



Comparação do desempenho de sistemas de ar condicionado automóvel utilizando diferentes fluidos frigorigéneos

Projeto

Mestrado em Engenharia Automóvel

Gonçalo André Jesus Meireles

Leiria, setembro de 2022

Esta página foi intencionalmente deixada em branco



Comparação do desempenho de sistemas de ar condicionado automóvel utilizando diferentes fluidos frigoríficos

Projeto

Mestrado em Engenharia Automóvel

Gonçalo André Jesus Meireles

Projeto de Mestrado realizado sob a orientação do Professor Doutor Helder Manuel
Ferreira Santos, Professor da Escola Superior de Tecnologia e Gestão do Instituto
Politécnico de Leiria.

Leiria, setembro de 2022

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Originalidade e Direitos de Autor

O presente projeto é original, elaborado unicamente para este fim, tendo sido devidamente citados todos os autores cujos estudos e publicações contribuíram para o elaborar.

Reproduções parciais deste documento serão autorizadas na condição de que seja mencionado o Autor e feita referência ao ciclo de estudos no âmbito do qual o mesmo foi realizado, a saber, Curso de Mestrado em Engenharia Automóvel, no ano letivo 2021/2022, da Escola Superior de Tecnologia e Gestão do Instituto Politécnico de Leiria, Portugal, e, bem assim, à data das provas públicas que visaram a avaliação destes trabalhos.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Dedicatória

**À minha família, namorada e
amigos**

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Agradecimentos

Aos meus pais, à minha irmã e aos meus avós, que sempre acreditaram em mim e por tudo aquilo que fizeram para que fosse possível alcançar e finalizar este percurso académico. Obrigado por todo o apoio, motivação e educação inculcada ao longo destes anos.

À minha namorada, Rute, por toda a paciência, companheirismo, dedicação e por ser o meu pilar e força de motivação nalguns momentos mais difíceis. Agradeço o teu apoio incondicional, ensinamentos transmitidos e por teres acreditado sempre em mim.

Ao meu orientador, Professor Doutor Helder Santos, por todo o apoio na elaboração do presente trabalho, e por toda a sua disponibilidade para esclarecimento de dúvidas e discussão de temáticas relacionadas com o presente projeto. Agradeço todos os conceitos técnicos transmitidos, bem como todas as correções e críticas para elevar a qualidade do trabalho desenvolvido.

A todos os meus colegas e amigos, que sempre apoiaram, motivaram e proporcionaram bons momentos para as vivências da vida académica.

À minha restante família, que sempre acreditaram no meu sucesso académico.

A toda a equipa da Fortclima – Instalações Mecânicas, por todos os ensinamentos técnicos e práticos, da área de AVAC, transmitidos ao longo do último ano, que tiveram utilidade para a elaboração do presente projeto.

A todos, muito obrigado.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Resumo

O presente trabalho apresenta uma perspetiva histórica da evolução dos sistemas de ar condicionado automóvel (MAC – *Mobile Air Conditioning*, na literatura inglesa) com enfoque nos sistemas de última geração, e das especificidades que resultam da introdução dos fluidos frigorigéneos utilizados na atualidade, nomeadamente o R1234yf e o R744 (CO₂). Neste seguimento, os objetivos principais do presente trabalho consistem na identificação das principais alterações aos sistemas MAC com a introdução dos fluidos R1234yf e R744 (CO₂), e o desempenho destes fluidos em comparação com o R134a, utilizado ao longo das últimas décadas.

O presente estudo apresenta as modificações na constituição do sistema de ar condicionado que resultam da introdução do R1234yf e do R744 (CO₂) como, por exemplo: a implementação de um permutador de calor interno (IHX - *Internal Heat Exchanger*, na literatura inglesa) para garantir um melhor desempenho; tubagens reforçadas para o R744 (CO₂); sistemas de inertização para veículos que utilizam R1234yf; e outras inovações introduzidas nos sistemas MAC, como por exemplo, a garantia do seu funcionamento mesmo com o motor do veículo desligado.

A análise comparativa do desempenho dos diferentes fluidos frigorigéneos em sistemas MAC permitiu retirar as seguintes conclusões: i) a diminuição do rendimento isentrópico do compressor traduz-se numa maior temperatura à saída do compressor e, numa diminuição do COP; ii) com a implementação de um permutador de calor interno (IHX) a capacidade de arrefecimento ou aquecimento aumenta, com conseqüente aumento do COP nestes sistemas; iii) o fluido R134a continua a ser o fluido com maiores valores de COP, no entanto o R1234yf apresenta valores muito semelhantes, sendo que a utilização de IHX garante um COP superior para o R1234yf; iv) de um modo geral observou-se que o aumento da temperatura de condensação provoca uma diminuição do COP, para qualquer um dos fluidos frigorigéneos analisados; v) apesar do bom desempenho do R1234yf, devido à sua inflamabilidade, existe uma preocupação ao nível da segurança com este fluido, pelo que o R744 (CO₂) poderá ser uma alternativa interessante na utilização em sistemas MAC. No entanto, os resultados obtidos para o R744 (CO₂) demonstram que o COP diminui de forma acentuada quando a temperatura ambiente é elevada.

Palavras-chave: Fluidos frigorigéneos; sistemas de ar condicionado automóvel; análise de desempenho.

Abstract

The present work approaches the historical perspective of the evolution of mobile air conditioning systems (MAC) with focus on the last generation systems and the particularities that result from the introduction of refrigerants used today, namely R1234yf and R744 (CO₂). Consequently, the main objectives of this work are the identification of the main changes of MAC systems with the introduction of R1234yf and R744 (CO₂), and the performance of these refrigerants compared to R134a, used over the last few decades.

The present study presents the modifications in the constitution of MAC systems, which result from the introduction of R1234yf and R744 (CO₂), such as, for example: the implementation of an internal heat exchanger (IHX) for better performance; reinforced piping for R744 (CO₂); inerting systems for vehicles using R1234yf; and other innovations introduced in MAC systems such as, the possibility of the system operate even with the vehicle's engine turned off.

The comparative analysis of the performance of different refrigerants in MAC systems results in the following conclusions: i) the decrease in the compressor's isentropic efficiency results into a higher temperature at the compressor outlet and a worse COP; ii) with the implementation of an IHX, the cooling or heating capacity increase, so there was an increase in COP in these systems; iii) R134a is the refrigerant with higher COP without IHX, however R1234yf is quite similar and the use of IHX guarantees a higher COP for R1234yf; iv) in general, it was observed that the increase in the condensation temperature causes a decrease in COP, for any analyzed refrigerants; v) despite the good performance of R1234yf refrigerant, due to its flammability, there is the issue of safety with this refrigerant, so the R744 (CO₂) could be an interesting alternative for MAC systems. However, the results obtained for R744 (CO₂) show that the COP has a large decrease when the ambient temperature is higher.

Keywords: Refrigerant fluids; mobile air conditioning systems; performance analysis.

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Índice

Originalidade e Direitos de Autor	iii
Dedicatória	v
Agradecimentos	vii
Resumo	ix
Abstract	xi
Lista de Figuras	xv
Lista de Tabelas	xix
Lista de siglas e acrónimos.....	xxi
1. Introdução	1
1.1. Contexto e motivação	1
1.2. Objetivos.....	3
1.3. Estrutura	4
2. Revisão bibliográfica	5
2.1. Fundamentos teóricos	5
2.1.1. Ciclo de Carnot.....	5
2.1.2. Ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor.....	7
2.1.3. Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor	8
2.2. Conforto térmico.....	10
2.3. Análise da eficiência do ciclo	15
3. Sistema de ar condicionado automóvel.....	17
3.1. Perspetiva histórica	17
3.2. Componentes do sistema MAC	18
3.2.1. Evaporador.....	18
3.2.2. Condensador	20
3.2.3. Compressor	21
3.2.4. Filtro secador e acumulador	26
3.2.5. Válvula de expansão	28
3.2.6. Permutador de calor interno	30
4. Fluido de trabalho	35

4.1.	Contexto histórico	35
4.1.1.	Diretiva MAC 2006/40/EC	38
4.2.	Características dos fluidos frigorigêneos	41
4.2.1.	R134a	41
4.2.2.	R1234yf.....	42
4.2.3.	R744 (CO ₂).....	43
4.3.	Análise comparativa entre os diferentes fluidos frigorigêneos	45
4.3.1.	Comparação entre R134a e R1234yf	45
4.3.2.	Comparação entre R134a e R744 (CO ₂)	51
4.3.3.	Comparação entre R1234yf e R744 (CO ₂).....	54
4.4.	Novos desenvolvimentos	57
4.4.1.	Implementação do IHX	57
4.4.2.	Sistema de inertização	59
4.4.3.	Ejetor e duplo evaporador	60
4.4.4.	Bomba de calor nos veículos.....	61
4.4.5.	Peças e componentes	67
4.4.6.	Sistemas MAC em autocarros	73
4.4.7.	Sistemas MAC por energia solar.....	76
5.	Estudo comparativo entre fluidos frigorigêneos	81
5.1.	Definição do caso de estudo	81
5.2.	Comparação do desempenho para o sistema MAC sem IHX	84
5.2.1.	Fluido frigorigêneo R134a sem IHX.....	84
5.2.2.	R1234yf sem IHX	91
5.2.3.	R744 (CO ₂) sem IHX	95
5.3.	Ensaio de sistema MAC com IHX.....	97
5.3.1.	R134a com IHX	97
5.3.2.	R1234yf com IHX.....	98
5.3.3.	R744 (CO ₂) com IHX.....	99
5.3.4.	Influência do IHX.....	100
6.	Conclusões.....	107
	Bibliografia	109
	Webgrafia.....	114

Lista de Figuras

Figura 2.1 – Ciclo de Carnot reversível e gráfico Temperatura-Entropia ($T-s$), Çengel e Boles (1998).	6
Figura 2.2 - Ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor e gráfico Temperatura-Entropia ($T-s$), Çengel e Boles (1998).	7
Figura 2.3 - Diagrama Pressão-Entalpia ($P-h$) do ciclo por compressão de vapor, Çengel e Boles (1998).	8
Figura 2.4 - Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor e diagrama Temperatura-Entropia ($T-s$), Çengel e Boles (1998).	9
Figura 2.5 - Escala de 7 pontos PMV, ISO 7730:2005.	12
Figura 2.6 – Curva PPD, ISO 7730:2005.	12
Figura 2.7 – Valores médios de PPD e PMV aceitáveis, ANSI/ASHRAE 55-2010.	13
Figura 3.1 – Ford Model T.	17
Figura 3.2 - Permutador de calor de tubos alhetados, Bououd <i>et al.</i> (2018).	19
Figura 3.3 - Permutador de calor de microcanais, Danfoos (2019).	19
Figura 3.4 - Princípio de funcionamento de permutadores de microcanais, The Engineering Mindset (2018).	20
Figura 3.5 - Principal diferença entre permutadores convencionais e permutadores de microcanais, Daikin Industries (2022).	20
Figura 3.6 - Exemplos do tipo de construção dos condensadores, Noetzold (2016).	21
Figura 3.7 - Compressor alternativo de pistão, Santos (2005).	22
Figura 3.8 - Compressor <i>Wobble Plate</i> em corte, Cuevas <i>et al.</i> (2007).	23
Figura 3.9 - Compressor AC automóvel, da marca Delphi, em corte, Delphi Technologies (<i>n. d.</i>)	24
Figura 3.10 - Compressor <i>screw</i> , Seshaiyah (2006).	25
Figura 3.11 - Compressor Scroll, Toyota Industries (2022).	26
Figura 3.12 – Filtro secador, adaptado de Ariazone International (2017).	27
Figura 3.13 – Filtro acumulador, adaptado de Ariazone International (2017).	27
Figura 3.14 - Válvula de expansão termostática, Denso Aftermarket (2019).	28
Figura 3.15 - Exemplo esquemático de um tubo de orifício, Santos (2005).	30
Figura 3.16 - Esquema de MAC com IHX, Janus <i>et al.</i> (2019).	30
Figura 3.17 - Caudal mássico de fluido em sistemas com e sem IHX, Gungor <i>et al.</i> (2021).	32
Figura 3.18 – Temperatura de evaporação para várias temperaturas ambiente em sistemas com e sem IHX, Gungor <i>et al.</i> (2021).	33

Figura 3.19 – Capacidade de arrefecimento em sistemas com e sem IHX, Gungor <i>et al.</i> (2021).....	34
Figura 3.20 – COP de sistemas MAC com e sem IHX, Gungor <i>et al.</i> (2021).....	34
Figura 4.1 - Desenvolvimento histórico da utilização de fluidos frigorigéneos em sistemas MAC, adaptado de Bentrícia <i>et al.</i> (2017).	40
Figura 4.2 - Capacidade de arrefecimento em função da temperatura de evaporação para R134a e R1234yf, Sieres <i>et al.</i> (2018).	48
Figura 4.3 - EER em função da temperatura de evaporação para R134a e R1234yf, Sieres <i>et al.</i> (2018).	48
Figura 4.4 - Temperatura na entrada do condensador, em função da temperatura de evaporação e condensação, Sieres <i>et al.</i> (2018).	49
Figura 4.5 - COP para mistura R1234yf + R134a em comparação com COP de R134a, Meng <i>et al.</i> (2017).	50
Figura 4.6 - Capacidade de aquecimento de R1234yf + R134a e de R134a, Meng <i>et al.</i> (2017).	50
Figura 4.7 - Capacidade de arrefecimento de R1234yf + R134a e de R134a, Meng <i>et al.</i> (2017).....	51
Figura 4.8 - Potência calorífica e COP quando a temperatura exterior sobe de 27 °C para 45 °C, Wang <i>et al.</i> (2018).....	52
Figura 4.9 - Rendimento global do compressor e razão de pressão, em função da temperatura exterior, Wang <i>et al.</i> (2018).....	54
Figura 4.10 – Análise do COP para R134a, R1234yf e R744 (CO ₂), Onan <i>et al.</i> (2021).	56
Figura 4.11 – Potência consumida pelo compressor, Onan <i>et al.</i> (2021).	56
Figura 4.12 – Sistema MAC de R1234yf, com IHX, Schnubel (2021).....	58
Figura 4.13 - Sistema de inertização Mercedes-Benz, Mercedes-Benz (2017).....	59
Figura 4.14 - Sistema introduzido pela Toyota no Toyota Prius, em 2010, Schnubel (2021).....	60
Figura 4.15 – Sistema de ar condicionado para MAC's, Suzuki e Ishaii (1996).....	62
Figura 4.16 – Bomba de calor no modo de arrefecimento, Meyer <i>et al.</i> (2004).	64
Figura 4.17 – Bomba de calor no modo de aquecimento, Meyer <i>et al.</i> (2004).	65
Figura 4.18 – Protótipo de bomba de calor por ciclo magnetocalórico, Vasile e Muller (2006).	66
Figura 4.19 – Esquema de sistemas com R1234yf e R744 (CO ₂), da Mercedes-Benz, Mercedes-Benz (2017).	67
Figura 4.20 – Esquema de sistema AC com R744 (CO ₂), Mercedes-Benz (2017).	69
Figura 4.21 – Tubagem de fluido frigorigéneo R744 (CO ₂), Balmer <i>et al.</i> (n.d.).	70
Figura 4.22 – Tubagem de fluido frigorigéneo R134a, Balmer <i>et al.</i> (n.d.).	70
Figura 4.23 – Rotura de tubagem por excesso de pressão, Balmer <i>et al.</i> (n.d.).....	71
Figura 4.24 – Secção das tubagens de R744 (CO ₂) e R134a, Balmer <i>et al.</i> (n.d.).	71
Figura 4.25 – Compressor elétrico em corte, Makino <i>et al.</i> (2003), Peng <i>et al.</i> (2016).	72

Figura 4.26 – Emissões totais de R744 (CO ₂) e R290 em autocarros, Mao <i>et al.</i> (2022).....	75
Figura 4.27 – Esquemática do sistema utilizado no estudo, Alani <i>et al.</i> (2022).	77
Figura 4.28 – Variação de temperatura dentro e fora do veículo, Alani <i>et al.</i> (2022).	78
Figura 4.29 – Eficiência do sistema, Alani <i>et al.</i> (2022).	78
Figura 5.1 - Esquema do sistema sem IHX, adaptado de Bahrami <i>et al.</i> (2010).	81
Figura 5.2 – Esquema do sistema com IHX, adaptado de Santos <i>et al.</i> (2019).	82
Figura 5.3 - Diagrama <i>P-h</i> para o Ensaio 1.	86
Figura 5.4 - Diagrama <i>T-s</i> para o ensaio 1.....	86
Figura 5.5 - Comparação entre os ensaios 1, 3 e 4 no diagrama <i>T-s</i>	90
Figura 5.6 - Comparação entre os ensaios 1, 3 e 4 no diagrama <i>P-h</i>	90
Figura 5.7 - Variação do COP e <i>W_{comp}</i> com a temperatura de condensação, para R134a sem IHX.	91
Figura 5.8 – Comparação de ensaios 1, 2 e 3 de R1234yf no diagrama <i>T-s</i>	92
Figura 5.9 - Comparação de ensaios 1, 2 e 3 de R1234yf no diagrama <i>P-h</i>	93
Figura 5.10 - Comparação do COP e <i>W_{comp}</i> com a temperatura de condensação, para R134a e R1234yf sem IHX.....	94
Figura 5.11 - Diagrama <i>P-h</i> para R744 (CO ₂) sem IHX.....	96
Figura 5.12 - Diagrama <i>T-s</i> para R744 (CO ₂) sem IHX.	96
Figura 5.13 – Diagrama <i>P-h</i> para R134a com e sem IHX.	101
Figura 5.14 - Diagrama <i>P-h</i> para R1234yf com e sem IHX.	102
Figura 5.15 - Diagrama <i>P-h</i> para R744 (CO ₂) com e sem IHX.	103
Figura 5.16 - Variação do COP com diferentes <i>T_{3A}</i> , para sistemas com IHX.....	105
Figura 5.17 – COP com a pressão no <i>gas cooler</i> , para R744 (CO ₂) com IHX.....	106

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

Lista de Tabelas

Tabela 4.1 - Propriedades do R134a. Adaptado de Honeywell (2007) e Noetzold (2016).....	42
Tabela 4.2 - Propriedades do fluido R1234yf. Adaptado de Honeywell (2015).....	43
Tabela 4.3 – Propriedades do fluido R744 (CO ₂). Adaptado de Ekmekci (2016) e Emerson (2021).....	45
Tabela 4.4 - Características dos componentes nos ensaios de Suzuki e Ishaii (1996).	63
Tabela 4.5 - Comparação dos ciclos de refrigeração como bomba de calor, adaptado de Qi (2014).	66
Tabela 4.6 - Designação de componentes do sistema com R1234yf, adaptado de Mercedes-Benz (2017). ...	68
Tabela 4.7 - Designação de componentes do sistema com R744 (CO ₂), adaptado de Mercedes-Benz (2017).	68
Tabela 4.8 - Emissões diretas de um sistema MAC de um autocarro, adaptado de Honeywell (2007), Honeywell (2019), Emerson (2021), A-Gas (2022), Mao <i>et al.</i> (2022).	74
Tabela 5.1 – Legenda da figura 5.1.	82
Tabela 5.2 – Legenda da figura 5.2.	82
Tabela 5.3 – Condições iniciais para os cálculos.....	83
Tabela 5.4 – Condições de operação para o ensaio 1.	85
Tabela 5.5 – Propriedades termodinâmicas para o Ensaio 1.	85
Tabela 5.6 – Resultados do ensaio 1.....	87
Tabela 5.7 – Resultados do ensaio 2.....	87
Tabela 5.8 – Comparação ensaio 1 e ensaio 2.	87
Tabela 5.9 – Condições de operação para o ensaio 3 e 4.....	88
Tabela 5.10 – Propriedades termodinâmicas para o ensaio 3.	89
Tabela 5.11 – Propriedades termodinâmicas para o ensaio 4.	89
Tabela 5.12 – Resultados dos ensaios 1, 3 e 4.....	91
Tabela 5.13 – Condições de operação para R1234yf sem IHX.	92
Tabela 5.14 – Resultados dos ensaios 1, 2 e 3 – R1234yf.....	94
Tabela 5.15 – Condições de operação do ensaio de R744 (CO ₂) sem IHX.....	95
Tabela 5.16 – Propriedades termodinâmicas para R744 (CO ₂) sem IHX.....	95
Tabela 5.17 – Resultados do ensaio de R744 (CO ₂) sem IHX	97
Tabela 5.18 – Condições de operação para o R134a com IHX.	97

Tabela 5.19 – Propriedades termodinâmicas para R134a com IHX.....	98
Tabela 5.20 – Condições de operação para o R1234yf com IHX.	98
Tabela 5.21 – Propriedades termodinâmicas para R1234yf com IHX.	99
Tabela 5.22 – Condições de operação para o R744 (CO ₂) com IHX.	99
Tabela 5.23 – Propriedades termodinâmicas para R744 (CO ₂) com IHX.....	100
Tabela 5.24 – Resultados para R134a com e sem IHX.	101
Tabela 5.25 - Resultados para R1234yf com e sem IHX.	103
Tabela 5.26 - Resultados para R744 (CO ₂) com e sem IHX.....	104

Lista de siglas e acrónimos

Caracteres romanos

C	Calor trocado entre o corpo e o ambiente, por convecção [kJ]
c_p	Calor específico [J/ kg · K]
E	Potência térmica associada à evaporação [W]
h	Entalpia específica [kJ/kg]
\dot{m}	Caudal mássico [kg/s]
M	Potência térmica gerada pelo metabolismo [W]
P	Pressão [MPa]
Q	Quantidade de calor [J]
\dot{Q}	Potência térmica [W]
R	Calor trocado entre o corpo e o ambiente, por radiação [kJ]
s	Entropia específica [kJ/kg · K]
T	Temperatura [°C]
\dot{W}_{in}	Potência do compressor [W]
\dot{W}	Potência [W]

Caracteres gregos

η	Rendimento [-]
ΔT	Varição de temperatura [°C]

Subscritos

$1, 2, 3A, 3B, 4$	Pontos dos ciclos termodinâmicos
$comp$	Compressor
R	Respiração [kJ]
SP	Evaporação de suor na pele [W]
DIF	Difusão de vapor de água na pele [W]
H	Fonte quente
L	Fonte fria

Abreviaturas

AC	Ar Condicionado
AVAC	Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado
CFC	Clorofluorcarbonetos
COP	Coefficiente de desempenho (<i>Coefficient of Performance</i>)
EER	Índice de eficiência energética (<i>Energy Efficiency Ratio</i>)
ESTG	Escola Superior de Tecnologia e Gestão
EUA	Estados Unidos da América
GWP	Potencial de aquecimento global (<i>Global Warming Potential</i>)
HCFC	Hidroclorofluorcarbonetos
HFC	Hidrofluorcarbonetos
HFO	Hidrofluorofelino
IHX	Permutador de calor interno (<i>Internal Heat Exchanger</i>)
LTR	Líquido para frigoriféneo (<i>Liquid-to-Refrigerant</i>)
MAC	Ar condicionado automóvel (<i>Mobile Air Conditioning</i>)
MCI	Motor de combustão interna
ODP	Potencial de destruição da camada de Ozono (<i>Ozone Depletion Potential</i>)
PMV	Votação média previsível (<i>Predicted Mean Vote</i>)
PPD	Porcentagem previsível de insatisfeitos (<i>Predicted Percentage of Dissatisfied</i>)
PWM	<i>Pulse Width Modulation</i>
TXV	Válvula de expansão termostática
EU	União Europeia

Espécies Químicas

CO ₂	Dióxido de Carbono
C ₃ H ₈	Propano
NH ₃	Amoníaco
SO ₂	Dióxido de Enxofre

1. Introdução

1.1. Contexto e motivação

Vive-se atualmente uma era onde as condições ambientais são cada vez mais preocupantes e motivo de alerta, devido aos fenómenos meteorológicos extremos sentidos um pouco por todo o planeta, causados pela poluição atmosférica, efeito de estufa e consequente aquecimento global, entre outros fatores.

Adicionalmente, vive-se uma época de grande desenvolvimento e exploração tecnológica, com as marcas de veículos automóveis a querer ser pioneiras em novos desenvolvimentos e na introdução de produtos, ou alternativas inovadoras no mercado. Esta constante procura pela evolução é, por vezes, também responsável pelo aumento de poluição e desgaste do ecossistema no uso de matérias-primas, começando estas a escassear havendo, inevitavelmente, a necessidade de abrandar a exploração destas matérias. Sendo que muitas vezes o fabrico de certos produtos não pode/não deve parar, a solução passa pelo incentivo e investigação para o uso de equipamentos mais amigos do ambiente.

Para quantificar os impactos ambientais causados por um determinado produto, é realizada uma análise de ciclo de vida, onde são quantificados todos os impactos ambientais que resultam da produção e utilização do produto. Isto é, são considerados nesta análise todos os impactos ao ambiente desde o fabrico do produto, considerando a extração de matérias-primas, as emissões poluentes decorrentes da sua conceção, os materiais utilizados, mas também as emissões e outros impactos ambientais que possam ocorrer na utilização do produto ao longo de toda a vida deste. Por exemplo, as emissões poluentes decorrentes da circulação de um veículo automóvel com motor de combustão interna. Na análise de ciclo de vida é ainda considerada a reciclagem dos materiais e os impactos ambientais que possam decorrer do desmantelamento do produto no seu fim de vida.

Neste sentido, os Governos a nível Mundial, as entidades reguladoras e as demais entidades de proteção ambiental, procuram ativamente a elaboração e introdução de normas legislativas que obriguem as empresas de desenvolvimento e conceção de produtos a cumprir com determinado valor máximo de emissões atmosféricas e de impacto ambiental nos seus produtos, sob o risco dos mesmos não serem aprovados na sua entrada no mercado, logo não

serão comercializados. Esta introdução ativa de normas cada vez mais restritas assenta numa ideologia de redução gradual de impactos ambientais, com metas definidas pelos governantes a nível mundial ou em cimeiras de proteção ambiental, como por exemplo, a Conferência das Nações Unidas sobre as Mudanças Climáticas, que teve a sua mais recente edição “COP26” a novembro de 2021, na Escócia.

Deste modo, são impostas medidas a todas as indústrias e o setor automóvel não é exceção. Quantificando os impactos ambientais dos gases frigoríficos de um sistema de ar condicionado automóvel (MAC – *Mobile Air Conditioning*, na literatura inglesa) quando libertados na atmosfera, estes são grandes responsáveis pelo efeito de estufa e aquecimento global, devido às suas características como CFC’s ou HFC’s, Hayman (1997), Calm (2012). Assim, foram definidos parâmetros para o impacto ambiental de um fluido frigorífico na atmosfera, bem como datas-limite de proibição do uso dos mesmos nos sistemas MAC, o que motivou uma rápida procura por alternativas sustentáveis dentro da legislação em vigor.

