradação do óleo lubrificante e necessidade de estanquidade reforçada. Este constrangimento explica por que razão o R-134a não é, na prática corrente, o fluido de eleição para aplicações de congelação a este nível térmico. A sua adoção como referência nesta dissertação é, ainda assim, metodologicamente justificada: trata-se do fluido de substituição em causa no problema estudado, e a comparação a igual temperatura de evaporação, igual capacidade frigorífica e igual arquitetura constitui a única base que isola o efeito das propriedades termofísicas. O R-744, com 14,28 bar de pressão de saturação no mesmo nível térmico, encontra-se integralmente isento deste condicionamento, o que constitui uma vantagem operacional adicional não evidenciada pelo COP.

3.5. Formulação matemática e balanços termodinâmicos

Para quantificar com rigor as transferências de energia, os fluxos de exergia e avaliar o desempenho termodinâmico global do ciclo proposto de dois estágios, aplica-se a cada componente individual da instalação a lei da Conservação de Massa (balanço mássico) e a Primeira Lei da Termodinâmica (balanço energético) para volumes de controlo operando sob regime permanente. Desprezando as variações de energia cinética e potencial específica, as equações gerais que governam o comportamento térmico e mecânico de cada dispositivo do sistema de refrigeração são apresentadas de forma sequencial, seguindo o percurso físico do fluido frigorigéneo ao longo do circuito. Ao longo do corpo do texto, os estados reais de descarga dos compressores são identificados por 2a e 5a, reservando-se 2 e 5 para os estados isentrópicos de referência. No código de simulação apresentado em anexo, e por imposição da sintaxe de variáveis indexadas do EES, os estados reais correspondem aos índices 2 e 5, sendo os estados isentrópicos designados por 2s e 5s.

Volume de controlo geral em regime permanente

Para qualquer componente da instalação operando sob regime permanente com escoamento unidimensional e múltiplas entradas e saídas, as equações fundamentais de conservação de massa e de energia são expressas, respetivamente, pelas seguintes formulações matemáticas [3]:

$$\sum \dot{m}_{ent} = \sum \dot{m}_{sai} \tag{11}$$

$$\dot{Q} - \dot{W} + \sum \dot{m}_{ent} \cdot h_{ent} - \sum \dot{m}_{sai} \cdot h_{sai} = 0 \tag{12}$$

Onde $\dot{m}$ representa o caudal mássico (kg/s), h representa a entalpia específica (kJ/kg), $\dot{Q}$ é a taxa líquida de transferência de calor entre o volume de controlo e o meio exterior (kW) e $\dot{W}$ é a potência mecânica desenvolvida ou consumida pelo sistema (kW).

Estas equações genéricas constituem a base conceitual para o desenvolvimento dos modelos locais de cada componente físico do ciclo FGB, conforme deduzido a seguir.

Compressor de baixa pressão (LP)

O compressor LP aspira o fluido frigorigéneo no estado de vapor sobreaquecido à pressão de evaporação (Ponto 1) e comprime-o mecanicamente até atingir o nível de pressão intermédia (P_{int}). Devido às irreversibilidades termodinâmicas e mecânicas inerentes ao processo real de compressão adiabática a entropia específica do fluido frigorigéneo aumenta ao longo do processo ($s_{2\text{a}} > s_1$). Consequentemente, a entalpia específica real de descarga (Ponto 2a) é superior à entalpia do estado ideal isentrópico correspondente (Ponto 2). Para quantificar este desvio e avaliar o grau de eficiência térmica do primeiro estágio de compressão, aplica-se a definição matemática do rendimento isentrópico do compressor LP ($\eta_{is,LP}$) [1], [9]:

$$\eta_{is,LP} = \frac{h_2 - h_1}{h_{2a} - h_1} \tag{13}$$

Onde $\eta_{is,LP}$ representa o rendimento isentrópico de projeto do compressor de baixa pressão, h_2 representa a entalpia especifica teórica caso o processo de compressão ocorresse de forma isentrópica desde a pressão de evaporação (P_{evap}) até à pressão intermédia (P_{int}) ($s_2 = s_1$) (kJ/kg), $h_{2\text{a}}$ representa a entalpia específica real do fluido à saída do compressor LP (kJ/kg) e h_1 representa a entalpia especifica do vapor sobreaquecido à saída do evaporador/admissão do compressor LP (kJ/kg).

Aplicando a Primeira Lei da Termodinâmica para um volume de controlo adiabático sob regime permanente, e desprezando variações de energias mecânicas, a potência mecânica (ou elétrica) consumida no estágio de baixa pressão ($\dot{W}_{comp,LP}$) é calculada de forma exata pela seguinte formulação matemática [3]:

$$\dot{W}_{comp,LP} = \dot{m}_{evap} \cdot (h_{2a} - h_1) \tag{14}$$

Onde $\dot{m}_{evap}$ representa o caudal mássico de fluido frigorigéneo que circula pelo estágio de baixa pressão da instalação (kg/s).

Esta formulação clássica é amplamente utilizada para dimensionar o esforço energético e estimar as

necessidades de potência de acionamento em compressores semi-herméticos operando sob condições severas de escoamento transcrítico de R-744.

Nó de mistura e injeção de vapor

Antes de alimentar a admissão do compressor HP, a corrente de gás quente altamente sobreaquecida descarregada pelo compressor LP (Ponto 2a) mistura-se de forma direta com a corrente de vapor saturado frio (*flash gas*) extraída da cúpula superior do flash tank (Ponto 3). Esta mistura física ocorre de forma isobárica à pressão intermédia (P_{int}) num nó de mistura passivo externo (junta de tubagem em "T").

Assumindo que o nó de mistura é perfeitamente adiabático e que as variações de energia cinética e potencial do escoamento combinado são negligenciáveis, aplica-se a Primeira Lei da Termodinâmica para determinar de forma rigorosa a entalpia específica do fluido à entrada do segundo estágio de compressão (Ponto 4) [1]:

$$\dot{m}_{total} \cdot h_4 = \dot{m}_{evap} \cdot h_{2a} + \dot{m}_{flash} \cdot h_3 \quad 15$$

Onde $\dot{m}_{total}$ é o caudal mássico global do ciclo, $\dot{m}_{flash}$ o caudal de vapor de *flash,* h_3 representa a entalpia específica do vapor saturado seco extraído continuamente pela cúpula superior do depósito (Ponto 3, título $x_3 = 1{,}0$) à pressão intermédia (kJ/kg) e h_4 representa a entalpia específica da corrente misturada na sucção do compressor HP (kJ/kg).

Isolando algebricamente a entalpia de mistura (h_4), obtém-se [97]:

$$h_4 = \frac{\dot{m}_{evap} \cdot h_{2a} + \dot{m}_{flash} \cdot h_3}{\dot{m}_{total}} \quad 16$$

Esta formulação matemática expressa o mecanismo físico de arrefecimento intermédio por dessobreaquecimento parcial: a introdução de uma corrente fria e saturada (Ponto 3) reduz diretamente a entalpia específica da mistura (Ponto 4) para valores substancialmente inferiores aos da descarga do compressor LP ($h_4 < h_{2a}$), deslocando o ponto de aspiração do segundo estágio para a esquerda no diagrama $P-h$.

Compressor de alta pressão (HP)

O compressor HP aspira a totalidade do caudal mássico em circulação no sistema no estado de vapor sobreaquecido (Ponto 4) à pressão intermédia e realiza a compressão mecânica final até atingir a pressão global de rejeição de calor (P_{high}). O processo real de compressão incorpora as irreversibilidades térmicas e fluidodinâmicas internas da máquina, resultando num aumento de entropia ($s_{5a} > s_4$). Consequentemente, a entalpia real de descarga supercrítica (Ponto 5a) é determinada a partir da relação matemática do rendimento isentrópico do compressor HP ($\eta_{is,HP}$), que avalia o desvio do processo real face a uma compressão ideal isentrópica de referência (Ponto 5, correspondente a $s_5 = s_4$) [3]:

$$\eta_{is,HP} = \frac{h_5 - h_4}{h_{5a} - h_4} \quad 17$$

Onde h_5 representa a entalpia específica teórica à saída da compressão HP caso o processo ocorresse de forma ideal e isentrópica até à pressão P_{high} (kJ/kg) e h_{5a} representa a entalpia específica real do fluido supercrítico denso na descarga do compressor HP (kJ/kg).

Aplicando o balanço energético para um volume de controlo adiabático em regime permanente, a potência mecânica consumida pelo compressor de alta pressão ($\dot{W}_{comp,HP}$) é quantificada exaustivamente por [8]:

$$\dot{W}_{comp,HP} = \dot{m}_{total} \cdot (h_{5a} - h_4) \quad 18$$

Esta equação matemática espelha de forma evidente o ganho energético proporcionado pelo arrefecimento intermédio: ao reduzir a temperatura e consequentemente a entalpia de sucção de h_{2a} para h_4, diminui-se o diferencial entálpico real de compressão ($h_{5a} - h_4$) necessário para atingir P_{high}, traduzindo-se numa poupança direta de potência elétrica consumida na central.

Restrição térmica de descarga

A entalpia real obtida pela Equação 17 define o estado termodinâmico no final da compressão e, consequentemente, a temperatura de descarga do compressor (T_{5a}), determinada pela equação de estado do fluido:

$$T_{5a} = T(P_{high}, h_{5a}) \quad 19$$

Conforme estabelecido nas condições de projeto, e para salvaguardar a viabilidade mecânica do compressor, impõe-se a seguinte restrição operacional no modelo matemático: $T_{5a} \leq 160\,°C$

No algoritmo de simulação e otimização, qualquer configuração termodinâmica que viole esta desigualdade é considerada inadmissível. Quando a maximização teórica do COP empurra o sistema para temperaturas superiores, esta restrição torna-se ativa, forçando a pressão de rejeição de calor (P_{high}) a atuar como variável dependente, cujo valor máximo admissível é calculado de forma a satisfazer a condição limite de $T_{5a} = 160\,°C$.

Arrefecedor de gás / condensador

No arrefecedor de gás, o fluido descarregado a alta pressão pelo compressor HP (Ponto 5a) rejeita calor de forma isobárica para o ar ambiente exterior. Em regime transcrítico, a rejeição é integralmente sensível e o fluido atinge o estado supercrítico denso no Ponto 6. Em regime subcrítico, o mesmo permutador opera como condensador, incluindo a Equação 20 tanto o dessobreaquecimento como o calor latente de condensação e o subarrefecimento subsequente, sem que a formulação matemática se altere.

Aplicando a Primeira Lei da Termodinâmica para um volume de controlo sob regime permanente em permutadores de calor, e desprezando perdas térmicas parasitárias para a vizinhança e variações de energias mecânicas, a taxa de rejeição térmica global no *gas cooler* ($\dot{Q}_{gc}$) é expressa de forma exata pela seguinte formulação matemática [102]:

$$\dot{Q}_{gc} = \dot{m}_{total} \cdot (h_{5a} - h_6) \quad 20$$

Onde h_6 é a entalpia específica do fluido supercrítico à saída do arrefecedor de gás (kJ/kg).

Válvula de expansão de alta pressão (HPV) e depósito intermédio

O fluido frigorigéneo supercrítico denso, ou líquido subarrefecido, proveniente do arrefecedor de gás (Ponto 6) sofre uma primeira expansão na válvula HPV até atingir o nível de pressão intermédia (P_{int}). Este processo físico ocorre de forma rápida e localizada, impossibilitando qualquer troca térmica significativa com a vizinhança e sem a realização de trabalho mecânico externo. Consequentemente, o processo de expansão na válvula HPV é termodinamicamente aproximado como uma transformação estritamente isentálpica, fazendo com que o fluido entre no depósito intermédio no Ponto 7 no estado de mistura bifásica, com a mesma entalpia específica de entrada [3]:

$$h_7 = h_6 \quad 21$$

Onde h_7 representa a entalpia específica da mistura bifásica à entrada do flash tank (kJ/kg).

No interior do depósito intermédio, a drástica redução da velocidade do fluido e a ação da gravidade promovem a segregação física e isobárica das fases líquida e vapor sob condições de equilíbrio termodinâmico. O título de vapor (x_7) à entrada do vaso define de forma exata a proporção mássica de vapor de expansão instantânea gerada por unidade de massa que atravessa a válvula HPV [3]:

$$x_7 = \frac{h_7 - h_8}{h_3 - h_8} \quad 22$$

Onde h_8 representa a entalpia específica do líquido saturado que se acumula na base do vaso (Ponto 8, título $x_8 = 0{,}0$ à pressão intermédia (kJ/kg).

Aplicando a lei de conservação de massa a este volume de controlo multipressão, o caudal mássico global do ciclo ($\dot{m}_{total}$) é fracionado no depósito em duas correntes independentes com percursos físicos e funções térmicas distintas [8]:

$$\dot{m}_{flash} = \dot{m}_{total} \cdot x_7 \quad 23$$

$$\dot{m}_{evap} = \dot{m}_{total} \cdot (1 - x_7) \quad 24$$

A partir destas duas equações de conservação mássica, estabelece-se o acoplamento fluidodinâmico do ciclo, definindo o caudal mássico total que atravessa o segundo estágio de compressão e o arrefecedor de gás em função do caudal útil necessário para suprir a carga térmica do evaporador**:**

$$\dot{m}_{total} = \frac{\dot{m}_{evap}}{(1 - x_7)} \quad 25$$

Esta relação demonstra que a minimização do título de vapor x_7, alcançada pela redução da temperatura de saída do arrefecedor de gás (o que diminui h_6 e desloca o ponto de entrada da válvula HPV para a esquerda

no diagrama $P-h$), se traduz numa redução direta do caudal mássico total ($\dot{m}_{total}$) que circula pelo compressor HP, com a consequente poupança de trabalho de compressão e aumento do COP [85].

Válvula de expansão de baixa pressão (LPV)

O líquido saturado que se acumula na base do depósito intermédio (Ponto 8) à pressão P_{int} é extraído para alimentar o estágio inferior de temperatura. Este escoamento sofre uma segunda despressurização controlada ao atravessar a válvula LPV, reduzindo o seu estado termodinâmico até ao nível de pressão de evaporação (P_{evap}) e alimentando o evaporador (Ponto 9).

À semelhança da primeira etapa de expansão, este processo físico de estrangulamento local decorre com extrema rapidez e sem interações térmicas ou realização de trabalho externo com a vizinhança, sendo modelado de forma ideal como uma transformação puramente isentálpica [3]:

$$h_9 = h_8 \tag{26}$$

Onde h_9 representa a entalpia específica da mistura bifásica à entrada do evaporador (kJ/kg).

Esta igualdade entálpica constitui o fecho do balanço do evaporador, demonstrando matematicamente que o valor de entalpia à entrada do permutador (h_9) é uma função direta da pressão intermédia de operação do depósito (a qual dita o valor de h_8), estabelecendo a acoplagem térmica entre ambos os estágios do ciclo.

Evaporador

O evaporador é o permutador de calor encarregue de realizar a transferência de calor por mudança de fase latente, absorvendo energia térmica da fonte fria (carga útil) de forma idealmente isobárica para satisfazer a capacidade de refrigeração requerida pelo sistema ($\dot{Q}_{evap}$), que na presente dissertação é fixada em 100 kW.

O processo de evaporação térmica ocorre ao longo dos canais do permutador, iniciando-se no estado de mistura bifásica de baixo título após a segunda válvula de expansão no Ponto 9 e terminando na saída do componente no estado de vapor sobreaquecido útil no Ponto 1. Aplicando a Primeira Lei da Termodinâmica para um volume de controlo sob regime permanente e desprezando perdas de calor e variações de energias mecânicas, o balanço de energia no evaporador é definido de forma exata pela seguinte formulação matemática [3]:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m}_{evap} \cdot (h_1 - h_9) \tag{27}$$

Onde $\dot{Q}_{evap}$é a capacidade frigorífica útil de projeto do sistema (kW).

A partir do isolamento algébrico da equação de balanço térmico, determina-se o caudal mássico de fluido frigorigéneo estritamente necessário no evaporador para colmatar a exigência térmica de frio da instalação [3], [92]:

$$\dot{m}_{evap} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{h_1 - h_9} \tag{28}$$

Esta relação evidencia que, para uma capacidade frigorífica constante ($\dot{Q}_{evap}$), qualquer alteração termodinâmica que promova a diminuição da entalpia de entrada no evaporador (h_9) traduz-se num aumento imediato da diferença entálpica útil ($h_1 - h_9$) e, por conseguinte, numa redução direta do caudal mássico ($\dot{m}_{evap}$) necessário para satisfazer os mesmos 100 kW de carga, aliviando o consumo energético do estágio de baixa pressão.

Potência total e coeficiente de desempenho

A potência mecânica global consumida de forma ativa pela instalação de refrigeração de dois estágios ($\dot{W}_{comp,total}$) corresponde ao somatório direto do trabalho mecânico específico introduzido pelos compressores LP e HP [1]:

$$\dot{W}_{comp,total} = \dot{W}_{comp,LP} + \dot{W}_{comp,HP} \tag{29}$$

Substituindo as respetivas equações de potência para cada compressor adiabático deduzidas anteriormente, a potência total de compressão é quantificada exaustivamente por:

$$\dot{W}_{comp,total} = \dot{m}_{evap} \cdot (h_{2a} - h_1) + \dot{m}_{total} \cdot (h_{5a} - h_4) \tag{30}$$

O COP é definido termodinamicamente pela relação adimensional entre a capacidade útil de arrefecimento latente obtida no evaporador, efeito frigorífico útil, e a potência mecânica total despendida para acionar ambos os compressores [3]:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{comp,total}} \quad 31$$

Substituindo as taxas de energia térmica e de trabalho de compressão pelas respetivas entalpias específicas e fluxos de massa, obtém-se a equação global de COP para o ciclo FGB:

$$COP = \frac{\dot{m}_{evap} \cdot (h_1 - h_9)}{\dot{m}_{evap} \cdot (h_{2a} - h_1) + \dot{m}_{total} \cdot (h_{5a} - h_4)} \quad 32$$

Dada a relação de acoplamento de caudais de massa ditada pelo depósito intermédio (Equação 25), é possível simplificar algebricamente o caudal mássico do evaporador na expressão do COP. Esta dedução teórica exprime o coeficiente de desempenho de forma puramente intrínseca, dependendo estritamente do título de vapor de entrada (x_7) e das diferenças entálpicas específicas de cada componente:

$$COP = \frac{(h_1 - h_9)}{(h_{2a} - h_1) + \left(\frac{h_{5a} - h_4}{1 - x_7}\right)} \quad 33$$

Esta simplificação matemática demonstra com clareza o duplo benefício físico promovido pela derivação de gás de flash: o efeito frigorífico específico (numerador, $h_1 - h_9$) é maximizado devido ao baixo nível entálpico do líquido saturado extraído do depósito (Ponto 8, onde $h_8 = h_9$ e o trabalho específico do compressor HP (termo da direita no denominador) é amortecido pela divisão do fluxo através do fator $1 - x_7$, reduzindo a potência consumida por unidade de massa evaporada e elevando de forma marcante o COP global face a um ciclo simples transcrítico convencional.

Análise exergética e rendimento de segunda lei

Enquanto o coeficiente de desempenho avalia o sistema à luz da Primeira Lei da Termodinâmica, a identificação das irreversibilidades e da degradação da qualidade da energia exige uma abordagem fundamentada na Segunda Lei [1], [102]. A análise exergética permite quantificar as perdas de potencial de trabalho útil em cada componente, orientando a otimização da arquitetura do ciclo [100], [103].

A exergia específica de escoamento (ψ_i) em cada ponto do ciclo, tomando o ambiente exterior como estado termodinâmico de referência, é definida por [1], [102]:

$$\psi_i = (h_i - h_0) - T_0(s_i - s_0) \quad 34$$

Onde h_0 e s_0 representam, respetivamente, a entalpia e a entropia específicas do fluido avaliadas nas condições do estado de referência. Adota-se $T_0 = T_{amb}$ e $P_0 = 1$ atm, pelo que o estado de referência acompanha o cenário climático em análise (36 °C no verão e 5 °C no inverno), garantindo que a exergia útil produzida seja avaliada face ao ambiente com o qual o sistema efetivamente troca calor.

Aplicando o balanço exergético a um volume de controlo em regime permanente, a taxa de destruição de exergia ($\dot{X}_{dest}$) em cada componente é determinada pela diferença entre a exergia que entra e a que sai do subsistema, contabilizando as interações de trabalho e de calor [1], [100]:

$$\dot{X}_{dest} = \sum \dot{m}_{ent}\, \psi_{ent} - \sum \dot{m}_{sai}\, \psi_{sai} + \sum_k \dot{Q}_k \left(1 - \frac{T_0}{T_k}\right) + \dot{W}_{ent} \quad 35$$

Onde $\dot{Q}_k$ é a taxa de transferência de calor através da fronteira do volume de controlo à temperatura T_k, e $\dot{W}_{ent}$ é a potência mecânica fornecida ao volume de controlo. Assinala-se que $\dot{W}_{ent}$ é positivo para os compressores, convenção oposta à adotada na Equação 12, na qual $\dot{W}$ designa a potência desenvolvida pelo sistema.

Para os componentes adiabáticos do ciclo, compressores, válvulas de expansão e nó de mistura, o termo térmico anula-se e a Equação 35 reduz-se à relação de Gouy–Stodola, forma sob a qual a destruição de exergia é calculada no modelo desenvolvido [102]:

$$\dot{X}_{dest} = T_0 \dot{S}_{ger} = T_0 \left(\sum \dot{m}_{sai}\, s_{sai} - \sum \dot{m}_{ent}\, s_{ent} \right) \quad 36$$

Temperatura da fonte fria

A avaliação da exergia útil produzida exige a definição rigorosa da temperatura da fonte fria, T_L. Esta não pode ser tomada como igual à temperatura de evaporação. O fluido frigorigéneo abandona o evaporador a $T_{evap} + \Delta T_{sh} = -20\,°C$ e, num permutador em que o calor é transferido do meio arrefecido para o fluido frigorigéneo, não pode existir transferência de calor de uma fonte a –30 °C para um fluido que sai a –20 °C. Adotar $T_L = T_{evap}$ conduziria a uma destruição de exergia negativa no evaporador, resultado que viola a Segunda Lei. Adota-se, por conseguinte:

$$T_L = T_{evap} + \Delta T_{sh} = -20\ °C = 253{,}15\ K \quad (37)$$

Esta é a temperatura mínima compatível com o grau de sobreaquecimento assumido. Qualquer câmara mais quente aumentaria a irreversibilidade do evaporador, pelo que os valores de destruição de exergia obtidos neste trabalho constituem um limite inferior da irreversibilidade real do permutador.

Rendimento exergético

O desempenho global do ciclo é avaliado através do rendimento exergético (η_{ex}), que relaciona a exergia útil obtida, o equivalente em trabalho máximo da extração de calor da fonte fria, com a exergia consumida, correspondente à potência mecânica total introduzida nos compressores [1], [103], [104]:

$$\eta_{ex} = \frac{\dot{X}_{util}}{\dot{W}_{comp,total}} = \frac{\dot{Q}_{evap} \cdot \left(\frac{T_0}{T_L} - 1\right)}{\dot{W}_{comp,total}} \quad (38)$$

Ao contrário do COP, que traduz uma relação quantitativa de energia, o rendimento exergético varia entre 0 e 1, estabelecendo o grau de perfeição termodinâmica do sistema e constituindo o indicador da proximidade do ciclo real face a um processo perfeitamente reversível [1], [3].

Da definição adotada decorre ainda uma identidade útil. Sendo o coeficiente de desempenho de um ciclo de refrigeração reversível operando entre T_L e T_0 dado por $COP_{Carnot} = T_L/(T_0 - T_L)$, verifica-se que:

$$\eta_{ex} = \frac{COP}{COP_{Carnot}} \quad (39)$$

Esta identidade é utilizada como verificação independente da coerência do modelo, conforme descrito na subsecção seguinte. Nas condições de projeto adotadas, COP_{Carnot} assume os valores de 4,521 no cenário de verão e 10,126 no cenário de inverno.

Capítulo 4

4. Simulação e avaliação de desempenho

4.1. Implementação computacional no software EES

O modelo matemático unificado, deduzido a partir dos balanços de massa e energia da Secção 3.5, exige uma ferramenta de cálculo numérico robusta e especializada em engenharia térmica. Para o efeito, o ciclo FGB foi implementado computacionalmente no software EES. Ao contrário dos simuladores de processos de arquitetura sequencial-modular, nos quais cada unidade é resolvida isoladamente segundo uma ordem de cálculo pré-estabelecida, o EES adota uma filosofia de resolução simultânea de sistemas de equações algébricas não-lineares [105]. Esta abordagem revela-se ideal para ciclos avançados de refrigeração multiestágio, nos quais os pontos de estado se encontram fortemente acoplados por relações físicas de recirculação, balanços entálpicos no depósito e nós de mistura externos. Dada a acentuada não-linearidade e as severas variações das propriedades físicas do dióxido de carbono na vizinhança do ponto crítico, a utilização de modelos de gás ideal é termodinamicamente inviável [19]. Para assegurar a exatidão das propriedades em todo o domínio de operação, incluindo a região supercrítica, a determinação das propriedades termofísicas de ambos os fluidos assenta nas bibliotecas nativas do EES, construídas sobre equações de estado de referência internacional:

- **Para o R-744:** a avaliação baseia-se na equação fundamental de energia livre de Helmholtz de Span e Wagner (1996) [106]. Esta formulação cobre com extrema precisão o comportamento do fluido desde o ponto triplo até 1100 K e pressões até 800 MPa.
- **Para o R-134a:** a determinação termodinâmica assenta na formulação internacional de Tillner-Roth e Baehr (1994) [107], válida para temperaturas entre 170 K e 455 K e pressões até 70 MPa.

Estas bibliotecas de propriedades reais são acopladas diretamente às rotinas de otimização paramétrica do programa, permitindo localizar com exatidão as pressões de descarga e intermédia que maximizam o COP global do ciclo [105].

4.2. Otimização paramétrica do ciclo de dois estágios

A determinação das pressões de operação de um ciclo de refrigeração FGB é o passo mais crítico para garantir a viabilidade termodinâmica do sistema. Uma vez que as pressões operativas ditam diretamente os diferenciais entálpicos nos compressores e a fração de vapor gerada no interior do depósito intermédio, torna-se obrigatório mapear a sensibilidade do COP face a duas variáveis de decisão fundamentais: a pressão de descarga (P_{high}), específica para o regime transcrítico do R-744, e a pressão intermédia (P_{int}), comum a ambas as substâncias de trabalho [92], [108], [109].

Para a concretização desta análise, o modelo matemático desenvolvido no Capítulo 3 foi implementado computacionalmente no software EES, num ficheiro único parametrizado por cenário (Anexo E). A estratégia de resolução estrutura-se em três fases sequenciais: a otimização simultânea das duas pressões no cenário transcrítico; a otimização da pressão intermédia nos três cenários subcríticos, em que a pressão de descarga se encontra termodinamicamente vinculada à temperatura de condensação; e, por fim, a resolução completa dos estados termodinâmicos nos quatro casos, com os valores ótimos previamente determinados.

4.2.1. Otimização multivariável do ciclo R-744 no cenário de verão

No cenário de verão (T_{amb} = 36 °C), a temperatura de saída do arrefecedor de gás ($T_{gc,out}$) foi fixada em 39 °C, aplicando-se um *approach* de 3 K à temperatura ambiente de projeto. Estando esta temperatura acima da temperatura crítica do dióxido de carbono (31,1 °C), o ciclo opera obrigatoriamente em regime transcrítico no estágio superior de pressão. Nesta região supercrítica, a pressão e a temperatura de rejeição de calor são

variáveis totalmente independentes, o que significa que, para uma temperatura de saída constante no arrefecedor de gás, a P_{high} pode ser livremente ajustada com vista à otimização do ciclo.

Na literatura seminal de ciclos transcríticos, a pressão ótima de descarga é frequentemente estimada através de correlações analíticas clássicas, como a desenvolvida por Liao, Zhao e Jakobsen (2000) [58]:

$$P_{high,opt} = 2{,}7 \cdot T_{gc,out} - 6{,}1 \quad (40)$$

Para $T_{gc,out} = 39\,°C$, esta correlação fornece uma estimativa de 99,2 bar. Importa, contudo, delimitar o seu alcance: a formulação foi estabelecida para ciclos transcríticos de estágio simples em aplicações de ar condicionado, sendo o domínio de validade declarado pelos autores de $30\,°C \leq T_{gc,out} \leq 60°C$ e $-10\,°C \leq T_{evap} \leq 20\,°C$ [58]. O nível térmico adotado nesta dissertação, $T_{evap} = -30\,°C$, situa-se fora deste intervalo, pelo que o valor obtido deve ser interpretado como referência de ordem de grandeza e não como previsão validada. Por se tratar, contudo, de um ciclo de duplo estágio com injeção ativa de vapor saturado, esta correlação, desenvolvida originalmente para ciclos de estágio simples, revela-se insuficiente: a pressão intermédia (P_{int}) constitui igualmente uma variável livre, que condiciona de forma direta a fração de gás de *flash* gerada e o trabalho de compressão do estágio superior [92], [108], [109].

Para obter a combinação ótima real de pressões que maximiza o COP da arquitetura estudada, o código de simulação foi submetido a uma rotina de otimização matemática global simultânea de duas variáveis independentes (P_{high} e P_{int}) no software EES, utilizando o método numérico de gradiente *Variable Metric* [105], no domínio $80 \leq P_{high} \leq 110$ bar e $20 \leq P_{int} \leq 70$ bar, sem imposição de qualquer relação prévia entre as duas pressões. Os resultados numéricos desta simulação encontram-se sintetizados na Tabela 9:

Tabela 9: Ponto de funcionamento ótimo do ciclo R-744 no cenário de verão, obtido por otimização simultânea de P_{high} e P_{int}.

Pressão de descarga, P_{high} [bar]	**Pressão intermédia, P_{int} [bar]**	**Efeito útil específico, q_{evap} [kJ/kg]**	**Potência compressores, $\dot{W}_{comp,total}$ [kW]**	**Coeficiente de desempenho, COP**
94,02 (Ótimo)	**45,79**	220,2	79,82	**1,253**

O máximo absoluto do coeficiente de desempenho, COP = 1,253, é atingido na combinação coordenada de $P_{high} = 94{,}02$ bar e $P_{int} = 45{,}79$ bar, à qual corresponde uma temperatura intermédia de saturação de 10,68 °C. A potência total de compressão no ponto ótimo é de 79,82 kW, encontrando-se repartida por 35,47 kW no estágio inferior e 44,35 kW no estágio superior. A temperatura teórica de descarga do compressor de alta pressão no ponto ótimo (T_{5a}) é de 115,1 °C, correspondendo a uma margem de segurança de 44,9 K face ao limite estrito de 160 °C. A restrição não é, portanto, ativa neste cenário.

O ponto de funcionamento ótimo obtido traduz o compromisso termodinâmico característico dos ciclos de CO_2 transcríticos com separação de fases, manifestando-se de forma distinta na otimização de cada variável:

- **Efeito da pressão intermédia (45,79 bar):** o ótimo resulta do equilíbrio entre dois efeitos de sinal contrário. A elevação de P_{int} reduz a razão de compressão do estágio superior para apenas 2,05 e aumenta a densidade do vapor na aspiração, o que diminui o trabalho específico de compressão; em contrapartida, a aproximação ao ponto crítico eleva o título de vapor no depósito para 46,4 %, gerando um caudal de recirculação improdutiva de 0,3924 kg/s que o mesmo compressor tem de processar. O mínimo do trabalho total de compressão situa-se no ponto em que estes dois efeitos se compensam, afastado em 25,0 % da média geométrica clássica precisamente por causa da injeção de vapor no nó de mistura, ausente da formulação idealizada.
- **Compromisso da pressão de descarga (94,02 bar):** abaixo de 94,02 bar o estado de saída aproxima-se da região pseudocrítica, na qual a entalpia específica cresce acentuadamente para pequenas reduções de pressão, gerando frações de vapor incomportáveis no depósito, 87,4 % a 80 bar. Acima de 94,02 bar o título de vapor continua a diminuir, mas o acréscimo de trabalho exigido para vencer o diferencial de pressão supercrítico ultrapassa o benefício obtido, pelo que o COP volta a decrescer.

O ótimo obtido por via numérica, 94,02 bar, situa-se 5,2 % abaixo da estimativa de 99,2 bar. A discrepância

é atribuível a duas causas, ambas alheias ao rendimento isentrópico, grandeza que a própria correlação já incorpora: por um lado, a arquitetura de duplo estágio com injeção de vapor, na qual o acoplamento entre o depósito intermédio e a admissão do compressor HP desloca o ótimo; por outro, a extrapolação da correlação para uma temperatura de evaporação 20 K inferior ao limite do seu domínio. Em termos práticos, o resultado é favorável, por reduzir a solicitação mecânica sobre o compressor de alta pressão face ao que os modelos analíticos simplificados prescreveriam.

4.2.2. Otimização das pressões intermédias nos regimes subcríticos

Nos cenários operativos em que a rejeição de calor ocorre abaixo do ponto crítico do fluido (regime subcrítico), nomeadamente para o R-134a no verão e para ambos os fluidos no inverno, a pressão de descarga deixa de ser uma variável livre de otimização. Nestes regimes, a rejeição de calor processa-se por condensação a temperatura constante, ficando a pressão de alta termodinamicamente vinculada à temperatura de condensação de projeto, 41 °C no verão e 10 °C no inverno, resultantes da aplicação de um *approach* de 5 K às respetivas temperaturas ambiente. Consequentemente, o problema de otimização reduz-se a um único grau de liberdade: a determinação da pressão intermédia do depósito intermédio que maximiza o COP global. A resolução matemática foi conduzida no software EES utilizando o método numérico de aproximações quadráticas.

Para gases perfeitos sob condições ideais de compressão em múltiplos estágios com arrefecimento intermédio completo, a pressão intermédia teórica ($P_{int,ideal}$) que minimiza o trabalho total de compressão é dada pela clássica média geométrica das pressões extremas do ciclo [92]:

$$P_{int,ideal} = \sqrt{P_{evap} \cdot P_{high}} \qquad 41$$

Esta formulação clássica assume, contudo, premissas que a arquitetura FGB viola intrinsecamente: gás perfeito, compressão isentrópica ideal e, sobretudo, a ausência de geração de vapor na expansão intermédia. Os resultados computacionais obtidos encontram-se sistematizados na Tabela 10, onde o COP real máximo é contrastado com a estimativa teórica da média geométrica (Equação 41):

Tabela 10: Pressão intermédia ótima nos quatro cenários e desvio face à média geométrica das pressões extremas.

Cenário/ fluido	**Pressão evaporação** P_{evap} **[bar]**	**Pressão descarga,** P_{high} **[bar]**	**Média geométrica teórica,** $P_{int,ideal}$ **[bar]**	**Pressão intermédia ótima EES,** $P_{int,opt}$ **[bar]**	**desvio [%]**	**Temperatura sat. intermédia,** T_{int} **[°C]**	**Título** x_7 **[%]**	**COP máximo real**
Verão R-744	14,280	94,020	36,642	45,790	+25,0	10,7	46,35	1,253
Verão R-134a	0,844	10,450	2,970	3,509	+18,1	5,1	23,92	1,982
Inverno R-744	14,280	45,020	25,355	25,350	−0,02	−11,5	16,78	3,205
Inverno R-134a	0,844	4,149	1,872	1,879	+0,4	−11,7	12,05	3,867

Os resultados revelam um comportamento que a formulação clássica não antecipa e que apenas se torna evidente quando os quatro cenários são confrontados entre si. Nos dois cenários de inverno, a média geométrica revela-se praticamente exata, com desvios de –0,02 % para o R-744 e +0,4 % para o R-134a. Sob baixas temperaturas exteriores, uma regra assente na hipótese de gás perfeito e de compressão isentrópica prediz com rigor o ponto ótimo de um ciclo real com separação de fases.

Nos cenários de verão, pelo contrário, o desvio torna-se substancial: +18,1 % para o R-134a e +25,0 % para o R-744. A regra clássica de repartição da compressão perde, nestas condições, aplicabilidade prática.

A variável que discrimina os dois comportamentos é o título de vapor gerado na primeira expansão. Confrontando as duas colunas da Tabela 10, o desvio face à média geométrica cresce de forma monótona com

x_7: é praticamente nulo para $x_7 = 12{,}05\,\%$ e $x_7 = 16{,}78\,\%$, atinge +18,1 % para $x_7 = 23{,}92\,\%$ e +25,0 % para $x_7 = 46{,}35\,\%$. A explicação é direta: a média geométrica minimiza o trabalho de compressão sob a hipótese de caudal mássico constante ao longo do ciclo. À medida que o título aumenta, o desequilíbrio entre os caudais dos dois estágios agrava-se, no verão a R-744 o compressor HP processa 86 % mais caudal do que o compressor LP, contra apenas 14 % no inverno a R-134a, e a hipótese fundadora da regra perde validade. O desvio observado não é, por conseguinte, um erro da formulação clássica, mas a medida quantitativa da violação da hipótese em que assenta.

4.3. Análise comparativa de desempenho no cenário de verão

Durante a estação de verão, sob uma temperatura ambiente de projeto de 36,0 °C, o comportamento dos dois ciclos é profundamente condicionado pelas propriedades termofísicas dos respetivos fluidos. Excedendo a temperatura ambiente a temperatura crítica do dióxido de carbono (31,1 °C), o ciclo de R-744 opera obrigatoriamente em regime transcrítico na secção de alta pressão, com rejeição de calor sensível a pressão constante de 94,02 bar num arrefecedor de gás até aos 39,0 °C. O ciclo de referência a R-134a permanece em regime subcrítico, rejeitando calor por condensação latente à pressão de saturação de 10,45 bar, correspondente a uma temperatura de condensação de 41,0 °C.