Apesar da preocupação das marcas em procurar um fluido frigorífico cujos impactos ambientais fossem aceites pela legislação, acresce o facto de que o fluido frigorífico considerado deve manter boas propriedades de arrefecimento e aquecimento, como um bom desempenho energético.

Neste sentido, são considerados vários ensaios pelas marcas, com os mais variados fluidos frigoríficos, incluindo fluidos que resultam da mistura de outros fluidos, tentando sempre manter um bom desempenho. Adicionalmente, é também uma preocupação a compatibilidade dos novos fluidos frigoríficos com os componentes já conhecidos num MAC, e o estudo de possíveis soluções e/ou o desenvolvimento de um determinado componente de modo a melhorar o desempenho de um determinado fluido frigorífico. O permutador de calor interno (IHX - *Internal Heat Exchanger*, na literatura inglesa), é um exemplo de um componente que apareceu nos MAC’s com o objetivo de melhorar a eficiência e as suas capacidades de aquecimento/arrefecimento de um sistema com fluidos frigoríficos como o R1234yf e o R744 (CO₂).

A introdução da Diretiva MAC 2006/40/EC veio proibir a comercialização de veículos cujo fluido presente no sistema de ar condicionado tivesse um Potencial de Aquecimento Global (GWP – *Global Warming Potential*, na literatura inglesa) superior a 150 após 2016, o que inevitavelmente acabou por proibir a utilização do R134a (GWP=1430) que vinha a ser utilizado ao longo das últimas décadas. Apesar das várias alternativas de frigoríficos com

um GWP<150, um dos frigoríficos muito testados pelos fabricantes foi o R1234yf (GWP=4), tendo este sido mesmo aprovado e rapidamente colocado em utilização em grande parte dos veículos comercializados nos dias de hoje. No entanto, um dos pontos negativos deste fluido é o facto de, segundo os ensaios de diversos autores, dentro dos quais Meng *et al.* (2017) e Sieres *et al.* (2018), o R1234yf apresenta um desempenho ligeiramente inferior ao R134a. Contudo, esta diferença de eficiência no R1234yf pode ser compensada com a colocação do IHX no sistema MAC, resultando assim numa menor diferença entre o desempenho do R134a e do R1234yf.

Porém, o R1234yf é também ligeiramente mais inflamável que o R134a, o que motivou protestos de alguns fabricantes automóveis, nomeadamente a Daimler, que alertavam para o risco de inflamabilidade o que poderia ser potencialmente perigoso para os ocupantes do veículo, Davis (2012), Daimler AG (2012). Por esta razão, procurava-se um fluido mais seguro, amigo do ambiente e cujo desempenho e eficiência fosse idêntico aos já conhecidos, pelo que surgem então ensaios com o R744 (CO₂), com um GWP=1.

No presente trabalho, irão ser abordados os aspetos principais relativos aos fluidos frigoríficos utilizados em sistemas de ar condicionado para veículos automóveis.

1.2. Objetivos

Sendo o tema da poluição cada vez mais debatido e tendo o efeito de estufa um peso cada vez maior nas alterações climáticas a nível mundial, procura-se ativamente reduzir a utilização de produtos suscetíveis de emitir gases com potencial de destruição da camada de ozono e aumento do efeito de estufa. Neste sentido, há um forte investimento em estudos, investigação e desenvolvimento de modo a substituir produtos potencialmente perigosos por produtos mais amigos do ambiente. Um dos exemplos onde este movimento ocorre frequentemente é nas áreas de aquecimento, ventilação e ar condicionado (AVAC), seja ele residencial, industrial ou automóvel. Assim sendo, os objetivos principais do presente trabalho são: i) Identificar as principais alterações aos sistemas MAC com a introdução dos fluidos R1234yf e R744 (CO₂); ii) Comparação do desempenho dos fluidos frigoríficos R1234yf e R744 (CO₂) em sistemas de ar condicionado automóvel, comparando com os resultados obtidos para sistemas com o fluido frigorífico R134a utilizado em grande escala nos últimos anos e já proibido à data.

1.3. Estrutura

O presente trabalho encontra-se estruturado em seis capítulos. No primeiro capítulo é feita uma introdução e contextualização da temática desenvolvida no presente trabalho, com a apresentação dos objetivos e a estrutura do mesmo.

O segundo capítulo apresenta a revisão bibliográfica, que tem como objetivo introduzir os fundamentos teóricos e os principais conceitos relacionados com a climatização e refrigeração de um modo geral.

O terceiro capítulo introduz os sistemas de ar condicionado automóvel (MAC). Este capítulo inicia-se com a apresentação de uma perspetiva histórica acerca da evolução dos sistemas MAC, apresentando-se de seguida os principais componentes utilizados nestes sistemas.

O quarto capítulo é dedicado aos fluidos frigorigéneos. É apresentada uma perspetiva histórica com referência às várias normas aplicadas aos fluidos frigorigéneos e à sua proibição. Seguidamente, são apresentadas as características dos frigorigéneos R134a, R1234yf e R744 (CO₂), bem como uma comparação detalhada entre estes, citando sempre ensaios realizados por diversos investigadores em artigos científicos.

No quinto capítulo realiza-se uma análise comparativa do desempenho dos fluidos frigorigéneos R134a, R1234yf e R744 (CO₂) em sistemas de ar condicionado automóvel.

O sexto e último capítulo apresenta as principais conclusões do presente trabalho, analisando os resultados obtidos e os resultados teoricamente esperados, bem como eventuais sugestões de melhoria.

2. Revis6o bibliogr6fica

2.1. Fundamentos te6ricos

As 6reas associadas 6 climatiza6o e refrigera6o t6m muitas particularidades e podem-se tornar muito complexas, de modo a satisfazer todos os requisitos. O conceito pr6tico de um sistema de refrigera6o por compress6o de vapor (caso dos conhecidos sistemas de ar condicionado) rege-se tendo por base ciclos termodin6micos estudados ao longo de v6rias d6cadas, e atrav6s de desenvolvimentos de cientistas mundialmente conhecidos que contribuíram para a possibilidade de conce6o dos sistemas existentes atualmente.

Estes sistemas s6o baseados, nas leis da Termodin6mica e nos princ6pios que lhes est6o associados. A Primeira Lei da Termodin6mica, desenvolvida em meados do s6c. XIX por James Prescott Joule, consiste no princ6pio de conserva6o de energia, Çengel e Boles (1998). A Segunda Lei da Termodin6mica foi desenvolvida a partir dos estudos do ciclo ideal da m6quina t6rmica desenvolvida por Sadi Carnot e tem aplica6o direta no rendimento das m6quinas t6rmicas, havendo dois enunciados de autores diferentes. O Enunciado de Clausius, afirma que: “A transfer6ncia de calor, sem a interfer6ncia de agentes externos, ocorre sempre do ambiente de temperatura mais alta para o ambiente com temperatura mais baixa, sendo que processo inverso n6o acontece naturalmente, apenas com interven6o mec6nica.” J6 o Enunciado de Kelvin-Planck afirma: “A impossibilidade de existir uma m6quina t6rmica que transforme totalmente uma dada quantidade de calor em trabalho, ou seja, uma m6quina t6rmica nunca poder6 apresentar um rendimento de 100%.”, Çengel e Boles (1998).

2.1.1. Ciclo de Carnot

O ciclo de Carnot 6 um ciclo te6rico, que estabelece as condi6oes ideais de funcionamento de uma m6quina t6rmica, m6quina frigorífica ou bomba de calor. Trata-se tamb6m de um ciclo reversível, com dois processos isot6rmicos e dois processos isentr6picos. A figura 2.1. apresenta esquematicamente o ciclo de Carnot para uma m6quina frigorífica ou bomba de calor.

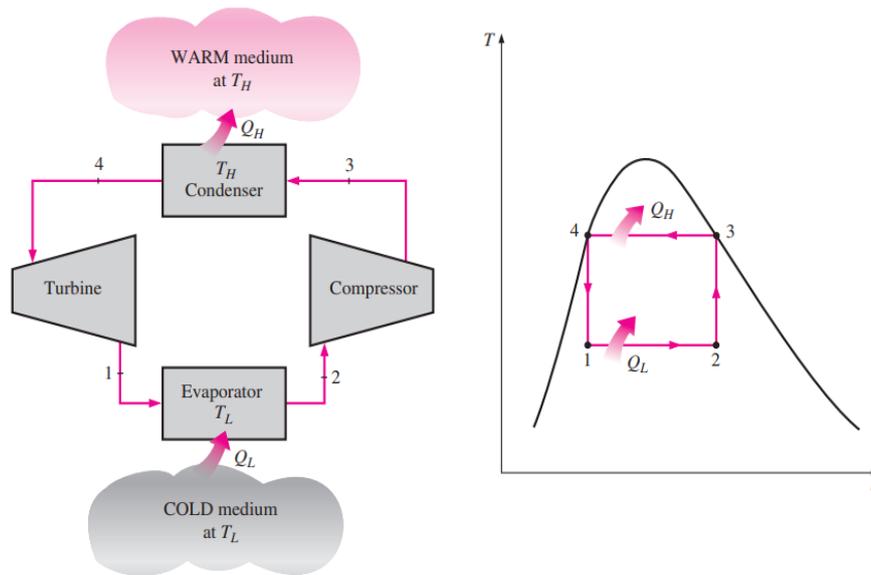


Figura 2.1 – Ciclo de Carnot reversível e gráfico Temperatura-Entropia ($T-s$), Çengel e Boles (1998).

De acordo com o ciclo apresentado na figura 2.1, o fluido frigorífico absorve calor (Q_L) da fonte fria que se encontra a uma temperatura T_L . Este processo (1-2) ocorre no evaporador como uma transformação isotérmica. Posteriormente, no compressor ocorre um aumento de pressão e temperatura, sendo uma transformação isentrópica (2-3), pelo que o fluido frigorífico chega ao condensador a uma temperatura T_H . Durante a transformação isotérmica 3-4, o fluido liberta calor (Q_H) para a fonte quente e, ao longo do condensador, muda do estado vapor saturado (entrada no condensador, ponto 3) para líquido saturado (saída do condensador, ponto 4). Por último, o fluido frigorífico é expandido, o que na prática ocorre num tubo de orifício ou numa válvula de expansão, e dá origem à transformação isentrópica 4-1, onde diminui de T_H para a temperatura T_L inicial, Çengel e Boles (1998).

O ciclo de Carnot é um ciclo ideal e estabelece o rendimento máximo de uma máquina frigorífica ou bomba de calor, no entanto, isto não acontece na prática. Çengel e Boles (1998) afirmam que a transformação 2-3 envolve a compressão de uma mistura líquido e vapor, o que requer um compressor capaz de trabalhar com o fluido nesta mistura de fases. Assim, os autores assumem que o ciclo de Carnot, embora sirva como base dos princípios de refrigeração, não pode ser utilizado num contexto prático, sem que se registem algumas modificações ao ciclo.

2.1.2. Ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor

O ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor visa suprimir as limitações de implementação prática associadas ao ciclo de Carnot. Por exemplo, a expansão do fluido frigorífico (processo 3-4) acontece devido à substituição da turbina do ciclo de Carnot por um dispositivo de expansão, como por exemplo um tubo de orifício ou uma válvula de expansão termostática (TXV), Çengel e Boles (1998). A figura 2.2 apresenta o ciclo de refrigeração por compressão de vapor ideal, bem como o respetivo diagrama Temperatura-Entropia ($T-s$).

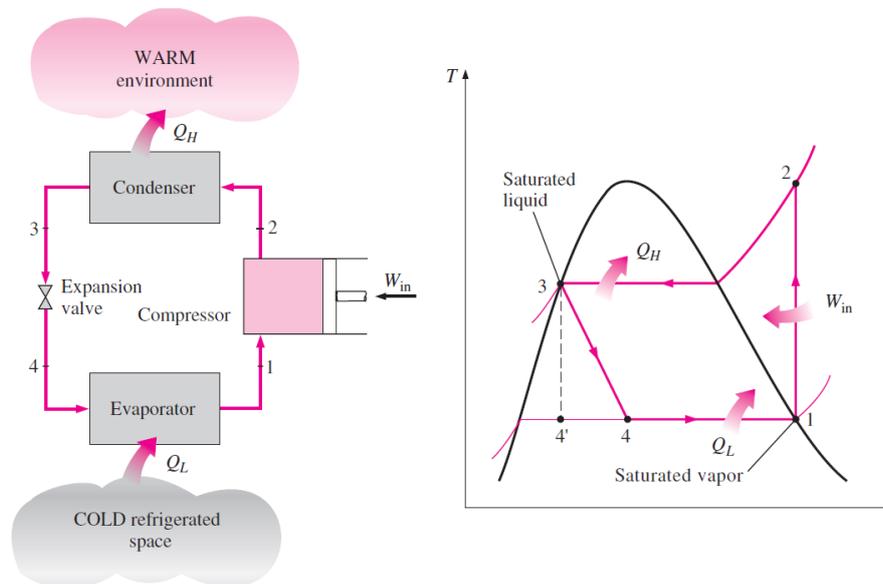


Figura 2.2 - Ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor e gráfico Temperatura-Entropia ($T-s$), Çengel e Boles (1998).

Considerando o ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor, o fluido frigorífico entra no compressor no estado de vapor saturado e ocorre uma transformação isentrópica no compressor (1-2), elevando assim a temperatura e pressão do fluido, mas mantendo constante a entropia. No ponto 2, no estado de vapor sobreaquecido, o fluido dá entrada no condensador onde ocorre uma transformação isobárica com rejeição de calor do fluido para o ambiente (2-3), pelo que o fluido frigorífico condensa e sai do condensador no estado de líquido saturado (ponto 3), Çengel e Boles (1998).

No processo 3-4, o fluido frigorífico passa pelo dispositivo de expansão (este componente é apresentado com maior detalhe na secção 3.2.5), onde ocorre uma expansão do fluido e conseqüente diminuição de pressão e temperatura. No ponto 4, à entrada do evaporador tem-se uma temperatura do fluido inferior à temperatura do espaço a climatizar. A figura 2.2

apresenta também um ponto 4'. Considerando que na prática o sistema tem um dispositivo de expansão, ocorre a transformação 3-4, mas caso o dispositivo de expansão fosse substituído por uma turbina isentrópica, dar-se-ia o processo 3-4', o que provocava uma maior capacidade de refrigeração do sistema devido à menor entropia do ponto 4' comparado com a entropia do ponto 4, Çengel e Boles (1998).

No processo 4-1, o fluido evapora na totalidade devido à absorção de calor do espaço a climatizar, a pressão constante. Assim, o fluido encontra-se no estado de vapor saturado à saída do evaporador, dando início a um novo ciclo com a entrada no compressor, Çengel e Boles (1998).

A figura 2.3 representa o diagrama $P-h$ (Pressão-Entalpia) para o ciclo de refrigeração por compressão de vapor. À semelhança do diagrama $T-s$, o diagrama $P-h$ é de extrema importância na análise do ciclo termodinâmico. Analisando a figura 2.3, a transformação 1-2 corresponde ao compressor, onde ocorre a subida de pressão e entalpia com o trabalho realizado pelo compressor (W_{in}). No condensador, a transformação é isobárica (2-3) com a rejeição de calor do fluido para a vizinhança. Na passagem pelo dispositivo de expansão (3-4), tem-se uma transformação isentálpica, mas uma redução de pressão, como já referido anteriormente. No evaporador (4-1), a transformação é isobárica, ocorrendo também a absorção de calor do espaço a climatizar e aumento da entalpia do fluido frigorífico, Çengel e Boles (1998).

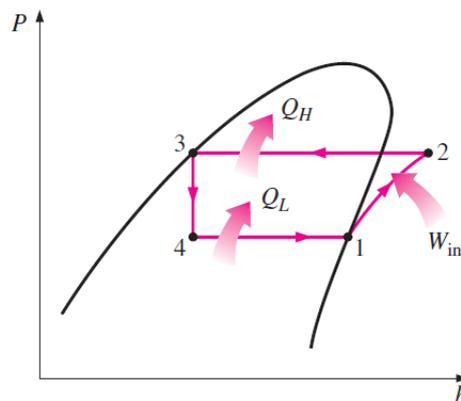


Figura 2.3 - Diagrama Pressão-Entalpia ($P-h$) do ciclo por compressão de vapor, Çengel e Boles (1998).

2.1.3. Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor

O ciclo de refrigeração por compressão de vapor apresentado na secção 2.1.2 não representa na realidade o que ocorre num sistema de refrigeração com base neste ciclo. Na prática,

devido às características dos componentes do sistema, estado de funcionamento destes, perdas térmicas para a vizinhança e efeito de atrito (aumento de entropia), são alguns fatores que modificam o ciclo e que podem influenciar os valores de pressão e temperatura do fluido frigorífico, não permitindo assim o funcionamento pleno consoante o ciclo ideal por compressão de vapor. A figura 2.4 representa o diagrama $T-s$ para o ciclo real de compressão de vapor.

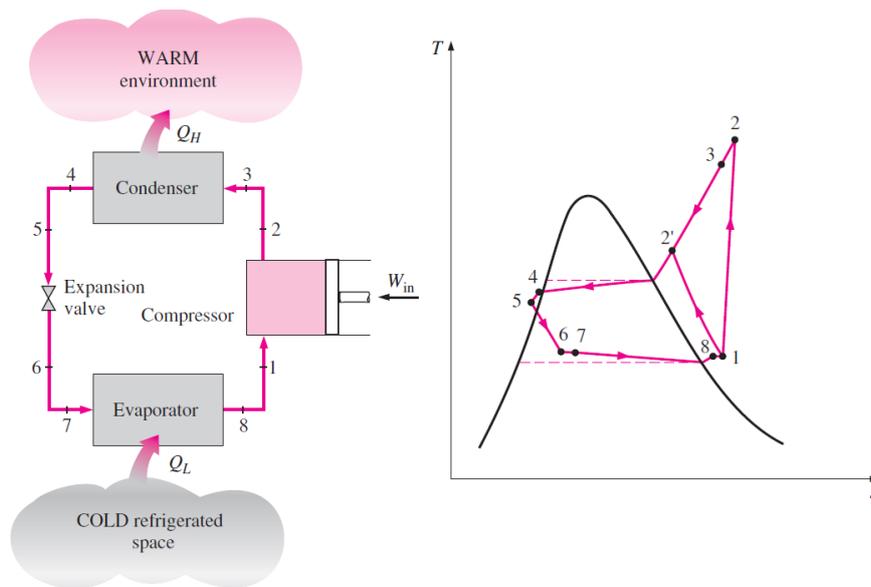


Figura 2.4 - Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor e diagrama Temperatura-Entropia ($T-s$), Çengel e Boles (1998).

Comparando o diagrama $T-s$ da figura 2.4 com o da figura 2.2, é possível observar que ocorre um aumento de entropia simultaneamente com o aumento de pressão no compressor (processo 1-2), deixando esta de ser uma transformação isentrópica.

Na secção anterior foi referido que a passagem do fluido pelo condensador se traduzia numa transformação isobárica, ver figura 2.3. No ciclo real, não é possível realizar a condensação do fluido mantendo a pressão constante desde o início ao fim deste processo. Na tubagem desde a saída do condensador até à entrada no dispositivo de expansão (4-5), a temperatura do fluido frigorífico diminui e ocorre uma ligeira diminuição de entropia à semelhança do que acontece nas outras tubagens entre componentes como 2-3 (onde também existe perda de temperatura e diminuição de entropia), mas em 6-7 e 8-1 dá-se uma ligeira subida de entropia com uma descida muito ligeira de temperatura. O facto de ocorrer um ligeiro arrefecimento do fluido frigorífico antes deste entrar no dispositivo de expansão proporciona também uma entalpia mais baixa na entrada do evaporador, o que significa uma

maior capacidade de absorção de calor, Çengel e Boles (1998). Mais uma vez, no ciclo ideal a passagem do fluido no evaporador é uma transformação isobárica e isotérmica, mas no ciclo real (7-8) essa condição não se verifica, ocorrendo uma diminuição de pressão e de temperatura do fluido na fase de evaporação.

2.2. Conforto térmico

A climatização tem sempre presente o conceito de conforto térmico, seja ele em automóveis, em habitações, em recintos desportivos ou em qualquer outro tipo de espaços, e nas mais diversas situações.

Para caraterizar e quantificar, por meio de unidades mensuráveis, os níveis de conforto de um indivíduo, foram elaboradas algumas normas, que apresentam também uma definição para a sensação de conforto térmico. Uma destas normas é a ISO 7730:2005, onde se pode ler que a sensação de conforto térmico é a *“satisfação psicofisiológica de um indivíduo com as condições térmicas do ambiente”*. Também na norma ANSI/ASHRAE 55, é definida a sensação de conforto térmico como *“um estado de espírito que expressa satisfação com o ambiente térmico”*.

A sensação de conforto térmico está diretamente relacionada com duas condições ambientais muito relevantes:

- Temperatura ambiente;
- Condições de humidade relativa do ambiente.

Podem ser consideradas mais duas condições ambientais como a velocidade do ar e a temperatura média radiante das superfícies.

No entanto, a sensação de conforto térmico sentida por um indivíduo está relacionada com outros fatores como, por exemplo:

- Atividade metabólica;
- Vestuário;
- Temperatura das superfícies envolventes;
- Exposição direta a fonte de radiação constante e intensa.

O facto de o indivíduo estar diretamente exposto a uma fonte que emite calor por radiação, de forma constante, em quantidades que excedam o tolerável pelo indivíduo pode causar desconforto. Para este último caso enunciado, pode-se dar um exemplo muito comum: quando o condutor, ou os passageiros, no interior de um veículo estão sujeitos à incidência de radiação solar durante longos períodos de tempo, de forma constante, gerando assim uma sensação térmica de calor aos ocupantes e provocando um possível desconforto térmico aos mesmos.

A primeira condição de conforto térmico corresponde à condição de neutralidade térmica. Ou seja, a quantidade de calor gerado pelo corpo deve ser igual à quantidade de calor trocado entre o corpo e o ambiente envolvente, Santos (2005). A equação 2.1 representa o balanço de energia no corpo humano:

$$M - \dot{W} = (C + R + C_R) + (E_{SP} + E_{DIF} + E_R) \quad (2.1)$$

Onde:

- $(M - \dot{W})$ representa a quantidade de calor gerado pelo corpo;
- C e R representam as trocas de calor do corpo com o ambiente, por convecção e radiação, respetivamente;
- C_R corresponde ao calor trocado por convecção na respiração;
- E_{SP} representa a evaporação de suor na pele;
- E_{DIF} representa a difusão de vapor de água na pele;
- E_R corresponde à evaporação por meio da respiração.

Assim, Fanger (1970) afirma que, caso seja mantido o equilíbrio térmico da equação 2.1, a pessoa não sente frio nem calor, não havendo assim a necessidade de recorrer a outros meios de arrefecimento ou aquecimento, pois o próprio calor gerado pelo metabolismo é suficiente.

Os índices de avaliação de conforto térmico mais usados são o PMV e o PPD, ambos desenvolvidos por Fanger (Fanger, 1970). O PMV significa *Predicted Mean Vote* ou, Votação Média Previsível e PPD (*Previsible Percentage of Dissatisfied*) representa a Percentagem Previsível de Insatisfeitos.

Para o estudo de desenvolvimento do índice PMV, Fanger recorreu a pessoas sujeitas a determinados ambientes térmicos. Posteriormente, estas pessoas respondiam a um

questionário de conforto térmico, que compreendia uma escala de 7 pontos (figura 2.5), desde -3 a +3, ou seja, desde muito frio até muito quente, respetivamente.

+ 3	Hot
+ 2	Warm
+ 1	Slightly warm
0	Neutral
- 1	Slightly cool
-2	Cool
- 3	Cold

Figura 2.5 - Escala de 7 pontos PMV, ISO 7730:2005.

Como seria de esperar, Fanger (1970) mostrou que o valor PPD está relacionado com o valor determinado em PMV. A curva do gráfico do PPD, assemelha-se a uma curva de Gauss invertida, tal como apresentado na figura 2.6.

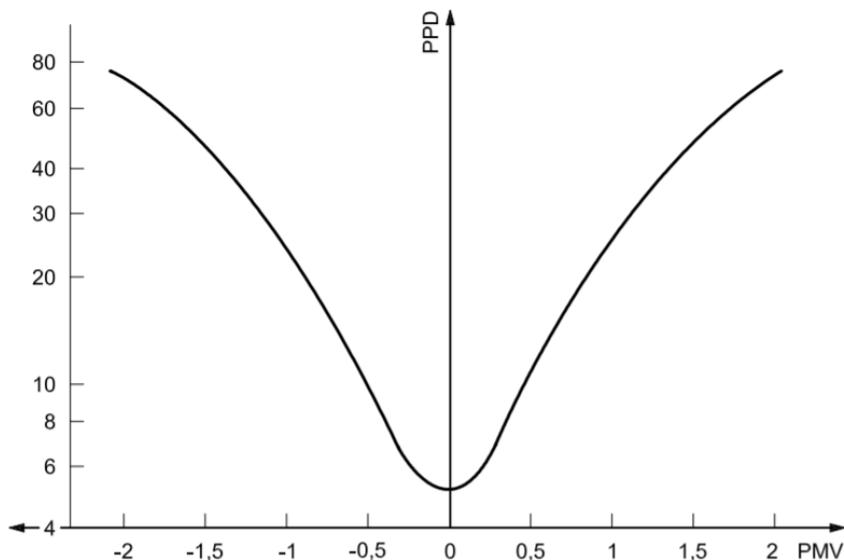


Figura 2.6 – Curva PPD, ISO 7730:2005.

O gráfico da figura 2.6 mostra que mesmo quando $PMV=0$, continua a haver uma percentagem de pessoas insatisfeitas (PPD). Isto acontece, pois, o índice de PMV representa a votação média previsível das pessoas em estudo, sendo que nunca há uma uniformidade total em relação à sensação térmica, muito devido aos fatores anteriormente descritos. No entanto, na norma ANSI/ASHRAE 55-2010, que suprime a ANSI/ASHRAE 55-2004,

apresenta os valores de PMV e PPD para os quais as condições térmicas são aceitáveis, tal como mostra a figura 2.7.

Acceptable Thermal Environment for General Comfort

PPD	PMV Range
<10	-0.5 < PMV < +0.5

Figura 2.7 – Valores médios de PPD e PMV aceitáveis, ANSI/ASHRAE 55-2010.

Os índices denominados como PPD e PMV podem ser, regra geral, aplicados a todo o tipo de ambiente fechado. No entanto, num veículo automóvel, as condições que determinam o conforto térmico dos seus ocupantes são mais complexas.