Ambas as instalações são analisadas nas respetivas condições ótimas determinadas no Anexo E:

- **Ciclo R-744:** $P_{high} = 94{,}02$ bar e $P_{int} = 45{,}79$ bar.
- **Ciclo R-134a:** $P_{high} = 10{,}45$ bar e $P_{int} = 3{,}509$ bar.

Os dois sistemas operam com capacidade frigorífica nominal de 100 kW, temperatura de evaporação de – 30,0 °C, sobreaquecimento útil de 10,0 K e rendimento isentrópico de 70,0 % em todos os estágios de compressão.

4.3.1. Propriedades e desempenho do ciclo transcrítico de R-744

A evolução termodinâmica do fluido sob as condições de fronteira de projeto de verão encontra-se mapeada no diagrama de pressão-entalpia ($P - h$) da Figura 43. Em complemento, os resultados detalhados de cada ponto de estado para o ciclo de R-744, gerados diretamente pelo código de simulação unificado do EES, estão sistematizados na Tabela 11.

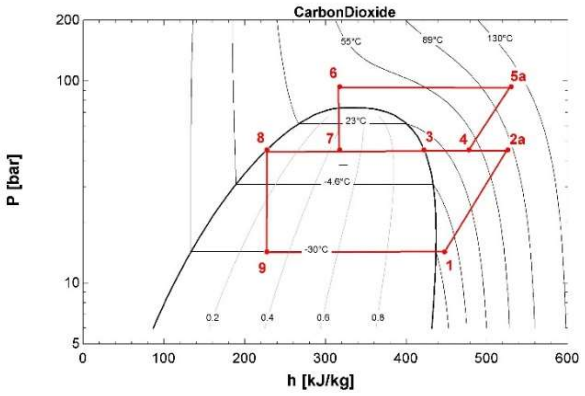


Figura 43: Diagrama pressão-entalpia ($P - h$) do ciclo de duplo estágio a R-744 com derivação de gás de *flash*, no cenário de verão (regime transcrítico, $P_{high} = 94{,}02$ bar e $P_{int} = 45{,}79$ bar).

Tabela 11: Propriedades termodinâmicas do ciclo R744 (CO_2) otimizado no cenário de verão (Transcrítico).

Ponto	Descrição do estado	Pressão [bar]	Temperatura [°C]	Entalpia [kJ/kg]	Entropia [kJ/(kg · K)]	Título	Caudal mássico [kg/s]
1	Admissão compressor LP	14,28	−20,00	447,8	2,042	Vapor superaq.	0,4541
2a	Saída compressor LP real	45,79	83,51	525,9	2,110	Vapor superaq.	0,4541
3	Saída vapor flash tank	45,79	10,68	422,1	1,780	1,000 (saturado)	0,3924
4	Admissão compressor HP	45,79	43,71	477,8	1,967	Vapor superaq.	0,8465
5a	Saída compressor HP real	94,02	115,10	530,2	2,008	Supercrítico	0,8465
6	Saída do gas cooler	94,02	39,00	317,8	1,375	Supercrítico	0,8465
7	Entrada do flash tank	45,79	10,68	317,8	1,412	0,4635	0,8465
8	Saída líquido flash tank	45,79	10,68	227,6	1,095	0,000 (saturado)	0,4541
9	Entrada do evaporador	14,28	−30,00	227,6	1,138	0,3107	0,4541

A análise rigorosa da Tabela 11 revela a complexidade térmica associada ao ciclo de CO_2 supercrítico em climas quentes. Ao expandir o fluido desde o estado supercrítico denso (Ponto 6: 94,02 bar e 39,0 °C) até ao patamar intermédio de 45,79 bar, a perda por estrangulamento na válvula de alta pressão gera uma enorme fração de vapor no depósito intermédio, com um título x_7 de 46,35 %. Como consequência direta, 46,35 % do caudal total em circulação é desviado sob a forma de vapor saturado seco (Ponto 3: $\dot{m}_{flash} = 0{,}3924$ kg/s) e recirculado diretamente pelo compressor de alta pressão. Apenas os restantes 53,65 % abandonam o depósito como líquido saturado (Ponto 8: $\dot{m}_{evap} = 0{,}4541$ kg/s) para produzir refrigeração ativa no evaporador.

Esta recirculação sobrecarrega severamente o estágio de alta pressão, obrigado a processar um caudal acumulado de 0,8465 kg/s e a consumir 44,35 kW. Somando o consumo do estágio de baixa pressão, que se fixa em 35,47 kW, a potência elétrica total exigida pelos compressores atinge 79,82 kW, o que limita o COP de verão do R-744 a 1,253. A temperatura de descarga do compressor de alta pressão estabelece-se em 115,1 °C, preservando uma margem de 44,9 K face ao limite de 160 °C declarado pelo fabricante. A restrição térmica não é, portanto, ativa neste ponto de funcionamento.

4.3.2. Propriedades e desempenho do ciclo de referência de R-134a

A evolução termodinâmica do fluido de referência sob as mesmas condições de projeto de verão encontra-se ilustrada no diagrama de pressão-entalpia ($P - h$) da Figura 44. Os resultados detalhados de cada ponto de estado para o ciclo a R-134a, simulados a partir do código unificado do EES, estão estruturados na Tabela 12.

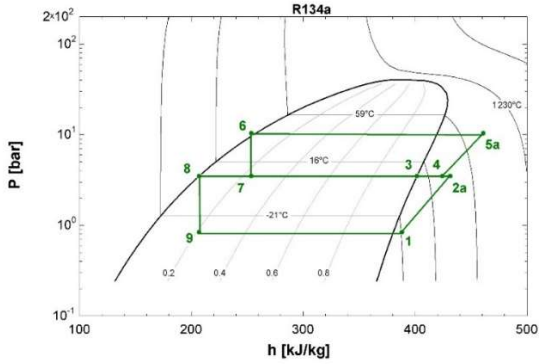


Figura 44: Diagrama pressão-entalpia ($P - h$) do ciclo de referência de duplo estágio a R-134a, no cenário de verão (regime subcrítico, $P_{high} = 10{,}45$ bar e $P_{int} = 3{,}509$ bar).

Tabela 12 Propriedades termodinâmicas do ciclo R-134a de referência no cenário de verão (subcrítico).

Ponto	Descrição do estado	Pressão [bar]	Temperatura [°C]	Entalpia [kJ/kg]	Entropia [kJ/(kg · K)]	Título	Caudal mássico [kg/s]
1	Admissão compressor LP	0,844	−20,00	388,1	1,783	Vapor superaq.	0,5516
2a	Saída compressor LP real	3,509	37,84	431,3	1,826	Vapor superaq.	0,5516
3	Saída vapor flash tank	3,509	5,08	401,5	1,724	1,000 (saturado)	0,1734
4	Admissão compressor HP	3,509	30,02	424,2	1,802	Vapor superaq.	0,7250
5a	Saída compressor HP real	10,45	79,19	460,9	1,834	Vapor superaq.	0,7250
6	Saída do condensador	10,45	38,00	253,4	1,181	Líquido subarq.	0,7250
7	Entrada do flash tank	3,509	5,08	253,4	1,192	0,2392	0,7250
8	Saída líquido flash tank	3,509	5,08	206,9	1,025	0,000 (saturado)	0,5516
9	Entrada do evaporador	0,844	−30,00	206,9	1,038	0,2099	0,5516

No ciclo subcrítico a R-134a, a expansão do líquido subarrefecido desde os 10,45 bar até à pressão intermédia ótima de 3,509 bar gera uma fração de vapor de apenas 23,92 %, permanecendo 76,08 % do fluido em fase líquida para produzir frio útil. O caudal de recirculação improdutiva que sobrecarrega o estágio de alta pressão reduz-se, em conformidade, para 0,1734 kg/s.

Para assegurar os 100 kW de potência frigorífica, o caudal que atravessa o evaporador é de 0,5516 kg/s. O estágio de baixa pressão consome 23,82 kW e o de alta 26,62 kW, resultando numa potência agregada de 50,45 kW e num COP global de 1,982. A temperatura de descarga limita-se a 79,19 °C. O valor situa-se 80,8 K abaixo dos 160 °C adotados como referência para o R-744; a comparação é apresentada apenas para efeitos de uniformidade da matriz de resultados, uma vez que o limite em causa decorre da especificação do fabricante para compressores de dióxido de carbono e não constitui restrição de projeto para o ciclo de referência.

4.3.3. Discussão comparativa de desempenho no verão

Assinala-se que as condições de rejeição de calor, embora individualmente representativas da prática de projeto de cada tecnologia, não são formalmente idênticas: o ciclo transcrítico adota um *approach* de 3 K no arrefecedor de gás, ao passo que o ciclo subcrítico adota um *approach* de 5 K na condensação seguido de 3 K de subarrefecimento. As temperaturas efetivas à entrada da válvula de alta pressão resultam, contudo, muito próximas, 39,0 °C e 38,0 °C, pelo que a diferença de 1 K entre as duas hipóteses não afeta materialmente a comparação estabelecida. Os resultados quantificam o impacto que o clima quente exerce sobre a eficiência energética do dióxido de carbono face ao ciclo subcrítico de referência, operando ambos nas respetivas pressões ótimas.

- **Fração de vapor na expansão intermédia:** a expansão do R-744 a partir do estado supercrítico gera 46,35 % de vapor, contra 23,92 % no R-134a, praticamente o dobro. Esta geração decorre da proximidade ao ponto crítico, onde a entalpia de vaporização se reduz drasticamente, e traduz-se em recirculação improdutiva. É este excesso de vapor que tem de ser comprimido que anula por completo a vantagem do R-744 ter um efeito frigorífico específico superior (220,2 kJ/kg contra os 181,3 kJ/kg do R-134a).
- **Sobrecarga do compressor de alta pressão:** a recirculação obriga o estágio de alta do R-744 a processar 0,8465 kg/s e a consumir 44,35 kW. Este valor merece leitura atenta: o compressor de alta pressão do ciclo de CO_2 consome isoladamente 87,9 % da potência total do sistema completo a R-134a (50,45 kW). O ciclo de referência, pelo contrário, apresenta uma repartição equilibrada entre estágios

(23,82 kW e 26,62 kW).

- **Penalização do COP:** o COP global do R-744 (1,253) é 36,8 % inferior ao do R-134a (1,982). Para suprir a mesma carga térmica de 100 kW, o ciclo de CO_2 consome 79,82 kW contra 50,45 kW, o que representa um agravamento energético de 58,2 %, equivalente a 29,36 kW de potência elétrica adicional.

Estas conclusões demonstram que, apesar das inegáveis vantagens ambientais, o ciclo de duplo estágio a CO_2 apresenta viabilidade energética limitada em climas quentes quando operado na sua configuração padrão. Esta penalização justifica a integração das tecnologias avançadas analisadas no capítulo seguinte, orientadas para a mitigação das perdas de expansão supercrítica.

4.4. Análise comparativa de desempenho no cenário de inverno

Durante a estação de inverno, sob uma temperatura ambiente de projeto de 5,0 °C, as condições de rejeição de calor tornam-se consideravelmente mais favoráveis para ambos os fluidos. Com a descida da temperatura exterior, o ciclo de dióxido de carbono abandona o regime transcrítico e passa a operar em regime subcrítico, ocorrendo a rejeição de calor de ambos os sistemas por condensação latente:

- Para o R-744, a condensação processa-se a 45,02 bar, correspondente a uma temperatura de condensação de 10,0 °C, com saída do condensador a 7,0 °C após subarrefecimento de 3 K.
- Para o R-134a, a condensação processa-se a 4,149 bar, correspondente à mesma temperatura de condensação de 10,0 °C e saída a 7,0 °C.

As condições ótimas determinadas no Anexo E são:

- **Ciclo R-744:** $P_{high} = 45{,}02$ bar e $P_{int} = 25{,}35$ bar
- **Ciclo R-134a:** $P_{high} = 4{,}149$ bar e $P_{int} = 1{,}879$ bar

A capacidade frigorífica nominal no evaporador mantém-se fixa em 100 kW, com temperatura de evaporação de –30,0 °C, sobreaquecimento útil de 10,0 K e rendimento isentrópico de 70,0 % em todos os estágios de compressão.

4.4.1. Propriedades e desempenho do ciclo de R-744 no inverno

A evolução termodinâmica do R-744 sob as condições de fronteira de inverno encontra-se mapeada no diagrama de pressão-entalpia ($P-h$) da Figura 45. Em complemento, os resultados numéricos detalhados de cada ponto de estado, gerados diretamente pelo código do EES, encontram-se sistematizados na Tabela 13.

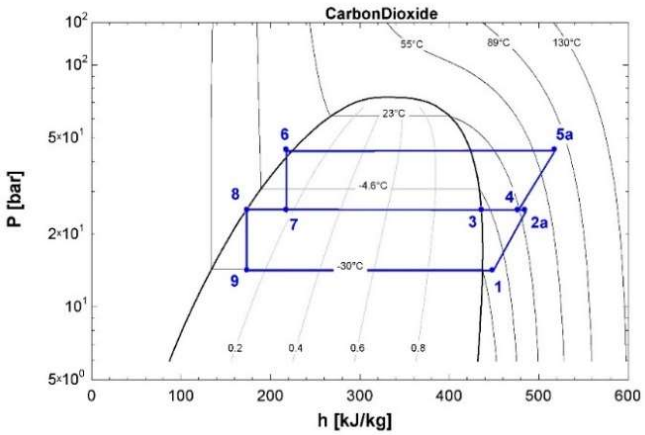


Figura 45: Diagrama pressão-entalpia ($P-h$) do ciclo de duplo estágio a R-744, no cenário de inverno (regime subcrítico, $P_{high} = 45{,}02$ bar e $P_{int} = 25{,}35$ bar).

Tabela 13: Propriedades termodinâmicas do ciclo R-744 no cenário de inverno (subcrítico).

Ponto	Descrição do estado	Pressão [bar]	Temperatura [°C]	Entalpia [kJ/kg]	Entropia [kJ/(kg · K)]	Título	Caudal mássico [kg/s]
1	Admissão compressor LP	14,28	−20,00	447,8	2,042	Vapor superaq.	0,3640
2a	Saída compressor LP real	25,35	28,36	483,9	2,079	Vapor superaq.	0,3640
3	Saída vapor flash tank	25,35	−11,53	435,5	1,906	1,000 (saturado)	0,0734
4	Admissão compressor HP	25,35	20,97	475,8	2,052	Vapor superaq.	0,4373
5a	Saída compressor HP real	45,02	75,25	517,1	2,088	Vapor superaq.	0,4373
6	Saída do condensador	45,02	7,00	217,1	1,058	Líquido subarq.	0,4373
7	Entrada do flash tank	25,35	−11,53	217,1	1,071	0,1678	0,4373
8	Saída líquido flash tank	25,35	−11,53	173,1	0,903	0,000 (saturado)	0,3640
9	Entrada do evaporador	14,28	−30,00	173,1	0,913	0,1310	0,3640

A Tabela 13 demonstra a acentuada melhoria energética obtida pelo CO_2 sob baixas temperaturas exteriores. Com a passagem ao regime subcrítico, a entalpia do líquido à saída do condensador reduz-se para 217,1 kJ/kg, contra os 317,8 kJ/kg do cenário de verão. A perda por expansão na válvula de alta pressão é fortemente atenuada, gerando um título de vapor de apenas 16,78 %. O caudal de vapor improdutivo cai para 0,0734 kg/s, aliviando a carga mássica sobre o compressor de alta pressão, que passa a processar 0,4373 kg/s.

Simultaneamente, o efeito frigorífico específico aumenta para 274,8 kJ/kg, um acréscimo de 24,8 % face ao verão, o que reduz o caudal necessário no evaporador para 0,3640 kg/s. A potência do estágio de baixa pressão reduz-se para 13,12 kW e a do estágio de alta para 18,09 kW, totalizando 31,21 kW e elevando o COP para 3,205, um incremento de 155,8 % face ao cenário de verão.

4.4.2. Propriedades e desempenho do ciclo de referência de R-134a

A evolução termodinâmica do fluido de referência sob as condições de fronteira de inverno encontra-se ilustrada no diagrama de pressão-entalpia ($P-h$) da Figura 46. Os resultados detalhados de cada ponto de estado para o ciclo a R-134a, simulados a partir do código unificado do EES, estão estruturados na Tabela 14.

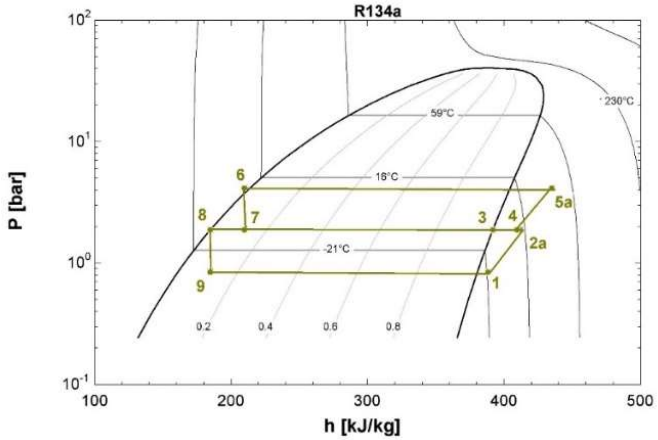


Figura 46: Diagrama pressão-entalpia ($P-h$) do ciclo de referência de duplo estágio a R-134a, no cenário de inverno (regime subcrítico, $P_{high} = 4{,}149$ bar e $P_{int} = 1{,}879$ bar).

Tabela 14: Propriedades termodinâmicas do ciclo R134a de referência no cenário de inverno (Subcrítico).

Ponto	Descrição do estado	Pressão [bar]	Temperatura [°C]	Entalpia [kJ/kg]	Entropia [kJ/(kg · K)]	Título	Caudal mássico [kg/s]
1	Admissão compressor LP	0,844	−20,00	388,1	1,783	Vapor superaq.	0,4911
2a	Saída compressor LP real	1,879	12,11	411,8	1,808	Vapor superaq.	0,4911
3	Saída vapor flash tank	1,879	−11,66	391,7	1,734	1,000 (saturado)	0,0673
4	Admissão compressor HP	1,879	9,27	409,4	1,800	Vapor superaq.	0,5584
5a	Saída compressor HP real	4,149	42,91	434,9	1,824	Vapor superaq.	0,5584
6	Saída do condensador	4,149	7,00	209,5	1,034	Líquido subarq.	0,5584
7	Entrada do flash tank	1,879	−11,66	209,5	1,038	0,1205	0,5584
8	Saída líquido flash tank	1,879	−11,66	184,5	0,942	0,000 (saturado)	0,4911
9	Entrada do evaporador	0,844	−30,00	184,5	0,946	0,1080	0,4911

No ciclo de Inverno a R-134a, a redução da pressão de descarga para 4,149 bar minimiza quase por completo as perdas por estrangulamento, com o título à entrada do depósito intermédio a descer para 12,05 %. A fração útil de líquido disponível para evaporação atinge 87,95 % e o caudal de recirculação improdutiva limita-se a 0,0673 kg/s. Para assegurar os 100 kW, o caudal útil no evaporador fixa-se em 0,4911 kg/s. O estágio de baixa pressão consome 11,62 kW e o de alta 14,24 kW, resultando numa potência agregada de 25,86 kW e num COP de 3,867.

4.4.3. Discussão comparativa de desempenho no inverno

Embora o clima frio aproxime substancialmente o desempenho das duas arquiteturas, o R-134a mantém uma eficiência superior à do R-744.

- **Impacto da temperatura reduzida (proximidade crítica):** mesmo em regime subcrítico com condensação a 10,0 °C, o CO_2 opera com uma temperatura reduzida de $T_r = \frac{T_{cond}}{T_{crit}} \approx 0{,}93$ (temperaturas absolutas), ao passo que o R-134a, cuja temperatura crítica é de 101,1 °C, opera a $T_r \approx 0{,}76$. A menor entalpia de vaporização do CO_2 nessa vizinhança mantém o título de vapor intermédio em 16,78 %, contra 12,05 % no R-134a.
- **Distribuição equilibrada de potência:** em ambos os fluidos a otimização da pressão intermédia produziu repartições equilibradas: 13,12 kW e 18,09 kW no CO_2, 11,62 kW e 14,24 kW no R-134a.
- **Penalização de eficiência:** o COP do R-744 estabiliza em 3,205 contra os 3,867 do R-134a, traduzindo uma penalização de 17,1 %. Para a mesma carga de 100 kW, o sistema a CO_2 consome mais 5,35 kW de potência elétrica (31,21 kW contra 25,86 kW), correspondendo a um agravamento de 20,7 %.

Em síntese, o cenário de inverno melhora o COP do ciclo a CO_2 em 155,8 %, reduzindo o desfasamento face ao fluido frigorigéneo sintético de 36,8 % para 17,1 %, uma recuperação de mais de metade da penalização estival.

4.5. Síntese comparativa sazonal e transição tecnológica

Para consolidar as conclusões deste capítulo, a Tabela 15 reúne de forma integrada os resultados ótimos obtidos para ambos os fluidos nas duas estações, sob uma capacidade frigorífica constante de 100 kW:

Tabela 15: Matriz comparativa global de desempenho.

Parâmetro termodinâmico	**Cenário de verão (T_{amb} = 36 °C)**		**Cenário de inverno (T_{amb} = 5 °C)**	
	R-744	**R-134a**	**R-744**	**R-134a**
Regime operativo superior	Transcrítico	Subcrítico	Subcrítico	Subcrítico
Temperatura à saída do arrefecedor de gás / condensador [°C]	39,0	38,0	7,0	7,0
Pressão de descarga (P_{high}) [bar]	94,02	10,45	45,02	4,149
Pressão intermédia (P_{int}) [bar]	45,79	3,509	25,35	1,879
Título do depósito intermédio (x_7)	0,4635	0,2392	0,1678	0,1205
Efeito frigorífico específico [kJ/kg]	220,2	181,3	274,8	203,6
Caudal no evaporador [kg/s]	0,4541	0,5516	0,3640	0,4911
Caudal total HP [kg/s]	0,8465	0,7250	0,4373	0,5584
Potência compressor LP [kW]	35,47	23,82	13,12	11,62
Potência compressor HP [kW]	44,35	26,62	18,09	14,24
Potência compressores (total) [kW]	79,82	50,45	31,21	25,86
Temperatura de descarga HP [°C]	115,1	79,2	75,3	42,9
Margem face ao limite de 160 °C [K]	44,9	80,8	84,8	117,1
Coeficiente de desempenho, COP	**1,253**	**1,982**	**3,205**	**3,867**
Diferença de COP (relativa) [%]	− 36,8 % (perde)	Referência	− 17,1 % (perde)	Referência

Para uma leitura mais imediata do impacto das condições exteriores sobre a eficiência global, a Figura 47 ilustra graficamente a variação do coeficiente de desempenho.

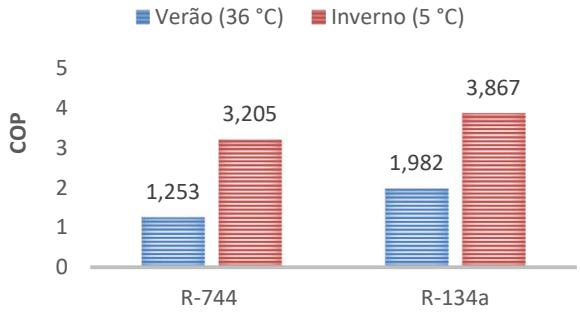


Figura 47: Comparação do COP entre R-744 e R-134a.

Os dois cenários simulados mostram que, tanto a 36 °C como a 5 °C, o ciclo básico de duplo estágio com injeção de vapor a R-744 apresenta um coeficiente de desempenho inferior ao do ciclo de referência a R-134a. A descida da temperatura ambiente reduz acentuadamente o desfasamento, de 36,8 % para 17,1 %, mas não o anula em nenhuma das duas condições de projeto avaliadas. A melhoria do R-744, de 1,253 para 3,205 (+155,8 %), decorre da transição para regime subcrítico e da consequente redução do título de vapor de 46,35 % para 16,78 %; o R-134a beneficia igualmente do clima frio, atingindo um COP de 3,867.

Análise de Segunda Lei

A comparação em termos de Primeira Lei estabelece a magnitude da penalização do R-744, mas não identifica os componentes em que essa penalização se origina. A análise exergética fornece essa localização. Os resultados globais apresentam-se na Tabela 16 e a repartição da destruição de exergia por componente na Figura 48.

Tabela 16: Balanço exergético global e rendimento de Segunda Lei nos quatro cenários simulados.

Cenário/fluido	COP	COP Carnot	$\dot{X}_{util}$ [kW]	$\dot{W}_{total}$ [kW]	$\dot{X}_{dest}$ [kW]	η_{ex} [%]
Verão R-744	1,253	4,521	22,12	79,82	57,69	27,7
Verão R-134a	1,982	4,521	22,12	50,45	28,33	43,9
Inverno R-744	3,205	10,126	9,88	31,21	21,33	31,7
Inverno R-134a	3,867	10,126	9,88	25,86	15,99	38,2

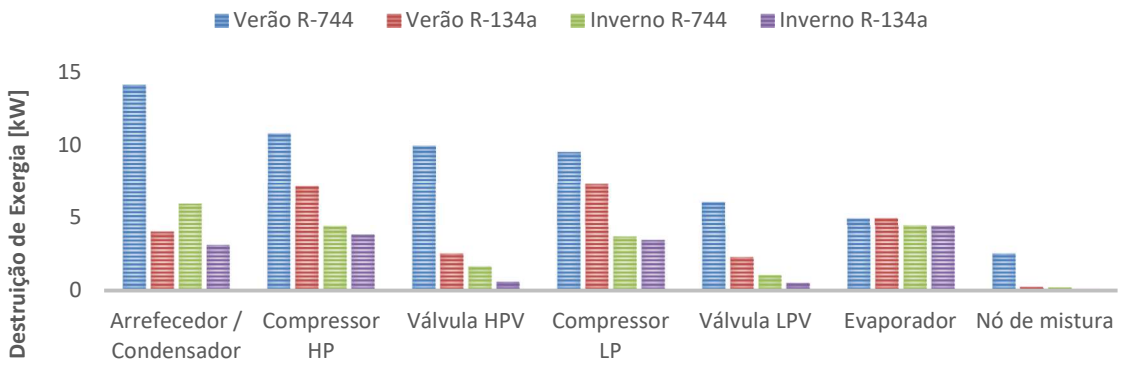


Figura 48: Destruição de exergia por componente [kW].

Importa começar por delimitar o que o rendimento exergético global acrescenta. Da identidade $\eta_{ex} = COP/COP_{Carnot}$ (Equação 39) e do facto de o coeficiente de desempenho de Carnot depender exclusivamente de T_L e T_0, sendo por isso comum aos dois fluidos dentro de cada cenário, resulta que a comparação entre os rendimentos exergéticos do R-744 e do R-134a reproduz exatamente a comparação entre os respetivos COP. O contributo próprio da Segunda Lei não reside, portanto, nessa comparação, mas em dois aspetos distintos: na normalização da variação sazonal face ao limite reversível e na repartição das irreversibilidades pelos componentes do ciclo.

- **Normalização sazonal:** entre o verão e o inverno, o coeficiente de desempenho de Carnot aumenta de 4,521 para 10,126, ou seja, 124,0 %. No mesmo intervalo, o COP do R-744 aumenta 155,8 % e o do R-134a apenas 95,1 %. Apenas o ciclo de R-744 progride, por conseguinte, mais depressa do que o próprio limite reversível: o seu rendimento exergético sobe de 27,72 % para 31,65 %, ao passo que o do R-134a desce de 43,85 % para 38,19 %. A vantagem climática do inverno é aproveitada de forma desproporcionadamente favorável pelo R-744.
- **Localização das irreversibilidades no cenário de verão:** no ciclo transcrítico a R-744, a maior irreversibilidade individual ocorre no arrefecedor de gás, com 14,10 kW, equivalentes a 24,4 % da destruição total, seguida do compressor HP (10,75 kW; 18,6 %), da válvula de alta pressão (9,91 kW; 17,2 %), do compressor LP (9,50 kW; 16,5 %), da válvula de baixa pressão (6,01 kW; 10,4 %), do evaporador (4,90 kW; 8,5 %) e do nó de mistura (2,53 kW; 4,4 %). Tomadas em conjunto, as duas válvulas de expansão destroem 15,92 kW, ou 27,6 % do total, ultrapassando qualquer componente isolado. Somados, o arrefecimento de gás e a expansão respondem por 30,02 kW, isto é, 52,0 % de toda a exergia destruída no ciclo, precisamente os dois processos que a operação transcrítica introduz e que o ciclo subcrítico de referência não apresenta na mesma escala, com 4,01 kW no condensador e 4,80 kW nas válvulas, num total de 28,33 kW.
- **Efeito da transição para regime subcrítico:** no inverno, a destruição de exergia nas válvulas do ciclo a R-744 cai de 15,92 kW para 2,69 kW, uma redução de 83,1 %, e a sua quota no total desce de 27,6 % para 12,6 %. É esta redução, e não qualquer melhoria do processo de compressão, que explica a recuperação sazonal do desempenho: ao afastar-se do ponto crítico, o R-744 mitiga a sua penalização

termodinâmica dominante.

- **Custo exergético do arrefecimento intermédio:** o nó de mistura destrói 2,53 kW no ciclo a R-744 contra apenas 0,23 kW no ciclo a R-134a, uma razão superior a dez. O resultado merece registo porque o arrefecimento intermédio por mistura direta, não consumindo potência, é frequentemente tratado como isento de custo. Não o é do ponto de vista da Segunda Lei: a mistura adiabática de duas correntes a 83,51 °C e 10,68 °C, separadas por 72,8 K, gera entropia de forma irreversível. No ciclo a R-134a a diferença correspondente é de apenas 32,8 K, o que explica a disparidade.
- **Verificação de consistência:** a destruição de exergia no evaporador é praticamente idêntica nos quatro cenários: 4,90 kW e 4,91 kW no verão, 4,43 kW em ambos os fluidos no inverno. O resultado é esperado e não fortuito. Sendo a carga térmica, a temperatura da fonte fria e o grau de sobreaquecimento comuns aos quatro casos, a geração de entropia no evaporador é independente do fluido de trabalho, dependendo o valor da destruição apenas do fator T_0. Com efeito, $4{,}90 \times (278{,}15/309{,}15) = 4{,}41$ kW, valor que reproduz o obtido no inverno. A concordância constitui, por isso, uma verificação da correta implementação do modelo exergético, e não uma validação independente da física do ciclo.

Transição tecnológica

As análises de Primeira e Segunda Lei convergem para fundamentar a necessidade de estudar tecnologias avançadas no capítulo seguinte. A Primeira Lei demonstra que o ciclo básico a CO_2 consome mais energia para produzir o mesmo efeito (mais 58,2 % no verão e 20,7 % no inverno face ao R-134a). A Segunda Lei localiza o problema em dois focos distintos: no cenário estival, 15,92 kW de exergia (27,6 % da destruição total) perdem-se no conjunto das duas válvulas de expansão e 14,10 kW adicionais (24,4 %) no arrefecedor de gás. Esta constatação é determinante para o propósito da dissertação, por duas razões distintas. Em primeiro lugar, comprova que a simples substituição do fluido de trabalho num ciclo de compressão de vapor convencional não constitui, por si só, uma solução energeticamente viável: a viabilização do R-744 em climas quentes exige alteração da arquitetura do ciclo, e não apenas do fluido frigorigéneo que nele circula. Em segundo lugar, identifica com precisão onde essa alteração deve incidir. A penalização do dióxido de carbono não decorre de um efeito frigorífico específico deficiente, pelo contrário, este supera o do R-134a em 21,5 % no verão e em 35,0 % no inverno, mas da irreversibilidade da expansão a partir de estados de elevada densidade junto ao ponto crítico e da rejeição de calor sensível em regime supercrítico.

É possível quantificar o limite superior do ganho acessível pela via da expansão. Admitindo, como referência ideal, que a totalidade dos 15,92 kW destruídos nas válvulas fosse recuperada sob a forma de trabalho, a potência líquida de compressão baixaria de 79,82 kW para 63,90 kW e o coeficiente de desempenho subiria para 1,565, a que corresponderia um rendimento exergético de 34,6 %. Mesmo neste limite termodinâmico inatingível, o ciclo a R-744 permaneceria 21,0 % abaixo do ciclo de referência a R-134a. Daqui decorre uma conclusão de alcance considerável: nenhuma tecnologia que atue exclusivamente sobre a irreversibilidade de expansão pode, por si só, anular o desfasamento observado em clima quente. A mitigação tem necessariamente de atuar também sobre o segundo foco identificado, a rejeição de calor supercrítica.

Fica, deste modo, fundamentada a seleção das duas tecnologias analisadas no capítulo seguinte. Ambas atuam sobre o primeiro dos dois focos identificados, deslocando o estado de admissão da válvula de alta pressão para uma região de menor entalpia específica, ainda que por vias de natureza oposta: o permutador de calor interno recorre a uma transferência de calor interna ao próprio circuito, entre a linha de alta pressão e a linha de aspiração; o subarrefecimento mecânico dedicado recorre a um circuito auxiliar externo, alimentado por trabalho independente, que remove calor da linha de alta pressão sem alterar as condições de aspiração do compressor. Nenhuma das duas atua sobre o segundo foco. A irreversibilidade da rejeição de calor em regime supercrítico decorre da diferença de temperatura entre o dióxido de carbono e o ar ambiente e apenas a valorização do calor rejeitado a poderia mitigar, matéria que extravasa o âmbito desta dissertação. Daqui decorre que uma penalização residual face ao ciclo de referência é expectável à partida: a questão pertinente não é a de saber se o desfasamento estabelecido neste capítulo é anulado, mas em que medida é reduzido e a que custo.

Capítulo 5

5. Modificações estruturais ao ciclo de dois estágios com CO_2

Os resultados obtidos no Capítulo 4 demonstraram que o ciclo básico de duplo estágio com injeção de vapor operando com dióxido de carbono sofre uma penalização energética significativa face ao *baseline* de R-134a, registando uma penalização de 36,8 % no verão e de 17,1 % no inverno.

A análise exergética permite localizar com precisão a origem desta penalização, o que a análise de Primeira Lei, por si só, não permitiria. No cenário de verão, o ciclo de R-744 destrói 57,69 kW de exergia contra 28,33 kW no ciclo de referência, um excesso de 29,36 kW. A decomposição deste excesso por componente é reveladora: as duas válvulas de expansão respondem por 37,9 %, o arrefecedor de gás por 34,3 % e os dois compressores por apenas 19,9 %, cabendo os restantes 7,8 % ao nó de mistura.

Importa distinguir esta leitura diferencial da leitura absoluta. Em valor absoluto, os compressores continuam a ser o maior sumidouro do ciclo de CO_2, com 35,1 % da destruição total. Sucede que o ciclo de referência apresenta uma repartição semelhante nesse componente, pelo que a compressão não constitui a origem da desvantagem relativa. Esta reside, de forma dominante, na expansão do fluido denso supercrítico, que gera uma fração de vapor improdutivo de 46,35 % na estação estival, e na rejeição de calor a partir de uma corrente que abandona o compressor a 115,1 °C.

Esta distinção orienta a seleção das tecnologias de mitigação. Das duas parcelas identificadas, apenas a primeira é suscetível de tratamento por alteração da arquitetura do ciclo: as duas tecnologias analisadas neste capítulo atuam ambas sobre o estado de admissão da válvula de alta pressão, uma por transferência interna de calor, a outra por remoção externa. A segunda parcela permanece fora do alcance de qualquer delas e, com ela, fora do âmbito deste trabalho.

O Capítulo 4 estabeleceu que a totalidade da exergia destruída nas válvulas de expansão do cenário de verão, 15,92 kW, constitui o alvo direto das tecnologias aqui analisadas. Este valor não deve, contudo, ser lido como um teto rígido do ganho acessível: ao alterarem o estado de admissão da válvula de alta pressão, estas tecnologias deslocam também o ponto ótimo de repartição das pressões, com efeitos indiretos sobre o trabalho de compressão e sobre o caudal circulante. A quantificação desses efeitos secundários constitui um dos resultados do presente capítulo.

Este capítulo dedica-se à modelação e análise comparativa de duas estratégias de otimização estrutural acopladas ao ciclo de dois estágios:

- **Permutador de calor interno (IHX):** solução passiva que promove a transferência de calor interna entre a linha de alta pressão à saída do arrefecedor de gás e a linha de vapor de baixa pressão à saída do evaporador [19], [110].
- **Subarrefecimento mecânico dedicado (DMS):** solução ativa externa que recorre a um ciclo frigorífico secundário independente para arrefecer o CO_2 abaixo da temperatura imposta pelo ar ambiente [111].

Ambas as configurações são avaliadas exclusivamente sob o cenário de verão (T_{amb} = 36,0 °C). Esta delimitação é deliberada: é no regime transcrítico que a penalização atinge o seu máximo, com as válvulas a representarem 27,6 % da destruição total contra 12,6 % no cenário de inverno.

5.1. Ciclo R-744 com permutador de calor interno (IHX)

5.1.1. Princípio físico e termodinâmico

O permutador de calor interno (IHX) é reconhecido na literatura como uma das soluções passivas mais simples e económicas para mitigar as perdas por expansão intrínsecas aos ciclos transcríticos de CO_2 [19], [112], conforme ilustrado na Figura 49.