O facto de num determinado ambiente os índices PPD e PMV estarem dentro dos intervalos definidos como aceitáveis (ver figura 2.7), isto não significa que não haja um ligeiro desconforto térmico sentido pela pessoa, na medida em que este desconforto se pode dever, por exemplo, a diferenças de temperatura em várias partes do corpo. Um dos exemplos muito comuns que ocorre nos automóveis, é quando este fica estacionado ao sol, provocando um aumento significativo da temperatura não só em todo o seu habitáculo, mas essencialmente nos bancos (com especial atenção caso estes sejam em pele), bem como o volante, tablier ou cintos de segurança, o que leva a um efeito de desconforto térmico do indivíduo devido ao calor transmitido pelos bancos, por condução, ou também, por exemplo, ao calor emitido por radiação do tablier ou volante, a incidir diretamente na face do condutor. Assim, por muito que o ocupante esteja com uma sensação térmica neutra (nem sente frio nem sente calor), o calor que incide especificamente numa zona do corpo eleva assim a sensação de desconforto térmico, pelo que o estudo do conforto térmico em automóveis se torna um caso particular.

De acordo com o exemplo atrás enunciado, a norma ASHRAE 55-2010, refere que “*o desconforto térmico local pode ser causado por diferença de temperatura vertical entre os pés e a cabeça, radiação assimétrica, correntes de ar locais, ou contacto com uma superfície quente ou fria*”, ASHRAE 55-2010. A mesma norma apresenta também gráficos com os limites aceitáveis e os valores de PPD para cada uma das causas do desconforto térmico local.

Devido a estes fatores, pode ser mais complexo manter uma satisfação térmica aceitável dentro de um veículo automóvel do que dentro de um edifício. No entanto, os fabricantes de

automóveis não devem negligenciar o desenvolvimento de um bom sistema de climatização e ventilação, pois o desconforto térmico do condutor de um automóvel pode comprometer a sua segurança. O facto de o condutor estar exposto a um ambiente mais quente pode comprometer a sua segurança, pois um ambiente muito quente provoca sonolência e relaxamento, deixando assim o condutor mais desatento dos perigos da estrada, e com um maior tempo de reação e menores reflexos, para além do perigo de o condutor acabar mesmo por adormecer. Pelo contrário, quando sujeito a um ambiente desfavorável muito frio, ocorre a redução da temperatura corporal ideal, que em casos mais extremos e de exposição prolongada ao frio, pode provocar hipotermia, tonturas, perda dos sentidos, tremores, pulsação fraca, dormência nos braços e pernas, entre outros sintomas potencialmente perigosos para o condutor de um automóvel, Danzl (2021).

A velocidade do ar é outro parâmetro bastante importante para o conforto térmico dos ocupantes do veículo. Anteriormente, foi referido que este parâmetro tem algum peso quando o assunto se trata de conforto térmico, pelo que este é mais um aspeto a ter em atenção pelos fabricantes, pois representa uma dificuldade acrescida controlar o ambiente térmico dentro do veículo devido às suas assimetrias e particularidades anteriormente descritas.

Condições térmicas desfavoráveis podem ter um grande impacto na condução e segurança dos ocupantes e demais utilizadores da via de rodagem, pelo que é recomendado manter o ambiente dentro do veículo ligeiramente mais frio do que a temperatura de conforto, para assim deixar o condutor mais ativo e atento a eventuais perigos. Assim, não é apenas uma preocupação dos fabricantes para com o conforto dos ocupantes nos seus veículos, como é também obrigatório, em muitos países, que os veículos automóveis sejam dotados de sistemas de climatização, com aquecimento, arrefecimento e ainda sistemas capazes de desembaiar os para-brisas frontal e traseiro e os vidros laterais. No que toca ao para-brisas frontal, o desembaiamento é realizado por convecção, através da insuflação de ar quente diretamente para o vidro, com recurso ao sistema de ar condicionado para aquecimento do ar a incidir no vidro. No caso de desembaiamento do para-brisas traseiro, este é realizado por condução, com recurso a resistências elétricas junto ao vidro, pelo que não recorrem ao sistema de ar condicionado do veículo.

2.3. Análise da eficiência do ciclo

No que se refere aos indicadores de eficiência dos ciclos de compressão de vapor, a eficiência é medida através do coeficiente de performance (COP – *Coefficient of Performance*, na literatura inglesa). O COP é um coeficiente adimensional e que é utilizado em máquinas frigoríficas e em bombas de calor, para aferir a eficiência dos mesmos.

Numa máquina frigorífica, o COP traduz-se na razão entre a energia removida da fonte fria, espaço a refrigerar (Energia Útil, Q) e o trabalho a realizar pelo compressor (trabalho realizado, W), conforme representado pela equação 2.2, Çengel e Boles (1998). No caso da operação em modo bomba de calor, o cálculo do COP é idêntico, correspondendo à razão entre a energia fornecida à fonte quente (Q) e o trabalho realizado pelo compressor (W), como apresentado na equação 2.3, Çengel e Boles (1998).

$$COP_{MF} = \frac{\text{Energia útil}}{\text{Trabalho realizado}} = \frac{Q_L}{W} = \frac{Q_L}{Q_H - Q_L} = \frac{h_1 - h_4}{h_2 - h_1} \quad (2.2)$$

$$COP_{BC} = \frac{\text{Energia útil}}{\text{Trabalho realizado}} = \frac{Q_H}{W} = \frac{Q_H}{Q_H - Q_L} = \frac{h_2 - h_3}{h_2 - h_1} \quad (2.3)$$

Onde:

Q_L – Calor removido da fonte fria [kJ]

Q_H – Calor libertado para a fonte quente [kJ]

W – Trabalho realizado [kJ]

h_1 – Entalpia antes da compressão [kJ/kg]

h_2 – Entalpia antes da condensação [kJ/kg]

h_3 – Entalpia antes da expansão [kJ/kg]

h_4 – Entalpia antes da evaporação [kJ/kg]

O COP para uma bomba de calor é sempre mais elevado do que o COP de uma máquina frigorífica, pois com base numa relação das equações 2.2 e 2.3, é possível determinar a equação 2.4 que demonstra que o COP de uma bomba de calor é sempre superior ao apresentado por uma máquina frigorífica.

$$COP_{BC} = COP_{MF} + 1 \quad (2.4)$$

Deste modo, com base nas equações apresentadas, o COP 3 um fator que depende principalmente das propriedades do fluido frigorífico do sistema considerado, bem como de todas as propriedades físicas do ciclo, como, por exemplo, as temperaturas de condensação e de evaporação e respectivas pressões associadas, o que, por sua vez, influenciará as entalpias dos pontos do ciclo, Neto (2013).

3. Sistema de ar condicionado automóvel

3.1. Perspetiva histórica

Atualmente, o sistema de ar condicionado é parte crucial de um veículo automóvel, e uma exigência por parte dos compradores quando estes ponderam a aquisição de um veículo. Isto deve-se ao facto de cada vez mais, existir uma maior exigência dos consumidores no que toca ao conforto. Neste contexto, o sistema de ar condicionado automóvel é fulcral para o sentimento de bem-estar e conforto de um passageiro. O aumento de exigência dos consumidores deve-se também ao acentuado desenvolvimento tecnológico a que se assiste, o que faz com que grande parte dos consumidores procurem obter sempre os mais recentes desenvolvimentos tecnológicos nos seus bens adquiridos. No entanto, as necessidades de ventilação e climatização dentro do habitáculo automóvel e a consequente procura por esta tecnologia apareceu há já algum tempo.

Nos primórdios dos veículos automóveis, o seu habitáculo era aberto (exemplo do Ford Model T da figura 3.1), o que permitia a ventilação do seu espaço interior devido à inexistência de janelas laterais. À medida que foram surgindo novos avanços, quer na mecânica quer no *design* dos veículos, estes transitaram para o conceito de habitáculo fechado, tal como os conhecemos hoje. Com a produção massiva de automóveis de habitáculo fechado, foram surgindo cada vez mais necessidades de climatização no seu interior, pelo que numa fase inicial se optou pela abertura vertical do para-brisas, em apenas 13 mm, Bhatti (2008).



Figura 3.1 – Ford Model T.

Contudo, continuavam patentes as necessidades pela climatização do habitáculo. Neste seguimento, em meados dos anos 30, a marca norte-americana General Motors lançou no

mercado um sistema MAC que se aproxima ao utilizado na atualidade. Este utilizava o fluido frigorigéneo R12. No entanto, este sistema tinha duas desvantagens: a primeira, era o seu custo elevado para a época; a segunda, o facto do compressor não ter embraiagem, ou seja, sempre que o utilizador pretendesse ligar ou desligar o sistema de ar condicionado, tinha de desligar o carro, abrir o capô e colocar ou retirar a correia do compressor, para ligar ou desligar o sistema, respetivamente, Bhatti (2008).

Assim, dado a potencialidade deste sistema de climatização, novos desenvolvimentos foram surgindo por várias marcas ao longo dos anos, até aos dias de hoje.

3.2. Componentes do sistema MAC

O sistema de ar condicionado encontrado nos veículos atuais é composto por vários componentes essenciais ao seu correto funcionamento.

3.2.1. Evaporador

O evaporador, consiste num permutador de calor, o qual tem a função de remover o calor do ambiente que se pretende refrigerar. Os evaporadores podem ser encontrados nas máquinas térmicas e frigoríficas (ou bombas de calor), mas no que toca ao sistema de ar condicionado automóvel, o fluido frigorigéneo entra no evaporador como líquido a baixa pressão e sai como vapor a baixa pressão (ou eventualmente numa mistura de duas fases: líquido + vapor). Esta mudança de fase (evaporação) dentro do evaporador ocorre devido ao fluido remover calor do espaço a arrefecer, isto é, é extraído o calor responsável pela evaporação do fluido e conseqüentemente ocorre uma mudança de fase líquida para vapor, Santos (2005).

Podem ser encontrados permutadores de calor com os mais diversos tipos e respetivas aplicações, no entanto, relativamente aos evaporadores encontrados nos sistemas de ar condicionado automóvel, estes geralmente são permutadores compactos de tubos alhetados, ver figura 3.2. Quer isto dizer que, o fluido frigorigéneo passa por dentro dos tubos, os quais formam uma serpentina ao longo do permutador, enquanto o ar a arrefecer atravessa o permutador em escoamento cruzado, entrando assim em contacto com as alhetas, Lopes (2013).

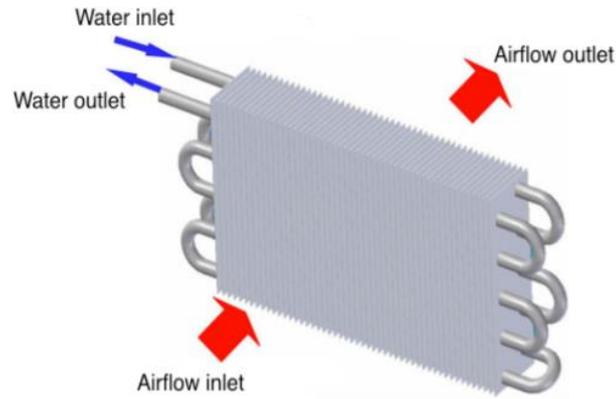


Figura 3.2 - Permutador de calor de tubos alhetados, Bououd *et al.* (2018).

No entanto, também os permutadores do tipo placas planas de microcanais (*Micro-channel*), ver figura 3.3, têm sido largamente utilizados na climatização automóvel, sendo o princípio de funcionamento destes semelhante aos permutadores anteriormente referidos. Em relação aos permutadores de tubos alhetados, os de microcanais apresentam a principal vantagem de serem mais compactos que os anteriores, o que os torna mais adequados quando o espaço disponível é reduzido. Adicionalmente, os permutadores de microcanais requerem uma menor quantidade de fluido frigorífico e apresentam uma transferência de calor mais eficiente quando comparados com permutadores de tubos de iguais dimensões, Noetzold (2016).



Figura 3.3 - Permutador de calor de microcanais, Danfoos (2019).

Os permutadores de calor do tipo microcanais apresentam vantagens significativas em relação aos permutadores de tubos alhetados. Embora o seu princípio de funcionamento seja idêntico (figura 3.4), as diferenças ao nível da construção deste provocam melhorias substanciais do ponto de vista do desempenho.

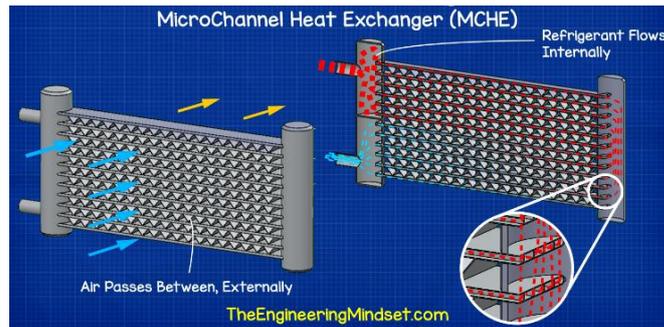


Figura 3.4 - Princípio de funcionamento de permutadores de microcanais, The Engineering Mindset (2018).

O facto dos canais por onde circula o fluido ter um diâmetro de cerca de sete vezes inferior aos permutadores de calor convencionais (figura 3.5), permite aumentar o número de canais, e por sua vez aumentar a área de transferência de calor. Isto provoca um aumento de eficiência em cerca de 10%, uma redução da quantidade de fluido frigorífico no sistema e permite ainda um menor consumo de energia, Danfoos (2014).

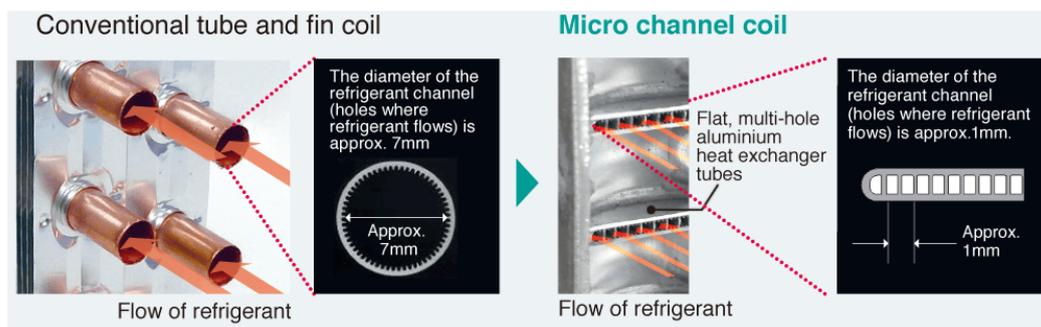


Figura 3.5 - Principal diferença entre permutadores convencionais e permutadores de microcanais, Daikin Industries (2022).

O facto de os permutadores de microcanais serem construídos exclusivamente em alumínio faz com que apresentem várias vantagens face aos convencionais pois, estes últimos, têm a serpentina constituída por cobre. Uma clara vantagem é o preço visto o cobre ser um material mais caro que o alumínio. Outro aspeto está relacionado com o peso, sendo o alumínio muito mais leve que o cobre, o que pode permitir que os permutadores de microcanais sejam até 30% mais leves que os permutadores de calor tradicionais. O uso do alumínio na construção dos canais de passagem do fluido frigorífico evita também a corrosão dos tubos, Danfoos (2014).

3.2.2. Condensador

Um condensador, à semelhança do evaporador, é um permutador de calor, cujo objetivo principal é rejeitar o calor para o meio envolvente. Assim, ao contrário do que acontece no

evaporador, no condensador o fluido frigorífico entra no estado de vapor a alta pressão (vindo do compressor), sendo depois arrefecido, o que faz com que ocorra uma mudança de fase do estado de vapor para o estado líquido, ainda que se mantenha com uma pressão elevada, Santos (2005).

O condensador é em tudo semelhante ao evaporador, até no tipo de construção, ver figura 3.6, pois o mais comum de encontrar num veículo são condensadores com tubos alhetados ou, como visto anteriormente, do tipo microcanais. Tal como no evaporador, no condensador o fluido frigorífico circula dentro dos tubos que estão em contacto com o ar que circula através das alhetas. Deste modo, no dimensionamento de um permutador de calor é sempre importante manter valores aceitáveis para a área de superfície de contacto entre os dois fluidos, de modo a aumentar a transferência de calor por convecção.

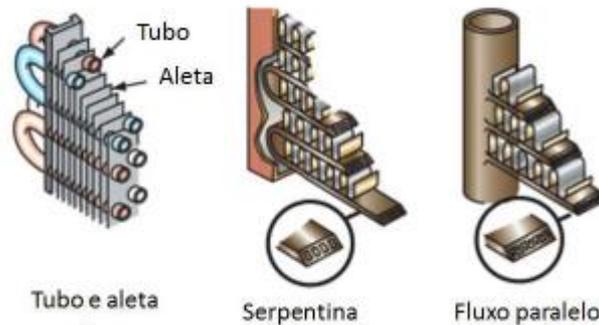


Figura 3.6 - Exemplos do tipo de construção dos condensadores, Noetzold (2016).

3.2.3. Compressor

Um compressor, como o próprio nome indica, é um equipamento responsável pelo aumento de pressão de um gás e, conseqüentemente aumento de temperatura. No caso dos sistemas MAC em veículos com MCI, o acionamento do compressor é realizado por meio de uma correia, vulgarmente conhecida por correia de acessórios. Existem também compressores acionados eletricamente, como no caso dos veículos elétricos.

No mercado existem vários tipos de compressores que, quanto ao sentido de deslocamento podem ser classificados como:

- a) Compressores alternativos;
- b) Compressores rotativos.

Dentro do grupo de compressores alternativos, a classificação divide-se ainda em compressores radiais de pistões (ver figura 3.7) ou os compressores de prato oscilante, “*Swashplate*” ou “*Wobbleplate*”, Santos (2005).

Os compressores do tipo alternativo radial de pistões, seguem o mesmo princípio de funcionamento que é conhecido do funcionamento de um motor de combustão interna, onde ocorre o movimento axial ascendente do pistão, compressão da carga presente na câmara de combustão, explosão (no caso dos MCI) e movimento descendente do pistão, o qual transmite a sua energia linear à biela, sendo posteriormente esta energia convertida em energia rotacional pelo conjunto biela-cambota. A figura 3.7 ilustra esquematicamente o funcionamento de um compressor alternativo radial de pistão, Santos (2005).

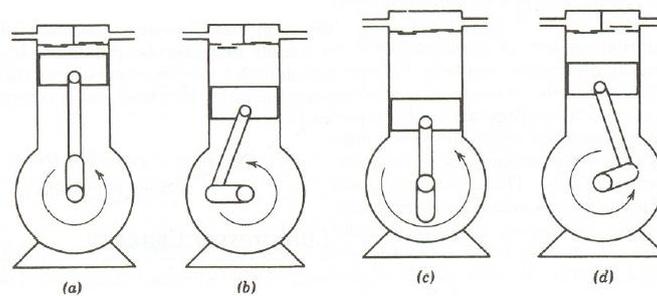


Figura 3.7 - Compressor alternativo de pistão, Santos (2005).

À semelhança do que acontece nos MCI, em (a) o pistão está no ponto morto superior, ou seja, o ponto no qual o volume de gás no interior do cilindro é mínimo, e que corresponde também à posição máxima alcançada pelo pistão no seu movimento ascendente. Note-se também que ambas as válvulas (admissão e escape) estão fechadas neste instante. Em (b), ocorre o movimento descendente do pistão, que corresponde também ao momento de abertura da válvula de admissão, de modo a admitir o fluido frigorífico para o interior do cilindro. Em (c), o pistão encontra-se no ponto morto inferior, que representa o fim do seu movimento descendente e onde o volume de fluido frigorífico é máximo no interior do cilindro. Em (d), o pistão retoma o seu movimento ascendente e ocorre a abertura da válvula de escape para libertar o gás frigorífico pressurizado e a alta temperatura para o condensador.

O facto de, ocasionalmente, ocorrer a abolição do uso de um gás frigorífico de ar condicionado, bem como o conseqüente aparecimento de um novo gás, com outras propriedades de aquecimento/arrefecimento e com diferentes valores de densidade, pressão e temperaturas de funcionamento dispares do gás previamente utilizado, levou à necessidade

de novos desenvolvimentos ao nível do compressor utilizado nos sistemas MAC. Também a constante procura por uma melhor eficiência contribui para novas evoluções e tendências neste campo. Assim, o uso de compressores do tipo apresentado na figura 3.7, está em desuso, tendo estes vindo a ser substituídos pelos compressores alternativos de prato oscilante (“*Swash plate*” e “*Wobble plate*”), figura 3.8.

Embora muito idênticos, entre os tipos “*Swash plate*” e “*Wobble plate*” existem algumas diferenças, sendo a mais relevante ao nível do tipo de funcionamento e deslocamento. O compressor do tipo *Swash Plate* é classificado como sendo um compressor alternativo de pistões, com deslocamento fixo, enquanto o compressor *Wobble Plate* é um compressor de deslocamento variável. Este último tem a capacidade de variar o volume constantemente, desde 0% a 100% da sua capacidade, devido à existência de uma válvula solenoide que varia o volume do compressor consoante a necessidade do sistema de refrigeração, Cuevas *et al.* (2007). Esta válvula solenoide é atuada por um sinal PWM (*Pulse Width Modulation* – na literatura inglesa), de modo a variar a velocidade do veio do compressor, e evitar assim perdas de potência por parte deste.

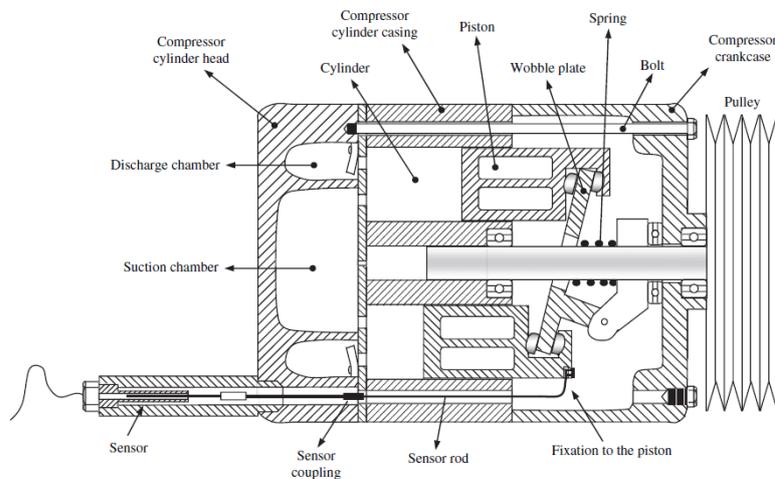


Figura 3.8 - Compressor *Wobble Plate* em corte, Cuevas *et al.* (2007).

Os compressores alternativos de pistão têm a vantagem de uma melhor eficiência, especialmente no que toca à pressão de saída do gás do compressor, pois este tipo de compressores têm uma capacidade de pressurização superior a alguns compressores rotativos.

Na figura 3.9, é apresentado, em corte, um exemplo de um compressor que pode ser encontrado num sistema de ar condicionado automóvel, da companhia Delphi Technologies.



Figura 3.9 - Compressor AC automóvel, da marca Delphi, em corte, Delphi Technologies (n. d.).

Relativamente aos compressores do tipo rotativos, estes são amplamente utilizados em soluções de ar condicionado para aplicações domésticas e comerciais (as gamas “*split*”, por exemplo) pois têm a vantagem de emitirem menor ruído comparativamente aos compressores alternativos de pistão vistos anteriormente. Dentro dos compressores rotativos, estes dividem-se em três outras categorias: compressores rotativos de palhetas, compressores “*screw*” e compressores rotativos do tipo “*scroll*”.

Como o próprio nome indica, os compressores *screw* têm por base de funcionamento o movimento rotacional de duas partes móveis cuja geometria se assemelha à rosca de um parafuso, conforme ilustrado na figura 3.10. Seshaiyah (2006), no seu estudo realizado sobre os compressores *screw*, apresenta algumas vantagens deste tipo de compressores, tais como:

- Possibilidade de o compressor operar a maiores velocidades;
- Adequado para uma vasta gama de gases;
- Pouca manutenção e baixo custo da mesma;
- Alta taxa de compressão, até cerca de 16;
- Alta fiabilidade.

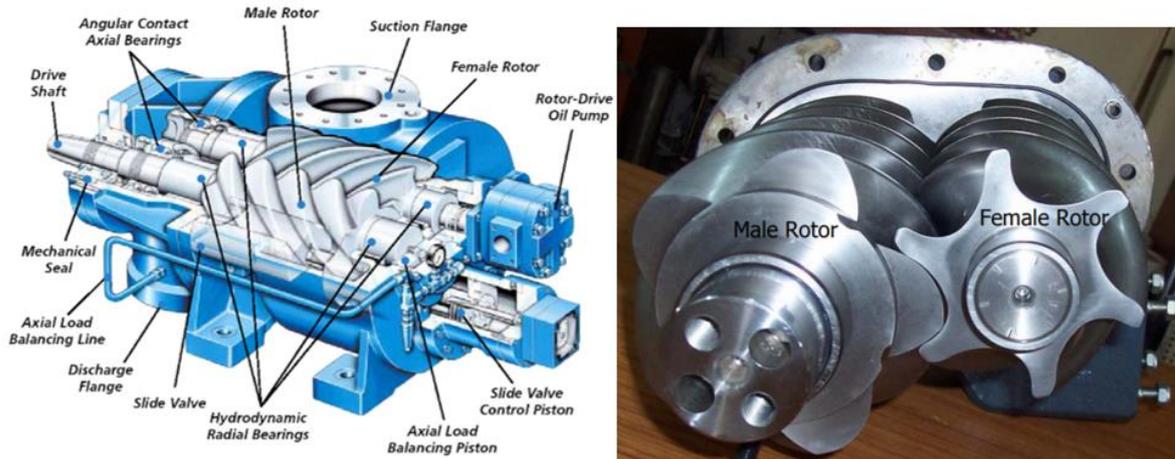


Figura 3.10 - Compressor *screw*, Seshaiiah (2006).

Os compressores do tipo *scroll* são constituídos por uma espiral fixa no corpo do compressor e uma espiral móvel, figura 3.11. Após a admissão do gás, a espiral móvel, acionada pelo veio do compressor, realiza o seu movimento, de modo a comprimir o gás contra as paredes da espiral fixa. Assim, o gás pressurizado, flui para o centro da zona espiral, onde acontece a descarga do gás pressurizado para o condensador.

Os compressores *scroll* apresentam características únicas relativamente aos restantes tipos de compressores, sendo uma destas características a existência de menos partes móveis, pois, por exemplo, um compressor *scroll* nunca tem válvulas de admissão. Já relativamente às válvulas de escape, ou válvulas de descarga, este tipo de compressores podem ou não ter, dependendo da sua aplicação, Sarbu (2016). Quando se pretende dimensionar o compressor para uma utilização a alta pressão de operação, é importante o uso de uma válvula de descarga dinâmica, pois esta melhora a eficiência de um compressor *scroll* nas gamas de funcionamento com taxas de compressão muito elevadas. Sarbu (2016) afirma também que os compressores do tipo *scroll* apresentam uma maior eficiência isentrópica do que os compressores alternativos, quando dimensionados para um determinado ponto específico de operação e, a inexistência de válvulas de descarga nestas situações não incrementa perdas de carga adicionais.