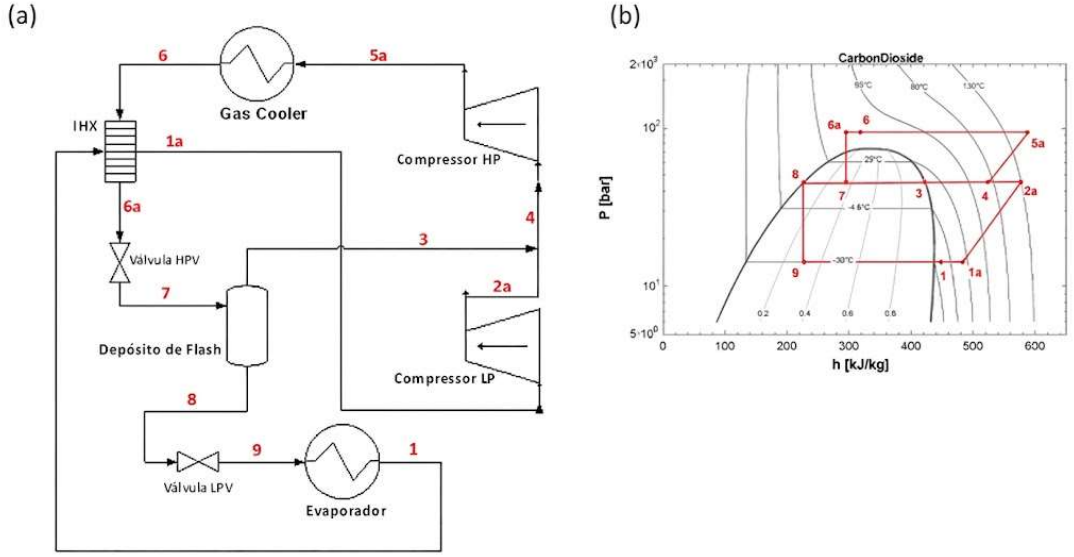


Figura 49: Ciclo transcrítico de duplo estágio a R-744 com derivação de gás de *flash* e permutador de calor interno: (a) diagrama esquemático da instalação; (b) representação no diagrama pressão-entalpia ($P-h$) (traçado para as pressões do ciclo base, $P_{high} =$ 94,02 bar e $P_{int} = 45{,}79$ bar).

O seu princípio de funcionamento assenta numa recuperação térmica em contracorrente, na qual o fluido de alta pressão que abandona o arrefecedor de gás (Ponto 6) cede calor sensível ao vapor que sai do evaporador (Ponto 1), antes de este ser admitido no compressor de baixa pressão já num estado de sobreaquecimento acrescido (Ponto 1a) [19], [110].

A integração deste componente produz dois efeitos simultâneos e de sinal oposto sobre o desempenho do ciclo.

- **No lado de alta pressão:** o R-744 supercrítico sofre um arrefecimento adicional que desloca o estado de admissão da primeira válvula de expansão (Ponto 6a) para uma região de menor entalpia específica [110]. O título de vapor gerado na expansão isentálpica até à pressão intermédia reduz-se em conformidade, diminuindo a fração de vapor improdutivo recirculado para o compressor de alta pressão. Sublinha-se que o benefício se materializa na redução do caudal total processado pelo estágio superior, e não num aumento do efeito frigorífico específico: este permanece inalterado, uma vez que o estado à saída do evaporador (Ponto 1) e o estado à entrada do mesmo (Ponto 9) não são afetados pela presença do permutador. O ganho manifesta-se, portanto, no denominador do coeficiente de desempenho [19], [108], [110].
- **No lado de baixa pressão:** o vapor de aspiração absorve a energia cedida pela corrente de alta pressão, sofrendo um sobreaquecimento adicional antes de entrar no compressor de baixa pressão. Este aumento de temperatura reduz a densidade do fluido aspirado e eleva o trabalho específico de compressão, penalizando o estágio inferior. Acresce que a entalpia acrescida na descarga deste estágio se propaga ao nó de mistura, elevando a temperatura de admissão do compressor de alta pressão, efeito que a simultânea redução da fração de vapor de flash, mais fria, vem agravar, por diminuir a sua capacidade de arrefecimento por mistura. O ciclo com IHX apresenta, por esta via, temperaturas de descarga superiores às do ciclo base [19], [110], [113].

O desempenho global resulta, assim, da competição entre a redução do caudal recirculado no estágio superior e o acréscimo de trabalho específico no estágio inferior. Não existe garantia a priori de que o saldo seja favorável, e a sua determinação constitui precisamente o objeto da simulação apresentada nas secções seguintes.

5.1.2. Modelação matemática do IHX

Para a integração do permutador de calor interno no modelo de duplo estágio desenvolvido no EES (Anexo F), assume-se que o componente opera em regime estacionário e se encontra termicamente isolado, sendo desprezáveis as perdas para o ambiente. O balanço de energia é governado pela igualdade de transferência de calor entre as duas correntes [108], [110]:

$$\dot{m}_{total} \cdot (h_6 - h_{6a}) = \dot{m}_{evap} \cdot (h_{1a} - h_1) \quad 42$$

Onde $\dot{m}_{total}$ é o caudal mássico total que atravessa o lado quente de alta pressão à saída do arrefecedor de gás [kg/s], $\dot{m}_{evap}$ é o caudal de baixa pressão que circula pelo evaporador [kg/s], h_6 é a entalpia do CO_2 supercrítico à entrada do lado quente do IHX [kJ/kg], h_{6a} é a entalpia do CO_2 à saída do lado quente do IHX, que constitui a nova entalpia de admissão na primeira válvula de expansão [kJ/kg], h_1 é a entalpia do vapor de CO_2 à saída do evaporador [kJ/kg] e h_{1a} é a entalpia do CO_2 à saída do lado frio do IHX (nova admissão do compressor LP) [kJ/kg].

Devido ao comportamento anómalo das propriedades termofísicas do dióxido de carbono nas proximidades do ponto crítico, onde o calor específico sofre variações extremas, a definição clássica de eficácia térmica baseada em diferenças de temperatura torna-se inadequada para ciclos transcríticos [19], [110]. A eficácia do IHX (ϵ_{IHX}) é, por conseguinte, modelada com base no rácio de transferência entálpica [110], [112]:

$$\epsilon_{IHX} = \frac{h_{1a} - h_1}{h(P_{evap}, T_6) - h_1} \quad 43$$

Onde $h(P_{evap}, T_6)$ representa a entalpia limite que o vapor de baixa pressão atingiria caso abandonasse o permutador à temperatura de entrada da corrente quente, correspondendo ao caso de área de transferência infinita.

A eficácia constitui o único parâmetro livre da configuração e determina integralmente o seu desempenho. Adota-se como valor de referência $\epsilon_{IHX} = 60{,}0$ %, correspondente ao limite superior do intervalo praticável em permutadores comerciais [110], [112]. Assinala-se que os resultados apresentados nas secções seguintes são específicos deste valor de eficácia. Não tendo sido objeto de análise de sensibilidade no presente trabalho, as conclusões relativas ao IHX devem ser lidas como aplicáveis a esta condição de projeto, e não como caracterização exaustiva da tecnologia. Esta limitação é retomada nas conclusões do capítulo.

A equação de eficácia permite ao solucionador determinar iterativamente os estados dos Pontos 1a e 6a, que substituem os Pontos 1 e 6 na alimentação dos restantes componentes do ciclo. As equações dos Pontos 2 a 5 e 7 a 9, bem como os balanços mássicos e o cálculo de potências, permanecem inalterados face à formulação do Capítulo 3.

5.1.3. Análise de resultados e limitações operacionais

A integração de um permutador de calor interno é teoricamente benéfica para mitigar as perdas por expansão, através do subarrefecimento da linha de alta pressão. A sua aplicação ao ciclo transcrítico de R-744 em clima quente confronta-se, contudo, com um efeito antagónico de magnitude comparável: o sobreaquecimento imposto ao vapor de aspiração do compressor de baixa pressão.

Este incremento entálpico na admissão desloca a linha de compressão no diagrama pressão-entalpia e propaga-se ao longo de todo o ramo de alta pressão do ciclo. O efeito é amplificado por uma circunstância específica da arquitetura FGB: a mistura do vapor de *flash* com a descarga do estágio inferior desempenha, nesta configuração, uma função de arrefecimento intermédio. Ao reduzir simultaneamente a fração de vapor gerada, o permutador diminui o caudal frio disponível para essa mistura, degradando a capacidade de arrefecimento intermédio precisamente quando o caudal quente chega mais quente. Os dois efeitos são cumulativos sobre a temperatura de admissão do compressor de alta pressão e, por consequência, sobre a temperatura de descarga.

A avaliação foi conduzida em duas fases sequenciais, com uma eficácia de permutador de 60,0 %.

Fase 1: Simulação sob as pressões do ciclo base

Numa primeira fase, o ciclo com permutador foi simulado mantendo as pressões ótimas determinadas no Capítulo 4 para o ciclo base (P_{high} = 94,02 bar e P_{int} = 45,79 bar). O objetivo é isolar o efeito termodinâmico da introdução do componente, sem o confundir com o efeito da subsequente reotimização das condições operativas. Os resultados apresentam-se na Tabela 17.

Tabela 17: Comparação de desempenho entre o ciclo base e o ciclo com permutador de calor interno ($\epsilon_{IHX} = 0{,}60$), sob as pressões ótimas do ciclo base.

Parâmetro	**Ciclo base (FGB)**	**Ciclo com IHX**
Pressão de descarga, P_{high} [bar]	94,02	94,02
Pressão intermédia, P_{int} [bar]	45,79	45,79
Título no depósito intermédio, x_7	0,4635	0,3460
Efeito frigorífico específico [kJ/kg]	220,2	220,2
Caudal no evaporador [kg/s]	0,4541	0,4541
Caudal total no estágio HP [kg/s]	0,8465	0,6943
Carga térmica do permutador [kW]	—	15,88
Potência compressor LP [kW]	35,47	42,71
Potência compressor HP [kW]	44,35	44,71
Potência total [kW]	79,82	87,42
Temperatura de aspiração LP [°C]	−20,0	+14,7
Temperatura de descarga LP [°C]	83,5	129,8
Temperatura de aspiração HP [°C]	43,7	81,2
Temperatura de descarga HP [°C]	115,1	160,5
Margem face ao limite de 160 °C [K]	+44,9	−0,5
COP	1,253	1,144

Os resultados evidenciam que o permutador cumpre integralmente a função para que foi concebido, sem que daí resulte benefício energético. O título de vapor no depósito intermédio reduz-se de 46,4 % para 34,6 %, e o caudal processado pelo estágio de alta pressão diminui em 18,0 %. Não obstante esta redução substancial, a potência do compressor de alta pressão mantém-se praticamente inalterada, em 44,71 kW contra 44,35 kW.

A explicação reside na compensação quase exata entre dois efeitos opostos. Enquanto o caudal processado desce 18,0 %, o salto entálpico de compressão do estágio superior aumenta 22,9 %, de 52,4 para 64,4 kJ/kg, porque a temperatura de admissão desse estágio sobe de 43,7 °C para 81,2 °C. O produto das duas grandezas permanece praticamente constante, e o benefício mássico do permutador é integralmente anulado pela degradação térmica que ele próprio provoca.

O estágio de baixa pressão, que não beneficia de qualquer redução de caudal, absorve a penalização na íntegra: a sua potência aumenta 20,4 %, de 35,47 para 42,71 kW. O consumo total agrava-se em 9,5 % e o COP degrada-se 8,7 %. A temperatura de descarga do compressor de alta pressão atinge 160,5 °C, ultrapassando o limite declarado pelo fabricante em 0,5 K. A configuração é, nestas condições, formalmente inadmissível.

Fase 2: Reotimização das pressões

Face à degradação verificada, procedeu-se à reotimização simultânea das duas pressões de trabalho para a configuração com permutador, recorrendo ao algoritmo *Variable Metric* no mesmo domínio de pesquisa adotado no Capítulo 4 ($80 \leq P_{high} \leq 110$ bar; $20 \leq P_{int} \leq 70$ bar). A Tabela 18 confronta o resultado com as duas configurações anteriores.

Tabela 18: Resultados operacionais do ciclo com IHX após reotimização das pressões.

Parâmetro	**Ciclo base (FGB)**	**Ciclo com IHX, pressões do ciclo base**	**Ciclo com IHX, reotimizado**
Pressão de descarga, P_{high} $[bar]$	94,02	94,02	94,52
Pressão intermédia, P_{int} [bar]	45,79	45,79	38,32
Título no depósito intermédio, x_7	0,4635	0,3460	0,3937
Efeito frigorífico específico [kJ/kg]	220,2	220,2	238,8
Caudal no evaporador [kg/s]	0,4541	0,4541	0,4187
Caudal total no estágio HP [kg/s]	0,8465	0,6943	0,6907
Carga térmica do permutador [kW]	—	15,88	14,64
Potência compressor LP [kW]	35,47	42,71	32,72
Potência compressor HP [kW]	44,35	44,71	53,81
Potência total [kW]	79,82	87,42	86,53
Temperatura de aspiração LP [°C]	−20,0	+14,7	+14,7
Temperatura de descarga LP [°C]	83,5	129,8	110,9
Temperatura de aspiração HP [°C]	43,7	81,2	62,9
Temperatura de descarga HP [°C]	**115,1**	**160,5**	**159,8**
Margem face ao limite de 160 °C [K]	+44,9	−0,5	+0,2
COP	1,253	1,144	1,156

Assinala-se, para evitar leitura equívoca da tabela, que o acréscimo do efeito frigorífico específico de 220,2 para 238,8 kJ/kg não é imputável ao permutador. Este, conforme estabelecido na secção 5.1.1, não altera nem o estado à saída do evaporador nem o estado à sua entrada, e a coluna intermédia da tabela confirma-o. O acréscimo decorre integralmente da descida da pressão intermédia, que baixa a entalpia do líquido saturado extraído do depósito de 227,6 para 209,0 kJ/kg e reduz, por essa via, o caudal de evaporador necessário para assegurar os 100 kW de capacidade frigorífica.

A reotimização desloca a pressão intermédia de 45,79 para 38,32 bar, reduzindo a razão de compressão do estágio inferior. A descarga desse estágio arrefece de 129,8 para 110,9 °C, o nó de mistura acompanha, descendo de 81,2 para 62,9 °C, e a temperatura de descarga do estágio superior fixa-se em 159,8 °C. O ponto de máxima eficiência energética situa-se, assim, praticamente sobre a fronteira de admissibilidade térmica, com uma margem residual de 0,2 K.

Em termos energéticos, a reotimização recupera 1,0 % do consumo, elevando o COP de 1,144 para 1,156. A repartição do trabalho altera-se profundamente: o estágio de baixa pressão passa a consumir menos 7,8 % do que no ciclo base, ao passo que o estágio de alta pressão consome mais 21,3 %. Toda a penalização se concentra, portanto, no estágio superior, onde a redução de 18,4 % no caudal processado é largamente superada por um acréscimo de 48,7 % no salto entálpico de compressão.

Análise da Segunda Lei

A análise exergética, cuja decomposição por componente se apresenta na Figura 50, esclarece por que razão uma tecnologia que atua eficazmente sobre a irreversibilidade da expansão degrada, ainda assim, o desempenho global.

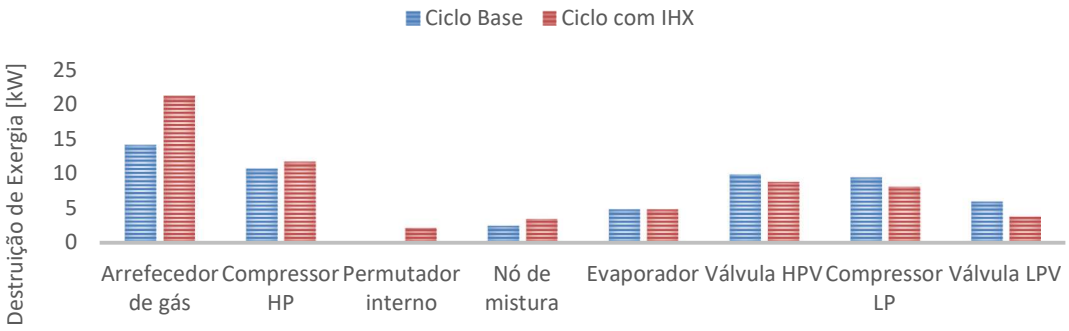


Figura 50: Destruição de exergia por componente no ciclo base e no ciclo com permutador de calor interno reotimizado, cenário de verão [kW].

O permutador atinge o objetivo que lhe estava atribuído: a destruição conjunta nas duas válvulas de expansão reduz-se de 15,92 para 12,67 kW, uma recuperação de 3,25 kW correspondente a 20,4 % do alvo identificado no Capítulo 4. A tecnologia funciona.

A destruição total, porém, aumenta 6,73 kW. O destino desta exergia é inequívoco: o arrefecedor de gás, isoladamente, agrava-se em 7,12 kW, mais do dobro do que as válvulas poupam. A razão é imediata quando confrontada com os resultados da Fase 2: ao elevar a temperatura de descarga de 115,1 para 159,8 °C, o permutador obriga a rejeitar para o mesmo ambiente uma corrente 44,7 K mais quente. A exergia recuperada na expansão volta a perder-se, acrescida, na rejeição de calor.

A esta parcela somam-se os 2,19 kW destruídos no interior do próprio permutador, decorrentes da transferência de calor sob diferenças de temperatura de 24,3 K no extremo quente e 55,3 K no extremo frio. As restantes parcelas do balanço, respeitantes aos compressores e ao nó de mistura, contribuem em conjunto com 0,67 kW, completando o acréscimo de 6,73 kW verificado no total.

5.1.4. Conclusão sobre a viabilidade do componente

A avaliação do permutador de calor interno conduz a três conclusões concordantes.

- **Do ponto de vista energético**, a configuração reotimizada apresenta um COP de 1,156 contra 1,253 do ciclo base, uma degradação de 7,7 %. Mais relevante para o propósito desta dissertação: o desfasamento face ao *baseline* de R-134a alarga-se de 36,8% para 41,7 %. O permutador afasta o ciclo de CO_2 do objetivo em vez de o aproximar.
- **Do ponto de vista da Segunda Lei**, o rendimento exergético degrada-se de 27,7 % para 25,6 %, e a destruição total aumenta 11,7 %, apesar da recuperação efetiva de 3,25 kW nas válvulas de expansão. O benefício localizado é superado pela penalização que ele próprio induz a jusante.
- **Do ponto de vista operacional**, o ponto de máxima eficiência situa-se sobre a fronteira térmica de admissibilidade, com uma margem de 0,2 K face ao limite de 160 °C declarado pelo fabricante. Ainda que formalmente admissível, um ponto de funcionamento desprovido de qualquer folga térmica em condições nominais de projeto não é operacionalmente defensável: qualquer degradação do rendimento isentrópico dos compressores, incremento do *approach* do arrefecedor de gás ou desvio da temperatura ambiente acima do valor de projeto conduziria à violação do limite.

Conclui-se que, no cenário de verão e para a eficácia de permutador considerada, a integração do IHX no ciclo transcrítico de duplo estágio com *flash gas bypass* é energeticamente contraproducente e operacionalmente imprudente.

Esta limitação orienta a escolha da alternativa. A tecnologia adequada deverá atuar exclusivamente sobre a linha de alta pressão, subarrefecendo o fluido sem penalizar a temperatura nem a densidade da linha de aspiração. É esse o princípio do Subarrefecimento Mecânico Dedicado, objeto da secção seguinte.

5.2. Ciclo R-744 com subarrefecimento mecânico dedicado (DMS)

5.2.1. Princípio físico e termodinâmico

O subarrefecimento mecânico dedicado constitui uma das respostas tecnológicas ativas mais promissoras para contornar as limitações termofísicas do R-744 sob temperaturas ambientes elevadas [19], [111]. A sua adequação decorre diretamente do diagnóstico estabelecido na secção anterior.

A análise do permutador de calor interno demonstrou que a sua inviabilidade não resulta de uma incapacidade de mitigar as perdas por expansão, mas de um conflito estrutural com a arquitetura FGB. Dessa análise decorre o requisito que a tecnologia alternativa tem de satisfazer: atuar exclusivamente sobre a linha de alta pressão, sem alterar as condições de aspiração do compressor de baixa pressão. É este o princípio do subarrefecimento mecânico dedicado, cuja natureza ativa e termodinamicamente independente o distingue da solução passiva anteriormente analisada [69], [111].

A arquitetura assenta no acoplamento de um ciclo frigorífico secundário de compressão de vapor de estágio único e reduzida capacidade, posicionado imediatamente a jusante do arrefecedor de gás principal. O evaporador deste ciclo auxiliar atua como subarrefecedor da corrente de CO_2 [114], [117], conforme ilustrado na Figura 51.

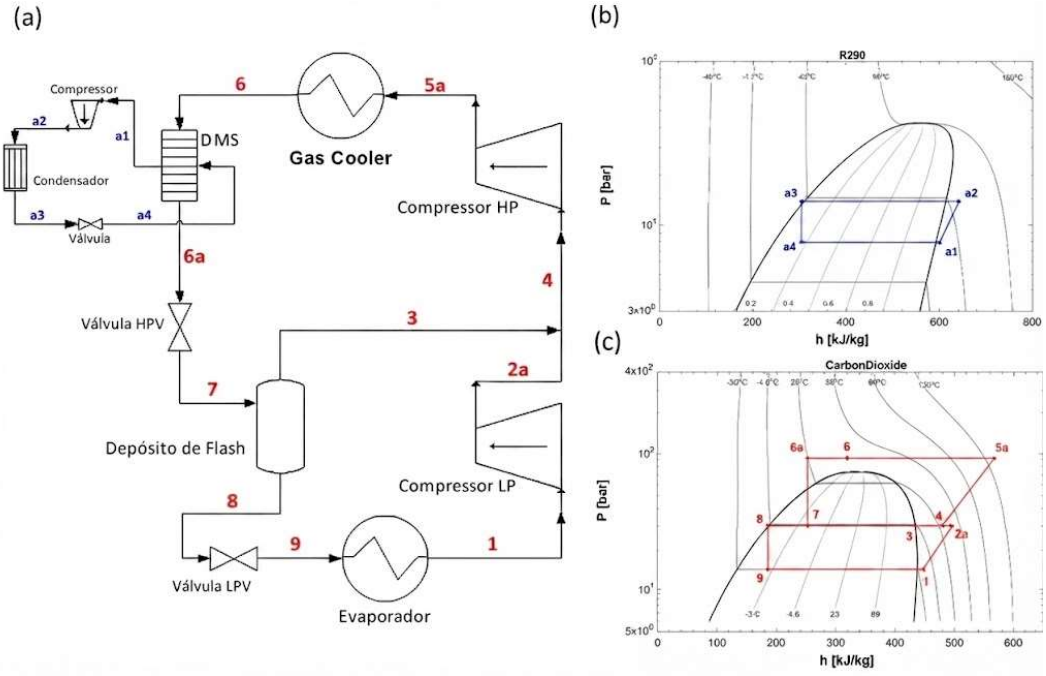


Figura 51: Ciclo transcrítico de duplo estágio a R-744 com derivação de gás de *flash* e subarrefecimento mecânico dedicado: (a) diagrama esquemático da instalação; (b) representação do subciclo auxiliar de R-290 no diagrama pressão-entalpia ($R_{cap} = 0{,}35$); (c) representação do ciclo principal de R-744 no diagrama pressão-entalpia ($R_{cap} = 0{,}35$).

A configuração altera a dinâmica do ciclo através de dois mecanismos complementares.

- **Subarrefecimento da linha de alta pressão:** o R-744 supercrítico que abandona o arrefecedor de gás à temperatura imposta pelo *approach* ao ar exterior (Ponto 6) cede calor ao fluido em evaporação do ciclo auxiliar, atingindo o Ponto 6a a uma temperatura inferior à ambiente [69], [111]. O estado de admissão da primeira válvula de expansão desloca-se, assim, para uma região de menor entalpia específica, e o título de vapor gerado na expansão isentálpica até à pressão intermédia reduz-se em conformidade.

Importa precisar o mecanismo pelo qual este subarrefecimento se converte em benefício energético, uma vez que a arquitetura FGB impõe uma particularidade. O líquido que alimenta o evaporador abandona o depósito intermédio no estado de líquido saturado à pressão intermédia, pelo que a sua entalpia depende exclusivamente

de P_{int} e é insensível ao subarrefecimento praticado a montante. O efeito frigorífico específico permanece, por conseguinte, inalterado. O benefício do subarrefecimento manifesta-se integralmente na redução da fração de vapor improdutivo e, por essa via, do caudal processado pelo estágio de alta pressão, isto é, no denominador do coeficiente de desempenho e não no seu numerador. Esta observação estabelece igualmente um limite físico à profundidade útil do subarrefecimento: arrefecer o CO_2 abaixo da temperatura de saturação correspondente à pressão intermédia anularia o título de vapor e privaria o depósito intermédio da sua função, descaracterizando a arquitetura em análise.

- **Preservação das condições de aspiração:** Sendo a rejeição adicional de calor assegurada por uma fonte externa, a linha de aspiração do compressor de baixa pressão mantém-se nas condições definidas pelo evaporador principal, com o sobreaquecimento útil de 10,0 K estabelecido no Capítulo 3 [111]. O vapor é admitido a –20,0 °C, preservando a densidade de aspiração e, com ela, a eficiência volumétrica do compressor [11], [114]. Elimina-se, deste modo, o mecanismo que inviabilizou o permutador de calor interno.

Assinala-se, contudo, que a preservação das condições de aspiração não garante, por si só, a preservação da temperatura de descarga. A redução da fração de vapor de flash, que é o efeito pretendido, diminui igualmente o caudal frio disponível para o arrefecimento intermédio por mistura, elevando a temperatura de admissão do compressor de alta pressão. O DMS partilha, assim, um dos dois mecanismos de agravamento térmico identificados no permutador, ainda que não o outro. A verificação da restrição térmica constitui, por esse motivo, parte integrante da análise apresentada nas secções seguintes, e não um resultado assumido à partida.

Contrapartida energética.

Diferentemente das soluções passivas, o subarrefecimento mecânico dedicado consome trabalho: o compressor do ciclo auxiliar acresce ao consumo dos dois compressores principais. A avaliação do desempenho é conduzida, por conseguinte, sobre a potência total do conjunto, e o benefício líquido depende de a redução obtida no ciclo principal exceder o consumo introduzido pelo ciclo secundário. Este compromisso admite um ótimo interior no grau de subarrefecimento praticado, cuja determinação constitui um dos objetivos da análise.

5.2.2. Modelação matemática do DMS

Para a integração do ciclo de subarrefecimento no modelo de dois estágios, assumem-se regime estacionário e condições adiabáticas em todos os permutadores, desprezando-se as perdas térmicas para o ambiente.

Grau de subarrefecimento.

O estado de admissão da primeira válvula de expansão passa a ser o Ponto 6a, definido a partir da temperatura de saída do arrefecedor de gás e do grau de subarrefecimento imposto pelo subciclo:

$$T_{6a} = T_6 - \Delta T_{sub} \quad (44)$$

Balanço do subarrefecedor.

A taxa de transferência de calor cedida pela corrente de CO_2 ao evaporador do ciclo auxiliar é governada pela dupla igualdade [108], [111]:

$$\dot{Q}_{sub} = \dot{m}_{total} \cdot (h_6 - h_{6a}) = \dot{m}_{aux} \cdot (h_{a1} - h_{a4}) \quad (45)$$

Onde $\dot{m}_{total}$ é o caudal de R-744 que circula no ramo de alta pressão [kg/s], $\dot{m}_{aux}$ o caudal do fluido auxiliar [kg/s], h_6 e h_{6a} as entalpias do CO_2 à entrada e à saída do subarrefecedor [kJ/kg], e h_{a1} e h_{a4} as entalpias do fluido auxiliar à saída e à entrada do seu evaporador [kJ/kg].

Acoplamento térmico entre os dois ciclos.

Sendo o subarrefecedor um permutador em contracorrente no qual o fluido auxiliar evapora a temperatura constante, enquanto o CO_2 arrefece progressivamente, a menor diferença de temperatura entre as duas correntes verifica-se necessariamente no extremo de saída do CO_2. A temperatura de evaporação do subciclo fica assim determinada pelo grau de subarrefecimento pretendido e pelo *pinch* admitido no permutador:

$$T_{evap,aux} = T_{6a} - \Delta T_{pinch} \quad (46)$$

Esta equação constitui o acoplamento termodinâmico entre os dois ciclos e é ela que estabelece o compromisso central da tecnologia: aprofundar o subarrefecimento obriga o ciclo auxiliar a evaporar a temperatura progressivamente inferior, degradando o seu próprio Coeficiente de Desempenho e agravando o

trabalho de compressão que introduz. O benefício obtido no ciclo principal e o custo incorrido no ciclo secundário evoluem, portanto, em sentidos opostos com a mesma variável, o que garante a existência de um ótimo interior.

Condições de rejeição do subciclo.

O condensador do ciclo auxiliar rejeita calor para o mesmo ar ambiente que o arrefecedor de gás principal, sob o *approach* $\Delta T_{app,aux}$:

$$T_{\text{cond,aux}} = T_{\text{amb}} + \Delta T_{app,aux} \quad 47$$

As pressões de funcionamento do subciclo resultam das condições de saturação correspondentes: $P_{\text{evap,aux}} = P_{\text{sat}}(T_{\text{evap,aux}})$ e $P_{\text{cond,aux}} = P_{\text{sat}}(T_{\text{cond,aux}})$.

Estados do ciclo auxiliar.

O subciclo é modelado como um ciclo de compressão de vapor de estágio único, com quatro pontos de estado. A aspiração do compressor auxiliar ($a1$) situa-se à pressão de evaporação, com sobreaquecimento $\Delta T_{sh,aux}$; a saída do condensador ($a3$) à pressão de condensação, com subarrefecimento $\Delta T_{sc,aux}$; a expansão até ao evaporador ($a3 \rightarrow a4$) é isentálpica:

$$T_{\text{a1}} = T_{\text{evap,aux}} + \Delta T_{sh,aux} \quad 48$$

$$T_{\text{a3}} = T_{\text{cond,aux}} - \Delta T_{sc,aux} \quad 49$$

$$h_{\text{a4}} = h_{\text{a3}} \quad 50$$

Trabalho de compressão do subciclo.

Calculado a partir do salto entálpico isentrópico e do rendimento isentrópico do compressor auxiliar [69]:

$$\dot{W}_{aux} = \frac{\dot{m}_{aux} \cdot (h_{a2s} - h_{a1})}{\eta_{is,aux}} \quad 51$$

Onde h_{a2s} é a entalpia de descarga teórica do compressor auxiliar sob compressão isentrópica [kJ/kg]. O coeficiente de desempenho intrínseco do ciclo de subarrefecimento, isolado do ciclo principal, é dado pela relação clássica [69]:

$$COP_{aux} = \frac{\dot{Q}_{sub}}{\dot{W}_{aux}} \quad 52$$

Na implementação numérica esta razão é avaliada por entalpias específicas, de modo a permanecer determinada no caso limite $\Delta T_{sub} = 0$, em que o caudal auxiliar é nulo.

Desempenho global.

Para que a comparação com o ciclo básico de referência seja legítima, o coeficiente de desempenho global deve contabilizar a potência consumida pela totalidade dos compressores da instalação [111], [115]:

$$COP_{global} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{LP} + \dot{W}_{HP} + \dot{W}_{aux}} \quad 53$$

Onde $\dot{Q}_{evap}$ representa a capacidade frigorífica útil e constante de 100 kW mantida no evaporador de CO_2.

Restrição de validade do modelo.

Conforme estabelecido na secção anterior, o líquido que alimenta o evaporador principal abandona o depósito intermédio no estado de saturação à pressão intermédia. O subarrefecimento praticado a montante só produz efeito enquanto o fluido chegar ao depósito em estado bifásico, o que impõe:

$$T_{\text{6a}} > T_{\text{sat}}(P_{\text{int}}) \quad 54$$

A violação desta condição anularia o título de vapor, privaria o depósito intermédio da sua função e descaracterizaria a arquitetura em análise. A sua verificação integra o procedimento de simulação.

Formulação do problema de otimização.

A avaliação do ciclo com subarrefecimento dedicado não é conduzida como uma otimização livre das três grandezas que o caracterizam, mas como uma família de otimizações sujeitas a restrição de dimensionamento. Duas razões justificam esta opção. A primeira é de natureza numérica. No regime transcrítico a pressão de rejeição é uma variável livre, mas só possui significado físico acima da pressão crítica. Abaixo desta, a determinação da entalpia a partir do par pressão-temperatura torna-se degenerada sobre a linha de saturação, onde esse par não define o estado termodinâmico, e a função objetivo passa a exibir uma descontinuidade de

amplitude igual ao calor latente. Um otimizador de gradiente estaciona nesse degrau e produz soluções aparentemente válidas, mas fisicamente incoerentes. Para o impedir, a pressão de rejeição é parametrizada sob a forma da razão adimensional:

$$r_{gc} = \frac{P_{high}}{P_{crit}} \tag{55}$$

cujo limite inferior, fixado em 1,02, garante por construção que o dióxido de carbono permanece monofásico em todo o domínio de pesquisa. A fronteira fica assim inscrita no próprio modelo e não apenas nos limites declarados ao otimizador.

A segunda é de natureza física. O grau de subarrefecimento ΔT_{sub} e a capacidade térmica do subarrefecedor são grandezas acopladas: fixar o primeiro deixa a segunda livre, e soluções com graus de subarrefecimento semelhantes podem corresponder a permutadores de dimensões muito distintas, o que retira sentido à comparação. Adota-se, por isso, como parâmetro de dimensionamento a razão de capacidade:

$$R_{cap} = \frac{\dot{Q}_{sub}}{\dot{Q}_{evap}} \tag{56}$$

isto é, o quociente entre a potência térmica do subarrefecedor e a capacidade frigorífica útil. Para cada valor imposto de R_{cap} maximiza-se o coeficiente de desempenho global relativamente a r_{gc} e a P_{int}, resultando ΔT_{sub} implicitamente da restrição. Todas as soluções comparadas correspondem, deste modo, a subarrefecedores de dimensão térmica equivalente.

Consideraram-se três valores de R_{cap}, 0,15, 0,25 e 0,35, representativos da gama reportada na literatura para sistemas de subarrefecimento mecânico dedicado [111], [115], acrescidos do ótimo obtido sem qualquer restrição de capacidade, cujo interesse é discutido na secção seguinte.

Os parâmetros do subciclo auxiliar mantidos fixos ao longo de toda a análise encontram-se reunidos na Tabela 19.

Tabela 19: Parâmetros adicionais para simulação do ciclo DMS

Parâmetro de simulação	**Símbolo**	**Valor adotado**
Fluido do ciclo auxiliar	—	R-290
***Pinch* no subarrefecedor [K]**	ΔT_{pinch}	5
***Approach* do condensador auxiliar [K]**	$\Delta T_{app,aux}$	5
Sobreaquecimento na aspiração auxiliar [K]	$\Delta T_{sh,aux}$	5
Subarrefecimento no condensador auxiliar [K]	$\Delta T_{sc,aux}$	2
Rendimento isentrópico do compressor auxiliar [%]	$\eta_{is,aux}$	70

5.2.3. Análise de resultados e limitações operacionais

A família de soluções encontra-se resumida na Tabela 20, em que cada linha corresponde ao máximo de COP_{global} obtido para o valor de R_{cap} indicado. O modelo de cálculo apresenta-se no Anexo G.

Tabela 20: Ótimos restringidos do ciclo R-744 com FGB e subarrefecimento mecânico dedicado

R_{cap}	P_{high} [bar]	P_{int} [bar]	ΔT_{sub} [K]	x_{flash}	COP	COP_{global}	η_{ex} [%]	W_{global} [kW]	$\dot{X}_{dest,total}$ [kW]	Margem T_{desc} [K]
0 (base)	94,02	45,79	0	0,464	1,253	1,253	27,7	79,82	57,69	44,9
0,15	94,72	34,58	3,90	0,409	1,345	1,330	29,4	75,19	53,07	29,5
0,25	94,65	34,89	8,87	0,322	1,443	1,400	31,0	71,42	49,30	22,7
0,35	93,47	29,65	16,14	0,266	1,561	1,457	32,2	68,64	46,52	16,5
Irrestrito (0,835)	75,25	41,43	9,69	0,332	1,672	1,486	32,9	67,31	45,19	52,6

A melhoria de COP_{global} relativamente ao ciclo base é de 6,1 %, 11,7 % e 16,3 % para R_{cap} de 0,15, 0,25 e 0,35, respetivamente.

Mecanismo do ganho

O benefício do subarrefecimento manifesta-se integralmente através da redução do título de vapor à entrada do depósito intermédio, que desce de 0,464 no ciclo base para 0,266 em $R_{cap} = 0{,}35$. Como o líquido que alimenta o evaporador sai do depósito no estado de saturação à pressão intermédia, o subarrefecimento não altera, por si só, o efeito frigorífico específico; o que altera é a fração de caudal que tem de ser reciclada pelo compressor de alta pressão sem contribuir para o efeito útil.

A consequência quantitativa é a redução do caudal total de 0,846 para 0,520 kg/s, isto é, –38,5 %. Combinada com a reotimização das pressões, esta redução traduz-se numa poupança de 15,76 kW no consumo do ciclo principal (79,82 → 64,06 kW), obtida ao custo de 4,58 kW de compressão auxiliar. O ganho líquido é de 11,18 kW, correspondente aos 16,3 % de melhoria de COP_{global}.

A relação entre custo e benefício degrada-se monotonicamente à medida que o subarrefecimento se intensifica, porque o subciclo é obrigado a evaporar a temperaturas progressivamente mais baixas. O COP intrínseco do subciclo de R-290 desce de 17,8 para 7,6 entre $R_{cap} = 0{,}15$ e $R_{cap} = 0{,}35$, acompanhando a descida da temperatura de evaporação auxiliar de 30,1 para 17,9 °C. É esta degradação que estabelece o compromisso e que impede que o subarrefecimento seja indefinidamente vantajoso.