O mesmo autor (Sarbu, 2016) afirma que os compressores *scroll* descarregam quase 100% do gás comprimido, algo que não acontece num compressor alternativo, pois estes últimos, devido ao risco do pistão em tocar na válvula ou no topo do cilindro, existe sempre uma percentagem de gás comprimido que não é libertado, ficando assim no cilindro para o próximo ciclo. Este acontecimento, provoca uma redução de volume disponível para

admissão de gás no próximo ciclo e, como não é libertado toda a quantidade de gás comprimido, há assim uma redução da eficiência volumétrica. Nos compressores *scroll* é possível a descarga de praticamente todo o gás comprimido, sem ocupar volume para a admissão de gás novo, pois neste tipo de compressores existem espaços para a admissão de gás novo separados dos espaços de compressão e de descarga, algo que não acontece nos compressores alternativos, onde no mesmo volume do cilindro acontece a admissão, compressão e descarga do gás.

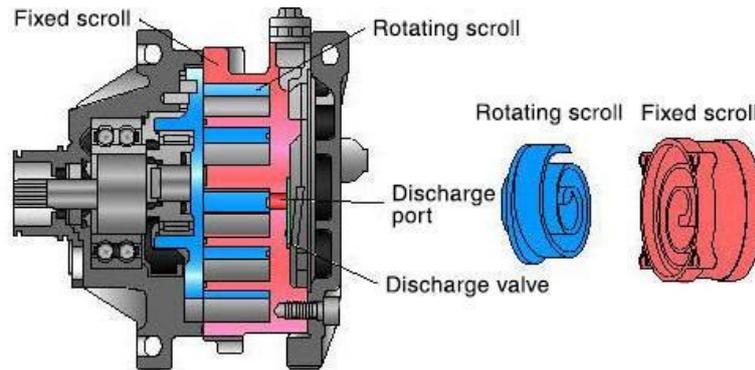


Figura 3.11 - Compressor Scroll, Toyota Industries (2022).

3.2.4. Filtro secador e acumulador

Este componente é parte integrante num sistema MAC e, muitas vezes, é esquecida a sua importância. O filtro secador é encontrado imediatamente após o condensador na linha de alta pressão, ou seja, recebe o fluido frigorífico líquido a alta pressão proveniente do condensador e tem como principal função o fornecimento contínuo de fluido frigorífico no estado líquido à válvula de expansão, como esquematizado na figura 3.12. Deste modo, o filtro secador deve ser projetado de modo a garantir sempre uma determinada quantidade de líquido disponível para fornecer à válvula de expansão, em função das necessidades de climatização, Noetzold (2016).

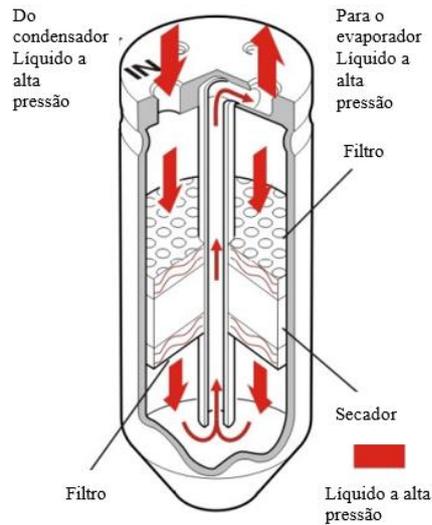


Figura 3.12 – Filtro secador, adaptado de Ariazone International (2017).

Nos modelos mais recentes, onde se utiliza o sistema de tubo de orifício invés da válvula de expansão, não é utilizado um filtro secador, mas sim um filtro acumulador, posicionado na linha de baixa pressão. Isto é, o filtro acumulador (ver figura 3.13) é encontrado após o evaporador e imediatamente antes do compressor, e tem também de garantir que o fluido frigorífico entre no compressor completamente no estado gasoso, sem qualquer vestígio de fase líquida, Noetzold (2016).

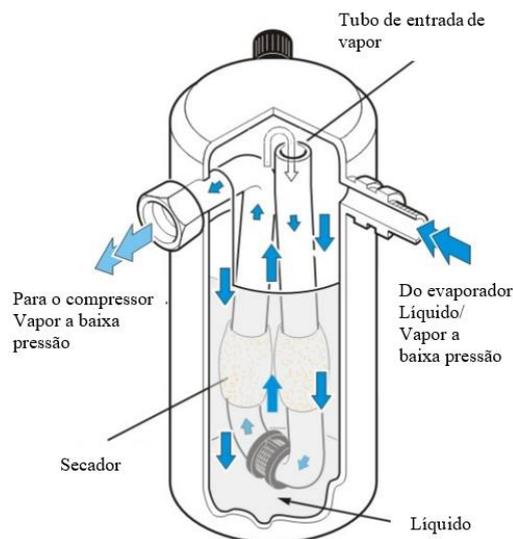


Figura 3.13 – Filtro acumulador, adaptado de Ariazone International (2017).

A nível do aspeto exterior, há semelhanças entre o filtro acumulador e o secador. No entanto, uma das principais diferenças entre estes dois sistemas é o facto do filtro acumulador ter também a função de dosear óleo de lubrificação juntamente com o fluido frigorífico, para uma correta lubrificação do compressor.

3.2.5. Válvula de expansão

Um outro componente importante num sistema MAC é o dispositivo de expansão. Este pode ser do tipo válvula de expansão (TXV) ou do tipo de tubo de orifício. Em ambos os casos, a função destes dispositivos é o controlo da quantidade de fluido frigorífico a entrar para o evaporador.

No que toca à válvula de expansão termostática, representada na figura 3.14, esta recebe o fluido vindo do evaporador, a baixa pressão e alta temperatura, no estado gasoso. No interior da válvula, esta identifica a temperatura e pressão do fluido vindo do evaporador e, devido a uma mola e um diafragma, ajusta a passagem de fluido a entrar no evaporador, no sentido inverso. Isto é, suponha-se que o fluido frigorífico sai do evaporador a alta temperatura, o que provoca uma dilatação do diafragma. Com esta dilatação do diafragma, a haste da válvula termostática (com uma esfera de retenção na extremidade) é empurrada, o que leva a esfera a abandonar a sede, abrindo assim passagem para o fluido vindo do condensador entrar no evaporador. Ou seja, quanto maior for a temperatura à saída do evaporador, maior dilatação irá ser provocada no diafragma e, por sua vez, aumenta a área de passagem do fluido frigorífico devido a uma maior abertura da válvula. Assim, em suma, numa situação em que é registada uma alta temperatura à saída do evaporador, pretende-se uma maior quantidade de fluido frigorífico a entrar no evaporador de modo a baixar a temperatura de saída do mesmo. No caso de ser registada uma temperatura demasiado baixa à saída do evaporador, a válvula estreita a passagem de fluido de modo a subir a temperatura deste à saída do evaporador, Noetzold (2016).

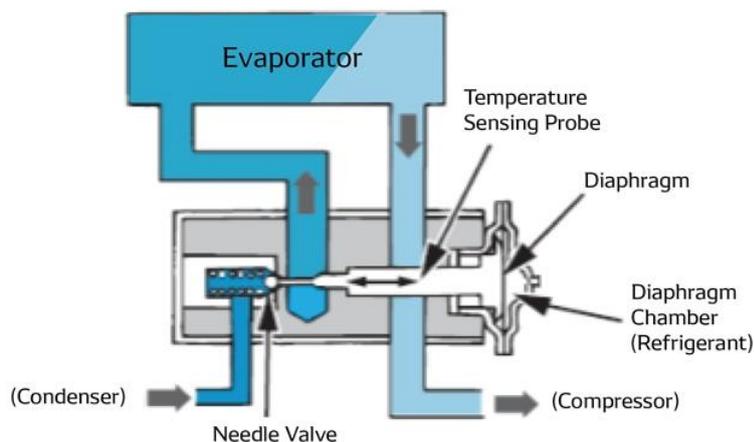


Figura 3.14 - Válvula de expansão termostática, Denso Aftermarket (2019).

Atualmente, os sistemas de ar condicionado com tubo de orifício têm vindo a ser os dispositivos de expansão prediletos nos automóveis. Isto deve-se, em grande parte, ao seu baixo custo, simplicidade e alta fiabilidade, Santos (2005).

A semelhança entre a válvula de expansão termostática e o tubo de orifício é que ambos os sistemas controlam a quantidade de fluido a entrar no evaporador. No entanto, este controlo é realizado de maneiras diferentes: enquanto na válvula de expansão termostática é realizado mecanicamente (como visto anteriormente), no caso do tubo de orifício, este não tem partes móveis a restringir a passagem de fluido, pelo que recorre a outros meios para realizar este controlo de caudal para o evaporador.

Na figura 3.15, é apresentado um tubo de orifício de um sistema de ar condicionado de um automóvel. Este consiste num tubo de secção constante, com um orifício que pode ter diâmetros desde 1,19 a 1,89 mm, Noetzold (2016). De um lado do tubo chega o fluido a alta pressão, proveniente do condensador e, como já foi referido anteriormente, o pretendido com a utilização deste sistema é a transformação do fluido em alta pressão para baixa pressão. Este fenómeno acontece devido à vaporização do fluido. Com o orifício de reduzidas dimensões, o fluido que se encontra a alta pressão é vaporizado, ocorrendo assim o seu decréscimo de pressão e consequentemente redução de temperatura. De um modo muito arcaico e simplista, mas para que se entenda melhor esta vaporização e redução de pressão, este fenómeno pode ser comparado ao que acontece numa lata de *spray* aerossol, como uma lata de *spray* desodorizante, por exemplo.

Efetivamente, a função principal do tubo de orifício é o controlo de pressão do fluido. No entanto, o corpo do tubo de orifício tem também uma rede fina, que funciona como um filtro para eventuais impurezas ou partículas sólidas que podem ser provenientes do condensador ou de um outro qualquer componente do sistema de ar condicionado. Este fator poderá acarretar uma situação mais dramática, pois há a eventualidade de ocorrer a obstrução do corpo do tubo de orifício devido às partículas acumuladas no filtro.

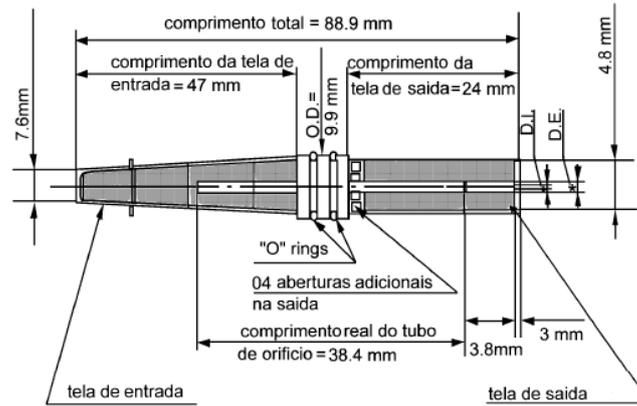


Figura 3.15 - Exemplo esquemático de um tubo de orifício, Santos (2005).

3.2.6. Permutador de calor interno

O permutador de calor interno (IHX - *Internal Heat Exchanger*, na literatura inglesa) é um permutador de calor interno, do tipo líquido-vapor. Trata-se de um componente pouco utilizado e dispensável nos tradicionais sistemas de ar condicionado que utilizam R134a como fluido de trabalho, mas é uma peça fulcral para aumentar a eficiência dos sistemas MAC a operar com R1234yf ou R744 (CO₂), Li *et al.* (2018).

Nalguns sistemas, este componente é encontrado entre a linha de baixa e a de alta pressão, tal como ilustra a figura 3.16.

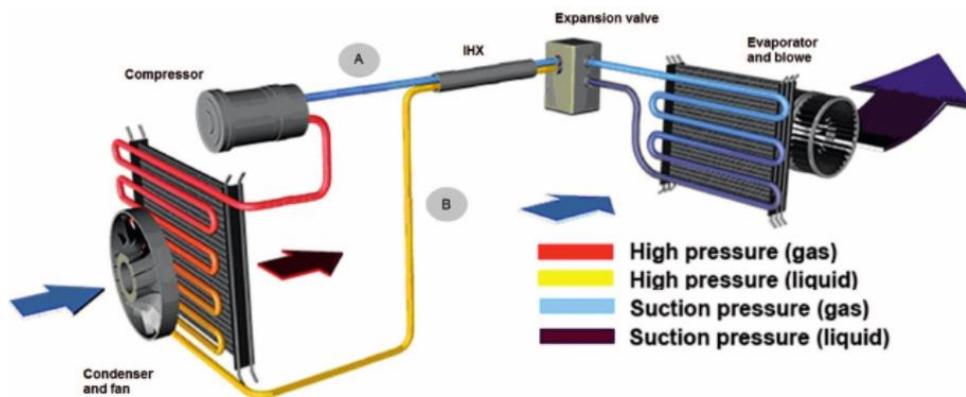


Figura 3.16 - Esquema de MAC com IHX, Janus *et al.* (2019).

O IHX, apresenta um canal interno e um canal externo. É no canal interno que flui o fluido frigorífico no estado líquido, sendo no canal externo que flui o fluido frigorífico no estado gasoso. O fluido frigorífico entra no condensador a alta temperatura e alta pressão, e após a permuta de calor no interior do condensador, o fluido sai do mesmo no estado líquido a alta pressão. Apesar de sair do condensador a uma temperatura mais baixa do que

a sua temperatura de entrada, a temperatura do líquido na saída continua a ser bastante elevada. Num circuito de refrigeração sem IHX, este fluido líquido sai do condensador diretamente para a válvula de expansão, no entanto, quando o circuito tem um IHX, este fluido frigorífico líquido flui da saída do condensador pelo canal interno do IHX saindo posteriormente do IHX diretamente para a válvula de expansão, Janus *et al.* (2019).

Por outro lado, no canal externo do IHX circula, em contracorrente, o fluido frigorífico no estado vapor a baixa pressão proveniente do evaporador. No interior do IHX dá-se a permuta de calor devido ao contacto do vapor com o canal interno onde circula o líquido, pelo que, o vapor vindo do evaporador absorve o calor do líquido e sai do IHX para o compressor com uma temperatura mais elevada, aumentando assim a capacidade de refrigeração. Por outro lado, o fluido no estado líquido proveniente do condensador liberta calor para o fluido no estado vapor, proveniente do evaporador, pelo que o primeiro arrefece e chega à válvula de expansão no estado líquido a uma temperatura inferior à que ocorre em sistemas convencionais sem IHX, Janus *et al.* (2019).

O principal objetivo da implementação do IHX num sistema MAC é de aumentar o COP. Com a passagem do fluido líquido pelo IHX, antecedendo a passagem pela válvula de expansão, tem como objetivo diminuir a temperatura do líquido na entrada da válvula de expansão e posterior entrada no evaporador, um fenómeno a que se dá o nome de subarrefecimento (*subcooling*, na literatura inglesa), Janus *et al.* (2019). Adicionalmente, com este fenómeno, devido à permuta de calor a temperatura à saída do evaporador será superior, minimizando assim o risco de entrada de fluido frigorífico no estado líquido no compressor, Bahrami *et al.* (2010).

No entanto, o uso do IHX pode trazer desvantagens tais como: o aumento de volume específico na entrada do compressor, aumento da temperatura de descarga do gás do compressor, ou ser responsável por alguma retenção de lubrificante, Bahrami *et al.* (2010).

Os investigadores Gungor *et al.* (2021), realizaram ensaios com sistemas MAC utilizando o fluido frigorífico R1234yf, com IHX e ensaios do mesmo sistema sem IHX. Foram considerados os seguintes parâmetros: caudal mássico de fluido frigorífico, temperatura de evaporação, capacidade de arrefecimento, potência do compressor, COP, taxa de dissipação de calor do condensador e temperatura de descarga do compressor.

À semelhança do referido anteriormente, quanto ao caudal mássico de fluido frigorífico, tinha sido avançado teoricamente por Bahrami *et al.* (2010) que este seria inferior ao de um sistema sem IHX. Com os ensaios experimentais, os autores Gungor *et al.* (2021) comprovaram essa afirmação, como apresentado na figura 3.17, onde mostram que o sistema sem IHX (ou HEX, pela denominação dos autores), é sempre inferior aos valores registados de caudal mássico sem IHX, para as mesmas temperaturas e velocidades do compressor. A justificação para os resultados apresentados na figura 3.17 é que, com o uso do IHX, o fluido frigorífico entra no compressor a uma temperatura mais elevada e, portanto, com uma menor densidade, logo o compressor tem uma menor eficiência volumétrica e, portanto, o sistema com IHX apresenta caudais mássicos de frigoríficos inferiores ao sistema sem IHX, Gungor *et al.* (2021).

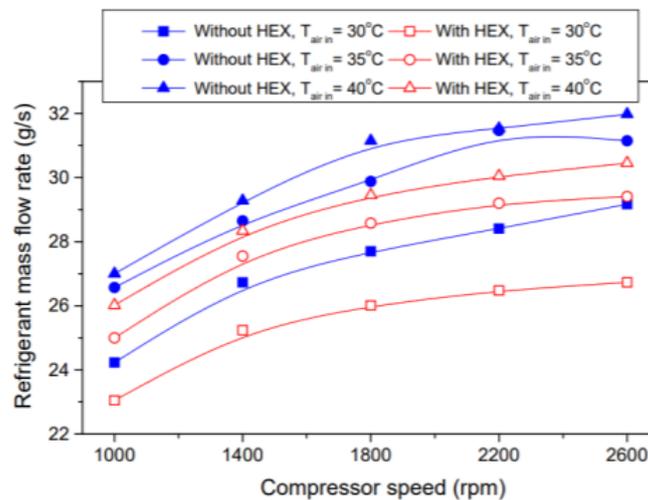


Figura 3.17 - Caudal mássico de fluido em sistemas com e sem IHX, Gungor *et al.* (2021).

Uma vez que o caudal mássico de fluido diminui com o IHX, o mesmo acontece com a temperatura de evaporação, ver figura 3.18.

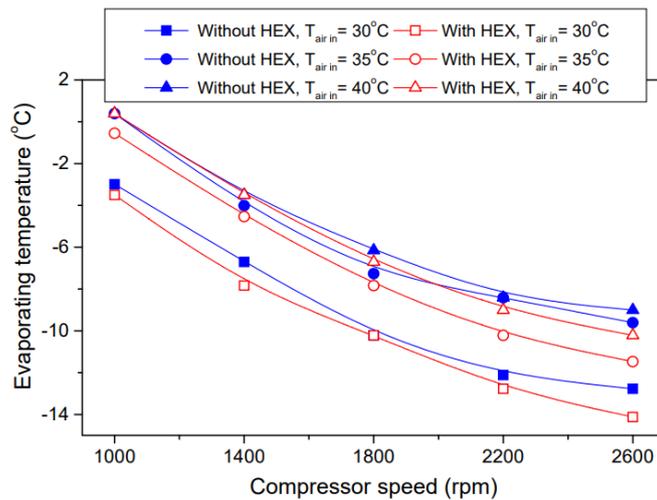


Figura 3.18 – Temperatura de evaporação para várias temperaturas ambiente em sistemas com e sem IHX, Gungor *et al.* (2021).

Os autores Gungor *et al.* (2021) mostram também que um sistema MAC com IHX apresenta melhores resultados de capacidade de arrefecimento do que um sistema sem IHX, e que estes valores aumentam com o aumento da velocidade do compressor e com a temperatura ambiente, ver figura 3.19. A justificação para esta melhoria de arrefecimento num sistema com IHX está relacionada com o já referido anteriormente: como o IHX é responsável por baixar o caudal mássico de fluido e, conseqüentemente ocorre a redução da temperatura de evaporação, pelo que, a temperatura na entrada da válvula de expansão termostática (TXV) é também menor. Deste modo, existe uma maior diferença de temperaturas entre o fluido frigorífico no evaporador e o ar que passa pelo mesmo. Deste modo, o fluido no evaporador de um sistema com IHX, como está a uma temperatura mais baixa do que estaria num sistema sem IHX, tem a capacidade de arrefecer mais o ar para o espaço a climatizar, Gungor *et al.* (2021).

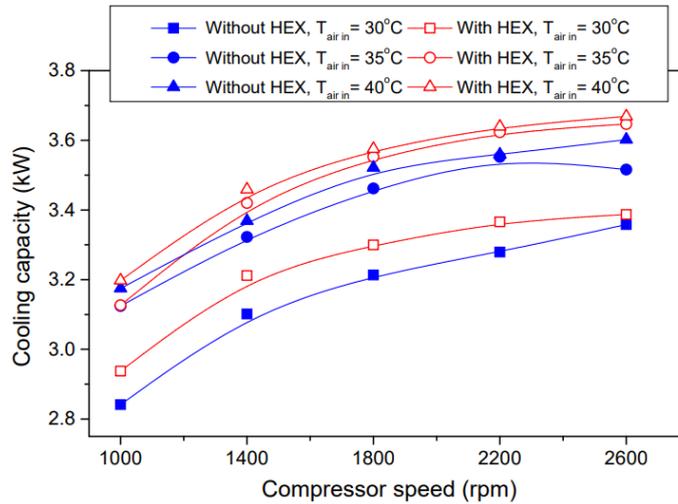


Figura 3.19 – Capacidade de arrefecimento em sistemas com e sem IHX, Gungor *et al.* (2021).

Uma vez que a capacidade de arrefecimento dos sistemas com IHX é superior aos sistemas sem este componente, é esperado que o COP do sistema com IHX seja também ele superior, apesar de que o COP depende também da potência utilizada pelo compressor. Na figura 3.20, são apresentados os resultados para análise do COP obtidos por Gungor *et al.* (2021).

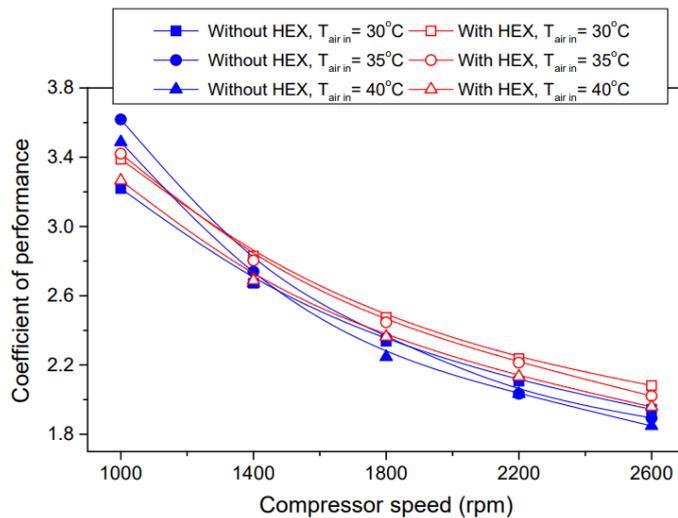


Figura 3.20 – COP de sistemas MAC com e sem IHX, Gungor *et al.* (2021).

Com a análise da figura 3.20, conclui-se que o COP para o sistema com IHX é superior ao COP registado sem IHX, em qualquer gama de temperaturas do ar, mas apenas para rotações do compressor mais elevadas.

4. Fluido de trabalho

Para que uma máquina frigorífica (utilizada por exemplo em: arcas frigoríficas, frio industrial, *chillers* ou bombas de calor, sistemas de ar condicionado residencial e automóvel) realize corretamente a sua função, é necessário selecionar um fluido frigorífico (fluido de trabalho) adequado. Este fluido não é do mesmo tipo para todas as máquinas frigoríficas, pois há que atender às propriedades específicas de cada fluido frigorífico e estudar a sua eficiência para as condições de aplicação, sendo realizada, no fundo, uma análise de prós e contras respeitantes à implementação de um determinado tipo de fluido frigorífico em função da aplicação em estudo.

Por exemplo, os fluidos frigoríficos utilizados nos sistemas de climatização residenciais atualmente são o R32 e o R410. Já em sistemas de ar condicionado automóvel (MAC), estes fluidos não são utilizados, mas sim o R134a (utilizado ao longo das últimas duas décadas) estando agora em fase de desuso e transição para o R1234yf e para o R744 (CO₂), tal como irá ser apresentado ao longo do presente capítulo.

4.1. Contexto histórico

A utilização do mesmo fluido frigorífico em sistemas MAC e residencial não é comum. No entanto, apesar de incomum, esta operação é possível, pois, por exemplo, o R134a é utilizado em alguns *chillers*, arcas frigoríficas e de frio industrial devido às suas características, Calm (2012). Também em tempos, era possível encontrar sistemas de ar condicionado para a indústria automóvel e unidades de ar condicionado residencial que podiam partilhar o mesmo tipo de gás nos seus equipamentos: o fluido frigorífico R12.

Apesar da possível compatibilidade de gases entre as indústrias de equipamentos de AVAC (Aquecimento, Ventilação e Ar Condicionado) e a indústria automóvel, atualmente não são utilizados os mesmos gases por uma questão de uniformidade dentro de cada indústria. Quando foi proibida a utilização de R12 e R22, a Carrier, uma conceituada marca de *chillers* e demais equipamentos de AVAC para o setor residencial e industrial, foi a primeira marca a tomar a iniciativa de adotar totalmente a utilização de R410a nos seus equipamentos, Carrier (*n.d.*). Isto levou a uma produção massiva deste fluido pelos fabricantes de fluidos frigoríficos. Portanto, havendo assim uma grande economia de escala e produção do gás

referido, o custo do mesmo baixou, levando à adoção do gás R410a por parte dos restantes fabricantes de equipamentos de AVAC, pois este tornava-se substancialmente mais barato do que apostar num novo fluido menos comum, mais raro e, portanto, mais caro.

Identifica-se assim uma clara uniformidade, dentro da indústria de AVAC, para a utilização e desenvolvimento do mesmo fluido frigorífico, de modo a promover uma redução de custos para todas as marcas do setor. Com as empresas do setor automóvel, acontece uma situação semelhante, levando a uma grande uniformidade do fluido utilizado nos sistemas de ar condicionado, entre automóveis de diferentes marcas e grupos.

Foi no início dos anos 30 do século XX, com o surgimento do primeiro veículo com sistema de ar condicionado, que motivou também o aparecimento do primeiro fluido frigorífico para sistemas MAC: o R12. Este fluido foi desenvolvido e testado pelos laboratórios de investigação e desenvolvimento da marca norte-americana General Motors, mostrando-se ser uma ótima opção para climatização de espaços, sejam eles automóveis ou habitações, Nagengast (2006). À data dos testes realizados, onde foram testados outros fluidos frigoríficos tais como: dióxido de carbono R744 (CO_2), dióxido de enxofre (SO_2), amónia (NH_3) ou propano (C_3H_8), foi o R12 que mostrou resultados mais viáveis aos níveis de arrefecimento e aquecimento, mas também volatilidade, pressão requerida no circuito, toxicidade e inflamabilidade, Calm (2012).

Naquela época, o aparecimento deste gás provocou um grande desenvolvimento no que toca a sistemas de climatização, a todos os níveis. Rapidamente se procurou inovar e desenvolver os ainda rudimentares sistemas de ar condicionado, quer para veículos quer para edifícios, sempre recorrendo ao R12, pelo que rapidamente se generalizou o uso de sistemas de ar condicionado, Calm (2012).

O R12 foi largamente utilizado até cerca do ano de 1980, quando uma equipa de investigadores se encarregou de estudar e analisar os potenciais efeitos para o ambiente resultantes da utilização deste gás. O resultado obtido provocou um choque brutal para a comunidade, com a descoberta dos catastróficos efeitos que este fluido provocava na camada de ozono, à semelhança de todos os gases dos tipos CFC (clorofluorcarbonetos) e HCFC (hidroclorofluorcarbonetos) em geral, devido às moléculas de cloro presentes na sua composição, Bentrícia *et al.* (2017).

A utilização de R12, R22 e outros fluidos dos tipos CFC e HCFC ao longo de cerca de quatro décadas de utilização intensiva provocou danos irreversíveis na camada de ozono. Devido à gravidade da situação, foi convocado com urgência e assinado por mais de cem países, o Protocolo de Montreal, que tinha como objetivo a abolição da utilização de substâncias perigosas para a camada de ozono, como todos os CFC's, iniciando-se pelo fluido R12, em 1992, Calm (2012), Bentrícia *et al.* (2017).

Era então crucial a descoberta de um novo fluido frigorífico, com boas propriedades para aquecimento e arrefecimento e, essencialmente, que não prejudicasse a camada de ozono. A opção recaiu no R134a, que não pertence ao grupo dos CFC, mas sim HFC. A grande diferença na constituição molecular entre os grupos dos CFC e HCFC com o grupo dos HFC, é que este último não tem cloro na sua constituição, portanto, torna-se quase inofensivo para a camada de ozono. Assim, todos os veículos automóveis a partir de 1993 utilizaram o fluido frigorífico R134a nos seus sistemas de ar condicionado. Foi a partir desta altura que os gases do tipo HFC começaram a ganhar força, devido ao seu baixo impacto na camada de ozono, tendo assim surgido os gases R404A (para equipamentos de frio industrial) e o R410A para equipamentos de ar condicionado doméstico.

Porém, ao contrário do que inicialmente se podia pensar, estes gases não são 100% amigos do ambiente, sendo que por volta do ano 2000, descobriu-se o grande impacto negativo do R134a para efeitos de aquecimento global.

Foi criado um índice de medição do aquecimento global, denominado por GWP - *Global Warning Potencial*, na literatura inglesa. Em termos de comparação para os valores detetados para o GWP para os diversos gases, considerou-se, em termos de referência, que para o R744 (CO₂) correspondia o valor GWP=1. Assim foi possível comparar o nível de perigo de cada gás para o efeito de estufa, tendo como referência o GWP provocado pelo CO₂.

O primeiro gás do grupo HFC (hidrofluorcarbonetos) a ser proibido foi o R404A. A principal razão para que tenha sido este gás o primeiro HFC banido prende-se, essencialmente, com o seu elevado valor do índice GWP: cerca de 3922. Pelo mesmo motivo, seguiu-se o R134a, cujo índice GWP ronda os 1430.

De facto, o R134a podia e devia ter sido proibido mais cedo do que efetivamente se verificou. Houve, inclusive, a emissão de normas a proibir o uso de R134a, no entanto, estas viam-se

constantemente alteradas e adiadas devido à então falta de um gás com características adequadas para ser o seu substituto. O novo gás a implantar após o R134a teria de ser um gás seguro para os ocupantes do veículo, com bons resultados ao nível da eficiência de aquecimento/arrefecimento, não poluidor, que não contribuísse para o efeito de estufa e aquecimento global (baixo nível de GWP) nem para a destruição da camada de ozono (baixo nível de ODP), pelo que se relevou uma dificuldade acrescida encontrar um bom substituto para o R134a.

O grupo dos gases HFO (hidrofluorofelinos) revelou-se como a melhor alternativa aos gases HFC, nomeadamente o R1234yf para substituição do R134a. A primeira utilização comercial do R1234yf no setor automóvel foi em 2012, Calm (2012). No entanto, o R1234yf gerou bastante controvérsia, e não foi aceite de bom grado por todos os fabricantes da indústria automóvel, pois os gases do grupo HFO são inflamáveis, ao contrário do R134a que não possui características de inflamabilidade. Estas características de inflamabilidade tornar-se-iam potencialmente perigosas para os ocupantes dos veículos, especialmente em caso de acidente e conseqüente quebra do depósito de fluido e fuga do mesmo.

O grupo Daimler AG, fabricante alemão, foi uma das entidades que sempre mostrou o seu descontentamento quanto à aprovação do R1234yf em detrimento do R134a, Mercedes-Benz (2021). Em setembro de 2012, o grupo alemão publicou um comunicado no qual levantavam questões quanto à segurança do R1234yf, mais concretamente no que respeita à possibilidade de incêndio em colisões frontais, Davis (2012). Esta marca, inclusive, realizou testes de colisão, entre um veículo com R1234yf para fins comparativos com um veículo com R134a, de modo a comprovar a inflamabilidade do fluido frigorífico do grupo HFO, Daimler AG (2012). De facto, os resultados estão à vista e não deixam qualquer margem para dúvidas de qual é o fluido frigorífico com maiores perigos de inflamabilidade. No entanto, os resultados deste estudo não foram suficientes para demover a União Europeia da aprovação e implementação da Diretiva 2006/40/EC.

4.1.1. Diretiva MAC 2006/40/EC

A Diretiva 2006/40/EC vem contribuir para a ação climática estabelecida pela UE, contra a destruição da camada de ozono e aquecimento global. Esta diretiva estipula uma proibição do uso de fluidos frigoríficos com índice GWP igual ou superior a 150, em sistemas MAC, ou seja, inclui o R134a visto que este tem um índice GWP igual a 1430, Comissão Europeia (2006). A presente diretiva divide-se em três fases distintas:

- Fase 1 (21 de junho de 2008);
- Fase 2 (1 de janeiro de 2011);
- Fase 3 (1 de janeiro de 2017).

A fase 1 diz respeito a uma interdição no que toca à homologação de veículos equipados com sistemas MAC com fluido frigorífico com GWP superior a 150. A partir de 21 de junho de 2008, os fabricantes deixaram de obter homologação para um veículo novo com sistemas MAC, que contenha fluido frigorífico com GWP superior a 150, exceto se a taxa de fugas desse sistema for inferior a 40 gramas por ano (em sistemas de evaporador único) ou 60 gramas por ano (para sistemas de duplo evaporador). Nestes casos, os Estados-Membros da UE devem cancelar a matrícula e proibir a venda e circulação do respetivo veículo, Comissão Europeia (2006).

A fase 2 teve efeitos a partir de 1 de janeiro de 2011. Esta fase é descrita como: “(...) os Estados-Membros deixam de conceder a homologação CE ou a homologação nacional aos tipos de veículos equipados com um sistema de ar condicionado concebido para conter gases fluorados com efeito de estufa com um potencial de aquecimento global superior a 150.”, Comissão Europeia (2006).

Relativamente à fase 3 desta diretiva, a 1 de janeiro de 2017, pôs definitivamente fim aos veículos com sistemas MAC concebidos para conter fluidos com GWP>150, proibindo estes. Mais uma vez, os Estados-Membros da UE estavam autorizados para cancelar as matrículas destes veículos e impedirem a sua comercialização e circulação, Comissão Europeia (2006).

Assim, a Diretiva 2006/40/EC foi o ponto final no que toca à utilização do R134a, pelo que os fabricantes tiveram de optar pelo R1234yf, essencialmente.

Entretanto, a Daimler AG continuou a manifestar-se contra a utilização de R1234yf, pelo que mantiveram a sua luta contra a União Europeia pelo incentivo dado à utilização deste gás. Até que, em dezembro de 2015, a Comissão Europeia impôs uma ação judicial, no Tribunal Europeu, contra a Alemanha por violação da Diretiva 2006/40/EC, isto porque, veículos do grupo Daimler AG obtinham aprovação por parte das entidades alemãs de homologação, quando, na realidade, os veículos aprovados não respeitavam os pressupostos da Diretiva 2006/40/EC. A Alemanha acabou por não aplicar quaisquer medidas corretivas, de condenação, ou coimas ao grupo Daimler AG, Comissão Europeia (2006). Ainda assim,

o grupo Daimler AG persistiu contra o uso de R1234yf e continuou a procura por um outro fluido alternativo, até que obteve resultados satisfatórios com o R744 (CO₂) e adotou este mesmo fluido, Mercedes-Benz (2021).

Logicamente, a diretiva apresentada apenas incide sobre os Estados-Membros da União Europeia. Por exemplo, no caso dos Estados Unidos da América (EUA), as normas associadas à proibição do uso de R134a têm sido constantemente adiadas e alteradas. Inicialmente, uma norma lançada nos EUA, previa que os novos modelos lançados em 2021 não fossem portadores de R134a. No entanto, à data, as previsões apontam agora para o fim do R134a, a nível definitivo, em veículos novos nos EUA, apenas a partir de 2024, Agência de Proteção do Ambiente dos EUA (2021).

Apesar da discrepância de datas e atrasos entre os tantos países a nível mundial, indiscutivelmente o R134a irá ter o seu fim, e o futuro a curto e a médio prazo passará pela utilização de R1234yf e R744 (CO₂).

A figura 4.1 apresenta um esquema com o contexto histórico descrito anteriormente no presente capítulo.

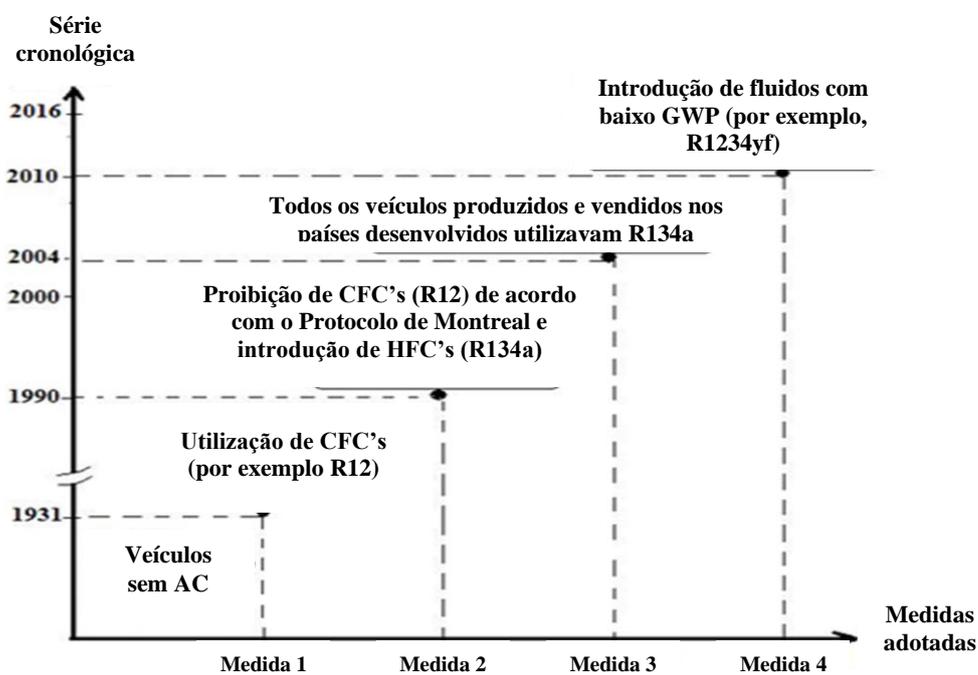


Figura 4.1 - Desenvolvimento histórico da utilização de fluidos frigoríficos em sistemas MAC, adaptado de Bentrícia *et al.* (2017).

4.2. Características dos fluidos frigoríficos

A análise do presente trabalho foca-se, essencialmente, nos fluidos que ainda podem ser encontrados nos veículos (R134a) e nos fluidos que entraram recentemente em utilização nos veículos mais modernos (R1234yf e R744 (CO₂)), tal como apresentado na secção 4.1.

4.2.1. R134a

O fluido frigorífico R134a pode ser encontrado em todos os veículos com ar condicionado, desde 1993 até cerca dos anos 2015-2017, com as limitações impostas pela Diretiva MAC 2006/40/CE, e é pertencente à classificação dos fluidos HFO.

Este fluido também pode ser encontrado com a sua classificação mais técnica e científica, conhecido na área da química, como 1,1,1,2-Tetrafluoreto. Esta denominação caracteriza e identifica a composição e a estrutura do gás, sendo este composto por dois átomos de carbono e quatro átomos de flúor, pelo que tem uma grande estabilidade química e térmica, cuja fórmula química deste fluido é CH₂FCF₃, PubChem (2021).

O R134a é caracterizado como um gás incolor, não inflamável (classe de segurança A1) e com baixa propensão para causar toxicidade. Um outro dado relativo a este gás, é o facto de ser mais denso (mais pesado) do que o ar atmosférico, PubChem (2021). A título de exemplo, para uma temperatura de 30 °C, o R134a no estado de vapor, apresenta uma massa volúmica no valor de aproximadamente 37,494 kg/m³, Huber *et al.* (1992). Por sua vez, o ar atmosférico, à mesma temperatura de 30 °C, apresenta uma massa volúmica de 1,165 kg/m³.

No que toca à sua compatibilidade com outros materiais, o R134a é compatível com uma larga gama de compósitos e polímeros, como por exemplo, o polietileno, polipropeno, nylon, ABS, resinas epóxi e resinas fenólicas, borrachas naturais, entre muitos outros tipos de elastómeros e polímeros, Honeywell (2007).

Na tabela 4.1 são apresentadas as propriedades do R134a.

Tabela 4.1 - Propriedades do R134a. Adaptado de Honeywell (2007) e Noetzold (2016).

Propriedades			Unidade
Nomenclatura química		1,1,1,2-tetrafluoretano	-
Fórmula química		CH ₂ FCF ₃	-
Massa molar		102,03	g/mol
Classe de segurança		A1	-
Ponto de ebulição (a 101,3 kPa)		- 25,9	°C
Ponto de fusão (a 101,3 kPa)		- 96,6	°C
Temperatura crítica		101,06	°C
Pressão crítica		4,059	MPa
Volume crítico		0,002	m ³ /kg
Pressão de vapor		0,665	MPa
Massa volúmica do líquido (a 25 °C)		1207	kg/m ³
Massa volúmica crítica		511,9	kg/m ³
Calor específico (a 25 °C)	Líquido	1,44	kJ/kg · K
	Vapor	0,85	
Condutibilidade térmica (a 25 °C)	Líquido	0,081	W/m · K
	Vapor	0,014	
Temperatura de autoignição		770	°C
ODP		0	-
GWP		1430	-
Tempo de vida na atmosfera		14	Anos

4.2.2. R1234yf

Devido ao elevado valor de GWP do fluido R134a, surgiu a necessidade de substituir este fluido frigorigéneo por outro com menor valor de GWP. Um dos substitutos encontrados foi o R1234yf. Apesar de todas as “polémicas” associadas à sua introdução em sistemas MAC, na atualidade o R1234yf apresenta-se como um dos fluidos frigorigéneos mais indicados para a substituição do R134a em sistemas MAC.

O R1234yf foi um dos frigorigéneos selecionados para substituir o R134a devido à sua similitude de características e propriedades, juntando a isto o facto de ter um GWP consideravelmente mais baixo (GWP=4), que era este o grande foco e objetivo com a

introdução de um novo gás e abolição da utilização de R134a. As propriedades do R1234yf podem ser consultadas na tabela 4.2.

Tabela 4.2 - Propriedades do fluido R1234yf. Adaptado de Honeywell (2015).

Propriedades			Unidade
Nomenclatura química		2,3,3,3-tetrafluoropropeno	-
Fórmula química		CF ₃ CF=CH ₂	-
Massa molar		114	g/mol
Classe de segurança		A2L	-
Ponto de ebulição (a 101,3 kPa)		- 29,4	°C
Ponto de fusão (a 101,3 kPa)		Não disponível	-
Temperatura crítica		94,7	°C
Pressão crítica		3,380	MPa
Pressão de vapor		0,683	MPa
Massa volúmica do líquido (a 25 °C e 101,3 kPa)		1091,9	kg/m ³
Massa volúmica crítica		475,6	kg/m ³
Calor específico (a 25 °C)	Líquido	1,39	kJ/kg · K
	Vapor	0,91	
Condutibilidade térmica (a 25 °C)	Líquido	0,064	W/m · K
	Vapor	0,014	
Temperatura de autoignição		405	°C
ODP		0	-
GWP		4	-
Tempo de vida na atmosfera		11	Dias

4.2.3. R744 (CO₂)

O fluido R1234yf apresentado na secção 4.2.2 é um fluido que já cumpria com os requisitos ambientais exigidos. No entanto, o R744 (CO₂) surge devido à contestação contra o R1234yf por parte de algumas entidades, surgindo então como alternativa ao R1234yf, com características substancialmente diferentes deste.

Tecnicamente, a denominação mais correta para este gás é R744, mas é mais comum ser encontrado como CO₂ visto que o R744 é o CO₂ no seu estado puro.

O índice GWP foi desenvolvido considerando a influência do CO₂ no aquecimento global, portanto quer isto dizer que, sendo o CO₂ utilizado como referência para a constituição do referido índice de potencial de aquecimento global, foi considerado para o CO₂ um GWP=1. Portanto, o CO₂ tem um potencial de aquecimento global 1430 vezes menor que o R134a.

No que toca à segurança do R744 (CO₂), este apresenta classificação idêntica ao R134a, ou seja, A1. A classificação dos gases é atribuída considerando a sua toxicidade e inflamabilidade. Quanto ao grupo da toxicidade, pode ser atribuída a classificação A ou a classificação B. A classe A é atribuída a gases que não apresentem qualquer evidência de toxicidade para concentrações abaixo de 400 ppm, por outro lado a classe B corresponde a gases que apresentem evidências de toxicidade para concentrações inferiores a 400 ppm. A classificação divide-se ainda em três níveis: nível 1, nível 2 e nível 3. O nível 1 corresponde a gases não inflamáveis, ou seja, que durante os testes de inflamabilidade realizados a condições simultâneas de 21 °C e 101,3 kPa não incendiaram. A classe 2 representa gases ligeiramente inflamáveis, cujo calor libertado na combustão não exceda os 19 kJ/kg, segundo os testes realizados sob as condições descritas anteriormente. Por sua vez, a classe 3 representa gases inflamáveis, cujo calor libertado na combustão seja superior a 19 kJ/kg.

Assim, o R744 (CO₂) apresenta a classe de maior segurança, A1, sendo que não apresenta toxicidade nem é inflamável, como seria de esperar, visto que é um gás presente na atmosfera.

No que toca às propriedades técnicas deste gás, apresenta características ímpares (como apresentado na tabela 4.3) o que requer cuidados adicionais no seu manuseamento e nas suas condições de trabalho. Dois destes exemplos são a temperatura crítica e a pressão crítica. A temperatura crítica apresenta o baixo valor de 31,06 °C enquanto a pressão crítica toma o valor elevado de 7,38 MPa.

Tabela 4.3 – Propriedades do fluido R744 (CO₂). Adaptado de Ekmekci (2016) e Emerson (2021).

Propriedades			Unidade
Nomenclatura química		Dióxido de Carbono	-
Fórmula química		CO ₂	-
Massa molar		44,01	g/mol
Classe de segurança		A1	-
Ponto de ebulição (a 101,3 kPa)		- 78,5	°C
Ponto de fusão (a 101,3 kPa)		- 56,6	°C
Temperatura crítica		31	°C
Pressão crítica		7,37	MPa
Volume crítico		0,00214	m ³ /kg
Massa volúmica do líquido (a 25 °C e 101,3 kPa)		1,784	kg/m ³
Massa volúmica crítica		468	kg/m ³
Calor específico (a 25 °C)	Líquido	6,467	kJ/kg · K
	Vapor	0,851	
Condutibilidade térmica (a -1,1 °C)	Líquido	0,11	W/m · K
Temperatura de autoignição		Não aplicável	°C
ODP		0	-
GWP		1	-

4.3. Análise comparativa entre os diferentes fluidos frigoríficos

4.3.1. Comparação entre R134a e R1234yf

Numa breve análise entre as tabelas 4.1 e 4.2, nota-se bastantes semelhanças nalgumas características. Por exemplo, no que toca aos valores de calor específico e da condutibilidade térmica, quer para o fluido no estado líquido quer no estado vapor, os dados recolhidos são bastantes semelhantes para os dois fluidos, com ligeiras diferenças na ordem da casa centesimal. No entanto, repare-se que o R134a para o estado de líquido apresenta maior condutibilidade térmica que o R1234yf para o mesmo estado. A condutibilidade térmica é claramente uma propriedade importante quando se aborda temas relacionados com a

refrigeração e climatização, pois quanto maior a condutibilidade térmica maior é a capacidade do material em conduzir e dissipar calor.

O calor específico representa outra propriedade fundamental na área da refrigeração e climatização. Este representa a quantidade de energia necessária fornecer a um determinado material, por unidade de massa do mesmo, para que a temperatura deste aumente um grau (poderá ser 1 Kelvin ou 1 °C, dependendo da grandeza de unidades consideradas). Assim, um material com maior valor de calor específico requer maior quantidade de energia por massa para aumentar a sua temperatura em 1 grau, pelo que, assim sendo, um material com alto valor de calor específico irá também ter um arrefecimento mais demorado.

Esta propriedade destes dois fluidos apresenta, mais uma vez, valores semelhantes. No estado líquido, o R134a apresenta 1,44 kJ/kg · K e o R1234yf apresenta 1,39 kJ/kg · K. No estado vapor, há uma ligeira vantagem para o R1234yf com o valor de 0,91 kJ/kg · K e o R134a com 0,85 kJ/kg · K. Apesar destas ligeiras diferenças, os valores entre estes dois gases são muito semelhantes pelo que estas diferenças se consideram praticamente desprezáveis.

Note-se também os valores apresentados para a temperatura de auto-ignição de ambos os fluidos: 405 °C para o R1234yf comparativamente aos 770 °C do R134a. Com a análise destes valores fica clara a preocupação da Daimler quanto à questão da inflamabilidade do R1234yf (como descrito em 4.1), pois trata-se de uma diferença considerável, na ordem dos 90,12%. Em suma, quanto maior o valor de temperatura de auto-ignição, menos inflamável é o fluido, pois este não se inflama tão facilmente (a uma temperatura tão baixa). Logo, conclui-se que o R134a é cerca de 90% menos inflamável que o R1234yf, se atendermos apenas à análise das suas temperaturas de auto-ignição apresentadas nas tabelas 4.1 e 4.2.

A classe de segurança dos fluidos é uma característica que difere entre o R134a e o R1234yf. Atendendo ao descrito no parágrafo anterior, seria de esperar que a classe de segurança para estes gases fosse diferente visto que a classificação de segurança de um fluido está diretamente ligada às suas propriedades de inflamabilidade e de toxicidade. Assim, visto o R1234yf se apresentar com uma maior propensão à auto-ignição (consequentemente maior inflamabilidade), a classe de segurança do mesmo é a A2L enquanto o R134a se apresenta com a classe A1. Nestas nomenclaturas, a letra “A” representa os gases sem características de toxicidade, sendo que estes dois gases não são tóxicos, esta letra é atribuída a ambos. Quanto ao algarismo que se segue na nomenclatura da classe de segurança, este refere-se à questão da inflamabilidade, sendo que o número 1 representa um gás não inflamável,

enquanto o número 2 se refere a gases ligeiramente inflamáveis, como é o caso do R1234yf pelo que foi descrito anteriormente.

Um dado que se faz notar aquando da análise das tabelas 4.1 e 4.2 é o tempo em que este permanece na atmosfera. O gás R134a tem um tempo de vida na atmosfera de uns extraordinários 14 anos, enquanto o R1234yf tem uma vida útil de cerca de 11 dias na atmosfera. Note-se, portanto, uma diferença absolutamente abismal no que toca à vida do gás na atmosfera. O valor indicado para o GWP de ambos os fluidos em análise representa, mais uma vez, discrepâncias abismais: o R1234yf apresenta GWP=4, por outro lado, o R134a apresenta GWP=1430, à semelhança do já referido previamente no presente estudo. Estas duas condições abordadas (tempo de vida na atmosfera e GWP) representam assim duas condicionantes extremamente relevantes e com um enorme peso na questão das alterações climáticas e preocupação com o meio ambiente. É que, se por um lado, o potencial de aquecimento global (GWP) toma um valor elevadíssimo, por outro lado e como se isto não fosse suficientemente preocupante, este fluido tem ainda um tempo de vida na atmosfera muito longo.

Pode-se confirmar estas duas razões como a justificação para a proibição do fluido R134a e sua respetiva substituição, com vista à proteção ambiental, pois, são notórias as discrepâncias entre os impactos climáticos de ambos os gases.

Em termos ambientais, o R1234yf apresenta claras mais valias, como já foi constatado. Porém, o mesmo não se pode afirmar em termos financeiros, pois este gás é substancialmente mais caro que o R134a, Noetzold (2016).

No que respeita ao desempenho destes dois fluidos, a análise das características apresentada nas tabelas não é suficiente, é necessário recorrer a uma análise experimental destes fluidos. Os autores Sieres *et al.* (2018), da Universidade de Vigo, realizaram uma análise experimental entre estes dois fluidos de modo a quantificar os ganhos (ou perdas) da substituição de R134a por R1234yf num sistema MAC. Para o estudo foi utilizado um sistema de baixa potência, sem recurso a IHX, apenas com os componentes básicos num ciclo de compressão de vapor, tais como: compressor, condensador, evaporador e válvula de expansão termostática. No estudo, foi ainda utilizado um variador de frequência para variar a velocidade do compressor, pois foram realizados ensaios com o compressor a atuar nas frequências de 40 Hz e posteriormente 60 Hz, Sieres *et al.* (2018).

No estudo apresentado, os autores concluem que o R134a apresenta melhores resultados de capacidade de arrefecimento do que o R1234yf, como apresentado na figura 4.2. Na figura 4.2, o gráfico assinalado com a) é referente aos ensaios cuja frequência do compressor é 40 Hz, enquanto no gráfico b) os dados foram obtidos com o compressor a 60 Hz.