Comportamento da pressão de rejeição

Um dos resultados mais salientes desta análise é a quase imobilidade da pressão ótima do arrefecedor de gás. Nas três soluções restringidas, P_{high} situa-se entre 93,47 e 94,72 bar, contra 94,02 bar no ciclo base, um desvio máximo de 0,7 % face a esta. Este comportamento contraria a expectativa formada a partir da literatura de subarrefecimento aplicado a ciclos transcríticos de CO_2, que reporta tipicamente reduções da pressão ótima de rejeição da ordem de 5 a 15 bar [111], [115]. A discrepância não é acidental e tem uma explicação estrutural ligada às condições específicas desta aplicação.

Baixar a pressão de rejeição de 94 para 75 bar, mantendo a temperatura de saída do arrefecedor de gás em 39 °C, eleva a entalpia no ponto 6 de 316 para 415 kJ/kg. Para que o ciclo mantenha um título de flash comparável, esse acréscimo tem de ser integralmente removido pelo subarrefecedor. Com o caudal total característico desta aplicação, tal exigiria uma capacidade de subarrefecimento próxima de 60 % da capacidade frigorífica, muito acima de qualquer dimensionamento razoável de permutador.

A redução da pressão de rejeição reportada na literatura pressupõe, implicitamente, que o subciclo pode absorver a penalização entálpica associada. Numa aplicação de baixa temperatura, em que o caudal circulante é amplificado pelo fator $1/(1 - x_{flash})$, essa absorção não é economicamente viável. O benefício do subarrefecimento manifesta-se, nesta aplicação, através da redução do título e não através da redução da pressão de rejeição.

Redistribuição da pressão intermédia

Se a pressão de rejeição permanece essencialmente inalterada, a reotimização ocorre integralmente na pressão intermédia, que desce de 45,79 bar no ciclo base para valores entre 29,65 e 34,89 bar.

O benefício desta descida é duplo. Por um lado, reduz a razão de compressão do andar de baixa pressão de 3,21 para 2,08, com redução correspondente do trabalho do andar LP de 35,47 para 17,81 kW. Por outro, baixa a entalpia do líquido saturado que alimenta o evaporador de 227,6 para 185,8 kJ/kg, aumentando o efeito frigorífico específico de 220,2 para 262,1 kJ/kg e reduzindo o caudal de evaporador necessário.

Colapso do retorno marginal e limite de dimensionamento

O ganho marginal de COP_{global} por unidade de capacidade de subarrefecimento vale 0,51 no intervalo $[0; 0{,}15]$, 0,70 em $[0{,}15; 0{,}25]$ e 0,57 em $[0{,}25; 0{,}35]$. A não-monotonia destes três valores não é significativa: reflete o facto de a reotimização da pressão intermédia não progredir de forma uniforme com R_{cap}, e situa-se dentro da mesma ordem de grandeza. Entre $R_{cap} = 0{,}35$ e o ótimo irrestrito ($R_{cap} = 0{,}835$), pelo contrário, o ganho marginal cai para 0,06, uma redução de uma ordem de grandeza, esta sim estruturalmente significativa.

Esta descontinuidade no ganho marginal é significativa do ponto de vista de projeto. Os últimos 0,485 de

capacidade adicional compram apenas 0,029 pontos de COP_{global}. O valor de $R_{cap} = 0{,}35$, adotado inicialmente como limite superior da gama reportada na literatura para sistemas DMS, revela-se assim não um limite arbitrário, mas o ponto a partir do qual o retorno do investimento em superfície de permuta colapsa.

Análise da Segunda Lei

A destruição total de exergia desce de 57,69 kW no ciclo base para 46,52 kW em $R_{cap} = 0{,}35$, uma redução de 19,4 %. A repartição desta redução esclarece o mecanismo de atuação da tecnologia.

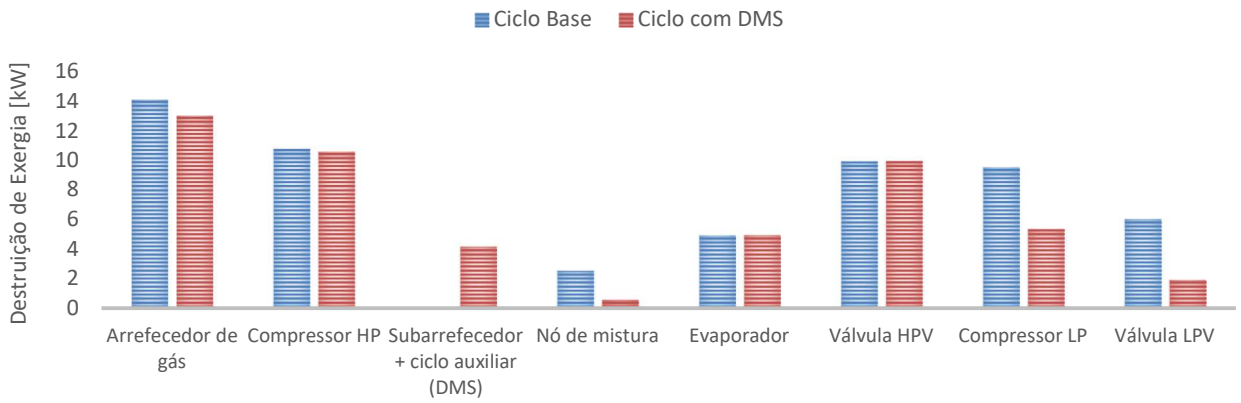


Figura 52: Destruição de exergia por componente no ciclo base, no ciclo com permutador de calor interno e no ciclo com subarrefecimento mecânico dedicado ($R_{cap} = 0{,}35$), cenário de verão [kW].

A destruição associada ao conjunto das válvulas de expansão desce de 15,92 para 8,00 kW, ou seja, é aproximadamente reduzida a metade. Este é o efeito visado: o subarrefecimento reduz a irreversibilidade da laminagem ao aproximar o estado de admissão da válvula da linha de líquido saturado. Em contrapartida, o próprio subsistema de subarrefecimento introduz 4,14 kW de destruição própria, distribuída pelo compressor auxiliar (1,31 kW), pelo condensador auxiliar (0,69 kW), pela válvula auxiliar (0,41 kW) e pelo acoplamento térmico no subarrefecedor (1,73 kW).

O saldo direto desta permuta é de apenas 3,78 kW. A diferença para os 11,17 kW de redução total provém de duas fontes indiretas: a redução do trabalho de compressão no andar LP, consequência da descida de P_{int}, e a redução do caudal circulante, que diminui proporcionalmente todas as irreversibilidades de escoamento.

Importa registar que o arrefecedor de gás permanece a maior fonte isolada de destruição de exergia em todas as soluções restringidas, com valores entre 14,49 e 13,01 kW. A tecnologia de subarrefecimento não atua sobre esta irreversibilidade, que decorre da diferença de temperatura entre o CO_2 supercrítico e o ar ambiente e é, no essencial, uma característica do processo de rejeição de calor no regime transcrítico. Confirma-se, assim, a conclusão da análise exergética do Capítulo 4.

Limitações operacionais

- **Temperatura de descarga:** a margem face ao limite de 160 °C estabelecido pelos dados do fabricante degrada-se monotonicamente com a intensidade do subarrefecimento: 44,9 K no ciclo base, 29,5 K para $R_{cap} = 0{,}15$, 22,7 K para $R_{cap} = 0{,}25$ e 16,5 K para $R_{cap} = 0{,}35$. O mecanismo desta degradação não é o antecipado na secção 5.2.1. A redução da fração de vapor de *flash* diminui, com efeito, o caudal frio disponível para o arrefecimento intermédio por mistura, mas esse efeito é mais do que compensado pela reotimização das pressões: a temperatura de aspiração do compressor de alta pressão desce de 43,7 para 28,0 °C, porque a descida de P_{int} arrefece simultaneamente o vapor de *flash* extraído do depósito e a descarga do andar de baixa pressão. O mecanismo de agravamento térmico que inviabilizou o permutador de calor interno não se reproduz, portanto, no subarrefecimento mecânico dedicado. A causa é o desequilíbrio da razão de compressão entre os dois andares: mantendo-se P_{gc} praticamente constante enquanto P_{int} desce, a razão do andar HP aumenta de 2,05 para 3,15, um acréscimo de 54%. Extrapolando a tendência observada, o limite de 160 °C seria atingido para R_{cap} próximo de 0,60. Conclui-se que a temperatura de descarga constitui a segunda restrição ativa do sistema, tornando-se limitativa pouco depois do ponto em que o retorno de capacidade já colapsou. As duas restrições,

dimensionamento do permutador e integridade do compressor, convergem para uma janela de projeto estreita em torno de $R_{cap} \approx 0{,}35$.

- **Carga térmica do condensador auxiliar:** o calor rejeitado pelo subciclo de R-290 cresce de 15,84 kW em $R_{cap} = 0{,}15$ para 39,58 kW em $R_{cap} = 0{,}35$, correspondendo respetivamente a 10 % e 31 % do calor rejeitado pelo arrefecedor do gás principal. Embora o calor total rejeitado pelo sistema diminua ligeiramente (179,8 → 168,7 kW), a sua distribuição por dois permutadores distintos implica duplicação de equipamento de rejeição, com as consequências associadas em área de implantação, consumo de ventilação e complexidade de controlo. Estes custos não são contabilizados no modelo termodinâmico e devem ser considerados em qualquer avaliação técnico-económica subsequente.
- **Fluido auxiliar:** o R-290 é classificado como A3 na norma ISO 817, isto é, de elevada inflamabilidade. O caudal circulante no subciclo aumenta de 0,048 para 0,117 kg/s entre $R_{cap} = 0{,}15$ e $R_{cap} = 0{,}35$, com aumento proporcional da carga de fluido inventariada. Em instalações comerciais sujeitas a limites regulamentares de carga, esta consideração pode ser determinante na seleção do fluido auxiliar, condicionando o dimensionamento por via não termodinâmica.
- **Fronteira arquitetural:** a otimização sem restrição de capacidade converge para $R_{cap} = 0{,}835$ e $P_{gc} = 75{,}25$ bar, isto é, para o limite inferior do domínio transcrítico. Nessa solução, o condensador auxiliar rejeita 91,0 kW contra 76,3 kW do arrefecedor de gás principal, invertendo a hierarquia entre os dois circuitos. Este resultado, embora termodinamicamente consistente, não corresponde ao sistema que se pretende modelar. Um subsistema que rejeita mais calor do que o circuito principal deixou de ser um acessório de mitigação de perdas e aproxima-se funcionalmente de um andar de cascata R-290/CO_2. O significado físico desta convergência merece registo explícito: para uma temperatura de evaporação de –30 °C com rejeição a 36 °C, a otimização não restringida de um sistema R-744 com subarrefecimento mecânico dedicado tende naturalmente para a fronteira do regime transcrítico. A manutenção do CO_2 em regime transcrítico é, nestas condições, uma imposição arquitetural e não um ótimo termodinâmico. Esta observação é coerente com a prática industrial, que recorre predominantemente a arquiteturas de cascata em aplicações de baixa temperatura sob clima quente.

5.2.4. Conclusão sobre a viabilidade do componente

A avaliação do subarrefecimento mecânico dedicado conduz a três conclusões concordantes, em contraste direto com as obtidas para o permutador interno.

- **Do ponto de vista energético**, a configuração restringida a $R_{cap} = 0{,}35$ apresenta um COP global de 1,457 contra 1,253 do ciclo base, uma melhoria de 16,3 %. O subarrefecedor aproxima o ciclo de CO_2 do objetivo, ao contrário do permutador interno. O ganho obtido inscreve-se, de resto, na gama de 3,3 % a 30,3 % reportada na literatura para esta tecnologia [70], [71], situando-se na sua zona intermédia.
- **Do ponto de vista da Segunda Lei**, o rendimento exergético melhora de 27,7 % para 32,2 % e a destruição total desce 19,4 %, de 57,69 kW para 46,52 kW. A destruição nas válvulas de expansão reduz-se praticamente a metade, de 15,92 kW para 8,00 kW, ao custo de 4,14 kW de irreversibilidade própria do subsistema auxiliar.
- **Do ponto de vista operacional**, o ponto de projeto conserva 16,5 K de margem face ao limite de 160 °C declarado pelo fabricante. A margem é modesta, mas suficiente para acomodar desvios razoáveis de temperatura ambiente ou degradação do rendimento isentrópico, ao contrário dos 0,2 K do ciclo com permutador interno.

Conclui-se que o subarrefecimento mecânico dedicado é, no cenário de verão, energeticamente eficaz e operacionalmente admissível, desde que o dimensionamento do subarrefecedor se mantenha dentro da janela identificada.

Capítulo 6

6. Conclusão e trabalhos futuros

Síntese do trabalho realizado

A presente dissertação teve por objetivo quantificar a penalização energética associada à substituição do R-134a pelo R-744 num sistema de refrigeração de duplo estágio com derivação de vapor de expansão, e determinar em que medida tecnologias estruturais de mitigação de perdas permitem reduzir essa penalização.

O trabalho organizou-se em três fases. Numa primeira fase, desenvolveu-se em ambiente EES um modelo termodinâmico do ciclo de duplo estágio com depósito intermédio e derivação de gás de *flash*, aplicável indistintamente a ambos os fluidos, sujeito a uma capacidade frigorífica de 100 kW e a uma temperatura de evaporação de −30,0 °C. O modelo foi resolvido para dois cenários de projeto, correspondentes a temperaturas ambiente de 36,0 °C e 5,0 °C, com otimização simultânea das pressões de rejeição e intermédia. Numa segunda fase, procedeu-se à decomposição exergética por componente, com o propósito de localizar a origem física da penalização em vez de apenas a medir. Numa terceira fase, modelaram-se e avaliaram-se duas tecnologias de mitigação acopladas ao ciclo base, o permutador de calor interno e o subarrefecimento mecânico dedicado, sob o cenário de verão, onde a penalização atinge o seu máximo. Todos os resultados apresentados foram obtidos a partir de modelos verificados por balanços independentes de energia e de exergia, fechados em todas as configurações analisadas.

A comparação foi conduzida contra o fluido que efetivamente se pretende substituir, e não contra o ciclo transcrítico simples, o que converte uma medida de melhoria interna numa medida da penalização de transição. Foi realizada em regime de baixa temperatura, onde os mecanismos de perda se manifestam com maior expressão, e não por extrapolação de resultados obtidos em média temperatura. E assentou na decomposição exergética por componente, que estabelece a origem física da penalização e a margem teórica de recuperação disponível, permitindo selecionar as tecnologias de mitigação por correspondência com o mecanismo de perda identificado, e não por comparação de ganhos publicados sob condições de referência heterogéneas.

Principais conclusões

Desempenho do ciclo base

O ciclo de duplo estágio com R-744 apresenta um coeficiente de desempenho de 1,253 no cenário de verão e de 3,205 no cenário de inverno, contra 1,982 e 3,867 obtidos com R-134a nas mesmas condições. O desfasamento é, portanto, de 36,8 % no verão e de 17,1 % no inverno. A variação sazonal deste desfasamento é ela própria informativa. A descida da temperatura ambiente de 36,0 °C para 5,0 °C melhora o COP do R-744 em 155,8 %, contra uma melhoria proporcionalmente inferior no R-134a. A causa é a transição do regime transcrítico para o subcrítico, que reduz o título de vapor no depósito de 46,4 % para 16,8 %.

Conclui-se que a desvantagem do CO_2 não é uma característica intrínseca do fluido, mas uma função do regime de operação imposto pelas condições de rejeição de calor.

Origem da penalização

A análise de Primeira Lei estabelece a magnitude do desfasamento, mas não a sua causa. A análise exergética localiza-a com precisão.

No cenário de verão, o ciclo de R-744 destrói 57,69 kW de exergia contra 28,33 kW do ciclo de referência. A decomposição do excesso de 29,36 kW atribui 37,9 % às válvulas de expansão, 34,3 % ao arrefecedor de gás e apenas 19,9 % aos compressores, cabendo os restantes 7,8 % ao nó de mistura.

Esta leitura diferencial deve distinguir-se da leitura absoluta. Em valor absoluto, os compressores permanecem o maior sumidouro do ciclo de CO_2; sucede que o ciclo de referência apresenta uma repartição

semelhante nesse componente, pelo que a compressão não constitui a origem da desvantagem relativa. O efeito frigorífico específico do CO_2 é, aliás, superior ao do R-134a em 21,5 % no verão e em 35,0 % no inverno. A penalização reside, de forma dominante, na irreversibilidade da expansão a partir de estados de elevada densidade junto ao ponto crítico.

Esta constatação tem duas implicações. A primeira é que a mera substituição do fluido de trabalho num ciclo de compressão de vapor convencional não constitui, por si só, uma solução energeticamente viável: a viabilização do R-744 em climas quentes exige alteração da arquitetura do ciclo. A segunda é que essa alteração dispõe de uma margem teórica de recuperação delimitada, os 15,92 kW destruídos nas válvulas de expansão no cenário mais desfavorável.

Avaliação das tecnologias de mitigação

As duas tecnologias avaliadas produziram resultados de sinal oposto, sintetizados na Tabela 21.

Tabela 21: Comparação das tecnologias de mitigação avaliadas (cenário de verão, T_{amb} = 36,0 °C)

Configuração	COP_{global}	Variação de COP_{global} face ao ciclo base [%]	η_{ex} [%]	Desfasamento face ao R-134a [%]	Margem T_{desc} [K]
R-744 base (FGB)	1,253	—	27,7	–36,8	44,9
R-744 + IHX (ε = 0,60)	1,156	–7,7	25,6	–41,7	0,2
R-744 + DMS (R_{cap} = 0,35)	1,457	+16,3	32,2	–26,5	16,5
R-134a (referência)	1,982	—	43,9	—	80,8

O permutador de calor interno degrada o desempenho em 7,7 %, alargando o desfasamento de 36,8 % para 41,7 %, e consome praticamente toda a margem de temperatura de descarga disponível, deixando 0,2 K de folga face ao limite do fabricante. O subarrefecimento mecânico dedicado melhora o desempenho em 16,3 % e reduz o desfasamento para 26,5 %, conservando 16,5 K de margem. Este ganho inscreve-se na zona intermédia da gama reportada na literatura para a tecnologia, entre 3,3 % e 30,3 % (secção 2.4.4).

Assimetria estrutural entre as duas tecnologias

O contraste entre os dois resultados é estrutural e não circunstancial, e constitui uma das conclusões de maior alcance deste trabalho.

O permutador interno realiza uma transferência de energia entre dois pontos do mesmo circuito. O calor removido da linha de alta pressão é integralmente devolvido à linha de aspiração, elevando a sua entalpia e, por consequência, a temperatura de descarga do compressor. Num ciclo transcrítico de CO_2 a baixa temperatura de evaporação, onde a temperatura de descarga já constitui uma restrição próxima do limite admissível, esta penalização é determinante: a redução do caudal recirculado pelo estágio superior, que constitui o único benefício do permutador nesta arquitetura, não compensa o acréscimo de trabalho específico de compressão que ele próprio induz.

O subarrefecimento mecânico dedicado, pelo contrário, remove energia do circuito principal e exporta-a para um circuito exterior alimentado por trabalho independente. A entalpia de aspiração do circuito principal não é afetada, e a penalização observada na temperatura de descarga é indireta, decorre da redistribuição das pressões de operação e não do princípio de funcionamento da tecnologia. O custo é explícito e contabilizável: 4,58 kW de compressão auxiliar, correspondentes a 6,7 % do consumo global.

A distinção pode formular-se de modo geral: em ciclos limitados pela temperatura de descarga, tecnologias que reciclam energia dentro do próprio circuito tendem a ser contraproducentes, ao passo que tecnologias que a exportam para um circuito auxiliar mantêm eficácia. Esta conclusão tem alcance para além do caso particular estudado e constitui um critério de triagem aplicável à seleção de tecnologias de mitigação em ciclos transcríticos de baixa temperatura.

Mecanismo de atuação do subarrefecimento

A análise da família de soluções restringidas revelou três aspetos do funcionamento do subarrefecimento mecânico que merecem registo autónomo.

O benefício manifesta-se na redução do título e não no efeito frigorífico específico. Numa arquitetura com derivação de gás de *flash*, o líquido que alimenta o evaporador sai do depósito no estado de saturação à pressão intermédia, pelo que o subarrefecimento não altera diretamente o efeito frigorífico. O que altera é a fração de caudal reciclada pelo compressor de alta pressão sem contribuir para o efeito útil: o título desce de 0,464 para 0,266 e o caudal total reduz-se 38,5 %.

A pressão ótima de rejeição permanece essencialmente imóvel. Nas três soluções restringidas, a pressão do arrefecedor de gás situa-se entre 93,47 e 94,72 bar, contra 94,02 bar no ciclo base, um desvio máximo de 0,7 % face a esta. Este resultado contraria a expectativa formada a partir da literatura de subarrefecimento aplicado a ciclos transcríticos, que reporta tipicamente reduções de 5 a 15 bar. A explicação é estrutural: baixar a pressão de rejeição para 75 bar elevaria a entalpia à saída do arrefecedor em cerca de 100 kJ/kg, acréscimo que teria de ser integralmente removido pelo subarrefecedor, exigindo uma capacidade próxima de 60 % da capacidade frigorífica. A redução de pressão reportada na literatura pressupõe implicitamente que o subciclo pode absorver essa penalização entálpica; numa aplicação de baixa temperatura, em que o caudal circulante é amplificado pelo fator $1/(1 - x_{flash})$, essa absorção não é viável.

A reotimização ocorre integralmente na pressão intermédia, que desce de 45,79 bar para valores entre 29,65 e 34,89 bar. O benefício é duplo: a razão de compressão do andar de baixa desce de 3,21 para 2,08, com redução do respetivo trabalho de 35,47 para 17,81 kW, e a entalpia do líquido saturado que alimenta o evaporador desce de 227,6 para 185,8 kJ/kg, aumentando o efeito frigorífico específico de 220,2 para 262,1 kJ/kg.

Convergência das restrições de projeto

O ganho marginal de COP global por unidade de capacidade de subarrefecimento mantém-se entre 0,51 e 0,70 no intervalo [0; 0,35] e colapsa para 0,06 entre $R_{cap} = 0{,}35$ e o ótimo irrestrito. Por via inteiramente distinta, a margem de temperatura de descarga degrada-se de 44,9 K para 16,5 K no mesmo intervalo, projetando-se a violação do limite de 160 °C para R_{cap} próximo de 0,60.

Duas restrições de natureza distinta, uma de dimensionamento, ligada ao colapso de retorno do investimento em superfície de permuta; outra mecânica, ligada à integridade do compressor, convergem assim para a mesma janela de projeto, tornando-se a segunda limitativa pouco depois do ponto em que o retorno de capacidade já colapsou. O valor de $R_{cap} = 0{,}35$, adotado inicialmente como limite superior da gama reportada na literatura, revela-se justificado por ambos os critérios.

Teto exergético e desfasamento residual

Mesmo na configuração mais favorável, o ciclo de R-744 mantém um desfasamento de 26,5 % face ao R-134a. A análise de Segunda Lei explica por que razão este resíduo não é eliminável pelas tecnologias consideradas, e permite verificar que a sua existência estava estabelecida antes de qualquer delas ser avaliada.

O Capítulo 4 quantificou o limite superior do ganho acessível pela via da expansão. Admitindo, como referência ideal, que a totalidade dos 15,92 kW destruídos nas válvulas fosse recuperada sob a forma de trabalho, o consumo de compressão baixaria de 79,82 para 63,90 kW e o coeficiente de desempenho subiria para 1,565, a que corresponderia um rendimento exergético de 34,6 %. Mesmo nesse limite inatingível, o ciclo de R-744 permaneceria 21,0 % abaixo do ciclo de referência. Nenhuma tecnologia atuante exclusivamente sobre a expansão poderia, por conseguinte, anular o desfasamento, a questão pertinente era apenas a de saber que fração do intervalo disponível seria efetivamente coberta.

Nessa leitura, o desempenho do subarrefecimento mecânico dedicado é assinalável: com um coeficiente de desempenho global de 1,457, cobre cerca de dois terços do intervalo que separa o ciclo base do limite ideal de recuperação integral. A comparação é indicativa e não constitui uma decomposição, uma vez que o subarrefecimento não recupera trabalho de expansão, atuando antes pela redução do título e pela reotimização das pressões; mas estabelece a ordem de grandeza do que ainda restaria por ganhar nesta via. A destruição nas válvulas desce de 15,92 para 8,00 kW, com um custo próprio de 4,14 kW de irreversibilidade adicional no

subsistema auxiliar.

A irreversibilidade do arrefecedor de gás, em contrapartida, permanece praticamente inalterada, entre 14,49 e 13,01 kW nas soluções restringidas, mantendo-se como a maior fonte isolada de destruição de exergia do sistema.

Fronteira arquitetural

A otimização do ciclo com subarrefecimento, conduzida sem restrição de capacidade, converge para o limite inferior do domínio transcrítico, com uma pressão de rejeição de 75,25 bar e uma razão de capacidade de 0,835. Nessa solução, o condensador auxiliar rejeita 91,0 kW contra 76,3 kW do arrefecedor de gás principal, invertendo a hierarquia funcional entre os dois circuitos.

O resultado é termodinamicamente consistente, os balanços fecham à precisão da máquina e a arquitetura com derivação de gás de *flash* mantém-se formalmente válida, mas o sistema assim obtido deixou de ser um ciclo transcrítico com acessório de mitigação e aproxima-se funcionalmente de um andar de cascata R-290/CO_2.

O significado desta convergência merece registo explícito: para uma temperatura de evaporação de – 30,0 °C com rejeição a 36,0 °C, a otimização não restringida de um sistema R-744 com subarrefecimento mecânico dedicado tende naturalmente para a fronteira do regime transcrítico. A manutenção do CO_2 em regime transcrítico é, nestas condições, uma imposição arquitetural e não um ótimo termodinâmico. A observação é coerente com a prática industrial, que recorre predominantemente a arquiteturas de cascata em aplicações de baixa temperatura sob clima quente.

Resposta à questão da transição tecnológica

Os resultados obtidos permitem uma leitura fundamentada sobre a viabilidade da substituição do R-134a pelo R-744 nesta classe de aplicação.

A substituição implica, no ponto de projeto de verão, uma penalização energética que as tecnologias de mitigação da expansão reduzem de 36,8 % para 26,5 %, mas não eliminam. A configuração mais favorável exige adicionalmente um circuito auxiliar completo, com o correspondente acréscimo de investimento, de complexidade de controlo e de área de implantação, além das restrições regulamentares associadas ao inventário de propano.

Esta penalização deve, contudo, ser lida no seu contexto. Ela é máxima no ponto de projeto estival e estreita-se substancialmente em regime subcrítico, pelo que uma avaliação anual ponderada pelas horas de operação em cada banda de temperatura conduziria a um valor consideravelmente inferior. É também uma comparação estritamente termodinâmica: não considera a diferença de potencial de aquecimento global entre os dois fluidos, nem o enquadramento do Regulamento (UE) 2024/573, que condiciona progressivamente a disponibilidade dos HFC. A questão relevante não é, portanto, se o R-744 iguala o R-134a em eficiência energética, não iguala, nas condições estudadas, mas qual o custo energético admissível para eliminar o impacto direto de emissões.

Por último, e de forma mais útil do ponto de vista de projeto, os resultados indiciam que a arquitetura transcrítica pura não é a via tecnológica adequada a esta aplicação específica. A convergência da otimização não restringida para a fronteira do domínio transcrítico constitui uma indicação clara de que o sistema, entregue à sua própria lógica termodinâmica, procura uma configuração de cascata.

Contribuições do trabalho

Para além da quantificação do desfasamento e da avaliação das duas tecnologias, o trabalho produziu quatro contribuições de natureza metodológica ou interpretativa.

- **Reparametrização da variável de decisão em otimização transcrítica:** a pressão de rejeição foi otimizada sob a forma de uma razão adimensional relativamente à pressão crítica, $r_{gc} = P_{high}/P_{crit}$. Esta formulação impede, por construção, que o otimizador atravesse a fronteira do domínio transcrítico, onde a determinação da entalpia a partir do par pressão-temperatura é degenerada sobre a linha de saturação. A degenerescência introduz na função objetivo uma descontinuidade igual ao calor latente, junto à qual um otimizador de gradiente estaciona, produzindo resultados aparentemente válidos, mas fisicamente incoerentes. A reparametrização revelou-se mais robusta do que a simples imposição de limites no otimizador.

- **Utilização da razão de capacidade como parâmetro de dimensionamento**: a imposição de $R_{cap} = \dot{Q}_{sub}/\dot{Q}_{evap}$ como restrição, em substituição da fixação do grau de subarrefecimento ΔT_{sub}, assegura que todas as soluções comparadas correspondem a permutadores de dimensão térmica equivalente, o que não sucede quando se compara a igualdade de diferença de temperatura. Esta formulação torna a restrição de dimensionamento explícita no modelo, em vez de a deixar implícita na interpretação dos resultados.
- **Identificação do comportamento da pressão ótima de rejeição em aplicações de baixa temperatura:** o resultado de imobilidade da pressão de rejeição sob subarrefecimento, com a respetiva explicação mecanicista, contraria a tendência reportada na literatura e delimita as condições em que essa tendência se aplica.
- **Formulação do critério de assimetria estrutural**: a distinção entre tecnologias de reciclagem interna e de exportação externa de energia em ciclos limitados pela temperatura de descarga.

Limitações do estudo

Os resultados apresentados devem ser interpretados à luz das seguintes limitações:

- **De modelação:** o modelo assume regime permanente, despreza as perdas de carga nos permutadores e tubagens, e considera a compressão adiabática. Esta última hipótese sobrestima a temperatura de descarga real, tornando conservadora a avaliação das margens térmicas. O rendimento isentrópico é mantido constante em 0,70 para todos os andares e todas as configurações, hipótese tanto mais discutível quanto a razão de compressão do andar de alta varia entre 1,8 e 3,2 ao longo da família de soluções analisada.
- **De dimensionamento**: o *approach* no subarrefecedor é fixado em 5 K sem modelação da área de permuta, sendo a restrição em R_{cap} o substituto adotado para essa ausência. O modelo não estabelece, por conseguinte, a correspondência entre a capacidade imposta e a superfície de permuta efetivamente necessária.
- **De abrangência:** o permutador de calor interno foi avaliado para uma única eficácia ($\varepsilon = 0{,}60$), sem varrimento paramétrico. Ainda que a conclusão de inviabilidade seja robusta para o valor considerado, dada a exiguidade da margem térmica resultante, não se determinou se existe uma eficácia inferior para a qual o balanço se torne favorável. De igual modo, o subciclo auxiliar foi modelado exclusivamente com R-290, sem comparação com fluidos alternativos.
- **De representatividade temporal:** os resultados correspondem a dois pontos de projeto e não a uma operação anual. As tecnologias de mitigação foram avaliadas apenas no cenário de verão, onde o benefício é máximo; no cenário de inverno o ciclo opera em regime subcrítico, com subarrefecimento já disponível no próprio condensador a custo marginal nulo, pelo que o benefício do subsistema dedicado será substancialmente inferior.
- **De âmbito:** a análise é estritamente termodinâmica. Não são consideradas as componentes de investimento, de custo de operação e manutenção, nem o impacte ambiental integrado por indicadores do tipo TEWI. Os modelos não foram validados experimentalmente.

Propostas de trabalhos futuros

Das conclusões obtidas decorrem seis linhas de continuação, ordenadas por proximidade ao trabalho realizado.

- **Compressão paralela:** constitui a extensão mais imediata e, segundo a literatura, a de maior potencial entre as tecnologias de mitigação, com incrementos de eficiência reportados entre 21 % e 47,3 % (Figura 39). Atua diretamente sobre o mecanismo identificado como origem da penalização: em vez de reduzir a fração de vapor de *flash*, como faz o subarrefecimento, elimina a sua reciclagem pelo andar de baixa pressão. A comparação direta com os resultados aqui obtidos para o subarrefecimento, sob os mesmos pressupostos e a mesma capacidade, permitiria estabelecer qual das duas vias é mais eficaz para uma arquitetura de baixa temperatura, sob uma base de comparação homogénea que os intervalos publicados,

obtidos a partir de arquiteturas de partida heterogéneas, não oferecem.

- **Arquitetura de cascata R-290/CO_2:** a convergência da otimização não restringida para a fronteira transcrítica indica que esta arquitetura merece modelação autónoma, e não como caso degenerado de um sistema de subarrefecimento. A comparação entre a cascata corretamente modelada e o ciclo transcrítico com subarrefecimento, ambos sob a mesma capacidade e as mesmas condições de fronteira, esclareceria se a penalização residual de 26,5 % é atribuível à arquitetura ou ao fluido.
- **Recuperação do trabalho de expansão por ejetor bifásico:** a tecnologia atua sobre a mesma parcela exergética que o subarrefecimento, mas por recuperação em vez de mitigação, com ganhos reportados entre 7 % e 36 %. A sua avaliação sob os pressupostos deste trabalho permitiria determinar se o teto de recuperação de 15,92 kW pode ser aproximado mais eficazmente por esta via.
- **Análise anual por bandas de temperatura:** a extensão dos modelos a um varrimento de temperatura ambiente, ponderado por dados climáticos de referência para o clima português, permitiria substituir a comparação em dois pontos de projeto por um indicador anual de desempenho sazonal. Dada a forte sensibilidade do desfasamento ao regime de operação, é previsível que o valor anual seja substancialmente inferior aos 36,8 % do ponto estival, o que alteraria os termos da avaliação da transição.
- **Modelação da superfície de permuta:** a substituição da restrição em R_{cap} por um modelo de área de permuta com coeficiente global de transferência de calor permitiria converter a janela de dimensionamento identificada numa especificação de projeto, e abriria caminho à otimização técnico-económica do subarrefecedor.
- **Valorização do calor rejeitado:** a irreversibilidade do arrefecedor de gás, identificada como o limite intransponível das tecnologias avaliadas, corresponde a uma corrente de calor de elevada temperatura, no ciclo base e na família de soluções com subarrefecimento restringido, o CO_2 abandona o compressor de alta pressão entre 115,1 °C e 143,5 °C. Em instalações com procura simultânea de água quente ou de aquecimento ambiente, a valorização desta corrente converteria a maior fonte de destruição de exergia num efeito útil, invertendo o sentido da comparação com o R-134a, cuja temperatura de descarga é substancialmente inferior. Esta é, provavelmente, a via mais promissora para a viabilização integral do R-744 em aplicações de baixa temperatura, e a que mais se afasta do âmbito estritamente frigorífico do presente trabalho.

Referências bibliográficas

[1] I. Dinçer & M. Kanoglu, *Refrigeration Systems and Applications*, 2ª ed. Chichester, West Sussex, Reino Unido: John Wiley & Sons, Ltd, 2010.

[2] Å. Melinder, «Update on secondary refrigerants for indirect systems», Royal Institute of Technology (KTH), Department of Energy Technology, Estocolmo, Suécia, 2015.

[3] Y. Çengel & M. Boles, *Termodinâmica*, 7ª ed. Porto Alegre, RS, Brasil: AMGH Editora, 2013.

[4] G. F. Hundy et al. e Trott, Albert R. e Welch, Thomas C., *Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps*, 5th ed. idlington, Oxford, Reino Unido.: Butterworth- Heinemann, 2016.

[5] V. M. S. Monteiro, *Refrigeração I - Técnicas e Competências Ambientais: Bases e Fundamentos*. Lisboa, Portugal: ETEP, 2015.

[6] J. de Castro, «Apostila: Refrigeração», Colegiado de Engenharia Mecânica, UNIVASF, Juazeiro, BA, Brasil, 2005.

[7] C. Afonso, «Refrigeração», Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto, Porto, Portugal, Sebenta Teórico-Prática, 2019.

[8] H. M. Getu & P. K. Bansal, «Thermodynamic analysis of an R744–R717 cascade refrigeration system», vol. 31, n.º 1, International Journal of Refrigeration, pp. 45–54, 2008. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2007.06.014.

[9] W. F. Stoecker e J. M. S. Jabardo, *Refrigeração Industrial*, 2ª ed. São Paulo, SP, Brasil: Editora Edgard Blücher Ltda, 2006.

[10] W.-J. Luo, J.-C. Lai, M.-C. Hsieh, e I-H. Huang, «Performance Analysis of High-temperature Two-stage Compression Heat Pump with Vapor Injection Dynamic Control», *Sensors and Materials*, vol. 32, n.º 12, pp. 4259–4275, 2020. doi: 10.18494/SAM.2020.3107.

[11] M. N. da Silva, O. J. Venturini, e M. J. Pirani, *Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial*. Rio de Janeiro, RJ, Brasil: Eletrobrás/PROCEL, 2005.

[12] S. K. Wang, *Handbook of Air Conditioning and Refrigeration*, 2ª ed. New York, NY, EUA: McGraw-Hill, 2001.

[13] F. Ferraz e M. Gomes, «Apostila de Refrigeração», Departamento de Eletromecânica, Centro Federal de Educação Tecnológica da Bahia (CEFET-BA), Santo Amaro, BA, Brasil, 2008.

[14] M. Loureiro, «Introdução aos ciclos de refrigeração». Unidade de Formação de Curta Duração (UFCD), Porto, Portuga, 2013.

[15] R. S. Matos, «Refrigeração», Departamento de Engenharia Mecânica, UFPR, Curitiba, PR, Brasil, s.f.

[16] *Refrigeração Nivel Avançado*. Itajubá, MG, Brasil: Associação de Apoio à Faculdade de Engenharia de Itajubá (FUPAI), s.f.