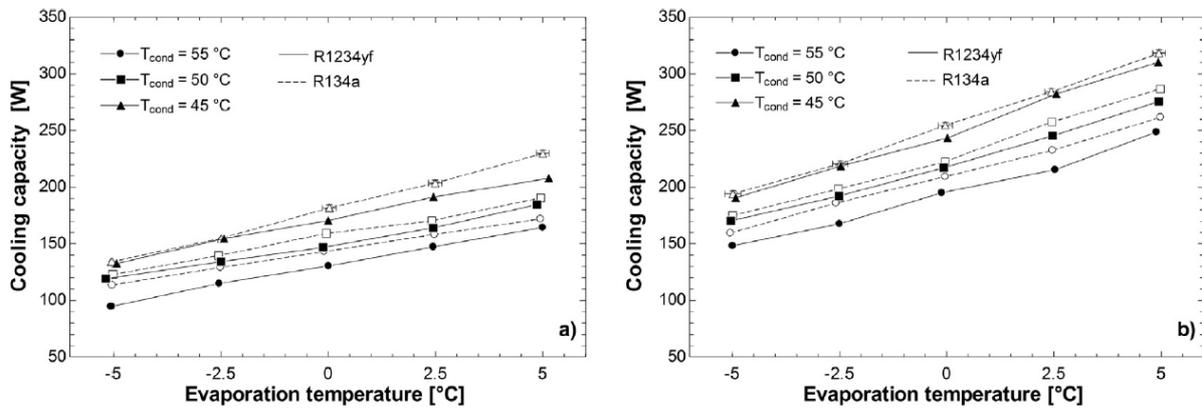


Figura 4.2 - Capacidade de arrefecimento em função da temperatura de evaporação para R134a e R1234yf, Sieres *et al.* (2018).

Os gráficos da figura 4.2. mostram também uma tendência crescente no eixo da capacidade de arrefecimento à medida que cresce também a temperatura de evaporação. Os gráficos representam ainda uma maior capacidade de arrefecimento quanto menor for a temperatura de condensação (no caso, uma temperatura de condensação igual a 45 °C apresenta os melhores valores de capacidade de arrefecimento). Assim, de um ponto de vista teórico, para menores temperaturas de condensação, isto é, a maiores valores de capacidade calorífica, deverá corresponder um maior valor de EER (Índice de Eficiência Energética, ou *Energy Efficiency Ratio* na literatura inglesa). De facto, os ensaios experimentais dos autores Sieres *et al.* (2018) vêm comprovar isso mesmo, como apresentado na figura 4.3.

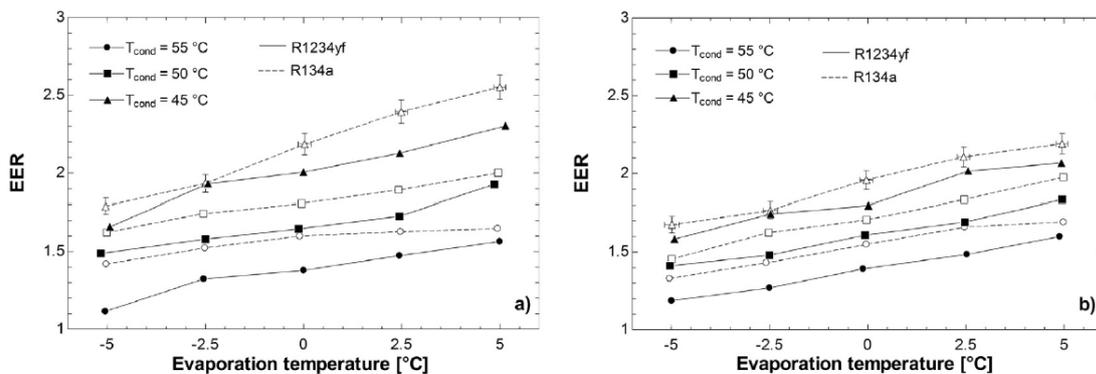


Figura 4.3 - EER em função da temperatura de evaporação para R134a e R1234yf, Sieres *et al.* (2018).

Com base nos gráficos apresentados na figura 4.3, Sieres *et al.* (2018) concluem que o R1234yf apresenta um EER cerca de 8% (em média) inferior ao R134a. No entanto, uma das conclusões do estudo referenciado é que o R1234yf constitui uma boa alternativa ao R134a pois, apesar dos menores valores de EER e da menor capacidade calorífica do primeiro gás, em condições iguais (mesma frequência do compressor e mesmas temperaturas de condensação e evaporação), a temperatura na entrada do condensador é menor para o R1234yf do que para o R134a, como mostra a figura 4.4, Sieres *et al.* (2018).

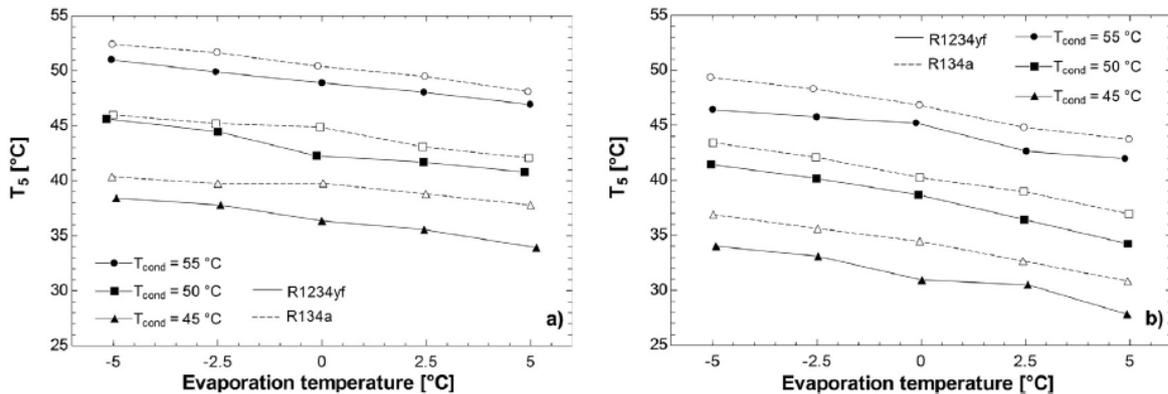


Figura 4.4 - Temperatura na entrada do condensador, em função da temperatura de evaporação e condensação, Sieres *et al.* (2018).

Existe um variado leque de estudos publicados a referir e comprovar mais uma vez as conclusões que os investigadores do estudo anterior obtiveram e também à procura de uma solução para que a diferença de capacidades entre o R134a e o R1234yf não seja tão acentuada. Por exemplo, os investigadores Meng *et al.* (2017), estudaram a hipótese de utilizar uma mistura de R1234yf + R134a em substituição do uso de apenas R134a. A mistura de fluidos frigoríficos deste estudo consistia em cerca de 89% de R1234yf e cerca de 11% de R134a. De acordo com os autores Meng *et al.* (2017), esta mistura, com as respetivas percentagens de cada fluido, permite manter um GWP = 144, ou seja, abaixo dos 150 estabelecidos pela Diretiva MAC 2006/40.

Na abordagem experimental do trabalho dos autores Meng *et al.* (2017), para além dos demais componentes básicos, foi utilizado um IHX e permutadores do tipo micro-canais, algo que difere dos ensaios dos autores Sieres *et al.* (2018).

Embora algumas diferenças nos componentes utilizados, as conclusões apresentadas por Sieres *et al.* (2018) e por Meng *et al.* (2017), são bastantes similares. Meng *et al.* (2017), concluíram que a mistura R1234yf + R134a apresenta um COP inferior ao do R134a em cerca de 4-16% (figura 4.5), Meng *et al.* (2017).

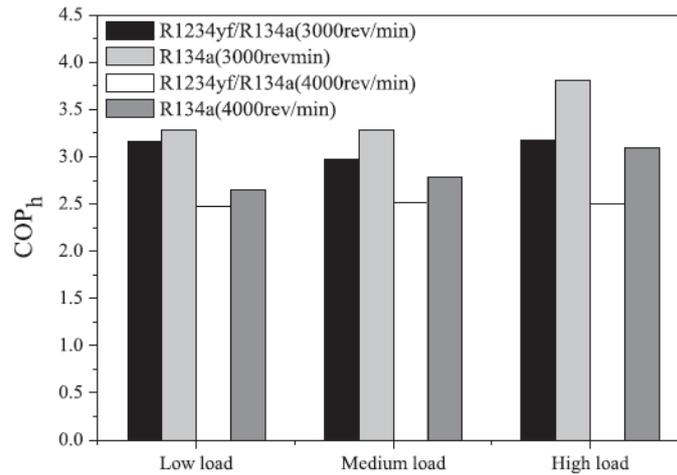


Figura 4.5 - COP para mistura R1234yf + R134a em comparação com COP de R134a, Meng *et al.* (2017).

No modo de aquecimento, a mistura R1234yf + R134a apresenta uma menor capacidade calorífica em cerca de 3% quando comparado com o fluido R134a, figura 4.6. Já no modo de arrefecimento, a capacidade de arrefecimento da mistura é semelhante à do R134a, figura 4.7., Meng *et al.* (2017).

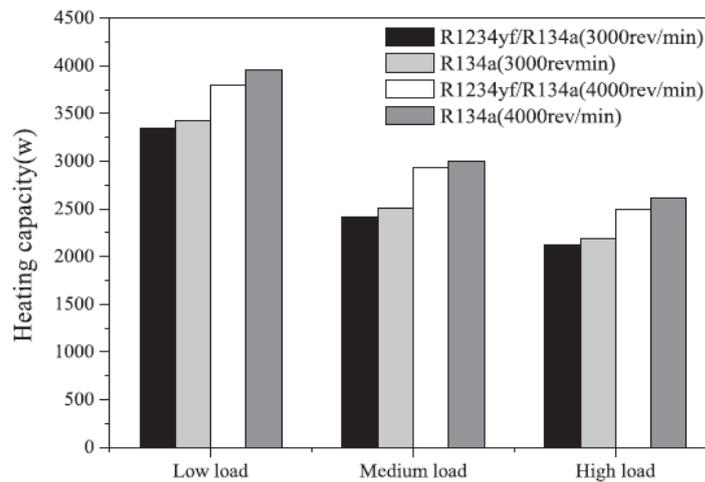


Figura 4.6 - Capacidade de aquecimento de R1234yf + R134a e de R134a, Meng *et al.* (2017).

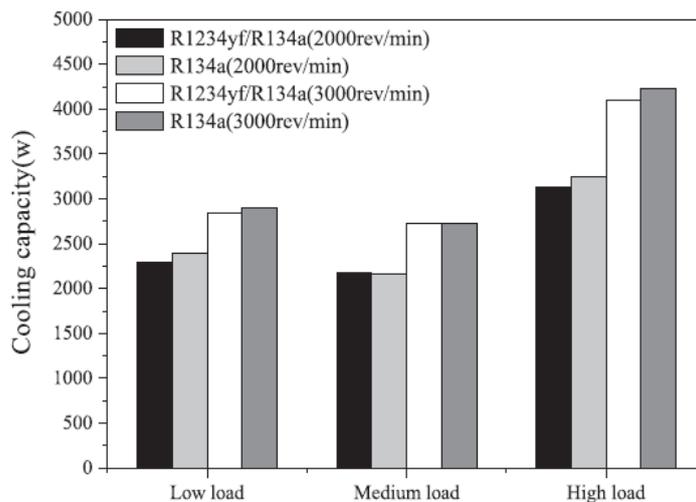


Figura 4.7 - Capacidade de arrefecimento de R1234yf + R134a e de R134a, Meng *et al.* (2017).

Apesar dos resultados menos bons para a capacidade de arrefecimento e de aquecimento para a mistura de fluidos, esta mistura de R1234yf + R134a apresenta melhores resultados de eficiência volumétrica, em média cerca de 5% superior ao R134a, Meng *et al.* (2017). Assim, de modo geral, Meng *et al.* (2017) concluem que a eficiência global da mistura é semelhante à eficiência do R134a pelo que, a utilização de 89% R1234yf + 11% R134a poderá ser uma mais-valia e uma boa alternativa ao uso do R134a simples.

4.3.2. Comparação entre R134a e R744 (CO₂)

Como se pode constatar pela análise das tabelas 4.1 e 4.3, muitas propriedades divergem muito os seus valores. Por exemplo, o fluido R744 (CO₂) apresenta uma menor temperatura de ebulição que o R134a (uma diferença de cerca de -52,6 °C, correspondendo a uma diferença percentual de cerca de 200%, em valor absoluto). Já para a temperatura de fusão, o R744 (CO₂) funde a uma temperatura mais alta (-56,6 °C contra os -96,6 °C do R134a, o que corresponde a uma diferença percentual de 70,7%, em valor absoluto).

Sendo estes dois gases da mesma classe de segurança – A1 – há, no entanto, ligeiras diferenças na questão da inflamabilidade e na temperatura de auto-ignição. O R134a tem uma temperatura de auto-ignição de 770 °C e o R744 (CO₂) não apresenta temperatura de auto-ignição, não sendo, portanto, inflamável de todo.

Tendo em consideração os dois referidos gases, rapidamente se destacam algumas vantagens para o R744 (CO₂). Três destas são o valor do índice GWP, a não autoignição do CO₂ e o

custo deste. Estas três propriedades são, aliás, uma vantagem do R744 (CO₂) face a qualquer um dos restantes gases apresentados.

Os autores Wang *et al.* (2018) realizaram uma análise experimental entre um sistema de ar condicionado utilizando o fluido R744 (CO₂) comparando os resultados obtidos para a potência calorífica de arrefecimento deste estudo com os obtidos num estudo com R134a. O sistema utilizado pelos autores a funcionar com o fluido R744 (CO₂) era constituído por um compressor elétrico rotativo, IHX e válvula de expansão eletrónica enquanto o sistema com R134a baseava-se num sistema convencional, com a tradicional válvula de expansão termostática, compressor do tipo *scroll*, sem IHX. A principal semelhança entre os componentes utilizados nesta simulação era o facto de ambos os sistemas testados serem compostos por permutadores de calor de microcanais.

De acordo com as previsões teóricas, o COP para ambos os sistemas tem tendência a diminuir com o aumento da temperatura exterior. O mesmo acontece para a potência calorífica de arrefecimento. Os resultados dos estudos experimentais realizados pelos investigadores Wang *et al.* (2018) comprovam as análises teóricas pois, uma das conclusões apresentadas por estes investigadores foi o facto do COP e da potência calorífica em arrefecimento diminuírem quando a temperatura exterior subiu de 27 °C para 45 °C, como apresentado na figura 4.9., Wang *et al.* (2018).

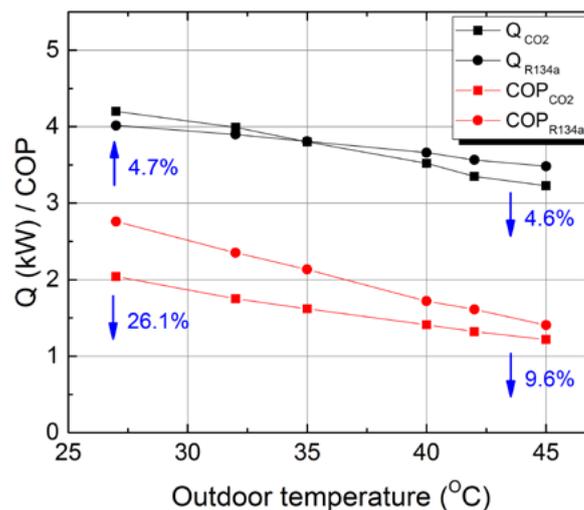


Figura 4.8 - Potência calorífica e COP quando a temperatura exterior sobe de 27 °C para 45 °C, Wang *et al.* (2018).

Com base na figura 4.8., o sistema com R744 (CO₂) apresenta uma potência calorífica no arrefecimento de cerca de 4,1 kW com uma temperatura de exterior de 27 °C, sendo que quando esta mesma temperatura sobe para os 45 °C, a potência calorífica para o mesmo gás

baixa para cerca de 3,2 kW, aproximadamente. Já o sistema MAC com R134a, apresenta um menor valor de potência calorífica que o R744 (CO₂) aos 27 °C mas aos 45 °C de temperatura exterior, a sua potência calorífica em arrefecimento é superior à registada no caso do R744 (CO₂) (o R134a registou uma descida de 4 kW para 3,5 kW, aproximadamente). Neste processo, há um valor de temperatura exterior para o qual ambos os sistemas apresentam a mesma potência calorífica, cerca de 3,8 kW aos 35 °C de temperatura exterior, Wang *et al.* (2018).

Considerando a mesma figura 4.8, no caso dos valores registados para o COP, o R134a apresenta uma diferença substancial aos 27 °C, com um COP a rondar os 2,8, enquanto o R744 (CO₂) apresenta um COP \approx 2,1. Quando a temperatura exterior sobe, os valores do COP destes dois sistemas tendem a aproximar-se, sendo que o COP do R134a regista uma descida mais acentuada, passando dos aproximados 2,8 para cerca de 1,4. Também o valor do COP de R744 (CO₂) baixou, mas com uma descida menos acentuada (de 2,1 para 1,3, sensivelmente).

Assim, em suma, com base no gráfico obtido por Wang *et al.* (2018) representado na figura 4.8., o R744 (CO₂) apresentou uma redução percentual de cerca de 21% de potência calorífica de arrefecimento e uma redução de cerca de 38% no COP, com a subida da temperatura. Quanto ao R134a, apresentou uma redução percentual de 13% para a potência calorífica em arrefecimento e de 49% para o valor do COP, Wang *et al.* (2018).

À temperatura de 27 °C, o R744 (CO₂) apresenta uma potência de arrefecimento superior ao R134a em cerca de 4,7% e menor em cerca de 4,6% à temperatura de 45 °C. Por esta razão, Wang *et al.* (2018) afirmam que, independentemente da temperatura exterior, um sistema MAC com R744 (CO₂) é capaz de assegurar potências de arrefecimento semelhantes às apresentadas por sistemas MAC a trabalhar com R134a. O mesmo não é possível afirmar em relação ao COP destes dois sistemas, visto que em temperaturas exteriores mais baixas o R134a apresenta um COP bastante superior.

A figura 4.9. pode justificar as diferenças de valores de potência calorífica e COP vistos anteriormente. Nesta figura, é representado a eficiência global dos compressores e a razão de pressão do mesmo, em função da temperatura exterior. No que toca ao rendimento global do compressor do sistema MAC com R744 (CO₂), este valor não apresenta grandes oscilações em função da temperatura exterior (ao contrário do que acontece com o compressor do sistema com R134a) e, sendo que o rendimento global do compressor afeta

diretamente o COP, o facto do compressor do R744 (CO₂) aos 45 °C apresentar um rendimento 47,4% superior ao apresentado pelo R134a para a mesma temperatura justifica a variação do COP apresentado na figura 4.8, Wang *et al.* (2018).

A figura 4.9 mostra também que o compressor do sistema MAC com R744 (CO₂) apresenta rendimentos a rondar os 70% para qualquer temperatura exterior enquanto o compressor do sistema R134a apresenta rendimentos significativamente inferiores, o que está diretamente relacionado com a baixa variação de razão de pressão do R744 (CO₂) para a variação de temperatura exterior e a considerável subida de razão de pressão no caso do R134a aos 45 °C de temperatura exterior.

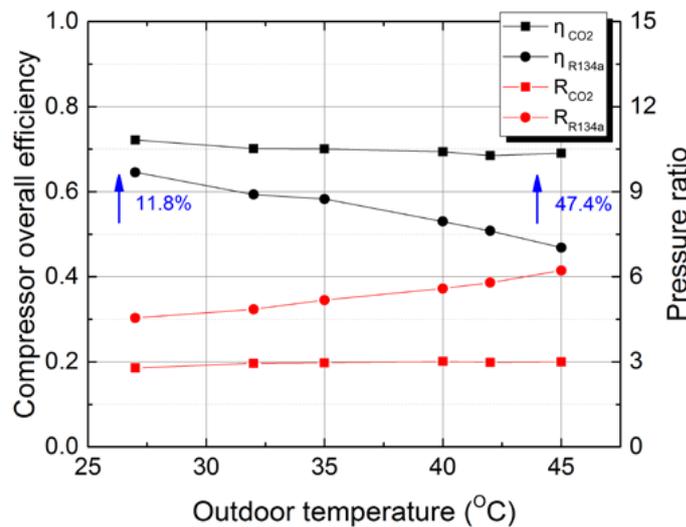


Figura 4.9 - Rendimento global do compressor e razão de pressão, em função da temperatura exterior, Wang *et al.* (2018).

Em suma, Wang *et al.* (2018) concluem que o R744 (CO₂) apresenta uma boa solução como alternativa ao R134a e referem também que o COP do sistema MAC com R744 (CO₂) pode ser superior com o aumento do rendimento global do compressor ou com a diminuição da temperatura do gás na entrada do condensador.

4.3.3. Comparação entre R1234yf e R744 (CO₂)

O R744 (CO₂) surge como uma alternativa ao R134a e ao R1234yf, sendo mais amigo do ambiente do que qualquer um destes dois gases. Apresenta-se também como não inflamável nem tóxico, visto que se trata apenas de CO₂ também encontrado na atmosfera, pelo que foi estas as razões dos estudos relativos a este gás por parte da Daimler AG, como referido anteriormente.

Analisando as tabelas 4.2 e 4.3, existe uma grande diferença na temperatura de ebulição dos dois fluidos em causa: o R1234yf apresenta uma temperatura de ebulição de $-29,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ enquanto o R744 (CO_2) apresenta $-78,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, representando uma diferença percentual de cerca de 167%.

Os investigadores Onan *et al.* (2021) realizaram um estudo experimental comparativo entre o R134a, R1234yf e o R744 (CO_2). As análises comparativas entre o R134a e o R1234yf foram descritas anteriormente, pelo que agora se analisa apenas o R1234yf e R744 (CO_2).

Onan *et al.* (2021), realizaram os ensaios para temperaturas de evaporação entre os 5 e os $7,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e entre $35\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ para as temperaturas no condensador (ou *gas cooler*). A figura 4.10 representa os resultados experimentais obtidos pelos autores Onan *et al.* (2021) para o COP. Com base no gráfico da figura 4.10, atendendo apenas às linhas correspondentes aos gases R1234yf e R744 (CO_2), este último é o que apresenta menores valores de COP para a temperatura de evaporação de $5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Também para a temperatura de evaporação de $7,5\text{ }^{\circ}\text{C}$, o COP do R744 (CO_2) é mais uma vez inferior ao COP do R134a e também do R1234yf.

De modo geral, o COP tem tendência a diminuir com o aumento da temperatura no condensador (ou *gas cooler*), isto porque, obriga a um maior trabalho por parte do compressor, sendo o COP inversamente proporcional a este, como apresentado na equação 2.2.

Por outro lado, aumentar a temperatura de evaporação, aumenta também o COP, pois neste caso o esforço do compressor é menor, consequentemente também é menor a potência consumida pelo mesmo, Onan *et al.* (2021). O fenómeno do consumo do compressor em função das temperaturas de evaporação e condensação, é apresentado na figura 4.11, da autoria de Onan *et al.* (2021).

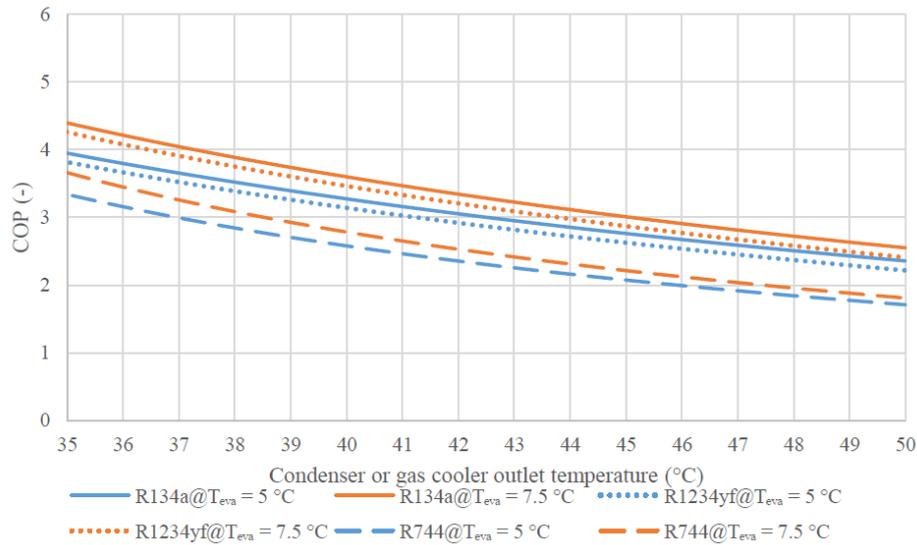


Figura 4.10 – Análise do COP para R134a, R1234yf e R744 (CO₂), Onan *et al.* (2021).

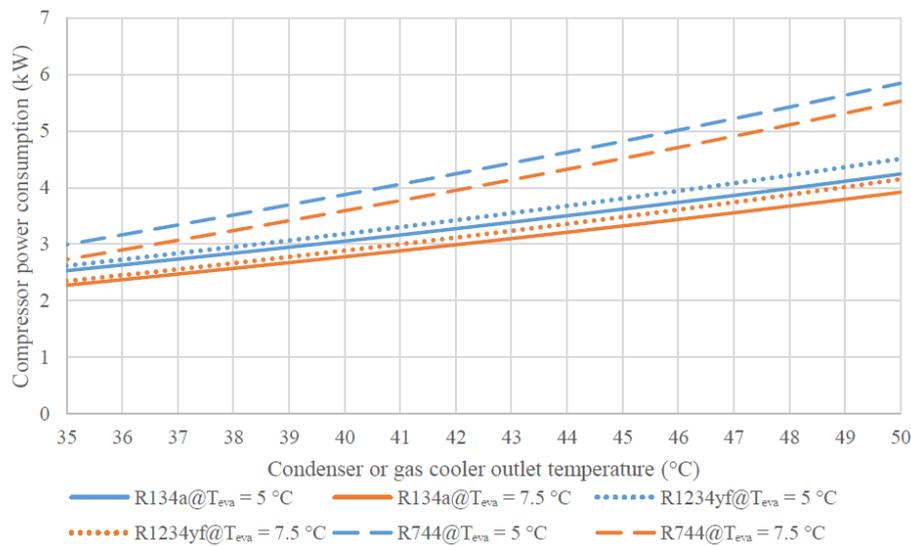


Figura 4.11 – Potência consumida pelo compressor, Onan *et al.* (2021).

Com base no gráfico da figura 4.11, os autores Onan *et al.* (2021) mostram também que dos três fluidos frigorigêneos analisados, é o R744 (CO₂) que provoca um maior consumo de potência por parte do compressor, devido características únicas próprias deste fluido, como apresentado anteriormente na tabela 4.3.

Em suma, Onan *et al.* (2021) concluem que, de modo geral, o R744 (CO₂) apresenta resultados piores que o R1234yf, nomeadamente um menor COP em todos os pontos analisados, juntando a isto o facto de ser também o fluido que provoca um maior consumo de potência ao compressor. Por outro lado, o R1234yf apresenta-se como um fluido mais próximo ao R134a, com valores de COP próximos deste, permitindo também uma maior

facilidade de substituição a este último, com ligeiras modificações a nível de componentes no sistema de ar condicionado.

Esta análise de resultados vem corroborar a ideia de que o R744 (CO₂), apesar das suas excelentes propriedades especialmente no que toca ao GWP, apresenta valores de eficiência e rendimentos inferiores aos outros dois referidos gases. No entanto, à semelhança do já enunciado na secção 4.3.2, o R744 (CO₂) pode tornar-se numa boa alternativa caso seja possível garantir algumas condições, sendo uma delas, por exemplo, um elevado rendimento do compressor.

4.4. Novos desenvolvimentos

Com a obrigatoriedade de utilização de um fluido frigorigéneo menos perigoso para o ambiente, surgiu também a necessidade de estudar os componentes necessários a utilizar no sistema de ar condicionado com um determinado fluido não utilizado até então. Apesar de algumas similaridades entre os diferentes fluidos considerados, os componentes do sistema de ar condicionado não deverão ter exatamente as mesmas características e propriedades, alguns por uma questão de incompatibilidade com o fluido frigorigéneo, outros por questões de eficiência e rendimento, de modo a rentabilizar ao máximo o sistema, ou até mesmo por questões de segurança para os ocupantes do veículo.

Como referenciado previamente no presente artigo, entre o R1234yf e o R744 (CO₂), é o primeiro que apresenta mais semelhanças nas propriedades termodinâmicas com o R134a. No entanto, os seus sistemas sofrem algumas ligeiras modificações. O mesmo acontece para o caso do R744 (CO₂).

4.4.1. Implementação do IHX

Uma notável diferença entre os sistemas de R1234yf e os já conhecidos sistemas de R134a é a existência de IHX. Este componente foi também abordado na secção 3.2.6 com algum detalhe, no entanto merece ser referenciado nesta secção por se tratar de um componente introduzido no sistema com a utilização dos novos fluidos frigorigéneos.

Os tradicionais sistemas de ar condicionado a equipar grande parte dos automóveis ao longo das últimas duas décadas não dispunham de IHX, visto que o fluido de trabalho era o R134a. Com a introdução do R1234yf nos sistemas de ar condicionado automóvel, surgiu a

necessidade de adaptação a este fluido e melhoria do respetivo sistema (o R1234yf apresenta eficiências e rendimentos menores ao R134a, como retratado no capítulo 4.3.1.), pelo que a adaptação do IHX nestes sistemas se tornou um ponto crucial na tentativa de aproximar o R1234yf ao R134a, aos níveis do que é a eficiência, rendimentos e consumo do compressor, COP, potências caloríficas disponibilizadas entre tantos outros fatores possíveis de analisar num sistema de ar condicionado. A figura 4.12. representa esquematicamente um sistema MAC com o fluido frigorífico R1234yf.

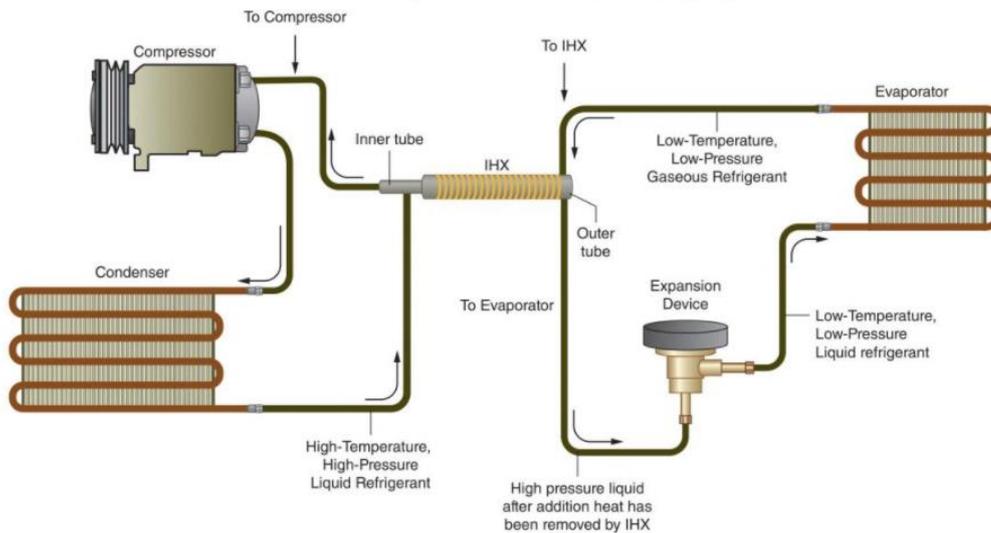


Figura 4.12 – Sistema MAC de R1234yf, com IHX, Schnubel (2021).

No entanto, tendo em consideração as particularidades inflamáveis do R1234yf, devem ser tomados cuidados adicionais com a composição do sistema, obedecendo, por exemplo, a normas, como SAE, ASHRAE, ISO, entre outras.

Uma norma em vigor desde 2011 e revista já por duas ocasiões (sendo a mais recente de 2019), é a norma SAE J2842. Esta é dedicada a assegurar que os evaporadores do sistema de ar condicionado de veículos com R1234yf ou R744 (CO₂) cumpram determinados requisitos e parâmetros, nomeadamente no seu processo construtivo, de forma a garantir uma boa estanquidade, ao longo do seu ciclo de vida. Esta norma refere também que, em caso de necessidade de substituição do evaporador destes sistemas, este nunca deve ser reparado nem substituído por um evaporador usado, mas sim substituído por um evaporador novo, sendo este construído de acordo com os parâmetros da norma referida e com aprovação nos respetivos testes, Schnubel (2021), SAE J2842 (2019).

4.4.2. Sistema de inertização

Tal como descrito na secção 4.1., uma das maiores desvantagens do fluido frigorífico R1234yf é o facto de este possuir características inflamáveis, comparativamente com outros fluidos frigoríficos. Algumas marcas optam pela introdução de sistemas e medidas de modo a aumentar a segurança deste gás, especialmente em situações de colisão.

Deste modo, a Mercedes-Benz, que sempre se mostrou desfavorável à utilização do R1234yf precisamente devido à classe de segurança deste (conforme descrito na secção 4.1.), tal desenvolveu e introduziu nos seus veículos de ignição por faísca um sistema de inertização, como apresentado na figura 4.13., Mercedes-Benz (2017). Com este sistema, a Mercedes procurava neutralizar os riscos de ocorrência de uma auto-ignição acidental que pudesse resultar, por exemplo, da rotura de uma tubagem com R1234yf após uma colisão do veículo e consequente contacto entre o fluido frigorífico em questão e as zonas quentes próximas ao motor.

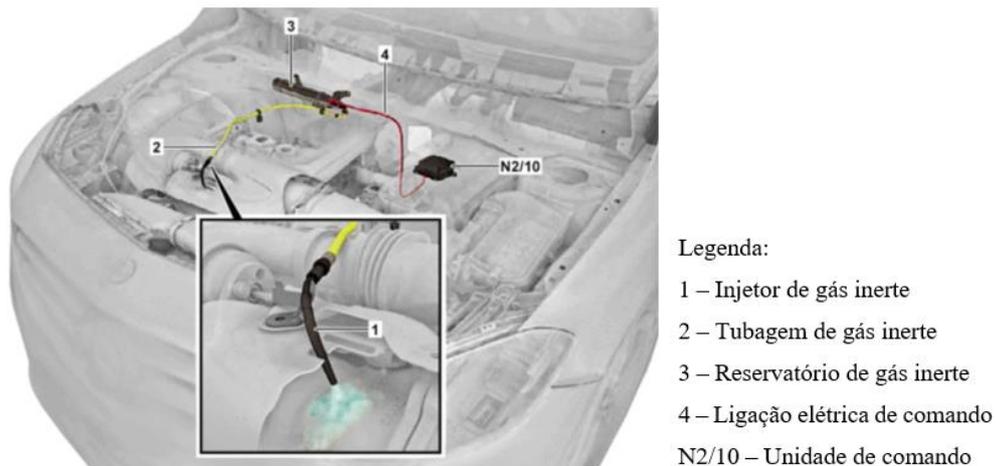


Figura 4.13 - Sistema de inertização Mercedes-Benz, Mercedes-Benz (2017).

A figura 4.13 ilustra os componentes do sistema de inertização utilizado pela Mercedes-Benz. O elemento representado por 1 é o responsável pela injeção do gás inerte para as zonas quentes do motor, numa tentativa de arrefecimento destas mesmas zonas, como por exemplo, o coletor de escape. O ponto 2 da figura faz referência à tubagem de ligação entre o injetor e o reservatório de armazenamento do gás inerte (3), sendo o argon o gás inerte utilizado pela Mercedes no caso em estudo, Mercedes-Benz (2017).

Este sistema, considerado de segurança passiva, atua simultaneamente com os restantes elementos de segurança acionados no momento de uma colisão, tais como, os *airbags* e os

tensores dos cintos de segurança. Assim, o sistema de inertização é acionado pela unidade de comando (representada por N2/10 na figura 4.13), que dá o sinal para abertura pirotécnica do reservatório de armazenamento (ponto 3 da figura 4.13) para ação imediata sobre as zonas quentes a arrefecer.

Desta forma, a Mercedes-Benz inovou com a introdução deste sistema nos seus veículos, contribuindo assim para o aumento de segurança dos veículos com R1234yf.

4.4.3. Ejetor e duplo evaporador

A Toyota no modelo Prius, em 2010, apresentou novos desenvolvimentos no sistema de ar condicionado com recurso a dois evaporadores, como apresentado na figura 4.14. O método de funcionamento é semelhante, com o compressor, condensador, dispositivo de expansão (no caso, tubo capilar), mas tem a particularidade de ter um ejedor, um dispositivo construído de modo a proporcionar ao fluido o efeito Venturi.

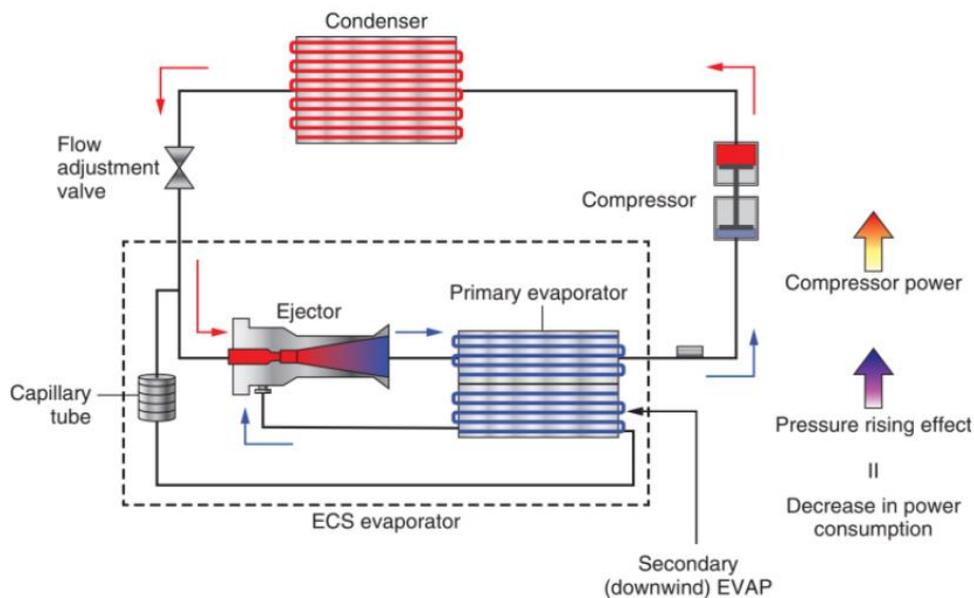


Figura 4.14 - Sistema introduzido pela Toyota no Toyota Prius, em 2010, Schnubel (2021).

O fluido proveniente do condensador encontra uma ramificação, onde um tubo leva uma parte do fluido para o tubo capilar (processo denominado por “*suction flow*”) e o outro leva uma maior quantidade de fluido para o corpo do injetor (“*drive flow*”). O fluido da linha de *suction flow* passa pelo tubo capilar, reduzindo assim a sua pressão e é posteriormente encaminhado para um evaporador secundário onde vaporiza, reduzindo a temperatura do ar que atravessa este mesmo evaporador. Após o evaporador, o fluido do *suction flow* mistura-se com o fluido do *drive flow* no injetor, antes do difusor. É no difusor onde, devido ao

aumento do diâmetro da secção de passagem da mistura gasosa de fluido, acontece uma diminuição da velocidade de escoamento deste, bem como um aumento de pressão, Schnubel (2021).

Em suma, o uso do injetor neste sistema tem como grande objetivo aumentar a pressão do fluido frigorigéneo à entrada do compressor para que, deste modo, seja possível reduzir o trabalho realizado pelo compressor na pressurização do gás, ou seja, o compressor não necessita de utilizar tanta energia para que o sistema obtenha a mesma potência térmica de arrefecimento, Schnubel (2021).

4.4.4. Bomba de calor nos veículos

À semelhança dos desenvolvimentos realizados nos equipamentos de ar condicionado de gama doméstica (capacidade de disponibilizar calor e frio), estes equipamentos tornam-se assim uma bomba de calor, devido às suas possibilidades de arrefecimento e de aquecimento. A indústria automóvel não ficou para trás e procurou introduzir nos seus veículos um sistema de climatização com estas duas vertentes de funcionamento, não só de um ponto de vista de conforto como também da própria segurança dos passageiros.

O aparecimento das bombas de calor nos veículos foi impulsionado devido à crescente utilização dos veículos elétricos, visto que um veículo totalmente elétrico não tem a capacidade de aquecimento do habitáculo devido à ausência de calor proveniente do fluido frigorigéneo do motor de combustão interna.

Assim, surgiram vários estudos para o aquecimento do habitáculo em veículos elétricos. Uma das tecnologias inicialmente apresentadas consistia num sistema de ar condicionado termoelétrico, isto é, onde o aquecimento e arrefecimento era realizado por módulos termoelétricos. Apresentava como vantagens o facto de ter um ciclo de vida extenso, devido à ausência de partes móveis, o que provocava também menos ruído no funcionamento do sistema e um controlo preciso de temperatura. No entanto, esta tecnologia não se mostrou viável devido à sua baixa eficiência pelo que foi descontinuada, sendo atualmente utilizada nos sistemas de aquecimento e arrefecimento dos bancos dos automóveis, Peng *et al.* (2016).

A alternativa para contornar as desvantagens do aquecimento por módulos termoelétricos consistiu na modificação de alguns componentes pertencentes a um sistema de refrigeração por compressão de vapor. Nomeadamente, a utilização de um compressor elétrico em

detrimento do compressão com acionamento mecânico utilizados nos veículos com MCI, um termistor PTC (“*Positive Temperature Coefficient*”, na literatura inglesa), válvulas de 4 vias e permutadores de calor, sendo assim proposto um sistema de ar condicionado elétrico a 42 V, o que permitia aumentar o rendimento de todos os componentes para valores entre 50 e 80%, Qi (2014).

Na figura 4.15., é apresentado um esquema de um sistema de ar condicionado com o fluido R134a, utilizando uma válvula de 4 vias, duas válvulas de expansão e compressor elétrico, sendo este sistema capaz de realizar aquecimento, arrefecimento, desembaciamento e desumidificação, Suzuki e Ishaii (1996).

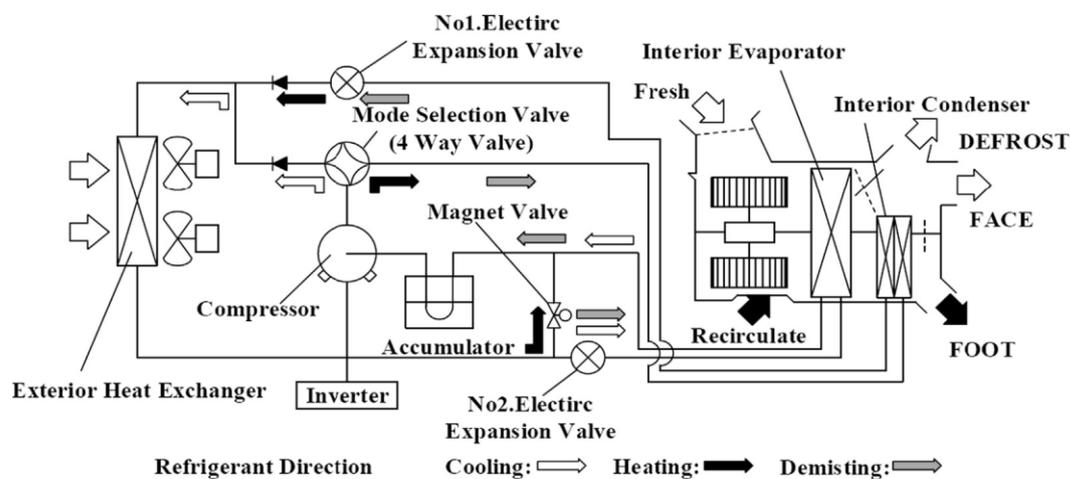


Figura 4.15 – Sistema de ar condicionado para MAC's, Suzuki e Ishaii (1996).

Os mesmos autores, Suzuki e Ishaii (1996), apresentam também alguns resultados experimentais, neste que foi o primeiro ensaio de uma bomba de calor com R134a para MAC's. Para a realização deste ensaio, os autores recorreram a um compressor do tipo *scroll* com uma potência máxima de 2,5 kW e, quanto aos restantes componentes do sistema, estes tinham as características apresentadas na tabela 4.4. Considerando temperaturas ambiente exteriores de 40 °C e de -10 °C, os autores obtiveram potências caloríficas para arrefecimento de 2,9 kW e de 2,3 kW para aquecimento, respetivamente. Quanto à potência requerida, tanto no modo de aquecimento como no modo de arrefecimento foi de 1 kW, o que se traduz num COP igual a 2,9 para o modo de arrefecimento e um COP igual a 2,3 para o modo de aquecimento, Suzuki e Ishaii (1996).

Tabela 4.4 - Características dos componentes nos ensaios de Suzuki e Ishaii (1996).

Componentes		Especificações
Compressor	Tipo	<i>Scroll</i>
	Capacidade	25 cm ³
	Potência máxima	2,5 kW
	Velocidade máxima	9000 rpm
Condensador	Dimensões	220x188x16x2
Evaporador	Dimensões	250x250x90
Fluido Frigorífico	Tipo	HFC134a

Após o artigo publicado por Suzuki e Ishaii (1996), e também com a crescente tendência de eletrificação dos automóveis, foram surgindo os mais diversos estudos e de modo a potenciar e melhorar os sistemas de ar condicionado para veículos automóveis e os sistemas de bomba de calor para os mesmos. Embora haja características comuns aos vários estudos apresentados, nomeadamente o recurso a válvulas de 4 vias para mudar a direção do fluido frigorífico no circuito de ar condicionado, há também modificações que foram sendo implementadas de modo a otimizar estes sistemas.

Os investigadores Meyer *et al.* (2004) introduziram um novo permutador de calor nos sistemas de ar condicionado automóvel, pois procuravam melhorar a capacidade de arrefecimento e aquecimento do sistema e simultaneamente minimizar a relação entre a eficiência do sistema e a temperatura ambiente. Deste modo, foi desenvolvido o LTR (*“Liquid-to-Refrigerant”*), por onde passa num canal o líquido de arrefecimento do motor e noutra canal deste permutador o fluido frigorífico do circuito de ar condicionado, pelo que o objetivo do LTR se baseia na transferência do calor do líquido de arrefecimento do motor para o fluido frigorífico, Meyer *et al.* (2004).

Logicamente, independentemente da temperatura que o utilizador selecionou para o MAC, e independentemente da temperatura ambiente, o líquido de arrefecimento do motor irá estar sempre quente visto a sua função ser precisamente o arrefecimento do motor. Deste modo, é solicitado o funcionamento do LTR apenas quando o sistema de ar condicionado entra em modo de aquecimento (modo bomba de calor), e é então que ocorre a passagem de líquido de arrefecimento do motor pelo LTR e conseqüente troca de calor para o fluido frigorífico. Esta transferência de calor poderia motivar temperaturas de saída do compressor indesejadas, com elevadas temperaturas, no entanto, o LTR tem a capacidade de limitar o

caudal de líquido de arrefecimento que o atravessa e restringir assim o campo de temperaturas máximas após a compressão, Meyer *et al.* (2004).

As figuras 4.16 e 4.17 mostram a implementação do LTR no sistema, e o esquema da bomba de calor no modos de arrefecimento e de aquecimento, respetivamente. As setas nas figuras anteriormente mencionadas indicam o sentido do fluido e do líquido de arrefecimento. No caso do modo de arrefecimento (fig. 4.16), não existe qualquer passagem do líquido de arrefecimento do motor pelo LTR, portanto não há qualquer troca de calor neste componente, funcionando o sistema como um simples sistema de MAC, sendo que o componente denominado na figura por “*Hi Pressure Interior HEX*” substitui o evaporador, em modo de arrefecimento, Meyer *et al.* (2004).

Em modo de aquecimento (fig. 4.17), o sistema comporta-se de maneira diferente com a mudança de posição de acionamento da válvula de 4 vias. Em modo de arrefecimento, o *Hi Pressure Interior HEX* substituí o evaporador, mas em aquecimento este componente substitui o condensador. Conforme referido anteriormente, neste modo há também a passagem do líquido de arrefecimento do motor e do fluido frigorífico pelo LTR, ocorrendo troca de calor da fonte quente para a fonte fria (líquido de arrefecimento do motor para o fluido de refrigeração do sistema) e sendo, neste caso, o LTR a substituir o evaporador, Meyer *et al.* (2004).

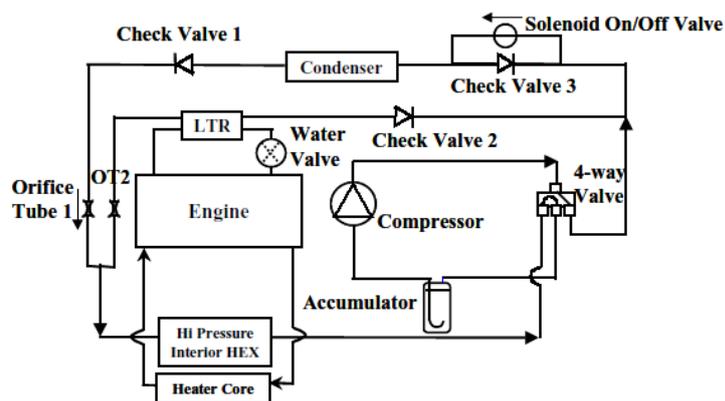


Figura 4.16 – Bomba de calor no modo de arrefecimento, Meyer *et al.* (2004).

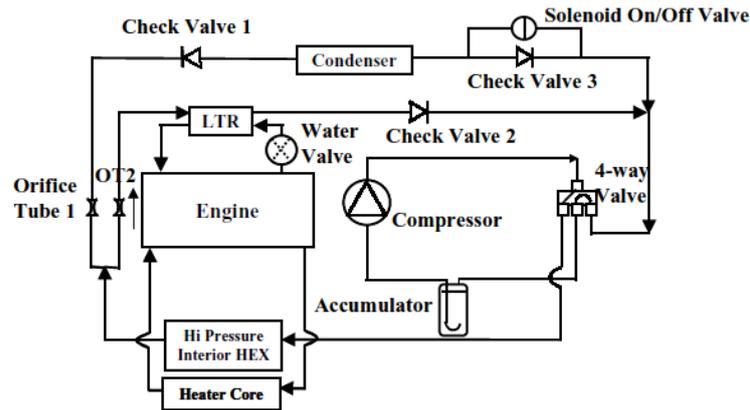


Figura 4.17 – Bomba de calor no modo de aquecimento, Meyer *et al.* (2004).

Os autores Meyer *et al.* (2004) mostraram experimentalmente que este sistema de bomba de calor permite um aquecimento bastante mais rápido que o aquecimento tradicional com o ar quente do motor, apresentando ainda um COP acima de 2. O problema de implementação deste sistema é que um veículo elétrico não tem líquido de arrefecimento do motor, no entanto poderia ser viável para veículos equipados com MCI's.

Qi (2014) realiza uma extensa abordagem sobre os principais avanços relativos à utilização de bombas de calor em veículos elétricos. O autor aborda também os sistemas que não são do tipo compressão de vapor, tais como por exemplo, o aquecimento e arrefecimento realizados com base no efeito magnetocalórico e também os sistemas baseados no efeito termoelétrico.

Sucintamente, a principal diferença entre o efeito magnetocalórico e os ciclos por compressão de vapor é que, no primeiro, não existe compressor logo não há qualquer variação de pressão, mas sim uma variação do campo magnético. Este ciclo está dividido em quatro etapas, sendo elas: aquecimento do material magnetocalórico devido ao campo magnético aplicado; depois de quente, o material liberta calor para um fluido através de um permutador de calor voltando à mesma temperatura da fase inicial; numa fase seguinte, é mantido o campo magnético constante e o material continua a arrefecer até atingir temperaturas inferiores à sua temperatura inicial; numa última fase, o material é colocado em contacto com o ambiente climatizado, até entrar em equilíbrio térmico com este, momento em que ocorre o reinício do ciclo. A figura 4.18 ilustra um exemplo deste tipo de sistemas, Vasile e Muller (2006).

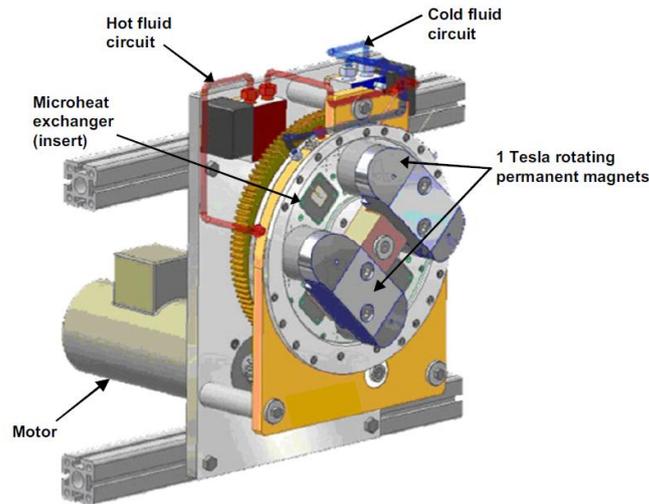


Figura 4.18 – Protótipo de bomba de calor por ciclo magnetocalórico, Vasile e Muller (2006).