[17] R.J.Dossat, *Princípios de Refrigeração*, 1ª ed. São Paulo, SP, Brasil: Hemus Editora Ltda, 2004.

[18] W. F. Stoecker e J. W. Jones, *Refrigeração e Ar Condicionado*, 2ª ed. São Paulo, SP, Brasil: McGraw-Hill, 1998.

[19] M.-H. Kim, J. Pettersen, e C. W. Bullard, «Fundamental process and system design issues in CO2 vapor compression systems». 2004. doi: 10.1016/j.pecs.2003.09.002.

[20] A. Cavallini e C. Zilio, «Carbon dioxide as a natural refrigerant». International Journal of Low-Carbon Technologies, 2007. doi: 10.1093/ijlct/2.3.225.

[21] Emerson Climate Technologies, «Commercial CO2 Refrigeration Systems: Guide for Subcritical and Transcritical CO2 Applications». Sidney, OH, EUA, 2014.

[22] Emerson Climate Technologies, «Manual Técnico de Refrigeração e Ar Condicionado». Emerson Climate Technologies, Sorocaba, SP, Brasil, s.f.

[23] Brasil, Ministério do Meio Ambiente (MMA), «Uso de Fluidos Alternativos em Sistemas de Refrigeração e Ar Condicionado». MMA, Brasília, DF, Brasil, 2011.

[24] Danfoss, «Danfoss Learning». [Em linha]. Disponível em: http://learning.danfoss.com/

[25] M. E. T. Alvarez, «Refrigeração, Ar Condicionado e Ventilação», Departamento de Refrigeração e Ar Condicionado, Instituto Federal de Educação, Ciência e Tecnologia de Santa Catarina (IFSC), São José, SC, Brasil, 2008.

[26] P. E. D. Wylie e J. W. Davenport, *New Refrigerants for Air Conditioning and Refrigeration Systems*. Lilburn, GA, EUA: The Fairmont Press Inc, 1993.

[27] ASHRAE, *ASHRAE Handbook - Fundamentals (SI Edition)*. Atlanta, GA, EUA: American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc., 2009.

[28] S. Benhadid-Dib e A. Benzaoui, «Refrigerants and their Environmental Impact Substitution of Hydro Chlorofluorocarbon HCFC and HFC Hydro Fluorocarbon. Search for an Adequate Refrigerant», *Energy Procedia*, vol. 18, pp. 807–816, jan. 2012, doi: 10.1016/j.egypro.2012.05.096.

[29] V. M. S. Monteiro, *Refrigeração II - Técnicas e Competências Ambientais: Instalação e Manutenção de Equipamentos de Refrigeração*. Lisboa, Portugal: ETEP, 2015.
[30] S. S. Bhatti, A. Kumar, R. R, e R. Singh, «Environment-Friendly Refrigerants for Sustainable Refrigeration and Air Conditioning: A Review», *Curr. World Environ.*, vol. 18, n.º 3, pp. 933–947, jan. 2024, doi: 10.12944/CWE.18.3.03.
[31] United Nations Environment Programme (UNEP), «Ozone Depleting Potential (ODP) of Refrigerants: Which Particular Values are Used?» UNEP DTIE OzonAction Branch, Paris, França, 2014.
[32] Environmental Investigation Agency (EIA), «HFCs, the Montreal Protocol and the UNFCCC: Eliminating 1 of the 6 Kyoto gases», *Bangkok Climate Change Conference*, Briefing Paper, EIA, Londres, Reino Unido, setembro de 2012.
[33] União Europeia, «Regulamento (UE) 2024/573 do Parlamento Europeu e do Conselho, de 7 de fevereiro de 2024, relativo aos gases fluorados com efeito de estufa, que altera a Diretiva (UE) 2019/1937 e revoga o Regulamento (UE) n.º 517/2014». Jornal Oficial da União Europeia, L 2024/573, 20 de fevereiro de 2024. [Em linha]. Disponível em: http://data.europa.eu/eli/reg/2024/573/oj
[34] União Europeia, *Regulamento (CE) n.º 842/2006 do Parlamento Europeu e do Conselho, de 17 de maio de 2006, relativo a determinados gases fluorados com efeito de estufa*, vol. 161. 2006. Acedido: 31 de março de 2026. [Em linha]. Disponível em: http://data.europa.eu/eli/reg/2006/842/oj
[35] Australian Institute of Refrigeration, Air Conditioning and Heating (AIRAH), «Methods of Calculating Total Equivalent Warming Impact (TEWI), Best Practice Guidelines.», AIRAH, Melbourne, Austrália, 2012.
[36] ASHRAE, *Designation and Safety Classification of Refrigerants*. Atlanta, GA, EUA, 2010.
[37] J. M. Calm, *The next generation of refrigerants - Historical review, considerations, and outlook*, vol. 31. International Journal of Refrigeration, 2008. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2008.01.013.
[38] C. Melo, «Uso de Refrigerantes Alternativos em Refrigeração Doméstica e em Equipamentos Compactos de Refrigeração Comercial. Uso de Fluídos Naturais em Sistemas de Refrigeração e Ar Condicionado: Artigos Técnicos», Ministério do Meio Ambiente (MMA), Brasília, DF, Brasil, pp. 41–58, 2011.
[39] I. Sarbu, «A review on substitution strategy of non-ecological refrigerants from vapour compression-based refrigeration, air-conditioning and heat pump systems», vol. 46, pp. 124–141, out. 2014, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2014.04.014.
[40] World Meteorological Organization (WMO), «Scientific Assessment of Ozone Depletion: 2010», *Global Ozone Research and Monitoring Project – Report No. 52*, Suiça, 2011.
[41] M. J. Molina e F. S. Rowland, «Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: chlorine atom-catalysed destruction of ozone», *Nature*, vol. 249, n.º 5460, pp. 810–812, junho de 1974. doi: 10.1038/249810a0.
[42] R. Ciconkov, «Refrigerants: There is still no vision for sustainable solutions», vol. 86, International Journal of Refrigeration, pp. 441–448, fevereiro de 2018. doi: 10.1016/j.ijrefrig.2017.12.006.
[43] Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC), «Climate Change 2007: Synthesis Report. Contribution of Working Groups I, II and III to the Fourth Assessment Report of the Intergovernmental Panel on Climate Change». IPCC, Suiça, 2007.
[44] United Nations Framework Convention on Climate Change (UNFCCC), «Status of Ratification of the Kyoto Protocol». UNFCCC, Bona, Alemanha, 2012. [Em linha]. Disponível em: http://unfccc.int/kyoto_protocol/status_of_ratification/items/2613.php.
[45] União Europeia, «Decisão 2002/358/CE do Conselho, de 25 de abril de 2002, relativa à aprovação, em nome da Comunidade Europeia, do Protocolo de Quioto à Convenção-Quadro das Nações Unidas sobre Alterações Climáticas e ao cumprimento conjunto dos respetivos compromissos», Jornal Oficial das Comunidades Europeias, pp. 1–20, 15 de maio de 2002.
[46] União Europeia, «Decisão (UE) 2015/1339 do Conselho, de 13 de julho de 2015, relativa à celebração, em nome da União Europeia, do Protocolo de Quioto à Convenção-Quadro das Nações Unidas sobre Alterações Climáticas e ao cumprimento conjunto dos respetivos compromissos», Jornal Oficial da União Europeia, pp. 1–5, 4 de agosto de 2015.
[47] L. Wang, S. Wang, e J. Li, «icy-driven innovation in refrigerant technologies: Impact of Kigali Amendment», vol. 184, pp. 116–246, fev. 2021, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2020.116246.
[48] União Europeia, *Regulamento (UE) n.º 517/2014 do Parlamento Europeu e do Conselho, de 16 de abril de 2014, relativo aos gases fluorados com efeito de estufa e que revoga o Regulamento (CE) n.º 842/2006, Jornal Oficial da União Europeia*, vol. 150. 2014. Acedido: 31 de março de 2026. [Em linha]. Disponível em: http://data.europa.eu/eli/reg/2014/517/oj
[49] A. Gkizelis et al., «Technical report on energy efficiency in HFC-free supermarket refrigeration». Tech. Rep. Grant Agreement No. 696076, Brussels, Belgium, 2018.
[50] M. Ramgopal, *Refrigeration and Air Conditioning*. em NPTEL Web Course. Kharagpur, West Bengal, Índia: Department of Mechanical Engineering, Indian Institute of Technology Kharagpur, 2008. [Em linha]. Disponível em:

https://nptel.ac.in/
[51] C. R. F. Barbosa Júnior, C. R. Barbosa, Â. R. O. Guerra, W. S. Resende, e E. M. S. Júnior, «Tecnologias emergentes em refrigeração e climatização: fluidos refrigerantes inteligentes e o impacto da emenda de kigali», *Rev. Obs. Econ. Latinoam.*, vol. 22, n.º 5, pp. 1–18, 2024.
[52] J. M. Calm, «Options and outlook for chiller refrigerants», vol. 25, n.º 3, pp. 46–363, doi: 10.1016/S0140-7007(01)00072-9.
[53] Linde Group, «Refrigerants Environmental Data: Ozone Depletion and Global Warming Potential». [Em linha]. Disponível em: https://www.linde-gas.pt/pt/images/Refrigerants%20environmental%20GWPs_tcm310-111483.pdf.
[54] United Nations Environment Programme (UNEP), «Global Warming Potential (GWP) of Refrigerants: Why are Particular Values Used?», *UNEP DTIE OzonAction Branch*, Paris, França, 2014.
[55] Instituto Português da Qualidade (IPQ), «Sistemas frigoríficos e bombas de calor - Requisitos de segurança e proteção ambiental». Caparica, Portugal, 2017.
[56] R. U. Rony, H. Yang, S. Krishnan, e J. Song, «Recent Advances in Transcritical CO2 (R744) Heat Pump System: A Review», *Applied Thermal Engineering*, vol. 162, pp. 114–170, novembro de 2019. doi: 10.1016/j.applthermaleng.2019.114170.
[57] Katholieke Hogeschool Limburg (KHLim), «Natural Refrigerant CO2», i-NET, Diepenbeek, Bélgica, Relatório Técnico, s.f.
[58] S. M. Liao, T. S. Zhao, e A. Jakobsen, «A correlation of optimal heat rejection pressures in transcritical carbon dioxide cycles», *Appl. Therm. Eng.*, vol. 20, n.º 9, pp. 831–841, jul. 2000, doi: 10.1016/S1359-4311(99)00070-8.
[59] CARLY S.A, «Filtres à Huile / Oil Filters». CARLY, Lys-lez-Lannoy, França, 2018. [Em linha]. Disponível em: http://www.carly-sa.com/
[60] Emerson Climate Technologies, «CO2 Product Guide 2021 for Refrigeration Applications». Emerson Climate Technologies GmbH, Aachen, Alemanha, 2021.
[61] I. Ekmekci, «R744 (CO2) refrigerant cooling systems and their performances», apresentado em Proc. 8th International Ege Energy Symposium and Exhibition (IEESE-2016), Istambul, Turquia, 2016.
[62] J. Arias e P. Lundqvist, «Heat recovery and floating condensing pressure in supermarkets», vol. 38, n.º 5, pp. 483–492, mai. 2006, doi: 10.1016/j.enbuild.2005.08.010.
[63] P. Gullo, A. Hafner, e K. Banasiak, «State-of-the-art technologies for transcritical R744 refrigeration systems – a theoretical assessment of energy advantages for European food retail industry», vol. 123, pp. 46–53, 2017, doi: 10.1016/j.egypro.2017.07.283.
[64] N. Purohit, D. K. Gupta, e M. S. Dasgupta, «Energetic and economic analysis of trans-critical CO2 booster system for refrigeration in warm climatic condition», vol. 80, pp. 182–196, ago. 2017, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2017.04.023.
[65] ATMOsphere, «Global Transcritical CO2 (R744) Market Dynamics: Sector-Specific Market Shares, Technological Progress, and Regulatory Outlook (2021–2026)», ATMOsphere, Bruxelas, Bélgica, Relatório de Mercado, 2021. [Em linha]. Disponível em: https://atmosphere.cool/
[66] B. T. Austin e K. Sumathy, «Transcritical carbon dioxide heat pump systems: A review», *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 15, n.º 8, pp. 4013–4029, out. 2011, doi: 10.1016/j.rser.2011.07.021.
[67] L. O. Aredokou, V. K. Chegnimonhan, C. T. Guidi, P. T. Kapen, e B. Kounouhewapen and Basile Kounouhewa, «Transcritical carbon dioxide refrigeration and air conditioning cycles and applications: State of the art», vol. 13, n.º 1, pp. 1–15, 2024.
[68] S. Sawalha, «Theoretical evaluation of trans-critical CO2 systems in supermarket refrigeration. Part I: Modeling, simulation and optimization of two system solutions», vol. 31, n.º 3, pp. 516–524, mai. 2008, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2007.05.017.
[69] R. Llopis, J. Almonacid, R. Cabello, D. Sánchez, e E. Torrella, «Experimental evaluation of a R134a/CO2 cascade refrigeration plant», *Int. J. Refrig.*, vol. 50, pp. 11–19, fev. 2015, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2014.10.012.
[70] B. Yu, J. Yang, D. Wang, J. Shi, e J. Chen, «An updated review of recent advances on modified technologies in transcritical CO2 refrigeration cycle», *Energy*, vol. 189, pp. 116–147, dez. 2019, doi: 10.1016/j.energy.2019.116147.
[71] A. N. M. N. U. Shan, «A Review of Trans-critical CO2 refrigeration cycle», apresentado em International Conference on Industrial & Mechanical Engineering and Operations Management (IMEOM), Dhaka, Bangladesh, dez. 2020.
[72] D. M. Robinson e E. A. Groll, «Efficiencies of transcritical CO2 cycles with and without an expansion turbine», *Int. J. Refrig.*, vol. 21, n.º 7, pp. 577–589, nov. 1998, doi: 10.1016/S0140-7007(98)00024-3.
[73] Y. Chen e J. Gu, «The optimum high pressure for CO2 transcritical refrigeration systems with internal heat exchangers», *Int. J. Refrig.*, vol. 28, n.º 8, pp. 1238–1249, dez. 2005, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2005.08.009.
[74] J. Sarkar, «Review on Cycle Modifications of Transcritical CO2 Refrigeration and Heat Pump Systems», *J. Adv. Res.*

Mech. Eng., vol. 1, n.º 1, pp. 22–29, 2010.
[75] K. M. Tsamos, Y. T. Ge, I. Dewa Santosa, S. A. Tassou, G. Bianchi, e Z. Mylona, «Energy analysis of alternative CO2 refrigeration system configurations for retail food applications in moderate and warm climates», *Energy Convers. Manag.*, vol. 150, pp. 822–829, out. 2017, doi: 10.1016/j.enconman.2017.08.019.
[76] E. Bellos e C. Tzivanidis, «Multi-objective optimization of transcritical CO2 refrigeration cycles with parallel compression», *Energy Convers. Manag.*, vol. 182, pp. 112–126, fev. 2019, doi: 10.1016/j.enconman.2018.12.062.
[77] H. Fritschi, M. Jaun, M. Ostertag, e C. Zilio, «Efficiency increase in carbon dioxide refrigeration technology with parallel compression», *Int. J. Low-Carbon Technol.*, vol. 12, n.º 3, pp. 245–252, set. 2017, doi: 10.1093/ijlct/ctw022.
[78] A. A. Kornhauser, «The use of an ejector as a refrigerant expander», apresentado em 1990 USNC/IIR-Purdue Refrigeration Conference, West Lafayette, IN, EUA, 1990, pp. 10–19.
[79] N. Lawrence e S. Elbel, «Review of recent developments in advanced ejector technology», *Int. J. Refrig.*, vol. 62, pp. 1–18, fev. 2016, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2015.10.031.
[80] S. Elbel e P. Hrnjak, «Experimental validation of a prototype ejector designed to reduce throttling losses encountered in transcritical R744 system operation», *Int. J. Refrig.*, vol. 31, n.º 5, pp. 811–822, ago. 2008, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2007.11.012.
[81] J. S. Lee, M. S. Kim, e M. S. Kim, «Studies on the performance of a transcritical CO2 air conditioning system using an ejector as an expansion device», *Int. J. Refrig.*, vol. 34, n.º 8, pp. 1823–1831, dez. 2011, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2011.07.018.
[82] X. Chen, S. Omer, M. Worall, e S. Riffat, «Recent developments in ejector refrigeration technologies», *Renew. Sustain. Energy Rev.*, vol. 19, pp. 130–151, mar. 2013, doi: 10.1016/j.rser.2012.11.028.
[83] J. M. Abdulateef, K. Sopian, M. A. Alghoul, e M. Y. Sulaiman, «Review on solar-driven ejector refrigeration technologies», *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, vol. 13, n.º 4, pp. 838–849, maio de 2009. doi: 10.1016/j.rser.2008.02.003.
[84] P. Gullo, S. A. Tassou, K. M. Tsamos, e A. Hafner, «Multi-ejector R744 booster refrigerating plant and air conditioning system integration – A theoretical evaluation of energy benefits for supermarket applications», *Int. J. Refrig.*, vol. 75, pp. 164–176, mar. 2017, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2016.12.008.
[85] P. Gullo, A. Hafner, e K. Banasiak, «Transcritical R744 refrigeration systems for supermarket applications: Current status and future perspectives», *Int. J. Refrig.*, vol. 93, pp. 269–310, set. 2018, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2018.07.001.
[86] E. P. Bandarra Filho, J. M. Mendoza-Miranda, D. Beirão, e J. R. Garcia-Cascales, «Transcritical CO2 refrigeration systems enhanced by ejector technology state-of-the-art review», *Energy Convers. Manag.*, vol. 115, pp. 320–337, mai. 2016, doi: 10.1016/j.enconman.2016.02.062.
[87] L. H. P. Massuchetto, R. B. C. do Nascimento, S. M. R. de Carvalho, H. V. de Araújo, e J. V. H. d'Angelo, «Thermodynamic performance evaluation of a cascade refrigeration system with mixed refrigerants: R744/R1270, R744/R717 and R744/RE170», *Int. J. Refrig.*, vol. 106, pp. 201–212, out. 2019, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2019.03.001.
[88] C. Sanz-Kock, R. Llopis, D. Sánchez, R. Cabello, e E. Torrella, «Experimental evaluation of a R134a/CO2 cascade refrigeration plant», *Appl. Therm. Eng.*, vol. 73, n.º 1, pp. 41–50, dez. 2014, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2014.07.041.
[89] E. Bellos e C. Tzivanidis, «A comparative study of CO2 refrigeration systems», *Energy Convers. Manag.*, vol. 1, jan. 2019, doi: 10.1016/j.ecmx.2018.100002.
[90] S. Sawalha, «Investigation of heat recovery in CO2 transcritical solution for supermarket refrigeration», *Int. J. Refrig.*, vol. 36, n.º 1, pp. 145–156, jan. 2013, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2012.10.020.
[91] M. Karampour e S. Sawalha, «State-of-the-art integrated CO2 refrigeration system for supermarkets: A comparative analysis», *Int. J. Refrig.*, vol. 86, pp. 239–257, fev. 2018, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2017.11.006.
[92] N. Agrawal, S. Bhattacharyya, e J. Sarkar, «Optimization of two-stage transcritical carbon dioxide heat pump cycles», *Int. J. Therm. Sci.*, vol. 46, n.º 2, pp. 180–187, fev. 2007, doi: 10.1016/j.ijthermalsci.2006.04.011.
[93] L. Cecchinato, M. Chiarello, M. Corradi, E. Fornasieri, S. Minetto, P. Stringari, e C. Zilio, «Thermodynamic analysis of different two-stage transcritical carbon dioxide cycles», *Int. J. Refrig.*, vol. 32, n.º 5, pp. 1058–1067, ago. 2009, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2008.10.001.
[94] P. Gullo, M. Birkelund, E. E. Kriezi, e M. R. Kærn, «Comprehensive experimental performance study on a small-capacity transcritical R744 vapour-compression refrigeration unit equipped with an innovative ejector», *Int. J. Refrig.*, vol. 152, pp. 192–203, ago. 2023, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2023.05.007.
[95] G. Lorentzen, «Revival of carbon dioxide as a refrigerant», *Int. J. Refrig.*, vol. 17, n.º 5, pp. 292–301, jun. 1994, doi: 10.1016/0140-7007(94)90059-0.
[96] P. K. Bansal, «Status of CO2 as a low temperature refrigerant: Fundamentals and R&D opportunities», *Appl. Therm. Eng.*, vol. 35, pp. 159–165, mar. 2012, doi: 10.1016/j.applthermaleng.2011.12.006.

[97] A. Cavallini, L. Cecchinato, M. Corradi, E. Fornasieri, e C. Zilio, «Two-stage transcritical carbon dioxide cycle optimisation: A theoretical and experimental analysis», *Int. J. Refrig.*, vol. 28, n.º 8, pp. 1274–1283, dez. 2005, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2005.09.006.
[98] J. R. Thome, «Flow boiling in microchannels: a state-of-the-art review», *Int. J. Heat Fluid Flow*, vol. 25, n.º 2, pp. 128–139, abr. 2004, doi: 10.1016/j.ijheatfluidflow.2003.11.005.
[99] Y. Hwang, R. Radermacher, A. Al-Alili, e O. Sike, «Performance evaluation of a two-stage CO2 cycle with gas injection in the cooling mode operation», *Int. J. Refrig.*, vol. 27, n.º 5, pp. 509–518, ago. 2004, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2004.03.006.
[100] P. Gullo, B. Elmegaard, e G. Cortella, «Advanced exergy analysis of a R744 booster refrigeration system with parallel compression», *Energy*, vol. 107, pp. 562–571, jul. 2016, doi: 10.1016/j.energy.2016.04.053.
[101] A. Hafner, S. Försterling, e K. Banasiak, «Multi-ejector concept for R-744 supermarket refrigeration», *Int. J. Refrig.*, vol. 43, pp. 1–13, jul. 2014, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2013.10.015.
[102] Clito Afonso, *Termodinâmica para engenharia*, 2ª Edição. Quântica Editora.
[103] Y. Ben Salem e A. Bellagi, «Energy and exergy analysis of Carbon Dioxide Transcritical Booster System», *Journal de l'ISTE*, vol. 2, n.º 4, pp. 1–17, 2018.
[104] A. Bejan, G. Tsatsaronis, e M. Moran, *Thermal Design and Optimization*. New York, NY, EUA: John Wiley & Sons, Inc, 1996.
[105] S. A. Klein, «Engineering Equation Solver (EES)». F-Chart Software, LLC, Madison, WI, EUA, 2020.
[106] R. Span e W. Wagner, «A new equation of state for carbon dioxide covering the fluid region from the triple-point to 1100 K at pressures up to 800 MPa», *J. Phys. Chem. Ref. Data*, vol. 25, n.º 6, pp. 1509–1596, nov. 1996, doi: 10.1063/1.555991.
[107] R. Tillner-Roth e H. D. Baehr, «An international standard formulation for the thermodynamic properties of 1,1,1,2-tetrafluoroethane (HFC-134a) for temperatures from 170 K to 455 K and pressures up to 70 MPa», *J. Phys. Chem. Ref. Data*, vol. 23, n.º 5, pp. 657–729, set. 1994, doi: 10.1063/1.555958.
[108] J. A. Silva, J. N. M. da Silva, F. A. O. Fontes, e C. A. C. dos Santos, «Performance analysis of two-stage transcritical refrigeration cycle operating with R744», *HOLOS*, vol. 4, pp. 102–118, outubro de 2011. doi: 10.15628/holos.2011.602.
[109] A. Cavallini, M. Corradi, E. Fornasieri, e S. Girotto, «Experimental investigation of a transcritical carbon dioxide booster refrigeration system», *Int. J. Refrig.*, vol. 28, n.º 8, pp. 1214–1221, dez. 2005, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2005.09.005.
[110] H. Cho, C. Ryu, e Y. Kim, «Cooling performance of a variable speed CO2 cycle with an electronic expansion valve and internal heat exchanger», *Int. J. Refrig.*, vol. 30, n.º 4, pp. 564–571, jun. 2007, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2006.10.007.
[111] R. Llopis, R. Cabello, D. Sánchez, e E. Torrella, «Energy improvements of CO2 transcritical refrigeration cycles using dedicated mechanical subcooling», *Int. J. Refrig.*, vol. 55, pp. 129–141, jul. 2015, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2015.03.016.
[112] M. Ávila Gutiérrez, M. Delgado Mejías, B. Peris Pérez, G. Besagni, e J. M. Salmerón Lissén, «Experimental analysis of a small-scale dynamic vapor injection CO2 transcritical system operating under extreme conditions», apresentado em 13th National and 4th International Conference on Engineering Thermodynamics (13th CNIT / 4th ICET), Universitat Jaume I, Castellón de la Plana, Espanha, 2023.
[113] H. Qiao, X. Xu, V. Aute, e R. Radermacher, «Transient modeling of a flash tank vapor injection heat pump system – Part II: Simulation results and experimental validation», *Int. J. Refrig.*, vol. 49, pp. 111–124, jan. 2015, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2014.09.003.
[114] Y. Sun, J. Wang, e J. Xie, «Performance Optimizations of the Transcritical CO2 Two-Stage Compression Refrigeration System and Influences of the Auxiliary Gas Cooler», *Energies*, vol. 14, n.º 17, 2021, doi: 10.3390/en14175578.
[115] J. Catalán-Gil, R. Llopis, D. Sánchez, L. Nebot-Andrés, e R. Cabello, «Dedicated and integrated mechanical subcooling systems in CO2 booster systems», *Int. J. Refrig.*, vol. 104, pp. 110–121, ago. 2019, doi: 10.1016/j.ijrefrig.2019.05.011.
[116] J. A. Q. Dias, «Concepção de Instalações Frigoríficas em Expansão Directa versus Sistemas Inundados: Análise Energética das Soluções», Dissertação de Mestrado Integrado em Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Faculdade de Engenharia da Universidade do Porto (FEUP), Porto, Portugal, 2012.
[117] J. M. Pirani, «Refrigeração e Ar Condicionado, Parte I: Refrigeração», Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal da Bahia (UFBA), Salvador, BA, Brasil, s.f.
[118] F. Ferraz e M. Gomes, «O Histórico da Refrigeração, Fluidos Refrigerantes, Ozono - Processo de Formação/Destruição, Sistemas de Refrigeração, Componentes de um Sistema de Refrigeração», Centro Federal de Educação Tecnológica da Bahia (CEFET-BA), Santo Amaro, BA, Brasil, 2008.
[119] Bitzer SE, «Scroll Compressors», BITZER Group. [Em linha]. Disponível em:

https://www.youtube.com/watch?v=VHKmopyE40Q
[120] «Por “dentro” dos motores a reação». [Em linha]. Disponível em: http://canalpiloto.com.br/pordentro-dos-motores-a-reacao
[121] «Axial-Flow Compressor Analysis - Separadores de óleo». [Em linha]. Disponível em: http://www.globalspec.com/reference/28332/203279/9-3-axial-flow-compressor-analysis
[122] Hofmann (Beijing) Engineering Technology Co., Ltd, «Evaporador de placas», DirectIndustry. [Em linha]. Disponível em: https://www.directindustry.com/pt/prod/hofmann-beijing-engineering-technology-co-ltd/product-200015-2034367.html.
[123] Shine Year Enterprise Co., Ltd, «Tubo Capilar», Shine Year. [Em linha]. Disponível em: http://www.shineyear.com.tw/products/p6/900m.png

Anexo A — Compressores

Os compressores utilizados nas instalações de refrigeração podem ser classificados consoante a sua conceção em dois grandes grupos: os volumétricos ou de deslocamento positivo e os dinâmicos ou de deslocamento cinético [27].

A diferença entre ambos reside na forma como se realiza a compressão do fluido de trabalho. Nos compressores volumétricos, o fluido é comprimido por redução do volume, a pressão aumenta ao restringir gradualmente esse espaço através de um dispositivo de compressão, como um pistão ou parafuso, e existe uma separação física do fluido a baixa pressão, à entrada do compressor, do fluido a alta pressão, à saída do compressor. Nos compressores dinâmicos, a compressão é realizada devido à transformação da energia cinética em pressão; o fluido é acelerado pelas pás e a velocidade é convertida em pressão [7].

A Figura A. 1 esquematiza os tipos de compressores.

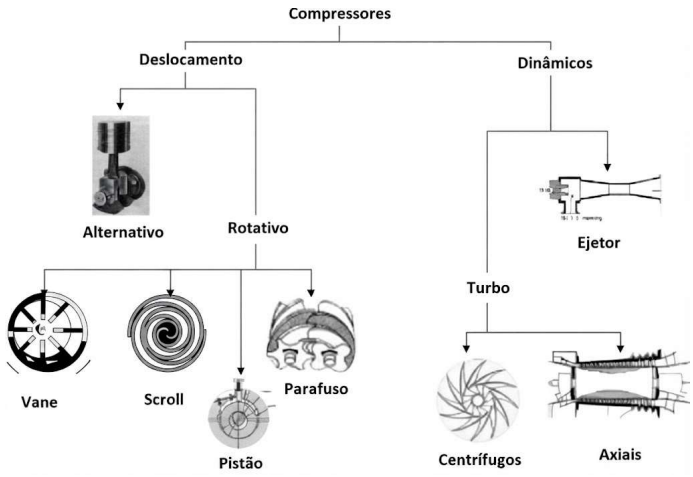


Figura A. 1: Tipos de compressores (adaptado de [4])

Os compressores centrífugos, alternativos, de parafuso, de palhetas (vane) e os scroll são os mais frequentemente utilizados [9]. Na refrigeração industrial, em instalações de capacidade até 1000 kW, os tipos de compressores mais comuns são os alternativos e os rotativos de parafuso, ou simplesmente parafuso. Os compressores centrífugos encontram aplicações na indústria química e de processos, uma vez que tanto podem ser acionados por turbina a gás como por motores elétricos. Os compressores rotativos de palhetas encontram aplicação em sistemas booster de duplo estágio de compressão [9].

Além da classificação relacionada com o tipo de funcionamento, podem ainda ser divididos pelo tipo de construção. Dependendo da conceção construtiva, os compressores podem ser herméticos, semi-herméticos ou abertos.

Nos compressores herméticos, partilhando o mesmo veio, o compressor e o motor de acionamento encontram-se selados no interior de uma carcaça. As únicas ligações com o exterior são apenas os cabos elétricos de alimentação, o local de admissão e de descarga do fluido frigorigéneo. Este tipo de compressor, utilizado em sistemas em que a carga frigorífica é baixa, traz a vantagem de não haver risco de fugas do fluido frigorigéneo nem de contaminação de pequenas partículas. No entanto, é impossível fazer manutenção, pelo que se um componente falhar, todo o sistema é substituído. Normalmente operam com fluidos de trabalho do tipo HFC, e costumam ser utilizados em instalações domésticas ou em instalações até 30 kW [7].

Nos compressores do tipo aberto, o compressor e o motor de acionamento estão em compartimentos separados e são ligados por um acoplamento através e polias e correias, sendo suscetível a fugas de óleo lubrificante e de fluido frigorigéneo através dos vedantes. A grande vantagem deste compressor é a possibilidade de ser totalmente desmontado. Em instalações industriais, tipicamente quando o fluido frigorigéneo é o amoníaco, ou gases fluorados como os hidrofluorocarbonetos (HFC) os compressores utilizados são do tipo aberto (alternativo ou de parafuso) [7], [9].

Um compressor semi-herméticos é uma solução intermédia das duas soluções anteriores. O motor elétrico está diretamente acoplado à cambota do compressor, e a carcaça aloja quer o motor elétrico quer o compressor, evitando-se, assim, o uso de vedantes e fugas de gás e óleo lubrificante. A vantagem, é a possibilidade de desmontagem e o acesso a várias partes do sistema para realizar manutenção e substituição de peças danificadas. Historicamente associados aos fluidos halogenados, os compressores semi-herméticos constituem hoje a solução construtiva dominante nas aplicações transcríticas de dióxido de carbono, incluindo as máquinas de duplo estágio consideradas nesta dissertação, cujo limite de temperatura de descarga é declarado pelo fabricante [7], [9], [19].

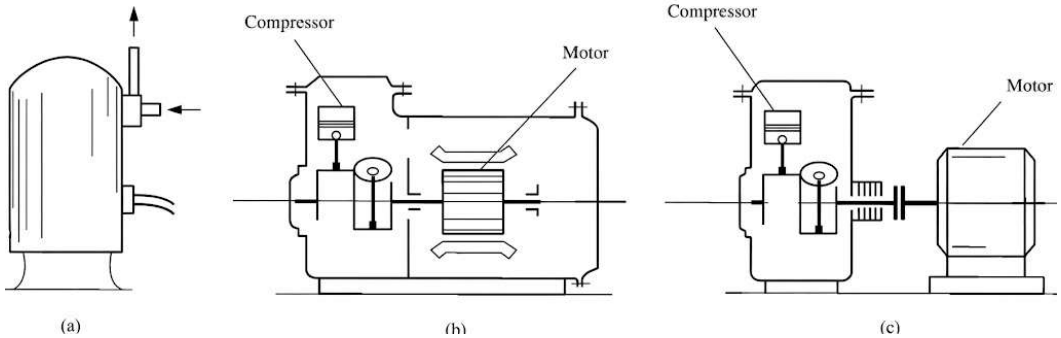


Figura A. 2: a) Compressor hermético, b) Compressor semi-hermético, c) Compressor aberto [116].

A escolha do compressor vai considerar vários fatores. O compressor deve ser projetado para assegurar a maximização do ciclo de vida do sistema, a minimização dos períodos de inatividade e dos custos operacionais, uma gestão eficiente do consumo de energia, uma curva de rendimento adequada às condições de operação típicas, condições acústicas apropriadas e uma conformidade com as normativas legais, entre outros [1].

No entanto, a escolha do compressor vai depender essencialmente da capacidade de refrigeração necessária para instalação, que determinará a sua potência de compressão, da taxa de fluxo volumétrico, da razão de compressão e das propriedades térmicas e físicas do fluido frigorigéneo.

É necessário ter em conta que o funcionamento do compressor é diferente consoante as condições de funcionamento que lhe impõem, principalmente, a razão de compressão entre a pressão à saída e a pressão à entrada do compressor. Um aspeto muito importante é o rendimento volumétrico do compressor, η_v [9]:

$$\eta_v = \frac{\dot{V}_{admitido}}{\dot{V}_{admitido,teórico}} \quad \text{A.1}$$

Onde $\dot{V}_{admitido}$ representa o caudal volumétrico efetivamente aspirado pelo compressor (m^3/s) e $\dot{V}_{admitido,teórico}$ o caudal volumétrico deslocado pela cilindrada à velocidade de rotação de funcionamento (m^3/s). A diferença entre os dois traduz o efeito da reexpansão do gás retido no espaço morto, das fugas internas através das folgas mecânicas, das perdas de carga nas válvulas e do aquecimento do gás no contacto com as paredes do cilindro.

Na Figura A. 3, observa-se a variação do rendimento volumétrico de um compressor alternativo com o aumento da razão de compressão:

$$r_{pressão} = \frac{P_{descarga}}{P_{admissão}} \quad \text{A.2}$$

Onde $P_{descarga}$ e $P_{admissão}$ representam, respetivamente, as pressões absolutas à saída e à entrada do compressor (bar). Devido ao baixo rendimento volumétrico dos compressores quando as razões de pressão são elevadas, usam-se compressores com múltiplos estágios de compressão, de modo a que o rendimento volumétrico seja o maior possível [9].

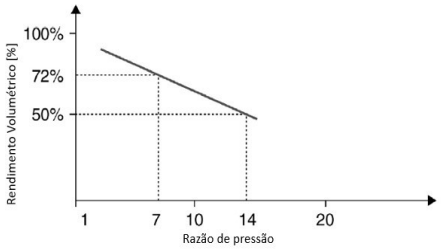


Figura A. 3: Evolução do rendimento volumétrico com a razão de compressão [9].

Controlo da capacidade

Os compressores, pelo facto de serem os maiores consumidores do sistema, influenciando significativamente o custo operacional da instalação, devem ser estudados de forma a não terem consumos de energia desnecessários. As duas grandezas mais importantes para a caracterização do seu desempenho são a capacidade de refrigeração e a potência de compressão.

O requisito de capacidade de compressão nem sempre é constante numa instalação e manter um compressor a funcionar constantemente pode aumentar significativamente o consumo total de energia. É, portanto, necessário encontrar formas de regular a capacidade de compressão. São apresentados alguns exemplos [7]:

- **Tudo ou nada** — Para instalações mais simples e de pequena dimensão, como as unidades de refrigeração doméstica, um termóstato simples é suficiente para controlar o funcionamento do compressor. Quando o espaço ultrapassa uma determinada temperatura definida, o compressor é ativado à sua capacidade máxima e, ao atingir a temperatura mínima desejada, desliga-se. Quanto menor for a diferença entre a temperatura de arranque e a de corte, menores serão as flutuações térmicas no interior da unidade; contudo, isto resultará num maior número de ciclos de paragem e arranque, o que pode comprometer a longevidade do compressor;
- **Variação da velocidade de rotação** — A capacidade do compressor é, em grande medida, diretamente proporcional à sua velocidade de rotação. A utilização de motores de múltiplas velocidades apresenta-se como uma forma de controlar essa capacidade. Este controlo, no entanto, não é contínuo, uma vez que estes motores possuem geralmente apenas duas a quatro velocidades fixas e distintas;
- **Controlo de passos** — Em vez de utilizar um único compressor para satisfazer as necessidades do sistema, distribuir o trabalho por várias máquinas reduzirá o consumo de energia durante os períodos de baixa carga, momentos em que nem todos os compressores precisam de estar em funcionamento;
- **Regulação contínua com variação de frequência** — Embora ter passos discretos de velocidade ou capacidade seja uma forma mais eficiente de usar o compressor em comparação com os ciclos de ligar/desligar, idealmente a potência frigorífica fornecida deveria corresponder à potência necessária em todos os momentos. Os compressores alternativos são geralmente acionados por motores elétricos monofásicos ou trifásicos, cuja velocidade pode ser continuamente alterada através de um variador de frequência. Isto permite alcançar este equilíbrio, poupando efetivamente energia e aumentando a eficiência global do sistema;
- **Outras** — como controlar a abertura das válvulas de admissão, variar o espaço morto ou ter janelas de serviço parciais.

Compressores alternativos

Os compressores alternativos são os mais utilizados em refrigeração, cobrindo aplicações de pequena e média capacidade. Até cerca de 350 kW (100 toneladas de refrigeração), apresentam um ligeiro ganho de eficiência face aos compressores de parafuso, que se tornam a solução preferencial acima desse patamar. Os frigorigéneos R-22, R-134a, R-404A, R-407A e R-407C são frequentemente utilizados com este tipo de compressores em sistemas de ar condicionado para conforto térmico e em processos, enquanto que o amoníaco (R-717) é utilizado em sistemas de refrigeração industrial [9].

Estes compressores são semelhantes aos motores de combustão interna. São compostos por cilindros, êmbolos, segmentos, cambota, válvulas de admissão e de escape. O aumento da pressão é realizado devido à diminuição de volume do fluido de trabalho que se encontra no estado gasoso no interior do cilindro, através do movimento ascendente do êmbolo. Neste tipo de compressores, o ciclo de compressão é composto pelas fases de admissão, compressão e escape [7].

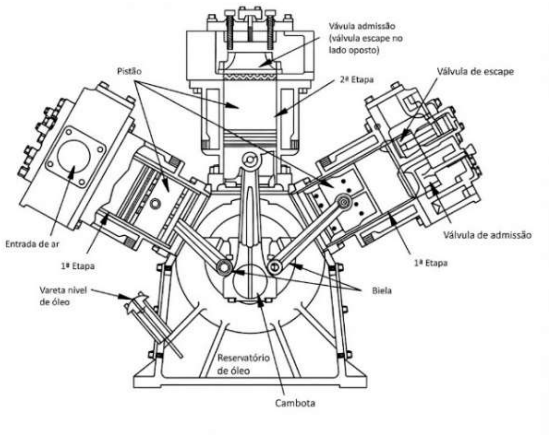


Figura A. 4: Componentes de um compressor alternativo (adaptado de [17]).

Durante a fase de admissão, o fluido é aspirado, devido a uma depressão no interior do cilindro que vence a força exercida pela mola da válvula de admissão, criada pelo movimento descendente do êmbolo levando a que esta abra e o vapor a baixa pressão seja absorvido da rede. Durante a fase de compressão, o fluido frigorigéneo aumenta de pressão, devido a uma diminuição do volume interno do cilindro, criado pelo movimento ascendente do êmbolo. Durante a fase de escape, ainda antes de o êmbolo terminar o movimento ascendente, dá-se a abertura da válvula de descarga, a partir de um determinado valor de pressão [11].

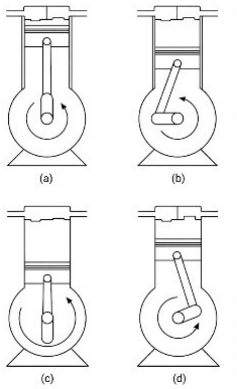


Figura A. 5: a) Pistão no ponto 0° b) Pistão a 90° c) Pistão a 180° d) Pistão a 360° (adaptado de [17]).

O comportamento do ciclo pode ser observado na Figura A. 6.

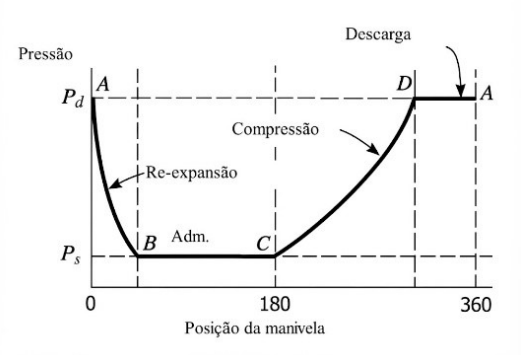


Figura A. 6: Ciclo compressão de um compressor alternativo (adaptado de [17]).

A lubrificação deste tipo de compressores pode ser feita utilizando chapinhagem ou recorrendo a uma lubrificação pressurizada. Nas últimas décadas, este tipo de compressores tem vindo a ser bastante desenvolvido, operando a velocidades de rotação cada vez mais elevadas, à semelhança do que tem acontecido com quase todas as máquinas rotativas [7].

Os compressores alternativos são divididos em classes, determinadas pelo tipo de construção, tipo de orientação dos pistões, número de efeitos e número de compressões.

Tipo de construção:

- Hermético
- Aberto
- Semi-hermético

Orientação dos pistões:

- Horizontal: quando o eixo do êmbolo se desloca na horizontal.
- Vertical: quando o eixo do êmbolo se desloca na vertical.
- Em V: quando existem duas linhas de cilindros, e estas fazem um determinado ângulo entre si.

Número de efeitos:

- Simples Efeito: apenas uma das faces do êmbolo é ativa. Ou seja, o ciclo de compressão dá-se apenas num sentido. A outra face do êmbolo encontra-se aberta.
- Duplo Efeito: neste caso o êmbolo tem duas faces ativas. Ou seja, o ciclo de compressão dá-se em ambas as faces do êmbolo, em fases distintas.

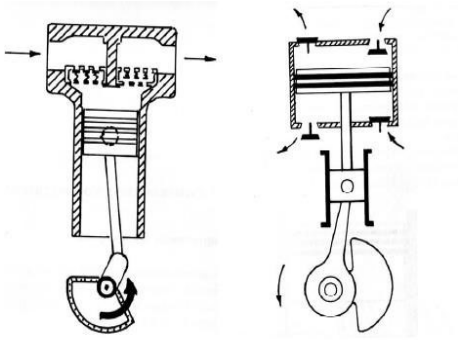


Figura A. 7: Figura de Simples e Duplo Efeito [7].

Número de compressões:

- Compressão apenas num andar: apenas se realiza uma compressão, desde a admissão até à descarga.
- Compressão em dois estágios: neste caso a compressão, desde a admissão até à descarga, é realizada em dois estágios. Ou seja, o fluido frigorigéneo é comprimido desde a pressão de admissão até uma pressão intermédia num cilindro, e comprimida desde a pressão intermédia até à pressão de descarga num outro cilindro. Consequentemente o cilindro do primeiro estágio tem um volume maior que o cilindro do segundo estágio.

Compressores rotativos

Os compressores rotativos têm genericamente um rotor montado excentricamente num cilindro. Neste tipo de compressores existem menores perdas mecânicas por atrito em comparação com os compressores alternativos. A simplicidade construtiva traduz-se num menor número de peças móveis. Por o processo de compressão ser contínuo e a admissão permanecer aberta durante a fase correspondente, estes compressores dispensam válvula de admissão. A descarga é normalmente assegurada por uma válvula de palheta, que abre quando a pressão interna iguala a pressão da linha [24].

Compressores de pistão rolante

O elemento móvel é um anel cilíndrico, o pistão rolante, montado sobre um excêntrico solidário com o veio de acionamento. A rotação do veio obriga o pistão a rolar sobre a superfície interna do cilindro, que é fixo, mantendo com ela um contacto praticamente contínuo. Uma palheta acionada por mola, permanentemente encostada ao pistão, separa a câmara de aspiração da câmara de descarga. À medida que o veio roda, o volume da câmara de descarga reduz-se progressivamente, comprimindo o fluido [24].

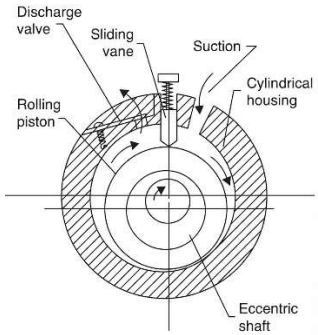


Figura A. 8: Compressor Rotativo de Pistão [7].

Compressores de palhetas

Neste caso, o rotor gira sobre si mesmo, encontrando-se relativamente fixo em relação ao cilindro exterior. O rotor é composto por palhetas que se ajustam, movimentando-se radialmente nas ranhuras onde se encontram. O fluido de trabalho que se encontra entre duas palhetas é comprimido continuamente à medida que o rotor vai rodando, devido à excentricidade [24].

Os compressores de palhetas podem ser divididos em dois tipos básicos:

- Compressor de palhetas simples
- Compressor de múltiplas palhetas

A Figura A. 9 apresenta um compressor de palhetas simples. Neste tipo de compressor, a linha de centro do eixo de acionamento coincide com a do cilindro, porém é excêntrica em relação ao rotor, de maneira que o rotor e o cilindro permanecem em contacto à medida que gira. Uma palheta simples, acionada por uma mola, divide as câmaras de aspiração e descarga.

Historicamente, o R-22 foi o fluido frigorigéneo mais associado a este tipo de compressores [117]. Com a eliminação dos HCFC descrita na secção 2.3.5, essa posição foi assumida pelos HFC e, mais recentemente, pelos fluidos naturais.

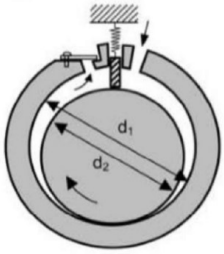


Figura A. 9: Compressor de palhetas simples [117].

A Figura A. 10 ilustra os compressores de múltiplas palhetas. Nestes compressores o rotor gira em torno do próprio eixo, que não coincide com o eixo do cilindro. O rotor possui duas ou mais palhetas, que permanecem em contacto com a superfície do cilindro pela ação da força centrífuga.

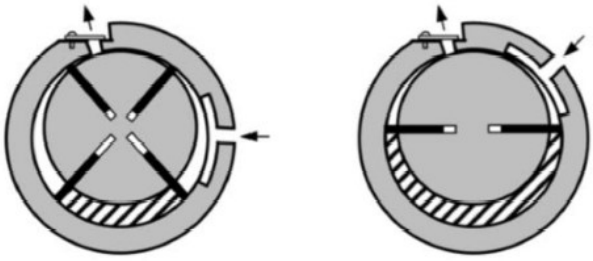


Figura A. 10: Compressor de múltiplas palhetas [117].

O gás penetra pela abertura de sucção e ocupa os espaços definidos entre as palhetas. Devido à excentricidade do rotor as posições das aberturas de sucção e descarga, os espaços constituídos entre as palhetas vão-se reduzindo de modo a provocar a compressão progressiva do gás. A variação do volume contido entre duas palhetas vizinhas, desde o fim da admissão até o início da descarga, define uma razão de compressão interna

fixa para a máquina. Assim, a pressão do gás no momento em que é aberta a comunicação com a descarga poderá ser diferente da pressão dominante nessa região. O equilíbrio é, no entanto, quase instantaneamente atingido e o gás descarregado [118].

Devido ao movimento rotativo, os compressores de palhetas apresentam menor ruído em relação aos alternativos [117].

Compressores de parafuso (*screw*)

O compressor de parafuso partilha com o alternativo uma utilização generalizada em refrigeração, sendo a solução preferencial nas instalações de maior capacidade, onde as cargas térmicas exigidas ultrapassam a gama do compressor alternativo ou degradam a sua eficiência. Embora construtivamente mais complexo, exige menos manutenção, por dispor de um número reduzido de peças sujeitas a desgaste e de nenhuma válvula mecânica, e tolera melhor a aspiração ocasional de líquido, o que reduz o risco de avaria catastrófica. Este tipo de compressor pode ser classificado como de parafuso simples ou duplo, consoante tenham um ou dois rotores em forma de parafuso, engrenados. Podem também ser classificados de acordo com o número de estágios de compressão. Os de parafuso duplo geralmente são mais utilizados devido à sua rendimento isentrópico ser ligeiramente maior [1], [14], [24].

- **Parafuso simples**: este tipo de compressor é constituído por um parafuso helicoidal e por duas rodas planas, planetárias, que rodam em torno do parafuso em sentidos opostos. O acionamento é feito por um motor elétrico que faz girar o parafuso, que por sua vez faz girar as rodas planas. A compressão realiza-se continuamente devido ao engrenamento entre os dentes do parafuso e das rodas. Quando hermeticamente fechados são usados normalmente em pequena escala em aplicações domésticas e comerciais.
- **Parafuso duplo**: este tipo de compressor possui dois rotores em forma de parafusos, um macho e uma fêmea. Estes encontram-se engrenados entre si e rodam em sentidos opostos. O motor aciona o rotor macho, que por sua vez aciona o rotor fêmea. O fluido frigorigéneo é admitido pelo compressor e preenche os intervalos ou cavidades existentes entre os dentes dos rotores. Após o engrenamento o gás é encerrado, num determinado intervalo. O espaço existente nesse intervalo ou cavidade começa a diminuir e a deslocar-se axialmente ao longo dos parafusos, provocando desta forma a compressão do fluido frigorigéneo, assim como a sua deslocação em direção à zona de descarga ou escape, onde irá ser libertado. O rotor macho possui tipicamente quatro ou cinco lóbulos e o rotor fêmea seis ou sete reentrâncias. O rotor macho é de dimensão inferior ao rotor fêmea, o que o obriga a fazer mais rotações. Os compressores de parafusos duplos apresentam um melhor rendimento isentrópico, em torno dos 3 a 4 % em relação aos de parafuso simples e, por este motivo, são mais utilizados.

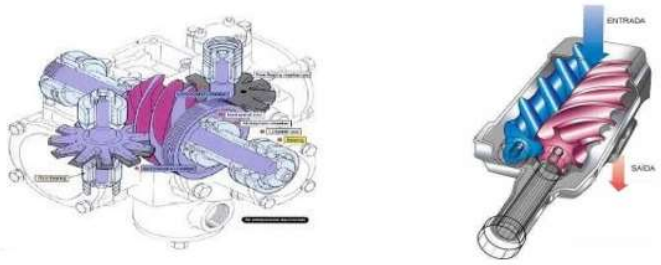


Figura A. 11: Compressor de Parafuso Simples e Compressor de Parafuso Duplo.

Ao contrário dos compressores alternativos, cuja eficiência de compressão é fortemente afetada pela temperatura de evaporação, nos compressores de parafuso a eficiência depende da relação entre as pressões de descarga e de aspiração, bem como da relação de volumes interna do próprio compressor [18].

Compressores helicoidais (*scroll*)

O compressor *Scroll* foi patenteado em 1905 pelo engenheiro francês Léon Creux. Na época, a tecnologia disponível não era avançada o suficiente para permitir a fabricação de um protótipo, devido a, principalmente, problemas de vedação. Para um funcionamento efetivo, o compressor *Scroll* requer tolerâncias de fabricação

muito pequenas, que foram resolvidas apenas a partir da segunda metade do século XX, com o desenvolvimento de novas tecnologias e processos de manufatura [117].

Os compressores *scroll* são constituídos por dois elementos em espiral, geralmente com perfil em involuta, designados por espiral fixa e espiral móvel. A espiral móvel não roda sobre si própria: descreve um movimento orbital de pequeno raio em torno do centro da espiral fixa, imposto pelo excêntrico do veio de acionamento [7]. O gás é aspirado pela periferia, ficando encerrado nas câmaras em forma de crescente definidas entre as duas espirais. O movimento orbital desloca progressivamente essas câmaras para o centro do conjunto, reduzindo o seu volume, até que o gás é libertado pela porta de descarga central. A espiral superior dispõe de vedantes flutuantes que deslizam sobre a espiral inferior, assegurando a estanquidade entre as superfícies de contacto [11]. Na gama de pequena capacidade, este tipo de compressores é predominantemente hermético, pelo que uma avaria implica normalmente a substituição integral da unidade. Existem, contudo, execuções semi-herméticas para potências superiores e de acionamento aberto para aplicações específicas.



Figura A. 12: Esquema de um compressor *scroll* [119].



Figura A. 13: Compressor *Scroll* vista de corte [6].

Na Figura A. 13, encontram-se cinco vistas de corte, de um compressor do tipo Scroll, desde a fase de admissão até à fase de descarga [11]:

- **Admissão**: o gás entra pela periferia da espiral. Na segunda fase, as superfícies das espirais encontram-se na periferia, encerrando o gás num determinado volume.
- **Compressão**: o volume onde se encontra o gás vai-se reduzindo progressivamente, à medida que o gás se vai deslocando para o interior das espirais. Nesta fase, o volume de gás continua a ser progressivamente reduzido, sendo constante o aumento de pressão.
- **Descarga**: o volume continua a ser reduzido, de forma a forçar a saída do gás pela abertura de descarga, até que o volume seja reduzido a zero.

Durante a operação, todos os volumes encontram-se em diferentes estágios de compressão, resultando num processo de sucção e descarga praticamente contínuo.

Comparado com um compressor alternativo de igual capacidade, estes compressores permitem um aumento na eficiência de 5 a 10 %. Outra vantagem destes compressores é o facto de para a mesma potência serem mais silenciosos comparativamente com outros. A razão está no próprio processo de compressão: por existirem simultaneamente várias câmaras em fases distintas, a aspiração e a descarga são praticamente contínuas e o binário aplicado ao veio mantém-se quase constante, do que resulta um funcionamento suave, com baixo ruído e vibração reduzida [1], [117].

Este tipo de compressores são relativamente recentes e é esperado substituírem os compressores alternativos em várias aplicações de arrefecimento atingindo melhores eficiências, desempenho e características de trabalho.

Compressores dinâmicos

Os compressores dinâmicos ou turbocompressores possuem dois órgãos principais: impulsor e difusor. O impulsor é um órgão rotativo munido de pás que transfere ao gás a energia recebida de um acionador. Essa transferência de energia faz-se em parte na forma cinética e em outra parte na forma de entalpia. Posteriormente,

o escoamento estabelecido no impelidor é recebido por um órgão fixo denominado difusor, cuja função é promover a transformação da energia cinética do gás em entalpia, com o consequente ganho de pressão.

Os compressores dinâmicos efetuam o processo de compressão de maneira contínua [13].

Compressores centrífugos

Compressores centrífugos são amplamente utilizados em sistemas de grande porte [117]. O princípio de acionamento é semelhante ao de uma bomba centrífuga e é constituído pelo rotor e pelo difusor [7]. O impulsor, acionado pelo motor, possui pás que comunicam ao fluido frigorigéneo energia cinética e entálpica, projetando-o radialmente para a periferia por ação do campo centrífugo. É no difusor, a jusante, que a maior parte dessa energia cinética é convertida em pressão estática, antes de o gás ser encaminhado para a descarga. Operando em fluxo contínuo, os compressores centrífugos aspiram e descarregam o gás exatamente nas pressões externas, ou seja, há uma permanente coincidência entre a razão de compressão interna e a razão de compressão externa. Esta máquina é incapaz de proporcionar grandes elevações de pressão, de modo que os compressores dessa espécie normalmente utilizados em processos industriais são de múltiplos estágios [1], [13].
Normalmente são semi-herméticos e não costumam trabalhar com amoníaco devido à corrosividade. As temperaturas de evaporação podem chegar aos –100 °C.

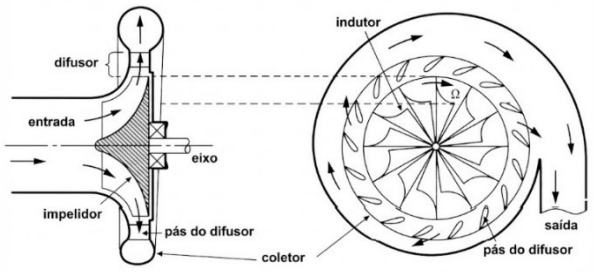


Figura A. 14: Compressor centrífugo [120].

Compressores axiais

Os compressores axiais são turbocompressores (máquinas dinâmicas) de projeto, construção e operação altamente sofisticados. São dotados de um tambor rotativo (rotor) em cuja periferia se encontram dispostas séries de palhetas móveis em arranjos circulares igualmente espaçados. Quando o rotor é posicionado na máquina, estas rodas de palhetas ficam intercaladas por arranjos semelhantes de palhetas fixas, posicionadas circunferencialmente ao longo da carcaça (estator). Cada par, formado por um conjunto de palhetas móveis e outro de palhetas fixas, constitui um estágio de compressão. As palhetas móveis possuem uma conformação capaz de transmitir ao fluido frigorigéneo a energia proveniente do motor de acionamento, conduzindo a um aumento da velocidade e da entalpia do escoamento. Por sua vez, as palhetas fixas do estator são concebidas de modo a produzir uma deflexão no escoamento, forçando a ocorrência de um processo de difusão que converte a energia cinética do fluido num efetivo ganho de pressão estática [118].

Como a elevação de pressão obtida num estágio axial é bastante pequena, os compressores axiais são sempre dotados de vários estágios. O escoamento desenvolve-se através dos estágios segundo uma trajetória hélico-axial envolvendo o tambor [118].

Como o próprio nome indica o sentido do fluido dá-se axialmente, porém como os compressores helicoidais estes são usados em aplicações muito específicas.

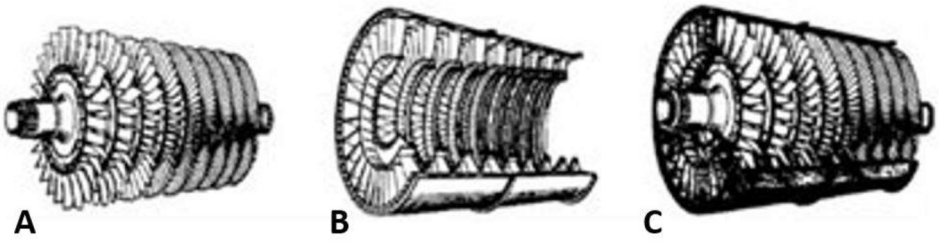


Figura A. 15: Compressor Axial. A) Rotor com palhetas; B) Estator com palhetas; C) Compressor montado [121].

Anexo B — Evaporadores

O evaporador é o permutador de calor onde se realiza o efeito útil da instalação frigorífica: o fluido frigorigéneo, admitido a baixa pressão no estado de mistura bifásica, absorve calor do meio a arrefecer e abandona o componente no estado de vapor. A conceção adotada condiciona o coeficiente global de transferência de calor, a carga de fluido frigorigéneo da instalação, a estratégia de retorno do óleo ao compressor e o método de descongelação, pelo que a sua seleção não é indiferente ao desempenho do ciclo [11], [17].

Apresentam-se em seguida as classificações correntes destes equipamentos, organizadas segundo o tipo de construção, o modo de alimentação do frigorigéneo, o meio a arrefecer e o método de circulação.

Tipo de construção

Quanto ao tipo de construção, os evaporadores podem ser de carcaça e tubo (*shell and tube*), de placas, ou de tubo e alhetas com ou sem ventilação forçada [11], [118]:

- **Evaporadores de carcaça e tubo**

  Um feixe de tubos é envolto por uma carcaça cilíndrica. O fluido frigorigéneo pode circular no interior dos tubos, nos evaporadores de expansão direta, ou no espaço da carcaça, nos evaporadores inundados, escoando o fluido a arrefecer no lado oposto. Esta solução é utilizada sobretudo no arrefecimento de líquidos, em instalações de média e grande capacidade [17];

- **Evaporador de placas**

  São compostos por várias placas finas empilhadas com pequenos espaçamentos entre si, que permitem a passagem alternada do fluido frigorigéneo e da substância a arrefecer. As placas podem ser brasadas, semi-soldadas ou desmontáveis, neste último caso com juntas de vedação e apertadas por tirantes, o que permite a abertura periódica para limpeza e higienização[9], [17]. Os evaporadores de placas brasadas constituem hoje a solução corrente no arrefecimento de líquidos em unidades compactas, dada a elevada área de permuta por unidade de volume, e distinguem-se dos evaporadores de placa do tipo *roll-bond*, obtidos por laminagem de duas chapas de alumínio com canais conformados, característicos da refrigeração doméstica [122];

- **Evaporador de tubo e alhetas**

  Uma série de tubos, no interior dos quais escoa o fluido frigorigéneo, é rodeada por placas metálicas finas, as alhetas. Estas aumentam a área de transferência de calor do lado exterior, compensando o baixo coeficiente de convecção do ar [11], [17].

  Uma série de tubos, onde flui o fluido frigorigéneo, são rodeados de placas metálicas finas (as alhetas). As alhetas permitem aumentar a área de transferência de calor melhorando a eficiência do processo.

Modo de alimentação do fluido frigorigéneo

Quanto ao modo como o líquido é alimentado e à fração que efetivamente evapora ao longo dos canais, os evaporadores distinguem-se em três tipos:

- **Evaporadores de expansão direta ou "secos"**

  O frigorigéneo é admitido no evaporador através de uma válvula de expansão, geralmente do tipo termostática, que regula o caudal de modo a manter constante o grau de sobreaquecimento à saída, sendo completamente vaporizado e sobreaquecido ao ganhar calor durante o escoamento pelo interior dos tubos. Assim, numa parte do evaporador existe fluido frigorigéneo saturado, líquido e vapor, e no restante fluido sobreaquecido. Estes evaporadores são bastante utilizados com fluidos frigorigéneos halogenados, como é o caso dos HFC, especialmente em instalações de capacidades não muito elevadas. A principal desvantagem reside no seu coeficiente global de transferência de calor, comparativamente baixo, resultante da dificuldade em manter molhada a superfície dos tubos e da área adicional necessária para promover o sobreaquecimento [1], [9], [13]. A Figura B. 1 representa a configuração típica de um evaporador de expansão direta.

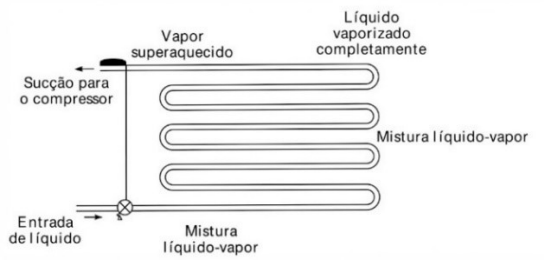


Figura B. 1: Evaporador de expansão seca (adaptado de [17]).

- **Evaporadores inundados**

O líquido, após ser admitido por uma válvula de expansão, escoa através dos tubos da serpentina, removendo calor do meio a arrefecer. Ao receber calor, apenas uma parte do frigorigéneo evapora, formando-se uma mistura de líquido e vapor que, ao sair do evaporador, é conduzida até um separador de líquido. Aí, a fase de vapor saturado é aspirada pelo compressor, enquanto a fase líquida retorna ao evaporador. Como existe líquido em contacto com toda a superfície dos tubos, este tipo de evaporador utiliza de forma efetiva toda a sua área de transferência de calor, do que resultam elevados coeficientes globais de transferência de calor [13]. A Figura B. 2 evidencia a disposição do separador de líquido relativamente ao evaporador.

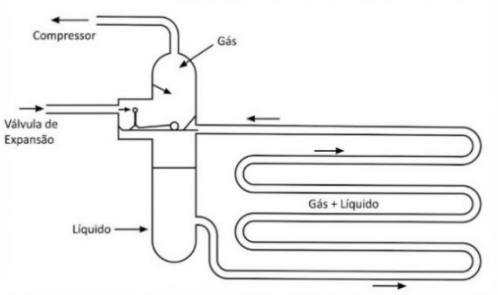


Figura B. 2: Evaporador inundado (adaptado de [17]).

A alimentação faz-se por gravidade, a partir de um separador de líquido instalado acima do evaporador: a diferença de massa volúmica entre a coluna de líquido descendente e a mistura bifásica ascendente é suficiente para estabelecer a circulação, sem necessidade de bombagem. O separador pode ser individual, servir um grupo de evaporadores ou ser único para toda a instalação. Estes evaporadores são correntes nas instalações industriais a amoníaco e, mais recentemente, nas instalações a dióxido de carbono, conforme referido na secção 2.2.5. A sua aplicação com fluidos halogenados é limitada pela dificuldade em promover o retorno do óleo ao cárter do compressor. Exigem, além disso, uma carga de fluido frigorigéneo elevada e um investimento inicial superior [13].

- **Evaporadores de sobrealimentação líquida**

Nos evaporadores de sobrealimentação líquida, ou de recirculação, o líquido é alimentado com um caudal superior àquele que efetivamente evapora, mantendo-se assim toda a superfície interna molhada e o coeficiente global de transferência de calor próximo do valor do evaporador inundado. A circulação é normalmente assegurada por bomba. A separação entre líquido e vapor faz-se num acumulador de baixa pressão, para onde retorna a fração não evaporada, sendo o vapor aspirado pelo compressor. O caudal alimentado é regulado por um dispositivo de medição fixo, tipicamente uma válvula de expansão manual ou um orifício calibrado: como o sobreaquecimento à saída é nulo por conceção, não existe sinal de controlo que permita o recurso a uma válvula de expansão termostática. É a solução preferida nas instalações com múltiplos evaporadores, por permitir alimentá-los a partir de um único acumulador [9], [13].

Meio a arrefecer

De acordo com a substância ou meio a ser arrefecido, os evaporadores podem ser classificados como [11]:

- **Evaporadores para ar**

  Neste tipo de evaporador, o fluido frigorigéneo, ao vaporizar no interior de tubos, alhetados ou não, arrefece diretamente o ar que escoa pela superfície externa do permutador de calor. O ar frio é depois utilizado para arrefecer os produtos contidos numa câmara frigorífica, num balcão de exposição ou numa sala climatizada.

- **Evaporadores para líquidos**

  O líquido é arrefecido até uma determinada temperatura e, em seguida, bombeado para equipamentos remotos, tais como serpentinas de câmaras frigoríficas e de *fan-coils*, onde será utilizado no arrefecimento de outra substância ou meio. Os principais tipos de evaporadores para líquidos são os de carcaça e tubo (*shell and tube*), os de carcaça e serpentina (*shell and coil*), os de cascata, ou de Baudelot, e os de placas.

- **Evaporadores de contato**

  O evaporador de contacto destina-se sobretudo à congelação de produtos sólidos, pastosos ou líquidos, que são colocados diretamente entre placas no interior das quais circula o fluido frigorigéneo. As placas são hoje construídas em liga de alumínio, material que substituiu o cobre e o aço anteriormente utilizados. A alimentação pode fazer-se por gravidade, por recirculação com bomba ou por expansão direta, sendo a aplicação mais frequente a das serpentinas de prateleira em congeladores.

Método de circulação

Independentemente da conceção construtiva, os evaporadores de ar distinguem-se ainda pelo modo como se estabelece o escoamento do fluido a arrefecer. Na circulação natural, o movimento resulta exclusivamente da diferença de massa volúmica entre o ar arrefecido e o ar envolvente, o que conduz a coeficientes de transferência de calor baixos e a superfícies de permuta consideráveis, mas assegura um funcionamento silencioso e uma desidratação reduzida do produto, características procuradas nas câmaras de conservação de produtos frescos.

Na circulação forçada, um ou mais ventiladores impõem o escoamento, elevando substancialmente o coeficiente de transferência de calor do lado do ar e permitindo reduzir a área de permuta para a mesma potência. É a solução dominante em refrigeração comercial e industrial, designadamente em aplicações de congelação como a considerada nesta dissertação, ao custo do consumo dos ventiladores e de uma carga térmica adicional que o próprio evaporador tem de absorver [11], [17].

Anexo C — Condensadores

O condensador é o permutador de calor responsável pela rejeição, para o meio exterior, do calor absorvido no evaporador acrescido do equivalente térmico do trabalho de compressão. A sua conceção determina a temperatura de condensação de projeto e, por essa via, a pressão de descarga e o trabalho exigido ao compressor, pelo que constitui o componente com maior influência direta sobre o desempenho global da instalação.

Os condensadores classificam-se, em primeiro lugar, segundo o meio para o qual rejeitam calor, distinguindo-se três tipos principais [9]:

Condensadores arrefecidos a ar

Nos condensadores a ar, o fluido frigorigéneo escoa pelo interior de uma série de tubos e o ar circula pela superfície exterior desses mesmos tubos. A circulação do ar pode fazer-se por convecção natural, solução corrente nos frigoríficos domésticos, ou por convecção forçada, acoplando-se um ou mais ventiladores para promover um maior caudal de ar e aumentar assim a transferência de calor; importa, neste caso, assegurar que a velocidade do ar seja suficientemente elevada para que o escoamento se mantenha turbulento. Dada a baixa condutividade térmica e o reduzido coeficiente de convecção do ar, a resistência térmica do lado exterior domina a transferência de calor nestes equipamentos, pelo que a superfície externa é habitualmente alhetada, compensando-se por aumento de área o que se perde em coeficiente de película [4], [17]. A Figura C. 1 representa esquematicamente a construção deste equipamento.

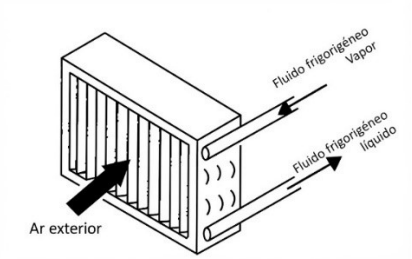


Figura C. 1: Esquema de condensador arrefecido a ar [18].

Quanto à direção do escoamento do ar, os condensadores a ar classificam-se em unidades de fluxo horizontal, vertical ou misto, sendo as duas primeiras as mais utilizadas. A instalação deve fazer-se em espaços abertos e bem ventilados, afastados de paredes e de outros obstáculos, de modo a evitar a recirculação do ar já aquecido para a admissão do permutador, fenómeno que eleva a temperatura efetiva de rejeição e degrada o desempenho do ciclo [7].

Os condensadores arrefecidos a ar são normalmente utilizados como parte integrante de unidades condensadoras pré-montadas, destinadas a sistemas de pequena e média capacidade. Recorre-se, contudo, a condensadores a ar de grande dimensão sempre que o arrefecimento a água se revele pouco económico, nomeadamente pelo custo ou pela indisponibilidade de água.

Condensadores arrefecidos a água

Os condensadores arrefecidos a água operam segundo o mesmo princípio termodinâmico dos condensadores a ar, divergindo essencialmente no meio utilizado para a rejeição de calor, que neste caso é a água.

Nestes permutadores, o fluido frigorigéneo a alta temperatura e pressão cede o seu calor sensível e latente ao caudal de água de arrefecimento. Quando devidamente dimensionados e mantidos, operam com eficiência significativamente superior à dos condensadores a ar, revelando-se a solução mais adequada em períodos e regiões de temperatura ambiente elevada, uma vez que o limite térmico inferior da rejeição passa a ser ditado pela temperatura de bolbo húmido do ar e não pela de bolbo seco. A água aquecida durante a condensação tem de ser posteriormente arrefecida para reutilização, recorrendo-se habitualmente a torres de arrefecimento num circuito fechado. Em alternativa, e onde tal seja possível, pode captar-se água diretamente de um corpo com grande inércia térmica, como um rio, um lago ou um poço, num circuito aberto que dispensa o consumo energético da torre, embora esta solução dependa da disponibilidade hídrica local [6], [11]. Construtivamente, os condensadores desta tipologia subdividem-se nas seguintes categorias principais:

- **Tubo duplo em contracorrente**

  Nesta configuração, habitualmente designada por condensador de duplo tubo (ou *tube-in-tube*), operam dois tubos concêntricos por onde escoam fluidos distintos. Construtivamente, a água de arrefecimento circula pelo interior do tubo central, de menor diâmetro, enquanto o fluido frigorigéneo a condensar escoa em contracorrente no espaço anular formado entre os dois tubos. Esta disposição permite que o fluido frigorigéneo seja arrefecido em simultâneo por dois meios, a água do tubo interior e o ar ambiente em contacto com a superfície do tubo exterior, ainda que a contribuição deste último seja marginal. O equipamento é aplicado tipicamente em unidades de pequena capacidade, até 180 kW, ou como condensador auxiliar a operar em paralelo com condensadores a ar durante os períodos de carga térmica mais elevada. Como principais desvantagens, apresenta dificuldade de limpeza mecânica interna e não dispõe de volume suficiente para assegurar uma separação e um armazenamento adequados das fases líquida e de vapor [6], [11].

- **Imersão**

  Nesta configuração, o condensador encontra-se mergulhado num reservatório ou num corpo de água com grande inércia térmica, como um rio ou um lago. O arrefecimento do fluido frigorigéneo processa-se tipicamente por convecção natural, ou forçada, da massa de água envolvente [6], [11].

- **Carcaça e serpentina (*shell and coil*)**

  Este tipo de equipamento é constituído por um ou mais tubos enrolados em forma de serpentina, montados no interior de uma carcaça fechada. O seu funcionamento baseia-se na circulação da água de arrefecimento pelo interior dos tubos, enquanto o fluido frigorigéneo a condensar escoa de forma confinada pelo lado da carcaça. Embora apresentem a vantagem de serem de fabrico simples, a principal desvantagem reside na manutenção, uma vez que a geometria da serpentina impossibilita a limpeza mecânica interna dos tubos. Por este motivo, a remoção de sedimentos tem de ser efetuada por lavagem química, tipicamente com soluções desincrustantes. Face a estas características, são habitualmente aplicados em unidades de pequena e média capacidade, geralmente até 15 TR (toneladas de refrigeração), o equivalente a cerca de 53 kW [6], [11].

- **Carcaça e tubos (*shell and tube*)**

  Estes equipamentos, amplamente utilizados na indústria para uma vasta gama de capacidades, são constituídos por um feixe tubular reto alojado no interior de uma carcaça cilíndrica. O seu funcionamento baseia-se na circulação da água de arrefecimento pelo interior dos tubos, enquanto o fluido frigorigéneo a condensar escoa pelo exterior destes, no lado da carcaça. Construtivamente, em sistemas a operar com fluidos frigorigéneos halogenados, utilizam-se tubos de cobre com placas tubulares (espelhos) em aço; em instalações a amoníaco (R-717), porém, a reatividade deste fluido com o cobre e as suas ligas obriga a que tanto os tubos como as placas tubulares sejam fabricados em aço. A geometria reta do feixe permite a limpeza mecânica interna dos tubos por varetamento, recomendando-se que a velocidade de escoamento da água se situe entre 1,0 e 2,0 m/s, intervalo que concilia a minimização das perdas de carga com a prevenção da erosão das paredes [6], [11]. A Figura C. 2 representa esquematicamente esta configuração.

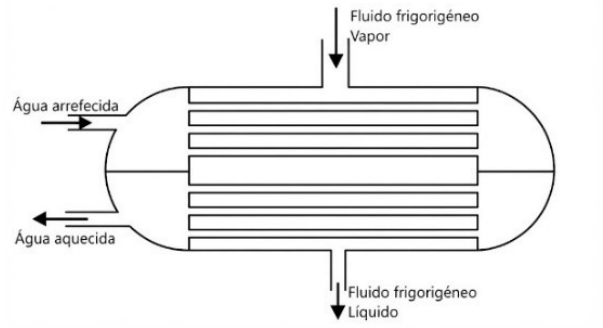


Figura C. 2: Esquema de condensador de carcaça e tubo arrefecido a água [9].

- **Placas**

  Os condensadores de placas são genericamente constituídos por um conjunto de placas corrugadas de aço inoxidável, ou de outros materiais em casos específicos, de espessura muito reduzida, situada tipicamente entre 0,4 e 0,8 mm. As placas são montadas paralelamente umas às outras, com um afastamento entre si que varia entre 1,5 e 3,0 mm. Durante a operação, a água de arrefecimento e o fluido frigorigéneo circulam de forma alternada pelos espaços adjacentes formados entre as placas, promovendo uma permuta térmica muito eficaz. A grande vantagem desta tipologia é o elevado coeficiente global de transferência de calor, que pode atingir valores entre 2500 e 4500 $W/(m^2 \cdot K)$, razão pela qual a sua utilização na indústria tem vindo a crescer significativamente. Construtivamente, apresentam-se em duas variantes principais: as de placas brasadas, aplicadas sobretudo em sistemas com fluidos frigorigéneos halogenados, e as de placas duplas semi-soldadas a laser e montadas em estrutura metálica com tirantes, empregues em aplicações com amoníaco. Estas últimas apresentam ainda a vantagem de permitirem aumentar a capacidade do condensador pela simples inclusão de placas adicionais na estrutura [11].

Torres de arrefecimento (sistemas auxiliares)

No caso específico dos condensadores a água que operam em circuito fechado, recorre-se obrigatoriamente à integração de torres de arrefecimento, cuja função é arrefecer a água aquecida que sai do condensador, permitindo a sua reutilização contínua no circuito de rejeição de calor. Numa torre de arrefecimento, a água aquecida é pulverizada na secção superior e cai por ação da gravidade, em contracorrente com um fluxo de ar exterior ascendente, promovido por convecção natural ou forçado por ventiladores. Ao entrar em contacto com o ar, uma pequena fração da água evapora, absorvendo o seu próprio calor latente de vaporização, do que resulta um acentuado arrefecimento da restante massa de água líquida. O ar é consequentemente expelido para o exterior com temperatura e humidade significativamente superiores, frequentemente em condições próximas da saturação. Devido à inevitável perda de massa por vaporização, o sistema exige uma linha de reposição de água, controlada por válvula, para manter o nível operacional [6], [11]. O processo descrito representa-se esquematicamente na Figura C. 3.

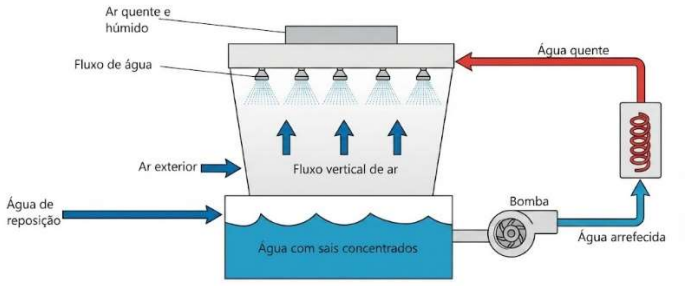


Figura C. 3: Representação esquemática do circuito de arrefecimento a água de um condensador, integrando uma torre de arrefecimento de circuito aberto com escoamento em contracorrente.

Condensadores evaporativos

O condensador evaporativo constitui um equipamento híbrido que combina as funções de um condensador a ar com as de uma torre de arrefecimento. No interior da sua carcaça existe um feixe tubular por onde escoa o fluido frigorigéneo a condensar [18]. Na secção superior são instalados bicos injetores que pulverizam água de arrefecimento continuamente sobre a tubagem. Em simultâneo, um fluxo de ar exterior é forçado por ventiladores a escoar em contracorrente, num sentido ascendente. O contacto do ar com a água pulverizada promove a vaporização parcial desta; este mecanismo combinado de transferência de calor e de massa absorve o calor latente de vaporização, retirando energia térmica à superfície dos tubos e provocando a condensação do fluido frigorigéneo no seu interior. A água não evaporada que atinge a bacia inferior é recirculada por uma bomba, sendo a perda de massa compensada através de uma linha de reposição controlada por uma válvula de boia (Figura C. 4).

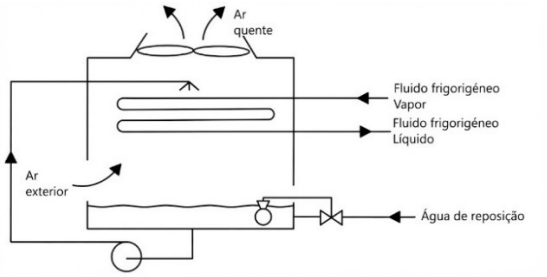


Figura C. 4: Esquema de um condensador evaporativo (adaptado de [18]).

O condensador evaporativo dispensa, deste modo, o circuito hidráulico intermédio e a torre de arrefecimento autónoma, integrando ambas as funções num único equipamento. Em contrapartida, a pulverização direta de água sobre o feixe tubular expõe permanentemente a superfície de permuta à incrustação mineral e à corrosão, limitação retomada na secção 2.4.4 a propósito do pré-arrefecimento evaporativo do ar.

Importa notar que os condensadores evaporativos, à semelhança dos condensadores arrefecidos a ar ou de duplo tubo, possuem um volume interno reduzido, insuficiente para acomodar a carga de fluido frigorigéneo da instalação. Exigem, por isso, a instalação de um depósito de líquido independente a jusante do condensador. Qualquer sistema de refrigeração necessita de um reservatório com volume adequado para armazenar a carga total de fluido frigorigéneo durante as paragens para manutenção ou para compensar as flutuações devidas à sazonalidade do processo térmico [11].

Em termos de aplicação, enquanto no ar condicionado e na refrigeração comercial de pequena escala se utilizam maioritariamente condensadores arrefecidos a ar, os condensadores evaporativos assumem-se como a tecnologia predominante na refrigeração industrial. Nestes cenários de exigência superior, é prática comum a instalação de múltiplos condensadores evaporativos em paralelo para garantir a capacidade de rejeição de calor requerida [9], [11].

Anexo D — Dispositivos de expansão

Os dispositivos de expansão são componentes fundamentais do ciclo frigorífico, tendo como principal objetivo promover a queda de pressão do fluido frigorigéneo desde a pressão de rejeição de calor até à pressão de evaporação. Em simultâneo, regulam o caudal mássico admitido no evaporador, assegurando que este satisfaz a carga térmica exigida e opera em equilíbrio com a capacidade de aspiração do compressor [7].

Tubos capilares

Os tubos capilares constituem o dispositivo de expansão predominante em sistemas de refrigeração de pequena capacidade, tipicamente até 10 kW, como é o caso das aplicações domésticas e dos pequenos equipamentos comerciais. Construtivamente, consistem num tubo de cobre de diâmetro interno muito reduzido, geralmente entre 0,5 mm e 2,0 mm, e de comprimento compreendido entre 1 m e 6 m (Figura D. 1) [11], [15].

O princípio de funcionamento baseia-se na restrição ao escoamento: à medida que o fluido frigorigéneo líquido percorre o tubo, a sua pressão cai de forma contínua, por efeito do atrito com a parede interior e da aceleração provocada pela vaporização parcial ao longo do trajeto. A queda de pressão pretendida é obtida através de uma combinação criteriosa entre o comprimento e o diâmetro interno do capilar, grandezas fixadas em projeto e que não podem ser alteradas em serviço.

Este dispositivo atua como um regulador passivo, baseando-se no princípio de que uma dada massa de líquido escoa mais facilmente através do capilar do que a mesma massa no estado gasoso. Consequentemente, se chegar vapor à entrada do capilar, o caudal mássico é reduzido, promovendo uma maior acumulação de líquido no condensador que, por sua vez, eleva a pressão e a temperatura de condensação, forçando o restabelecimento do caudal. O tubo capilar atua como um regulador passivo, dispondo ainda assim de um mecanismo de autocompensação. Uma dada massa de líquido escoa-se mais facilmente através do capilar do que a mesma massa no estado gasoso; se chegar vapor à sua entrada, o caudal mássico diminui e o fluido acumula-se no condensador, o que eleva a pressão e a temperatura de condensação e, por essa via, restabelece o diferencial de pressão necessário ao escoamento.

O tubo capilar atua como um regulador passivo, dispondo ainda assim de um mecanismo de autocompensação. Uma dada massa de líquido escoa-se mais facilmente através do capilar do que a mesma massa no estado gasoso; se chegar vapor à sua entrada, o caudal mássico diminui e o fluido acumula-se no condensador, o que eleva a pressão e a temperatura de condensação e, por essa via, restabelece o diferencial de pressão necessário ao escoamento.

Em contrapartida, a sua maior limitação reside na impossibilidade de ajuste face a variações da carga térmica ou a flutuações das pressões de funcionamento, de aspiração e de descarga. Apresentam ainda elevada suscetibilidade a entupimentos, por humidade ou por partículas sólidas, o que exige a instalação de um filtro secador a montante. Por não disporem de capacidade de modulação, permitem frequentemente a passagem de líquido não vaporizado para a linha de aspiração durante as transições de carga; para impedir que esse líquido atinja o compressor e provoque um golpe de líquido, é prática corrente a instalação de um acumulador de aspiração. Estas limitações obrigam a que os sistemas com tubo capilar operem com uma carga de fluido crítica e a que o seu desempenho só seja satisfatório nas condições exatas para que foram dimensionados [7], [11], [15].



Figura D. 1: Tubo capilar [123].

Válvulas de expansão manual (MEV)

As válvulas de expansão manual são os dispositivos de controlo de caudal mais antigos, sendo tipicamente constituídas por um mecanismo do tipo agulha cuja área de passagem é ajustada exclusivamente por via manual, através do posicionamento de um fuso de regulação [15], [17]. A sua função é introduzir a restrição necessária ao escoamento para provocar a queda de pressão do fluido frigorigéneo desde a linha de alta pressão até à pressão do evaporador [17]

A grande desvantagem desta tipologia reside na sua inflexibilidade perante flutuações da carga térmica ou alterações de pressão no sistema [6]. Por operar com um orifício de secção fixa após a calibração manual, a válvula é incapaz de modular o caudal de forma autónoma. Uma diminuição imprevista da carga térmica do espaço refrigerado conduz à sobrealimentação do evaporador, com o risco iminente de retorno de líquido ao compressor; inversamente, um aumento da carga provoca a subalimentação do evaporador e a consequente perda de capacidade frigorífica [6]. Acresce que a válvula tem de ser aberta e fechada manualmente a cada ciclo de arranque e paragem do compressor [6].

Devido a estas limitações, a aplicação da válvula manual como dispositivo principal de expansão encontra-se hoje restrita a instalações industriais de grande capacidade, com cargas térmicas muito estáveis e supervisão contínua por um operador, apoiado em manómetros e termómetros à saída do evaporador para monitorizar o sobreaquecimento [15], [17]. Nas instalações dotadas de controlo automático, estas válvulas foram relegadas para um papel auxiliar: são predominantemente instaladas em linhas de derivação (*bypass*), como órgão secundário que garante a continuidade provisória do funcionamento nos períodos em que a válvula principal requer manutenção [17], [27].

Válvulas de expansão automática (AXV)

As válvulas de expansão automática, também designadas por válvulas de expansão de pressão constante (do inglês, *Automatic eXpansion Valve*, AXV), modulam o caudal de fluido frigorigéneo de modo a manter constante a pressão à sua saída, ou seja, no interior do evaporador. Mantêm, deste modo, a temperatura de evaporação no valor de projeto, independentemente das flutuações da carga térmica do sistema [11], [15].

O seu princípio de regulação assenta na interação de forças opostas que atuam sobre um diafragma interno, representadas na Figura D. 2. Na câmara inferior atua a pressão do fluido frigorigéneo no evaporador, que exerce uma força ascendente no sentido de fechar a agulha da válvula; na câmara superior atuam a pressão atmosférica e a força mecânica de uma mola de ajuste, que empurram o diafragma no sentido de abrir a passagem de fluido [11], [15].

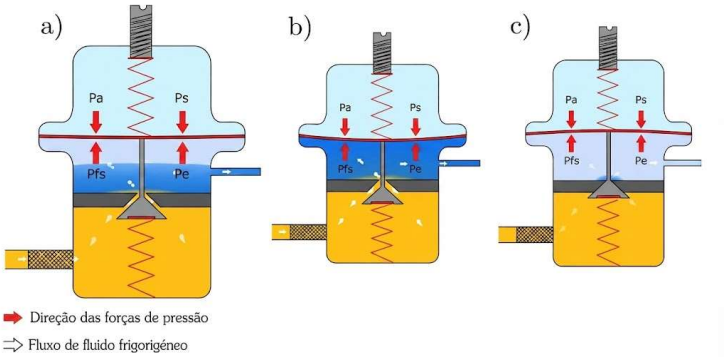


Figura D. 2: Válvula de expansão automática: a) em equilíbrio estático; b) aberta por queda de pressão; c) fechada por aumento de pressão [24].

Nas condições nominais, o diafragma encontra-se em equilíbrio estático e a válvula deixa passar o caudal exato exigido pelo evaporador. A resposta a variações da carga é, porém, contrária à necessidade do sistema. Se a carga térmica do espaço refrigerado diminuir de forma abrupta, vaporiza-se menos fluido e a pressão de evaporação desce; a mola sobrepõe-se então às forças de fecho e a válvula abre, aumentando a alimentação de um evaporador que já não tem capacidade para vaporizar o líquido admitido, com o consequente risco de retorno de líquido ao compressor. Inversamente, um aumento significativo da carga eleva a taxa de vaporização e a pressão no evaporador, fechando a válvula e subalimentando o sistema precisamente no momento em que este

mais necessitaria de capacidade frigorífica [11], [24]. Esta mesma característica constitui, todavia, a única vantagem operacional da tipologia. Ao limitar superiormente a pressão de evaporação, a válvula limita igualmente o caudal mássico admitido pelo compressor e, por essa via, a potência que lhe é exigida, protegendo o motor elétrico de sobrecarga durante os períodos de arrefecimento inicial, em que a carga térmica é máxima.

Devido a esta resposta inadequada aos regimes transitórios e à baixa eficiência daí decorrente, a aplicação desta tipologia revela-se desadequada para sistemas de refrigeração comercial com cargas variáveis. O seu uso contemporâneo encontra-se limitado a equipamentos de pequena dimensão nos quais a carga térmica é praticamente constante ao longo do tempo, como os pequenos arrefecedores de água [11], [15].

Válvulas de expansão termostáticas (TEV)

As válvulas de expansão termostáticas (do inglês, *Thermostatic Expansion Valve*, TEV) são os dispositivos de expansão predominantes em sistemas de expansão direta, sendo amplamente aplicadas tanto em equipamentos de ar condicionado como em sistemas de refrigeração comercial de média e de baixa temperatura [11]. A sua utilização exige, contudo, cuidados acrescidos em instalações a amoníaco e em aplicações de muito baixa temperatura, nas quais o reduzido caudal mássico e a pequena variação da pressão de saturação com a temperatura dificultam o controlo estável do sobreaquecimento [9], [17].

Estas válvulas atuam simultaneamente como redutoras de pressão e como reguladoras do caudal mássico de fluido frigorigéneo, garantindo que o evaporador é alimentado proporcionalmente à sua taxa de vaporização. O mecanismo de controlo consiste na manutenção de um grau de sobreaquecimento constante do vapor à saída do evaporador, o que assegura o aproveitamento integral da superfície de permuta térmica e previne de forma ativa o retorno de líquido ao compressor [11], [15]. Por ser estritamente mecânico, este método de atuação apresenta menor precisão do que o das válvulas eletrónicas perante flutuações bruscas de carga. A Figura D. 4 representa a instalação de uma válvula termostática à entrada de um evaporador, bem como um exemplo comercial deste equipamento.

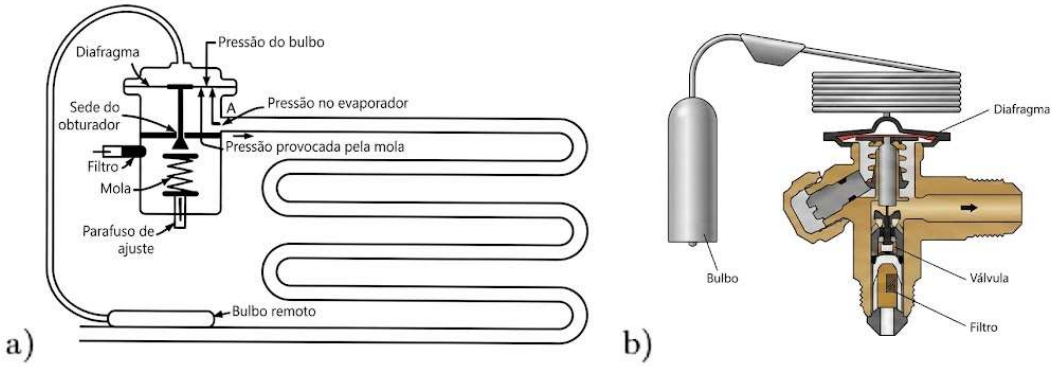


Figura D. 3: a) Esquema de uma válvula termostática à entrada de um evaporador [17]; b) válvula de expansão termostática TE2 da Danfoss [24].

Construtivamente, as TEV são compostas pelo corpo da válvula, onde se alojam o orifício de passagem e a agulha obturadora, por um diafragma flexível, por uma mola de tensão regulável através de um parafuso exterior e por um bolbo termostático [11]. O bolbo contém habitualmente uma carga do mesmo fluido frigorigéneo que circula na instalação, designada por carga normal, podendo, em aplicações específicas, conter uma mistura distinta, designada por carga cruzada, que altera a relação entre a temperatura do bolbo e a pressão exercida sobre o diafragma e permite adaptar o comportamento da válvula à gama de temperaturas de funcionamento [11]. Este bolbo é instalado em contacto térmico direto com a tubagem de saída do evaporador.

A operação da válvula resulta do equilíbrio de três forças independentes que atuam sobre o diafragma. Na câmara superior, acima do diafragma, atua a pressão exercida pelo fluido contido no bolbo, no sentido da abertura da válvula. Em oposição, na câmara inferior, atuam a pressão de evaporação do sistema e a força exercida pela mola, ambas no sentido do fecho do orifício [11], [15].

Quando a carga térmica no evaporador aumenta, o sobreaquecimento à saída sobe, o bolbo aquece e a pressão no seu interior cresce. Esta força sobrepõe-se à soma da pressão de evaporação com a força da mola e desloca a agulha no sentido da abertura, admitindo mais líquido até que o sobreaquecimento regresse ao valor

de referência. A tensão da mola constitui, assim, o mecanismo de ajuste do grau de sobreaquecimento do sistema. Consoante a forma como a pressão de evaporação é transmitida à câmara inferior do diafragma, a válvula classifica-se como de equalização interna ou de equalização externa, sendo esta última obrigatória sempre que a perda de carga ao longo do evaporador seja significativa [11], [15].

Válvulas de expansão eletrónicas (EEV)

As válvulas de expansão eletrónicas (do inglês, *Electronic Expansion Valve*, EEV) partilham o objetivo termodinâmico das válvulas termostáticas, distinguindo-se pela elevada precisão, pela rapidez de resposta e pela eficiência que o controlo digital lhes confere.

Nesta tipologia, o grau de sobreaquecimento definido nos parâmetros iniciais de projeto é gerido ativamente por um microprocessador, que modula a abertura e o fecho da válvula. O cálculo do sobreaquecimento em tempo real recorre à leitura conjugada de um sensor de temperatura, tipicamente um termístor, e de um transdutor de pressão, ambos instalados na linha de aspiração à saída do evaporador [11]**.** O termístor mede a temperatura real do fluido sob a forma de vapor sobreaquecido, enquanto o transdutor O termístor mede a temperatura real do vapor sobreaquecido, enquanto o transdutor envia ao controlador o valor da pressão, que este converte na temperatura de saturação correspondente. A diferença instantânea entre as duas temperaturas é o sobreaquecimento efetivo, a partir do qual o controlador ajusta o caudal mássico com exatidão elevada [11]**.**

As principais vantagens desta tipologia face às válvulas mecânicas são o controlo rápido e preciso do caudal, a manutenção de um sobreaquecimento estável mesmo perante flutuações severas de carga térmica e de pressão, e a capacidade de manter a alimentação correta do evaporador com diferenciais de pressão reduzidos [11], [16]. É esta última característica que permite explorar o controlo flutuante da pressão de condensação: em vez de se manter a alta pressão artificialmente elevada para garantir o funcionamento da válvula, permite-se que esta acompanhe a descida da temperatura exterior, reduzindo a razão de compressão e, com ela, o trabalho exigido ao compressor. Em condições favoráveis, a conjugação destes fatores traduz-se em poupanças no consumo de energia da ordem de 10 % ou superiores [11], [16].

Estas vantagens operacionais acarretam, em contrapartida, um aumento do custo inicial de investimento e de instalação, decorrente da complexidade da própria válvula, do controlador eletrónico dedicado e da necessidade de integrar sensores adicionais de pressão e de temperatura.

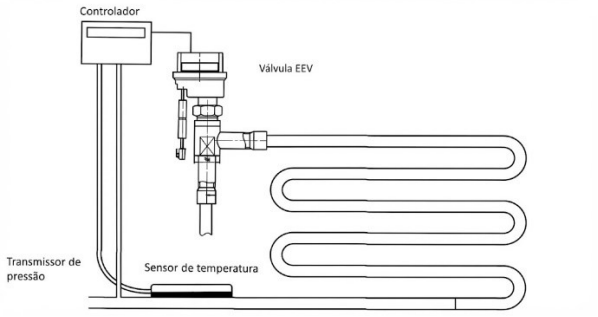


Figura D. 4: Princípio de funcionamento de uma válvula de expansão eletrónica

O princípio de funcionamento do conjunto encontra-se representado na Figura D. 4. Construtivamente, e de acordo com o seu método de atuação, as válvulas de expansão eletrónica podem ser acionadas de três formas fundamentais [11], [16].

- **Acionamento por modulação de largura de pulso (PWM)**

  As válvulas de expansão com acionamento por modulação de largura de pulso (do inglês, *Pulse Width Modulation*, PWM) utilizam um atuador solenoide simples para controlar a injeção de fluido frigorigéneo no evaporador. Devido à natureza eletromagnética do solenoide, estas válvulas operam estritamente em regime binário (*On/Off*), alternando rápida e ciclicamente entre a posição de abertura total e a de fecho [11], [16].

  Nesta tipologia, a regulação do caudal mássico não é efetuada através de uma posição intermédia da agulha, mecanicamente impossível neste tipo de atuador, mas sim pela manipulação da largura do pulso, isto é, pela fração de tempo em que a válvula permanece aberta dentro de um ciclo de atuação

de duração fixa [11], [16].

A principal desvantagem mecânica deste método reside na interrupção e no restabelecimento súbitos do escoamento de líquido. O fecho instantâneo da válvula provoca a desaceleração abrupta da coluna de fluido na linha de líquido a montante, originando o fenómeno de golpe de aríete, um pico de pressão que se propaga ao longo da tubagem e se traduz em vibração e ruído no sistema [11], [16]. Para mitigar este efeito, alguns projetos incorporam um amortecimento mecânico interno, no qual uma pequena quantidade de fluido frigorigéneo líquido é forçada a atravessar uma passagem calibrada acima ou abaixo do êmbolo, o que abranda a velocidade de abertura e de fecho da válvula [11], [16]. Acresce que a alimentação elétrica constante e frequente da bobina do solenoide, necessária para manter a operação pulsante, implica um consumo energético superior ao das restantes tipologias eletrónicas.

- **Acionamento analógico**

  Como alternativa ao funcionamento estritamente binário (*On/Off*) das válvulas PWM, pode recorrer-se a válvulas de expansão com acionamento analógico. O seu princípio de funcionamento baseia-se na variação contínua da intensidade do campo magnético aplicado à bobina do equipamento. Esta modulação permite que a agulha obturadora estabilize em múltiplas posições intermédias de abertura, regulando o caudal de forma mais suave e evitando o fecho total repentino [11], [16].

  Apesar de proporcionarem um escoamento sem interrupções bruscas, estas válvulas não apresentam vantagens competitivas significativas face às restantes tipologias eletrónicas. A limitação decorre de o circuito eletrónico de acionamento analógico ser substancialmente mais complexo e dispendioso do que o sinal digital requerido para o controlo de motores de passo ou para a modulação de largura de pulso [11], [16], pelo que a sua eficiência global e fiabilidade de controlo se revelam inferiores às dos outros dois modelos disponíveis no mercado [11], [16].

- **Acionamento por motores de passo (*stepper motor*)**

  As válvulas de expansão eletrónica acionadas por motores de passo constituem a opção mais avançada, eficiente e precisa do mercado, sendo amplamente aplicadas em sistemas de ar condicionado, chillers, bombas de calor e equipamentos de refrigeração. A sua arquitetura permite variar a área de passagem do fluido frigorigéneo de forma praticamente contínua [7].

  O mecanismo de atuação difere radicalmente do das válvulas PWM. O sistema de controlo interpreta continuamente os dados enviados pelo transdutor de pressão e pelo sensor de temperatura à saída do evaporador e, com base no sobreaquecimento calculado, um controlador eletrónico — frequentemente auxiliado por um módulo driver de potência externo — envia impulsos elétricos digitais sequenciais para as bobinas eletromagnéticas do estator do motor [24].

  Estes motores não rodam de forma contínua, mas em frações angulares discretas, os passos, a cada impulso elétrico recebido. Como executam centenas de passos por segundo, a válvula ajusta-se com rapidez à posição exigida pela carga. O movimento de rotação do rotor é convertido em movimento linear aplicado à agulha da válvula, recorrendo tipicamente a um mecanismo de engrenagens e cremalheira ou a um fuso [11], [16]. Esta desmultiplicação mecânica confere-lhes uma resolução muito fina: em determinados modelos industriais, a agulha pode assumir mais de 1500 posições distintas num curso de abertura de apenas 3,2 mm [7].

  Apesar de serem dispositivos mecanicamente compactos, de instalação simples mesmo em espaços limitados e de baixo consumo elétrico de modulação, o seu custo de implementação é superior ao das restantes tipologias, devido à complexidade do motor e à necessidade de acoplar um *driver* externo para gerir a comunicação digital com o controlador [24]. Este custo é, contudo, largamente compensado pelo desempenho: proporcionam um controlo rigoroso da área de escoamento e eliminam os picos de pressão e as vibrações inerentes às válvulas de modulação por largura de pulso [11], [16].

Anexo E

```
"================================================================="
" ANEXO E: MODELO TERMODINAMICO CONSOLIDADO DOS CICLOS DE REFRIGERACAO"
"DE DUPLO ESTAGIO COM FLASH GAS BYPASS (FGB)"
" Analise de 1a e 2a Lei | R-744 e R-134a | Verao e Inverno"
"================================================================="
" Autor: Fernando Saldanha"
"================================================================="
$UnitSystem SI C bar kJ mass
$Reference CarbonDioxide IIR
$Reference R134a IIR
"-----------------------------------------------------------------"
" 1. PARAMETROS GLOBAIS "
"-----------------------------------------------------------------"
Q_dot_evap   = 100 [kW]     "Capacidade frigorifica nominal"
T_evap       = -30 [C]      "Temperatura de evaporacao"
DT_sh        = 10 [K]       "Sobreaquecimento util no evaporador"
eta_is_LP    = 0.70         "Rendimento isentropico do compressor LP"
eta_is_HP    = 0.70         "Rendimento isentropico do compressor HP"
DT_app_gc    = 3 [K]        "Approach do gas cooler (regime transcritico)"
DT_app_cond  = 5 [K]        "Approach do condensador (regime subcritico)"
DT_sub       = 3 [K]        "Subarrefecimento do liquido (regime subcritico)"
T_desc_max   = 160 [C]      "Limite de temperatura de descarga (fabricante)"
P_0          = 1.013 [bar]  "Pressao do ambiente de referencia"
"-----------------------------------------------------------------"
" 2. SELETOR DE CENARIO "
"-----------------------------------------------------------------"
"{ BLOCO A -- R-744 (CO2), VERAO, regime TRANSCRITICO}"
Ref$         = 'CarbonDioxide'
T_amb        = 36 [C]
Transcritico = 1
P_high       = [bar]
P_int        = [bar]
"{ BLOCO B -- R-134a, VERAO, regime SUBCRITICO}"
{Ref$         = 'R134a'
T_amb        = 36 [C]
Transcritico = 0
P_high       = p_sat(Ref$, T=T_cond)
P_int        =  [bar]
"{ BLOCO C -- R-744 (CO2), INVERNO, regime SUBCRITICO}"
{Ref$         = 'CarbonDioxide'
T_amb        = 5 [C]
Transcritico = 0
P_high       = p_sat(Ref$, T=T_cond)
P_int        =  [bar]}
"{ BLOCO D -- R-134a, INVERNO, regime SUBCRITICO}"
{Ref$         = 'R134a'
```

```
T_amb        = 5 [C]
Transcritico = 0
P_high       = p_sat(Ref$, T=T_cond)
P_int        =  [bar]}
"-----------------------------------------------------------------------"
" 3. CONDICOES DE REJEICAO DE CALOR"
"    O comutador Transcritico seleciona algebricamente o regime, sem"
"    duplicar equacoes: vale 1 no caso supercritico e 0 no subcritico."
"-----------------------------------------------------------------------"
T_cond = T_amb + DT_app_cond    "so tem significado fisico se Transcritico = 0"
T_6_out = Transcritico*(T_amb + DT_app_gc) + (1 - Transcritico)*(T_cond - DT_sub)
"-----------------------------------------------------------------------"
" 4. ESTADOS TERMODINAMICOS"
"-----------------------------------------------------------------------"
"Ponto 1: Succao LP (vapor sobreaquecido a saida do evaporador)"
P[1] = p_sat(Ref$, T=T_evap)
T[1] = T_evap + DT_sh
h[1] = enthalpy(Ref$, P=P[1], T=T[1])
s[1] = entropy(Ref$, P=P[1], T=T[1])
"Ponto 2: Descarga LP real"
P[2] = P_int
s_2s = s[1]
h_2s = enthalpy(Ref$, P=P[2], s=s_2s)
h[2] = h[1] + (h_2s - h[1]) / eta_is_LP
T[2] = temperature(Ref$, P=P[2], h=h[2])
s[2] = entropy(Ref$, P=P[2], h=h[2])
"Ponto 3: Vapor saturado seco extraido do deposito de flash"
P[3] = P_int
x[3] = 1
T[3] = temperature(Ref$, P=P[3], x=x[3])
h[3] = enthalpy(Ref$, P=P[3], x=x[3])
s[3] = entropy(Ref$, P=P[3], x=x[3])
"Ponto 4: Mistura na succao HP (no adiabatico e isobarico)"
P[4] = P_int
m_dot_total * h[4] = m_dot_evap * h[2] + m_dot_flash * h[3]
T[4] = temperature(Ref$, P=P[4], h=h[4])
s[4] = entropy(Ref$, P=P[4], h=h[4])
"Ponto 5: Descarga HP real  --  governa a restricao termica"
P[5] = P_high
s_5s = s[4]
h_5s = enthalpy(Ref$, P=P[5], s=s_5s)
h[5] = h[4] + (h_5s - h[4]) / eta_is_HP
T[5] = temperature(Ref$, P=P[5], h=h[5])
s[5] = entropy(Ref$, P=P[5], h=h[5])
"Ponto 6: Saida do gas cooler (transcritico) ou do condensador (subcritico)"
P[6] = P_high
T[6] = T_6_out
h[6] = enthalpy(Ref$, P=P[6], T=T[6])
```

```
s[6] = entropy(Ref$, P=P[6], T=T[6])
"Ponto 7: Entrada do deposito de flash (expansao isentalpica na HPV)"
P[7] = P_int
h[7] = h[6]
x[7] = quality(Ref$, P=P[7], h=h[7])
T[7] = temperature(Ref$, P=P[7], h=h[7])
s[7] = entropy(Ref$, P=P[7], h=h[7])
"Ponto 8: Saida de liquido saturado do deposito de flash"
P[8] = P_int
x[8] = 0
T[8] = temperature(Ref$, P=P[8], x=x[8])
h[8] = enthalpy(Ref$, P=P[8], x=x[8])
s[8] = entropy(Ref$, P=P[8], x=x[8])
"Ponto 9: Entrada do evaporador (expansao isentalpica na LPV)"
P[9] = P[1]
h[9] = h[8]
x[9] = quality(Ref$, P=P[9], h=h[9])
T[9] = temperature(Ref$, P=P[9], h=h[9])
s[9] = entropy(Ref$, P=P[9], h=h[9])
"--- Balancos massicos ---"
m_dot_evap  = Q_dot_evap / (h[1] - h[9])
m_dot_total = m_dot_evap / (1 - x[7])
m_dot_flash = m_dot_total * x[7]
"--- Caudais por ponto de estado (para a Arrays Table) ---"
m_dot[1] = m_dot_evap
m_dot[2] = m_dot_evap
m_dot[3] = m_dot_flash
m_dot[4] = m_dot_total
m_dot[5] = m_dot_total
m_dot[6] = m_dot_total
m_dot[7] = m_dot_total
m_dot[8] = m_dot_evap
m_dot[9] = m_dot_evap
"-----------------------------------------------------------------------"
" 5. DESEMPENHO DE 1a LEI"
"-----------------------------------------------------------------------"
W_dot_LP    = m_dot_evap  * (h[2] - h[1])
W_dot_HP    = m_dot_total * (h[5] - h[4])
W_dot_total = W_dot_LP + W_dot_HP
Q_dot_rej   = m_dot_total * (h[5] - h[6])
q_evap_esp  = h[1] - h[9]
COP         = Q_dot_evap / W_dot_total
"Verificacao de fecho energetico (deve dar ~0)"
Erro_energia = Q_dot_evap + W_dot_total - Q_dot_rej
"-----------------------------------------------------------------------"
" 5b. RESUMO ESCALAR"
"-----------------------------------------------------------------------"
T_desc_HP = T[5]     "Temperatura de descarga do compressor HP [C]"
T_desc_LP = T[2]     "Temperatura de descarga do compressor LP [C]"
```

```
T_succao  = T[4]     "Temperatura de admissao do compressor HP [C]"
x_flash   = x[7]     "Titulo de vapor a entrada do deposito de flash [-]"
T_gc_out  = T[6]     "Temperatura a saida do gas cooler / condensador [C]"
"--- Restricao termica de descarga (verificacao a posteriori) ---"
Margem_T5 = T_desc_max - T_desc_HP
"Se Margem_T5 < 0 a configuracao e inadmissivel e a otimizacao teria de"
"ser reformulada com restricao ativa. Nos quatro cenarios estudados a"
"restricao NAO e ativa, pelo que a otimizacao livre e legitima."
"-------------------------------------------------------------------------"
" 6. ANALISE EXERGETICA (2a LEI)"
"-------------------------------------------------------------------------"
"--- Ambiente de referencia: coincide com o ambiente e acompanha o cenario ---"
T_0   = T_amb
h_0   = enthalpy(Ref$, T=T_0, P=P_0)
s_0   = entropy(Ref$, T=T_0, P=P_0)
T_0_K = converttemp(C, K, T_0)
"--- Temperatura da fonte fria ---"
" A fonte fria NAO pode ser tomada a T_evap. O fluido abandona o evaporador"
" a T_evap + DT_sh = -20 C, e nao ha transferencia de calor de uma fonte a"
" -30 C para um fluido a -20 C. Tomar T_L = T_evap produz destruicao de"
" exergia NEGATIVA no evaporador, violando a Segunda Lei."
" A temperatura minima compatível com o sobreaquecimento assumido e a de"
" saida do evaporador; qualquer camara mais quente aumentaria a destruicao,"
" pelo que o valor obtido constitui um limite inferior da irreversibilidade."
T_L = T_evap + DT_sh
T_L_K = converttemp(C, K, T_L)
"--- Exergia especifica de escoamento ---"
duplicate i = 1,9
  psi[i] = (h[i] - h_0) - T_0_K * (s[i] - s_0)
end
"--- Destruicao de exergia por componente ---"
X_dest_LP   = m_dot_evap  * T_0_K * (s[2] - s[1])
X_dest_HP   = m_dot_total * T_0_K * (s[5] - s[4])
X_dest_rej  = m_dot_total * (psi[5] - psi[6])
X_dest_HPV  = m_dot_total * T_0_K * (s[7] - s[6])
X_dest_LPV  = m_dot_evap  * T_0_K * (s[9] - s[8])
X_dest_tank = m_dot_total * psi[7] - m_dot_flash * psi[3] - m_dot_evap * psi[8]
X_dest_mix  = m_dot_evap * psi[2] + m_dot_flash * psi[3] - m_dot_total * psi[4]
X_dest_evap = m_dot_evap * (psi[9] - psi[1]) + Q_dot_evap * (1 - T_0_K / T_L_K)
X_dest_total = X_dest_LP + X_dest_HP + X_dest_rej + X_dest_HPV + X_dest_LPV +
X_dest_tank + X_dest_mix + X_dest_evap
"--- Rendimento exergetico ---"
X_dot_util   = Q_dot_evap * (T_0_K / T_L_K - 1)
eta_ex       = X_dot_util / W_dot_total
COP_Carnot   = T_L_K / (T_0_K - T_L_K)
eta_ex_check = COP / COP_Carnot          "identidade: deve igualar eta_ex"
"--- Reparticao percentual"
frac_LP   = X_dest_LP   / X_dest_total * 100
```

```
frac_HP   = X_dest_HP   / X_dest_total * 100
frac_rej  = X_dest_rej  / X_dest_total * 100
frac_HPV  = X_dest_HPV  / X_dest_total * 100
frac_LPV  = X_dest_LPV  / X_dest_total * 100
frac_mix  = X_dest_mix  / X_dest_total * 100
frac_evap = X_dest_evap / X_dest_total * 100
"-------------------------------------------------------------------"
" 7. VERIFICACOES INDEPENDENTES"
"    Se as quatro fecharem, o modelo esta validado por vias distintas."
"-------------------------------------------------------------------"
Verif_1_energia = Erro_energia                          "-> ~0"
Verif_2_exergia = W_dot_total - X_dot_util - X_dest_total       "-> ~0"
Verif_3_tank    = X_dest_tank                           "-> ~0 (separador reversivel)"
Verif_4_ident   = eta_ex - eta_ex_check                 "-> ~0"
"-------------------------------------------------------------------"
" 8. ETIQUETAS PARA A ARRAYS TABLE"
"-------------------------------------------------------------------"
Estado$[1] = 'Succao LP'
Estado$[2] = 'Descarga LP (real)'
Estado$[3] = 'Vapor do Flash Tank'
Estado$[4] = 'Succao HP (mistura)'
Estado$[5] = 'Descarga HP (real)'
Estado$[6] = 'Saida Gas Cooler / Condensador'
Estado$[7] = 'Entrada do Flash Tank'
Estado$[8] = 'Liquido do Flash Tank'
Estado$[9] = 'Entrada do Evaporador'
"
```

Anexo F

```
"================================================================="
" ANEXO F: MODELO TERMODINAMICO CONSOLIDADO DOS CICLOS DE REFRIGERACAO"
"          DE DUPLO ESTAGIO COM FLASH GAS BYPASS (FGB)"
"          Analise de 1a e 2a Lei | R-744 e R-134a | Verao e Inverno"
"          Com permutador de calor interno (IHX) opcional"
"================================================================="
" Autor: Fernando Saldanha"
"================================================================="
" O IHX e controlado por um unico parametro, epsilon_IHX:
"   epsilon_IHX = 0     -> ciclo base, SEM permutador
"   epsilon_IHX = 0.60  -> ciclo com permutador
"" Nao existe comutador separado: com eficacia nula as equacoes do IHX
" reduzem-se a h[10]=h[1] e h[11]=h[6], reproduzindo o ciclo base de
" forma exata. Esta propriedade constitui o teste de validacao da
" implementacao.
"================================================================="
$UnitSystem SI C bar kJ mass
$Reference CarbonDioxide IIR
$Reference R134a IIR
"-----------------------------------------------------------------"
" 1. PARAMETROS GLOBAIS
"-----------------------------------------------------------------"
Q_dot_evap  = 100 [kW]
T_evap      = -30 [C]
DT_sh       = 10 [K]
eta_is_LP   = 0.70
eta_is_HP   = 0.70
DT_app_gc   = 3 [K]
DT_app_cond = 5 [K]
DT_sub      = 3 [K]
T_desc_max  = 160 [C]
P_0         = 1.013 [bar]
"-----------------------------------------------------------------"
" 1b. CONFIGURACAO DO PERMUTADOR INTERNO"
"-----------------------------------------------------------------"
epsilon_IHX = 0.60    "0 = ciclo base | 0.60 = ciclo com IHX"
"-----------------------------------------------------------------"
" 2. SELETOR DE CENARIO  --  DESCOMENTAR UM E SO UM BLOCO"
"-----------------------------------------------------------------"
"{ BLOCO A -- R-744 (CO2), VERAO, regime TRANSCRITICO }"
Ref$        = 'CarbonDioxide'
T_amb       = 36 [C]
Transcritico = 1
P_high      =  [bar]    "reotimizar para o ciclo com IHX"
P_int       =  [bar]    "reotimizar para o ciclo com IHX"
```

```
"{ BLOCO B -- R-134a, VERAO, regime SUBCRITICO }"
{Ref$        = 'R134a'
T_amb        = 36 [C]
Transcritico = 0
P_high       = p_sat(Ref$, T=T_cond)
P_int        =  [bar]}
"{ BLOCO C -- R-744 (CO2), INVERNO, regime SUBCRITICO }"
{Ref$        = 'CarbonDioxide'
T_amb        = 5 [C]
Transcritico = 0
P_high       = p_sat(Ref$, T=T_cond)
P_int        = [bar]}
"{ BLOCO D -- R-134a, INVERNO, regime SUBCRITICO }"
{Ref$        = 'R134a'
T_amb        = 5 [C]
Transcritico = 0
P_high       = p_sat(Ref$, T=T_cond)
P_int        = [bar]}
"-------------------------------------------------------------------"
" 3. CONDICOES DE REJEICAO DE CALOR"
"-------------------------------------------------------------------"
T_cond  = T_amb + DT_app_cond
T_6_out = Transcritico*(T_amb + DT_app_gc) + (1 - Transcritico)*(T_cond - DT_sub)
"-------------------------------------------------------------------"
" 4. ESTADOS TERMODINAMICOS "
"    Indices 1 a 9: pontos do ciclo base"
"    Indice 10: saida fria do IHX  (Ponto 1a) = admissao do compressor LP"
"    Indice 11: saida quente do IHX (Ponto 6a) = admissao da valvula HPV"
"-------------------------------------------------------------------"
"Ponto 1: Saida do evaporador / entrada do lado frio do IHX"
P[1] = p_sat(Ref$, T=T_evap)
T[1] = T_evap + DT_sh
h[1] = enthalpy(Ref$, P=P[1], T=T[1])
s[1] = entropy(Ref$, P=P[1], T=T[1])
"Ponto 6: Saida do gas cooler / entrada do lado quente do IHX"
P[6] = P_high
T[6] = T_6_out
h[6] = enthalpy(Ref$, P=P[6], T=T[6])
s[6] = entropy(Ref$, P=P[6], T=T[6])
"--- PERMUTADOR DE CALOR INTERNO ---"
" Lado frio (1 -> 10). A eficacia e definida por entalpias, e nao por"
" temperaturas, devido a variacao extrema do calor especifico do CO2 na"
" vizinhanca da regiao pseudo-critica."
h_1_max = enthalpy(Ref$, P=P[1], T=T[6])   "limite de area infinita"
epsilon_IHX = (h[10] - h[1]) / (h_1_max - h[1])
P[10] = P[1]
T[10] = temperature(Ref$, P=P[10], h=h[10])
s[10] = entropy(Ref$, P=P[10], h=h[10])
```

```
" Lado quente (6 -> 11). Balanco de energia do permutador adiabatico."
h[11] = h[6] - m_dot_evap * (h[10] - h[1]) / m_dot_total
P[11] = P[6]
T[11] = temperature(Ref$, P=P[11], h=h[11])
s[11] = entropy(Ref$, P=P[11], h=h[11])
"Ponto 2: Descarga LP real  -- comprime a partir do Ponto 10, nao do Ponto 1"
P[2] = P_int
s_2s = s[10]
h_2s = enthalpy(Ref$, P=P[2], s=s_2s)
h[2] = h[10] + (h_2s - h[10]) / eta_is_LP
T[2] = temperature(Ref$, P=P[2], h=h[2])
s[2] = entropy(Ref$, P=P[2], h=h[2])
"Ponto 3: Vapor saturado seco extraido do deposito de flash"
P[3] = P_int
x[3] = 1
T[3] = temperature(Ref$, P=P[3], x=x[3])
h[3] = enthalpy(Ref$, P=P[3], x=x[3])
s[3] = entropy(Ref$, P=P[3], x=x[3])
"Ponto 4: Mistura na succao HP"
P[4] = P_int
m_dot_total * h[4] = m_dot_evap * h[2] + m_dot_flash * h[3]
T[4] = temperature(Ref$, P=P[4], h=h[4])
s[4] = entropy(Ref$, P=P[4], h=h[4])
"Ponto 5: Descarga HP real"
P[5] = P_high
s_5s = s[4]
h_5s = enthalpy(Ref$, P=P[5], s=s_5s)
h[5] = h[4] + (h_5s - h[4]) / eta_is_HP
T[5] = temperature(Ref$, P=P[5], h=h[5])
s[5] = entropy(Ref$, P=P[5], h=h[5])
"Ponto 7: Entrada do deposito de flash -- expande a partir do Ponto 11"
P[7] = P_int
h[7] = h[11]
x[7] = quality(Ref$, P=P[7], h=h[7])
T[7] = temperature(Ref$, P=P[7], h=h[7])
s[7] = entropy(Ref$, P=P[7], h=h[7])
"Ponto 8: Saida de liquido saturado do deposito de flash"
P[8] = P_int
x[8] = 0
T[8] = temperature(Ref$, P=P[8], x=x[8])
h[8] = enthalpy(Ref$, P=P[8], x=x[8])
s[8] = entropy(Ref$, P=P[8], x=x[8])
"Ponto 9: Entrada do evaporador"
P[9] = P[1]
h[9] = h[8]
x[9] = quality(Ref$, P=P[9], h=h[9])
T[9] = temperature(Ref$, P=P[9], h=h[9])
s[9] = entropy(Ref$, P=P[9], h=h[9])
```

```
"--- Balancos massicos ---"
" Nota: o efeito util do evaporador continua a ser h[1]-h[9]. O"
" sobreaquecimento do IHX ocorre a jusante do evaporador e NAO produz"
" frio util, pelo que nao entra no calculo de m_dot_evap."
m_dot_evap  = Q_dot_evap / (h[1] - h[9])
m_dot_total = m_dot_evap / (1 - x[7])
m_dot_flash = m_dot_total * x[7]
"--- Caudais por ponto de estado ---"
m_dot[1]  = m_dot_evap
m_dot[2]  = m_dot_evap
m_dot[3]  = m_dot_flash
m_dot[4]  = m_dot_total
m_dot[5]  = m_dot_total
m_dot[6]  = m_dot_total
m_dot[7]  = m_dot_total
m_dot[8]  = m_dot_evap
m_dot[9]  = m_dot_evap
m_dot[10] = m_dot_evap
m_dot[11] = m_dot_total
"-------------------------------------------------------------------"
" 5. DESEMPENHO DE 1a LEI"
"-------------------------------------------------------------------"
W_dot_LP    = m_dot_evap  * (h[2] - h[10])   "comprime a partir do Ponto 10"
W_dot_HP    = m_dot_total * (h[5] - h[4])
W_dot_total = W_dot_LP + W_dot_HP
Q_dot_rej   = m_dot_total * (h[5] - h[6])
Q_dot_IHX   = m_dot_evap  * (h[10] - h[1])   "carga termica do permutador"
q_evap_esp  = h[1] - h[9]
COP         = Q_dot_evap / W_dot_total
Erro_energia = Q_dot_evap + W_dot_total - Q_dot_rej
"-------------------------------------------------------------------"
" 5b. RESUMO ESCALAR"
"-------------------------------------------------------------------"
T_desc_HP = T[5]
T_desc_LP = T[2]
T_succao  = T[4]
T_1a      = T[10]    "temperatura de admissao do compressor LP"
T_6a      = T[11]    "temperatura de admissao da valvula HPV"
x_flash   = x[7]
T_gc_out  = T[6]
Margem_T5 = T_desc_max - T_desc_HP
Margem_T2 = T_desc_max - T_desc_LP     "margem do compressor LP [K]"
"-------------------------------------------------------------------"
" 5c. VIABILIDADE TERMODINAMICA DO PERMUTADOR"
"-------------------------------------------------------------------"
" Num permutador em contracorrente, a corrente quente entra a T[6] e sai a"
" T[11]; a corrente fria entra a T[1] e sai a T[10]. A viabilidade exige"
" diferenca de temperatura positiva em AMBOS os extremos."
DT_IHX_quente = T[6]  - T[10]   "extremo quente: garantido pela definicao de eficacia"
```

```
DT_IHX_frio   = T[11] - T[1]    "extremo frio: NAO garantido -- verificar sempre"
" ATENCAO: estas duas verificacoes cobrem apenas os extremos. Devido a"
" variacao extrema do calor especifico do CO2 ao atravessar a regiao"
" pseudo-critica, os perfis de temperatura podem cruzar-se no INTERIOR do"
" permutador mesmo com ambos os extremos validos. A deteccao desse"
" cruzamento exigiria discretizacao do permutador, o que excede o ambito"
" do modelo."
"-------------------------------------------------------------------------"
" 6. ANALISE EXERGETICA (2a LEI)"
"-------------------------------------------------------------------------"
T_0   = T_amb
h_0   = enthalpy(Ref$, T=T_0, P=P_0)
s_0   = entropy(Ref$, T=T_0, P=P_0)
T_0_K = converttemp(C, K, T_0)
" A fonte fria e tomada a saida do evaporador, e nao a T_evap: nao ha"
" transferencia de calor de uma fonte a -30 C para um fluido a -20 C."
T_L   = T_evap + DT_sh
T_L_K = converttemp(C, K, T_L)
duplicate i = 1,11
  psi[i] = (h[i] - h_0) - T_0_K * (s[i] - s_0)
end
"--- Destruicao de exergia por componente ---"
X_dest_LP   = m_dot_evap  * T_0_K * (s[2] - s[10])
X_dest_HP   = m_dot_total * T_0_K * (s[5] - s[4])
X_dest_rej  = m_dot_total * (psi[5] - psi[6])
X_dest_HPV  = m_dot_total * T_0_K * (s[7] - s[11])
X_dest_LPV  = m_dot_evap  * T_0_K * (s[9] - s[8])
X_dest_tank = m_dot_total * psi[7] - m_dot_flash * psi[3] - m_dot_evap * psi[8]
X_dest_mix  = m_dot_evap * psi[2] + m_dot_flash * psi[3] - m_dot_total * psi[4]
X_dest_evap = m_dot_evap * (psi[9] - psi[1]) + Q_dot_evap * (1 - T_0_K / T_L_K)
" Permutador interno: corrente quente cede, corrente fria recebe."
" Com eficacia nula este termo anula-se identicamente."
X_dest_IHX  = m_dot_total * (psi[6] - psi[11]) + m_dot_evap * (psi[1] - psi[10])
X_dest_total = X_dest_LP + X_dest_HP + X_dest_rej + X_dest_HPV + X_dest_LPV +
X_dest_tank + X_dest_mix + X_dest_evap + X_dest_IHX
"--- Rendimento exergetico ---"
X_dot_util   = Q_dot_evap * (T_0_K / T_L_K - 1)
eta_ex       = X_dot_util / W_dot_total
COP_Carnot   = T_L_K / (T_0_K - T_L_K)
eta_ex_check = COP / COP_Carnot
"--- Reparticao percentual ---"
frac_LP   = X_dest_LP   / X_dest_total * 100
frac_HP   = X_dest_HP   / X_dest_total * 100
frac_rej  = X_dest_rej  / X_dest_total * 100
frac_HPV  = X_dest_HPV  / X_dest_total * 100
frac_LPV  = X_dest_LPV  / X_dest_total * 100
frac_mix  = X_dest_mix  / X_dest_total * 100
frac_evap = X_dest_evap / X_dest_total * 100
```

```
frac_IHX  = X_dest_IHX  / X_dest_total * 100
"--- Destruicao conjunta nas valvulas: alvo das tecnologias do Cap. 5 ---"
X_dest_valvulas = X_dest_HPV + X_dest_LPV
frac_valvulas   = X_dest_valvulas / X_dest_total * 100
"-----------------------------------------------------------------------"
" 7. VERIFICACOES INDEPENDENTES"
"-----------------------------------------------------------------------"
Verif_1_energia = Erro_energia                          "-> ~0"
Verif_2_exergia = W_dot_total - X_dot_util - X_dest_total   "-> ~0"
Verif_3_tank    = X_dest_tank                           "-> ~0"
Verif_4_ident   = eta_ex - eta_ex_check                 "-> ~0"
Verif_5_IHX_q   = DT_IHX_quente                         "-> > 0"
Verif_6_IHX_f   = DT_IHX_frio                           "-> > 0"
"-----------------------------------------------------------------------"
" 8. ETIQUETAS PARA A ARRAYS TABLE"
"-----------------------------------------------------------------------"
Estado$[1]  = 'Saida do Evaporador'
Estado$[2]  = 'Descarga LP (real)'
Estado$[3]  = 'Vapor do Flash Tank'
Estado$[4]  = 'Succao HP (mistura)'
Estado$[5]  = 'Descarga HP (real)'
Estado$[6]  = 'Saida Gas Cooler / Condensador'
Estado$[7]  = 'Entrada do Flash Tank'
Estado$[8]  = 'Liquido do Flash Tank'
Estado$[9]  = 'Entrada do Evaporador'
Estado$[10] = 'Saida Fria do IHX (1a) = Succao LP'
Estado$[11] = 'Saida Quente do IHX (6a) = Entrada HPV'
"
```

Anexo G

```
"================================================================="
" ANEXO G : CICLO R-744 DE DUPLO ESTAGIO COM FGB E SUBARREFECIMENTO MECANICO DEDICADO (DMS) "
"          Analise de 1a e 2a Lei"
"================================================================="
" Autor: Fernando Saldanha"
"================================================================="
" O DMS e controlado por um unico parametro:
" DT_sub = 0    ->  ciclo base, SEM subarrefecimento
" DT_sub > 0    ->  ciclo com subarrefecimento mecanico dedicado"
"Com DT_sub nulo as equacoes reduzem-se a h[10] = h[6] e Q_sub = 0,
" reproduzindo o ciclo base de forma exata."
"A pressao de rejeicao passa a ser parametrizada pela razao supercrítica"
"r_gc = P_high / P_crit, cujo limite inferior mantem o CO2 monofasico por"
" construcao. As verificacoes de validade da arquitetura FGB passam a ser"
 "formuladas em entalpia, e nao em temperatura."
"================================================================="
$UnitSystem SI C bar kJ mass
$Reference CarbonDioxide IIR
$Reference R134a IIR
"-----------------------------------------------------------------"
" 1. PARAMETROS GLOBAIS (Tabela 8)"
"-----------------------------------------------------------------"
Q_dot_evap  = 100 [kW]
T_evap      = -30 [C]
DT_sh       = 10 [K]
eta_is_LP   = 0.70
eta_is_HP   = 0.70
DT_app_gc   = 3 [K]
DT_app_cond = 5 [K]
DT_sub_cond = 3 [K]      "subarrefecimento no condensador principal (subcritico)"
T_desc_max  = 160 [C]
P_0         = 1.013 [bar]
"-----------------------------------------------------------------"
" 1b. CONFIGURACAO DO SUBARREFECIMENTO MECANICO DEDICADO"
"-----------------------------------------------------------------"
DT_sub      = 10 [K]     "grau de subarrefecimento (0 = ciclo base)"
Aux$        = 'R290'     "fluido do ciclo auxiliar (propano)"
DT_pinch    = 5 [K]      "pinch no subarrefecedor, no extremo de saida do CO2"
DT_app_aux  = 5 [K]      "approach do condensador auxiliar"
DT_sh_aux   = 5 [K]      "sobreaquecimento na aspiracao auxiliar"
DT_sc_aux   = 2 [K]      "subarrefecimento no condensador auxiliar"
eta_is_aux  = 0.70       "rendimento isentropico do compressor auxiliar"
"-----------------------------------------------------------------"
" 2. SELETOR DE CENARIO  --  DESCOMENTAR UM E SO UM BLOCO"
"-----------------------------------------------------------------"
```

```
" BLOCO A -- R-744 (CO2), VERAO, regime TRANSCRITICO "
Ref$         = 'CarbonDioxide'
T_amb        = 36 [C]
Transcritico = 1
r_gc         = 1.2745    "VARIAVEL DE OTIMIZACAO -- razao P_high / P_crit"
P_high       = r_gc * P_crit_ref
P_int        =  [bar]
" BLOCO B -- R-134a, VERAO, regime SUBCRITICO "
{Ref$        = 'R134a'
T_amb        = 36 [C]
Transcritico = 0
P_high       = p_sat(Ref$, T=T_cond)
P_int        = [bar]}
" BLOCO C -- R-744 (CO2), INVERNO, regime SUBCRITICO "
{Ref$        = 'CarbonDioxide'
T_amb        = 5 [C]
Transcritico = 0
P_high       = p_sat(Ref$, T=T_cond)
P_int        =  [bar]}
" BLOCO D -- R-134a, INVERNO, regime SUBCRITICO "
{Ref$        = 'R134a'
T_amb        = 5 [C]
Transcritico = 0
P_high       = p_sat(Ref$, T=T_cond)
P_int        =  [bar]}
"-------------------------------------------------------------------"
" 2b. FRONTEIRA DO DOMINIO DE OTIMIZACAO"
"-------------------------------------------------------------------"
"No regime transcritico a pressao de rejeicao e uma variavel livre, mas so
"tem significado fisico acima do ponto critico. Abaixo dele a chamada de
"entalpia em funcao de P e T e degenerada sobre a linha de saturacao, onde
"o par P,T nao define o estado: o EES devolve liquido saturado, o que
"introduz na funcao objetivo um salto descontinuo igual ao calor latente.
"Um otimizador de gradiente estaciona nesse degrau e a arquitetura degenera
"silenciosamente de FGB+DMS para uma cascata R290/CO2."
"Otimizando r_gc em vez de P_high, o limite inferior da variavel de decisao
"garante por construcao que o CO2 permanece monofasico em todo o arrefecimento"
"A fronteira fica no codigo, e nao apenas no dialogo Min/Max."
P_crit_ref = P_crit(Ref$)
r_gc_eff   = P_high / P_crit_ref   "diagnostico valido em todos os blocos"
"-------------------------------------------------------------------"
" 3. CONDICOES DE REJEICAO DE CALOR"
"-------------------------------------------------------------------"
T_cond  = T_amb + DT_app_cond
T_6_out = Transcritico*(T_amb + DT_app_gc) + (1 - Transcritico)*(T_cond - DT_sub_cond)
"-------------------------------------------------------------------"
" 4. CICLO PRINCIPAL R-744"
"    Indices 1 a 9: identicos ao Anexo E"
"    Indice 10: saida do subarrefecedor (Ponto 6b) = admissao da HPV"
```

```
"-----------------------------------------------------------------------"
"Ponto 1: Succao LP (saida do evaporador)"
P[1] = p_sat(Ref$, T=T_evap)
T[1] = T_evap + DT_sh
h[1] = enthalpy(Ref$, P=P[1], T=T[1])
s[1] = entropy(Ref$, P=P[1], T=T[1])
"Ponto 2: Descarga LP real"
P[2] = P_int
s_2s = s[1]
h_2s = enthalpy(Ref$, P=P[2], s=s_2s)
h[2] = h[1] + (h_2s - h[1]) / eta_is_LP
T[2] = temperature(Ref$, P=P[2], h=h[2])
s[2] = entropy(Ref$, P=P[2], h=h[2])
"Ponto 3: Vapor saturado seco do deposito de flash"
P[3] = P_int
x[3] = 1
T[3] = temperature(Ref$, P=P[3], x=x[3])
h[3] = enthalpy(Ref$, P=P[3], x=x[3])
s[3] = entropy(Ref$, P=P[3], x=x[3])
"Ponto 4: Mistura na succao HP"
P[4] = P_int
m_dot_total * h[4] = m_dot_evap * h[2] + m_dot_flash * h[3]
T[4] = temperature(Ref$, P=P[4], h=h[4])
s[4] = entropy(Ref$, P=P[4], h=h[4])
"Ponto 5: Descarga HP real"
P[5] = P_high
s_5s = s[4]
h_5s = enthalpy(Ref$, P=P[5], s=s_5s)
h[5] = h[4] + (h_5s - h[4]) / eta_is_HP
T[5] = temperature(Ref$, P=P[5], h=h[5])
s[5] = entropy(Ref$, P=P[5], h=h[5])
"Ponto 6: Saida do gas cooler / condensador"
P[6] = P_high
T[6] = T_6_out
h[6] = enthalpy(Ref$, P=P[6], T=T[6])
s[6] = entropy(Ref$, P=P[6], T=T[6])
"--- SUBARREFECEDOR MECANICO DEDICADO ---"
"Ponto 10 (6a): saida do subarrefecedor"
P[10] = P[6]
T[10] = T[6] - DT_sub
h[10] = enthalpy(Ref$, P=P[10], T=T[10])
s[10] = entropy(Ref$, P=P[10], T=T[10])
Q_dot_sub = m_dot_total * (h[6] - h[10])
"Ponto 7: Entrada do deposito de flash -- expande a partir do Ponto 10"
P[7] = P_int
h[7] = h[10]
x[7] = quality(Ref$, P=P[7], h=h[7])
T[7] = temperature(Ref$, P=P[7], h=h[7])
```

```
s[7] = entropy(Ref$, P=P[7], h=h[7])
"Ponto 8: Liquido saturado do deposito de flash"
P[8] = P_int
x[8] = 0
T[8] = temperature(Ref$, P=P[8], x=x[8])
h[8] = enthalpy(Ref$, P=P[8], x=x[8])
s[8] = entropy(Ref$, P=P[8], x=x[8])
"Ponto 9: Entrada do evaporador"
P[9] = P[1]
h[9] = h[8]
x[9] = quality(Ref$, P=P[9], h=h[9])
T[9] = temperature(Ref$, P=P[9], h=h[9])
s[9] = entropy(Ref$, P=P[9], h=h[9])
"--- Balancos massicos ---"
m_dot_evap  = Q_dot_evap / (h[1] - h[9])
m_dot_total = m_dot_evap / (1 - x[7])
m_dot_flash = m_dot_total * x[7]
"--- Caudais por ponto de estado ---"
m_dot[1]  = m_dot_evap
m_dot[2]  = m_dot_evap
m_dot[3]  = m_dot_flash
m_dot[4]  = m_dot_total
m_dot[5]  = m_dot_total
m_dot[6]  = m_dot_total
m_dot[7]  = m_dot_total
m_dot[8]  = m_dot_evap
m_dot[9]  = m_dot_evap
m_dot[10] = m_dot_total
"-------------------------------------------------------------------"
" 5. CICLO AUXILIAR DE SUBARREFECIMENTO"
"-------------------------------------------------------------------"
"Acoplamento termico entre os dois ciclos. O fluido auxiliar evapora a
"temperatura constante enquanto o CO2 arrefece progressivamente, pelo que
"o aperto termico se localiza necessariamente no extremo de saida do CO2.
"E esta equacao que gera o compromisso: subarrefecer mais obriga o
"subciclo a evaporar mais frio, degradando o seu proprio desempenho."
T_evap_aux = T[10] - DT_pinch
T_cond_aux = T_amb + DT_app_aux
P_evap_aux = p_sat(Aux$, T=T_evap_aux)
P_cond_aux = p_sat(Aux$, T=T_cond_aux)
"Ponto a1: aspiracao do compressor auxiliar"
T_a[1] = T_evap_aux + DT_sh_aux
h_a[1] = enthalpy(Aux$, P=P_evap_aux, T=T_a[1])
s_a[1] = entropy(Aux$, P=P_evap_aux, T=T_a[1])
"Ponto a2: descarga real do compressor auxiliar"
h_a2s  = enthalpy(Aux$, P=P_cond_aux, s=s_a[1])
h_a[2] = h_a[1] + (h_a2s - h_a[1]) / eta_is_aux
T_a[2] = temperature(Aux$, P=P_cond_aux, h=h_a[2])
s_a[2] = entropy(Aux$, P=P_cond_aux, h=h_a[2])
```

```
"Ponto a3: saida do condensador auxiliar"
T_a[3] = T_cond_aux - DT_sc_aux
h_a[3] = enthalpy(Aux$, P=P_cond_aux, T=T_a[3])
s_a[3] = entropy(Aux$, P=P_cond_aux, T=T_a[3])
"Ponto a4: entrada do evaporador auxiliar (expansao isentalpica)"
h_a[4] = h_a[3]
T_a[4] = T_evap_aux
x_a[4] = quality(Aux$, P=P_evap_aux, h=h_a[4])
s_a[4] = entropy(Aux$, P=P_evap_aux, h=h_a[4])
"Caudal, potencia e calor rejeitado pelo subciclo"
m_dot_aux     = Q_dot_sub / (h_a[1] - h_a[4])
W_dot_aux     = m_dot_aux * (h_a[2] - h_a[1])
Q_dot_rej_aux = m_dot_aux * (h_a[2] - h_a[3])
"COP do subciclo definido por entalpias e nao por potencias: assim
"permanece determinado mesmo com DT_sub = 0, em que o caudal e nulo."
COP_aux = (h_a[1] - h_a[4]) / (h_a[2] - h_a[1])
"-------------------------------------------------------------------"
" 6. DESEMPENHO DE 1a LEI"
"-------------------------------------------------------------------"
W_dot_LP     = m_dot_evap  * (h[2] - h[1])
W_dot_HP     = m_dot_total * (h[5] - h[4])
W_dot_princ  = W_dot_LP + W_dot_HP
W_dot_global = W_dot_princ + W_dot_aux
Q_dot_rej  = m_dot_total * (h[5] - h[6])
q_evap_esp = h[1] - h[9]
COP        = Q_dot_evap / W_dot_princ    "ciclo principal isolado"
COP_global = Q_dot_evap / W_dot_global   "sistema completo, com compressor auxiliar"
"O fecho energetico tem de contabilizar tambem o calor rejeitado pelo
"condensador do subciclo, sob pena de falhar por construcao."
Erro_energia = Q_dot_evap + W_dot_global - Q_dot_rej - Q_dot_rej_aux
"-------------------------------------------------------------------"
" 6b. RESUMO ESCALAR"
"-------------------------------------------------------------------"
T_desc_HP    = T[5]
T_desc_LP    = T[2]
T_succao     = T[4]
T_6b         = T[10]
x_flash      = x[7]
T_gc_out     = T[6]
Fracao_W_aux = W_dot_aux / W_dot_global * 100
Margem_T5  = T_desc_max - T_desc_HP
Margem_T2  = T_desc_max - T_desc_LP
Margem_min = min(Margem_T5, Margem_T2)
"-------------------------------------------------------------------"
" 6c. VERIFICACOES DE VALIDADE FISICA"
"-------------------------------------------------------------------"
"A condicao que interessa nao e sobre temperaturas mas sobre o titulo:
"o CO2 tem de chegar ao deposito de flash em estado bifasico, isto e,
```

```
"0 < x[7] < 1. Formulada em entalpia, a condicao e exata e continua,
"ao contrario do criterio anterior DT_flash = T[10] - T[3], que era
"apenas um substituto e nao e nem necessario nem suficiente."
h_f_int = enthalpy(Ref$, P=P_int, x=0)
h_g_int = enthalpy(Ref$, P=P_int, x=1)
DH_flash_inf = h[10] - h_f_int    "-> > 0 : existe vapor de flash"
DH_flash_sup = h_g_int - h[10]    "-> > 0 : existe liquido para o evaporador"
"DIAGNOSTICOS DE DERIVA DA ARQUITETURA"
"Mesmo acima do ponto critico, junto a linha pseudocritica o c_p do CO2
"dispara para valores da ordem de 15 a 30 kJ/kg-K. E fisica real, nao
"artefacto, mas produz o mesmo sintoma: um subarrefecedor com potencia
"comparavel a do evaporador. Estes dois indicadores tornam-no visivel."
R_cap = Q_dot_sub / Q_dot_evap        "tipico em DMS: 0.15 a 0.35"
cp_ap_sub = (h[6] - h[10]) / DT_sub       "acima de 5 kJ/kg-K: pseudocritico"
"-----------------------------------------------------------------------"
" 7. ANALISE EXERGETICA (2a LEI)"
"-----------------------------------------------------------------------"
T_0   = T_amb
T_0_K = converttemp(C, K, T_0)
T_L   = T_evap + DT_sh
T_L_K = converttemp(C, K, T_L)
h_0 = enthalpy(Ref$, T=T_0, P=P_0)
s_0 = entropy(Ref$, T=T_0, P=P_0)
duplicate i = 1,10
  psi[i] = (h[i] - h_0) - T_0_K * (s[i] - s_0)
end
h_0_aux = enthalpy(Aux$, T=T_0, P=P_0)
s_0_aux = entropy(Aux$, T=T_0, P=P_0)
duplicate i = 1,4
  psi_a[i] = (h_a[i] - h_0_aux) - T_0_K * (s_a[i] - s_0_aux)
end
"--- Ciclo principal ---"
X_dest_LP   = m_dot_evap  * T_0_K * (s[2] - s[1])
X_dest_HP   = m_dot_total * T_0_K * (s[5] - s[4])
X_dest_rej  = m_dot_total * (psi[5] - psi[6])
X_dest_HPV  = m_dot_total * T_0_K * (s[7] - s[10])
X_dest_LPV  = m_dot_evap  * T_0_K * (s[9] - s[8])
X_dest_tank = m_dot_total * psi[7] - m_dot_flash * psi[3] - m_dot_evap * psi[8]
X_dest_mix  = m_dot_evap * psi[2] + m_dot_flash * psi[3] - m_dot_total * psi[4]
X_dest_evap = m_dot_evap * (psi[9] - psi[1]) + Q_dot_evap * (1 - T_0_K / T_L_K)
"--- Subsistema de subarrefecimento ---"
"Com DT_sub = 0 todos estes termos se anulam identicamente."
X_dest_sub     = m_dot_total * (psi[6] - psi[10]) + m_dot_aux * (psi_a[4] - psi_a[1])
X_dest_compaux = m_dot_aux * T_0_K * (s_a[2] - s_a[1])
X_dest_rejaux  = m_dot_aux * (psi_a[2] - psi_a[3])
X_dest_valvaux = m_dot_aux * T_0_K * (s_a[4] - s_a[3])
X_dest_DMS     = X_dest_sub + X_dest_compaux + X_dest_rejaux + X_dest_valvaux
X_dest_total = X_dest_LP + X_dest_HP + X_dest_rej + X_dest_HPV + X_dest_LPV +
X_dest_tank + X_dest_mix + X_dest_evap + X_dest_DMS
```

```
"--- Rendimento exergetico ---"
X_dot_util   = Q_dot_evap * (T_0_K / T_L_K - 1)
eta_ex       = X_dot_util / W_dot_global
COP_Carnot   = T_L_K / (T_0_K - T_L_K)
eta_ex_check = COP_global / COP_Carnot
"--- Reparticao percentual ---"
frac_LP     = X_dest_LP     / X_dest_total * 100
frac_HP     = X_dest_HP     / X_dest_total * 100
frac_rej    = X_dest_rej    / X_dest_total * 100
frac_HPV    = X_dest_HPV    / X_dest_total * 100
frac_LPV    = X_dest_LPV    / X_dest_total * 100
frac_mix    = X_dest_mix    / X_dest_total * 100
frac_evap   = X_dest_evap   / X_dest_total * 100
frac_DMS    = X_dest_DMS    / X_dest_total * 100
X_dest_valvulas = X_dest_HPV + X_dest_LPV
frac_valvulas   = X_dest_valvulas / X_dest_total * 100
"-------------------------------------------------------------------"
" 8. VERIFICACOES INDEPENDENTES"
"-------------------------------------------------------------------"
Verif_1_energia    = Erro_energia                          "-> ~0"
Verif_2_exergia    = W_dot_global - X_dot_util - X_dest_total  "-> ~0"
Verif_3_tank       = X_dest_tank                           "-> ~0"
Verif_4_ident      = eta_ex - eta_ex_check                 "-> ~0"
Verif_5a_flash_inf = DH_flash_inf                          "-> > 0"
Verif_5b_flash_sup = DH_flash_sup                          "-> > 0"
Verif_6_supercrit = Transcritico*(P_high - P_crit_ref) + (1 - Transcritico)*1
"-------------------------------------------------------------------"
" 9 ETIQUETAS PARA A ARRAYS TABLE"
"-------------------------------------------------------------------"
Estado$[1]  = 'Succao LP'
Estado$[2]  = 'Descarga LP (real)'
Estado$[3]  = 'Vapor do Flash Tank'
Estado$[4]  = 'Succao HP (mistura)'
Estado$[5]  = 'Descarga HP (real)'
Estado$[6]  = 'Saida Gas Cooler / Condensador'
Estado$[7]  = 'Entrada do Flash Tank'
Estado$[8]  = 'Liquido do Flash Tank'
Estado$[9]  = 'Entrada do Evaporador'
Estado$[10] = 'Saida do Subarrefecedor (6b)'
Estado_a$[1] = 'Aspiracao Compressor Auxiliar'
Estado_a$[2] = 'Descarga Compressor Auxiliar'
Estado_a$[3] = 'Saida Condensador Auxiliar'
Estado_a$[4] = 'Entrada Evaporador Auxiliar'
"
```