Todos os ciclos enunciados anteriormente apresentam vantagens e desvantagens. Qi (2014) enumera alguns dos prós e contras para cada sistema a funcionar como bomba de calor (tabela 4.5).

Tabela 4.5 - Comparação dos ciclos de refrigeração como bomba de calor, adaptado de Qi (2014).

Tipo de sistema	Vantagens	Desvantagens
Compressão de vapor	<ul style="list-style-type: none"> - Alta densidade; - Sistema compacto; - COP > 1 	<ul style="list-style-type: none"> - Baixo COP em condições extremas; - Controlo do sistemas; - Problemas associados aos fluido frigoríficos;
Efeito magnetocalórico	<ul style="list-style-type: none"> - Compacto e silencioso; - Não desgasta as baterias de um VE; - Sem os problemas dos fluidos frigoríficos; 	<ul style="list-style-type: none"> - Amplo campo magnético; - Novos permutadores de calor; - Baixo COP em grandes diferenças de temperatura.
Efeito termoelétrico	<ul style="list-style-type: none"> - Compacto e silencioso; - Sem os problemas dos fluidos frigoríficos; - Sem partes móveis; 	<ul style="list-style-type: none"> - Baixo COP;

Os sistemas magnetocalóricos são uma boa solução para bombas de calor na medida da sua simplicidade e no facto de não possuírem fluidos frigoríficos, no entanto exige muitas preocupações ao nível da construção e desenvolvimento dos componentes, Qi (2014). Deste

modo, os sistemas por compressão de vapor com capacidade continuam uma opção bastante viável para bombas de calor, estando ainda suscetíveis a melhorias, especialmente no COP, na medida do possível.

4.4.5. Peças e componentes

O fluido de trabalho utilizado nos sistemas de ar condicionado tem impacto direto com o tipo de componentes a utilizar no sistema. A Mercedes apresenta os sistemas de ar condicionado com R1234yf e R744 (CO₂) a equipar alguns dos seus modelos mais recentes, como apresentado na figura 4.22, Mercedes-Benz (2017).

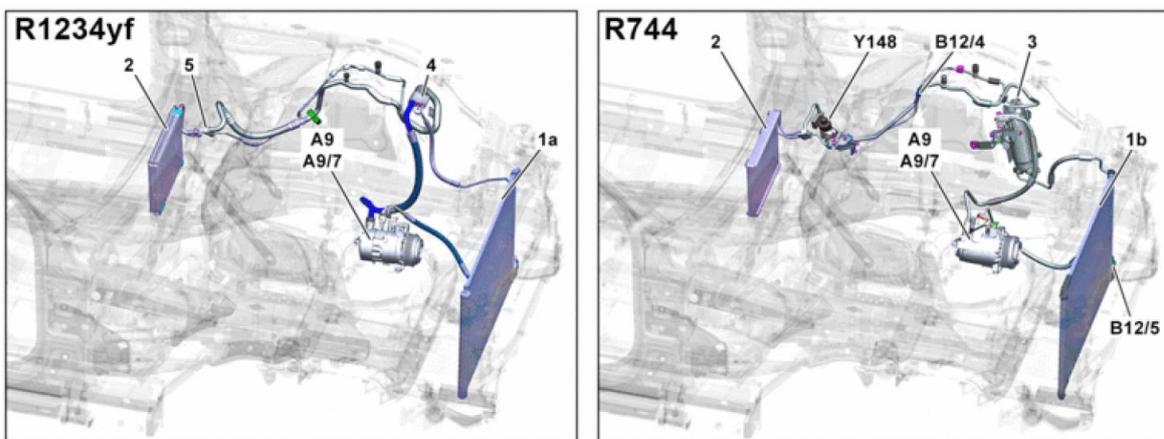


Figura 4.19 – Esquema de sistemas com R1234yf e R744 (CO₂), da Mercedes-Benz, Mercedes-Benz (2017).

Numa observação rápida, pode-se constatar que os circuitos são muito semelhantes. No entanto, o circuito com R744 (CO₂) contém, *à priori*, mais elementos e mais particularidades no seu sistema. De acordo com a Mercedes-Benz (Mercedes-Benz, 2017), a legenda para a numeração dos componentes da figura 4.19 encontra-se nas tabelas 4.6 e 4.7.

Tabela 4.6 - Designação de componentes do sistema com R1234yf, adaptado de Mercedes-Benz (2017).

Frigorífico R1234yf	
Nomenclatura	Designação do componente
1a	Condensador
2	Evaporador
4	Permutador de calor interno (IHX)
5	Válvula de expansão termostática
A9	Compressor
A9/7	Embraiagem magnética do compressor
B12 (não ilustrado)	Sensor de pressão do fluido frigorífico

Tabela 4.7 - Designação de componentes do sistema com R744 (CO₂), adaptado de Mercedes-Benz (2017).

Frigorífico R744 (CO₂)	
Nomenclatura	Designação do componente
1b	<i>Gas Cooler</i>
2	Evaporador
3	Acumulador com permutador de calor interno (IHX)
Y148	Válvula de expansão elétrica
A9	Compressor
A9/7	Embraiagem magnética do compressor
B12/4	Sensor de pressão e temperatura do CO ₂ a jusante do <i>gas cooler</i>
B12/5	Sensor de pressão e temperatura do CO ₂ a montante do <i>gas cooler</i>
B98 (não ilustrado)	Sensor de CO ₂ por baixo do painel de instrumentos

As tabelas 4.6 e 4.7 apresentam algumas diferenças nos sistemas de R1234yf e R744 (CO₂), contudo, estas não são as únicas diferenças existentes entre os sistemas de ar condicionado dos referidos fluidos. Relativamente às características dos componentes em si, estes sofrem algumas alterações de modo a se adaptarem de maneira mais eficiente aos respetivos fluidos de trabalho, principalmente devido às pressões de funcionamento características de cada fluido frigorífico, bem como às temperaturas após a compressão e todas as restantes propriedades termodinâmicas do gás.

A Mercedes-Benz anuncia que, enquanto num sistema de ar condicionado com R1234yf o acumulador está colocado na linha de alta pressão, num sistema com R744 (CO₂) o acumulador/secador está colocado na linha de baixa pressão, tal como apresentado na figura 4.19, Mercedes-Benz (2017). No modelo em esquema da figura 4.20, a peça em destaque (representada por 3), para além de um depósito acumulador é também um permutador de calor interno (IHX).

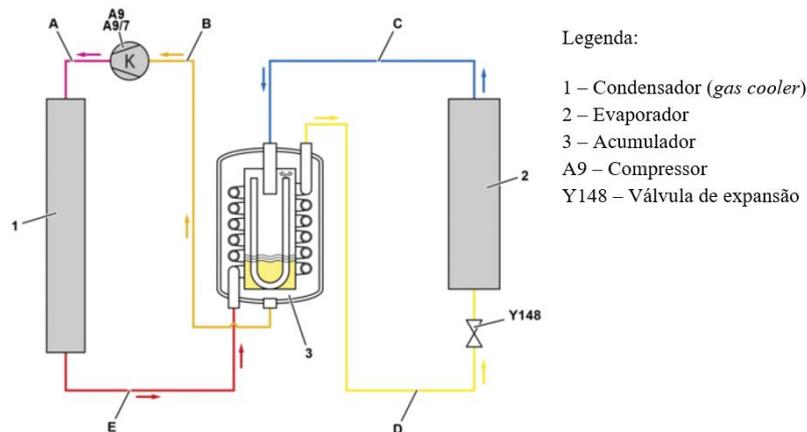


Figura 4.20 – Esquema de sistema AC com R744 (CO₂), Mercedes-Benz (2017).

Tal como mencionado na secção 4.2.3, o R744 (CO₂) apresenta propriedades particulares em relação aos restantes, nomeadamente a pressão de trabalho muito superior ao R134a e ao R1234yf: um sistema com R744 (CO₂) pode trabalhar com pressões que atingem os 13 MPa após o compressor (anunciado pela Mercedes no modelo em esquema na figura 4.17). Quanto às temperaturas, a Mercedes indica uma gama de temperaturas entre os 30 °C e os 160 °C, Mercedes-Benz (2017). Estas condições de operação implicam todo um conjunto de tubagens, válvulas e restantes acessórios com propriedades de resistência mecânica, resistência térmica, rigidez ou resistência à corrosão adequadas às pressões e temperaturas que se verificam num sistema de ar condicionado com R744 (CO₂).

- **Tubagem**

As tubagens dos sistemas a operar com R744 (CO₂) têm de ter capacidade para suportar a pressão exercida pelo gás no sistema, pelo que esta tubagem se torna muito diferente da utilizada em sistemas de ar condicionado com R134a e R1234yf. As tubagens para R744 (CO₂) têm ainda de ser completamente estanques e isentas de qualquer potencial de fugas de fluido e, sendo o CO₂ um gás com baixa densidade e com moléculas de pequenas dimensões,

torna-se permeável nas tubagem poliméricas utilizadas nos sistemas com R134a e R1234yf, Mercedes-Benz (2021).

Assim, as tubagens dos sistemas de ar condicionado automóvel com R744 (CO₂) são constituídas por três camadas: a camada interior consiste num tubo metálico corrugado; a camada exterior encontra-se soldada à camada interior, sendo a exterior constituída por uma malha de aço resistente à corrosão e vibrações; entre estas duas camadas, pode ser encontrada uma ligeira camada de silicone para prevenir o desgaste mecânico entre as duas camadas metálicas, como representado na figura 4.21, Balmer *et al.* (n. d.). Comparativamente, a figura 4.22. representa uma tubagem para R134a.

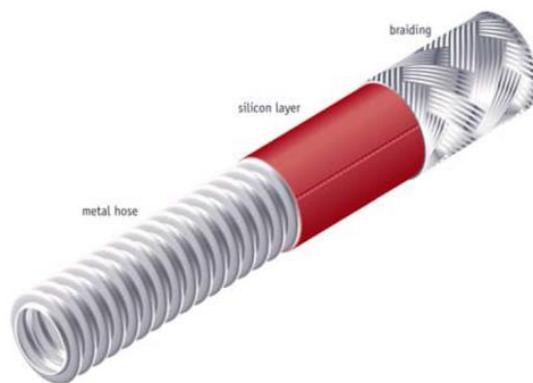


Figura 4.21 – Tubagem de fluido refrigerante R744 (CO₂), Balmer *et al.* (n.d.).

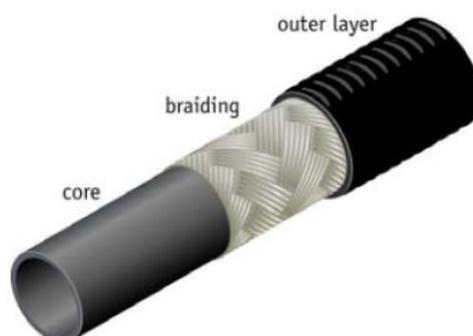


Figura 4.22 – Tubagem de fluido refrigerante R134a, Balmer *et al.* (n.d.).

A tubagem de R134a é de borracha o que, a determinado ponto, se torna algo permeável à passagem de gás refrigerante para fora do sistema. Este acontecimento acarreta complicações ao nível do funcionamento do sistema, pois o sistema com uma quantidade insuficiente de gás não cumpre corretamente com as suas funções. Para além da questão funcional, há também a questão ambiental devido ao elevado GWP do R134a, e ainda a

componente financeira em virtude da recorrente necessidade de carregar o sistema de ar condicionado com fluido frigorífico.

A tubagem representada na figura 4.22 não pode ser utilizada em sistemas com R744 (CO₂) devido a diversos fatores. Um destes é representado esquematicamente na figura 4.23 e consiste numa reação de rotura da parede da tubagem, devido a um excesso de pressão no interior da mesma, muito superior à pressão no exterior, pelo que, estas tubagens se tornam inapropriadas para o R744 (CO₂) devido às elevadas pressões de trabalho deste fluido.

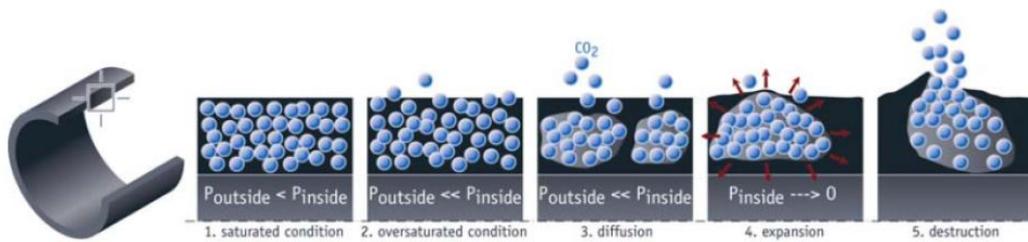


Figura 4.23 – Rotura de tubagem por excesso de pressão, Balmer *et al.* (n.d.).

Para além das diferenças ao nível do material constituinte das tubagens para R744 (CO₂), existem também diferenças ao nível das secções e tamanhos dos tubos. Uma vez que o funcionamento do sistema com R744 (CO₂) atinge pressões muito elevadas, resulta também num aumento da capacidade volumétrica, o que, por sua vez, permite a redução do diâmetro da tubagem em cerca de 50%, quando comparado com a tubagem utilizada nos sistemas com R134a, como representado na figura 4.24, Balmer *et al.* (n.d.).



Figura 4.24 – Secção das tubagens de R744 (CO₂) e R134a, Balmer *et al.* (n.d.).

- **Compressores elétricos**

Nos veículos com MCI o compressor utilizado no circuito de ar condicionado é acionado mecanicamente através da correia de acessórios. No caso dos veículos elétricos, o compressor terá de ser acionado eletricamente.

Maioritariamente, os compressores utilizados nos veículos elétricos são do tipo *scroll*, baseados nos sistemas de ar condicionado domésticos, mas com menor tamanho, menor peso e menor ruído. Partindo do pressuposto dos compressores *scroll*, surgiram vários desenvolvimentos na composição dos elementos internos do compressor, numa tentativa de otimização do mesmo. A figura 4.25. ilustra um compressor em corte e identifica alguns desenvolvimentos relativamente aos compressores dos sistemas de ar condicionado doméstico.

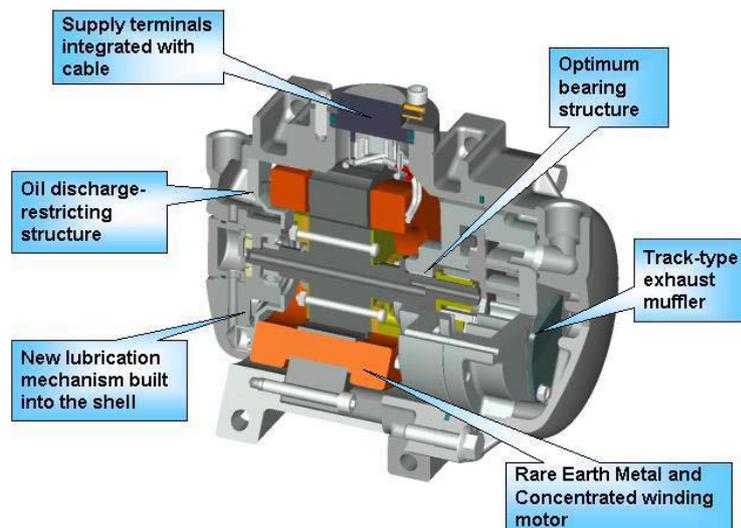


Figura 4.25 – Compressor elétrico em corte, Makino *et al.* (2003), Peng *et al.* (2016).

No exemplo da figura 4.25, o compressor desenvolvido por Makino *et al.* (2003) sofreu várias alterações. Num contexto de fiabilidade, os autores realizaram melhorias ao nível do rolamento, da lubrificação deste e da estrutura geral do compressor, visto que é um componente sujeito a vibrações e variações de temperatura.

O compressor apresentado na fig. 4.25., tem a vantagem de ser bastante compacto (os autores assumem uma redução de cerca 17% de volume face aos compressores convencionais), pelo que tem também um pequeno reservatório para o óleo de lubrificação. Este fator poderá revelar-se um inconveniente caso o óleo de lubrificação seja expelido constantemente do compressor junto com o fluido frigorigêneo do sistema de AC. De forma a evitar esta

situação perigosa para a vida útil do compressor, foi desenvolvida uma estrutura de retenção do óleo, em que no momento da descarga do gás pressurizado para o exterior do compressor, o óleo fica retido dentro do mesmo, continuando a sua ação de lubrificação, Makino *et al.* (2003).

Apesar do ruído e vibrações provocadas por um veículo elétrico serem de uma grandeza bastante baixa, muitas vezes imperceptíveis para os passageiros do veículo quando em andamento, o compressor do sistema de ar condicionado continua em funcionamento mesmo com o motor elétrico parado. Deste modo podem ser sentidas algumas vibrações ou algum barulho por parte do compressor, pelo que, os autores Makino *et al.* (2003) desenvolveram uma estrutura do tipo silenciadora que permite a redução de ruído desde cerca de 20 dB até 40 dB, Makino *et al.* (2003).

4.4.6. Sistemas MAC em autocarros

À semelhança do que acontece em praticamente todos os veículos automóveis ligeiros atualmente, também os veículos pesados de passageiros (autocarros) têm necessidades de sistemas de climatização de modo a assegurar o conforto dos ocupantes pelo que, gradualmente, as frota de transportes públicos deste tipo têm vindo a ser renovadas por autocarros com sistemas de ar condicionado. Na Alemanha, em 2013, quase 70% da frota de autocarros tinha sistema de ar condicionado com o fluido R134a, Deutsche Umwelthilfe (2013).

O crescente aumento de autocarros a utilizar R134a nos seus sistemas MAC vem também agravar os problemas ambientais provocados por este fluido frigorífico, uma vez que os sistemas MAC dos autocarros não são totalmente estanques, o que provoca uma fuga de cerca de 13 a 15% de R134a para a atmosfera, por ano. Num ponto de vista indireto, a utilização de MAC nos autocarros também contribui negativamente para o meio ambiente: por exemplo, num autocarro de 12 metros de comprimento, a utilização do sistema MAC provoca um consumo adicional de combustível em cerca de 4 litros, a cada 100 km, Deutsche Umwelthilfe (2013).

Os autores Mao *et al.* (2022), também realizaram um estudo para analisar os impactos provocados por um sistema de ar condicionado em autocarros. Estes autores analisaram vários pormenores relativamente às emissões diretas e indiretas, no entanto, não dedicaram

a sua atenção ao gás R134a ou ao gás R1234yf, mas sim aos gases R410A, R407C, R744 (CO₂) e R290.

Quanto à análise das emissões diretas, estas podem resultar, por exemplo, das fugas e perdas de fluido frigorífico para a atmosfera no momento de manutenção do sistema ou no caso de fuga nalguma tubagem ou componente. A tabela 4.8. retrata um exemplo das emissões diretas de um sistema MAC de um autocarro com os fluidos frigoríficos indicados. A percentagem de fluido frigorífico perdido (fugas) nos momentos de manutenção e enchimento do sistema são idênticas para todos os gases apresentados. Deste modo, quanto menor a quantidade de fluido presente no sistema MAC, menor são os impactos provocados na atmosfera, tendo também em atenção o GWP do gás. Com base na tabela 4.8, os autores concluíram que o R290 se tratava de uma boa solução face ao problema das emissões diretas, pelos seguintes aspetos: baixo GWP; carga inicial de gás bastante inferior aos restantes; número de necessidades de manutenção inferior ao R744 (CO₂), ao longo do ciclo de vida do sistema, Mao *et al.* (2022).

Tabela 4.8 - Emissões diretas de um sistema MAC de um autocarro, adaptado de Honeywell (2007), Honeywell (2019), Emerson (2021), A-Gas (2022), Mao *et al.* (2022).

Especificações	R410A	R407C	R744 (CO₂)	R290
GWP	2100	1700	1	3
Carga inicial (kg)	6	6	3,8	1,5
Manutenções durante o ciclo de vida do sistema	2	2	3	2
Fugas durante o enchimento	0,5	0,5	0,5	0,5
Fugas nas manutenções	100	100	100	100
Inflamabilidade	Sem propagação de chama	Sem propagação de chama	Sem propagação de chama	Alta
Grupo de segurança	A1	A1	A1	A3

As emissões indiretas são devidas, principalmente, ao consumo excessivo de combustível do veículo devido ao funcionamento do sistema MAC. Este tipo de emissões estão também relacionadas com a temperatura de operação do sistema e as condições climáticas. Os autores Mao *et al.* (2022) realizaram um estudo acerca das emissões indiretas, considerando um

autocarro com 10 metros de comprimento, e em três cidades chinesas: Harbin, com temperaturas baixas; Beijing, com temperaturas intermédias; Guangzhou com temperaturas mais elevadas. A figura 4.26. apresenta as emissões totais (diretas e indiretas) de R744 (CO₂) e de R290 relativamente às emissões de R407C, nas regiões chinesas referenciadas, para autocarros de diferentes comprimentos. Com base na figura 4.26, os autores Mao *et al.* (2022) concluem que os gases R744 (CO₂) e R290 permitem a redução total de emissões em cerca de 50%, especialmente nas zonas de Harbin e Beijing. Em Guangzhou, a temperatura ambiente é maior, pelo que não se verifica uma redução tão acentuada de emissões quanto em Harbin e Beijing.

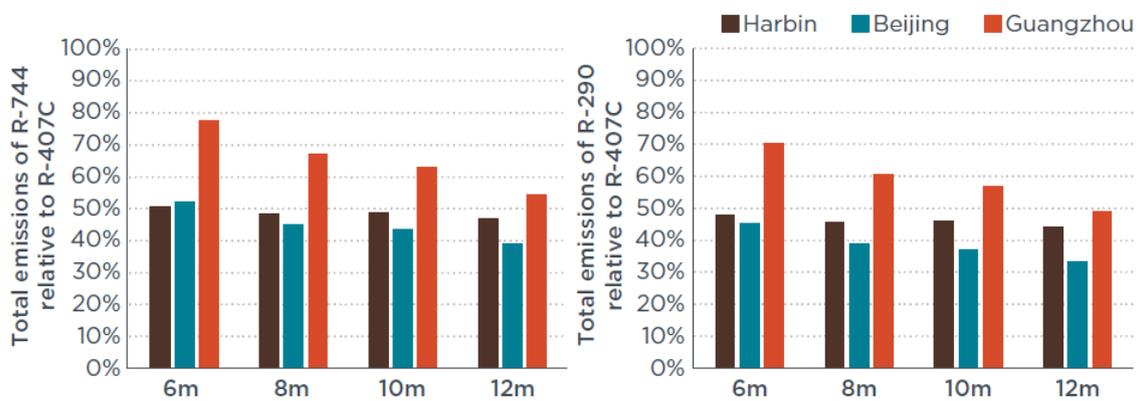


Figura 4.26 – Emissões totais de R744 (CO₂) e R290 em autocarros, Mao *et al.* (2022).

Apesar dos resultados positivos apresentados pelo R290 na figura 4.26, este fluido deixa de ser uma opção viável para veículos automóveis devido às suas características de segurança, conforme apresentado na tabela 4.8: o R290 é bastante inflamável e do grupo de segurança A3. Assim, em caso de fuga no evaporador com este fluido, o habitáculo do veículo torna-se bastante inflamável devido à concentração de R290 no seu interior, Zhang *et al.* (2019).

Desta forma, surge a necessidade de uma alternativa ao R134a nos autocarros. Quanto aos veículos ligeiros, a implementação da Diretiva MAC 2006/40/EC (conforme abordado na secção 4.1) limita a utilização de R134a nestes veículos, não abordando (ainda) os autocarros. No entanto, seria uma questão de tempo até os sistemas MAC dos autocarros estarem também eles limitados quanto ao GWP do fluido frigorífico a utilizar.

Posto isto, o R744 (CO₂) apresenta-se como uma solução viável pois, após dois anos de testes em estrada, este fluido frigorífico apresentou resultados muito positivos no funcionamento em sistemas MAC de autocarros, Nekså (2004).

Apesar do sistema MAC com R744 (CO₂) ser mais caro do que um sistema de R134a, na vida útil do autocarro estes custos adicionais são abatidos após alguns anos, isto porque, um sistema MAC com R744 (CO₂) consome cerca de 25% menos energia que um sistema MAC equivalente com R134a (ou seja, o MAC com R134a nos autocarros provoca um consumo adicional de combustível de 3L/100 km). Os sistemas com R744 (CO₂) apresentam ainda a vantagem de poderem ser convertidos como bomba de calor (conforme apresentado na secção 4.4.4.), Deutsche Umwelthilfe (2013), Neksá (2004).

4.4.7. Sistemas MAC por energia solar

As emissões indiretas de um sistema de ar condicionado automóvel são, em grande parte, devidas às emissões de gases poluentes resultantes do funcionamento dos veículos de combustão, pois o funcionamento do sistema MAC aumenta o consumo de combustível entre 12 a 17%, em veículos ligeiros, com compressores mecânicos, Alani *et al.* (2022).

Deste modo, alguns investigadores procuram desenvolver sistemas MAC com a possibilidade de o compressor ser acionado por energia solar, com recurso a painéis solares colocados estrategicamente no veículo.

Com o recurso dos painéis solares pode também ser possível a utilização do sistema de ar condicionado mesmo com o motor do veículo desligado. Em situações em que o veículo fica estacionado ao sol, a temperatura no interior deste chega a ser superior à temperatura ambiente no exterior. Nestes casos, a utilização do sistema MAC mantendo o motor do veículo desligado pode ser exequível, com recurso a um compressor acionado por energia solar, Sagar *et al.* (2018).

Sagar *et al.* (2018), analisaram a viabilidade desta solução. No estudo destes autores, foi considerado um sistema MAC com dois compressores: um compressor correspondia aos utilizados habitualmente em veículos de combustão interna (com embraiagem e acionamento através da correia de acessórios). O segundo compressor era acionado através da energia elétrica convertida, com base na energia solar captada pelo conjunto de painéis solares. Os dois compressores não podem estar simultaneamente em funcionamento, devido ao risco de compressão excessiva do fluido frigorigêneo. Assim, foi desenvolvido uma segurança do tipo “*Exclusive OR Gate*”, em que o sistema desliga automaticamente caso seja detetado o funcionamento simultâneo dos dois compressores. Para este estudo, foi considerado 60

células de painéis, com uma intensidade máxima total de 5,5 A e uma tensão máxima de 18,2 V, Sagar *et al.* (2018).

Os autores completam afirmando que os resultados obtidos foram satisfatórios na medida em que, com o MCI desligado, e apenas com recurso à energia captada pelos painéis se conseguiu reduzir a temperatura no interior de um veículo estacionado ao sol, o que previne assim o deterioramento precoce dos plásticos e restantes materiais e garante um maior conforto quando o condutor e os passageiros voltam ao veículo, Sagar *et al.* (2018).

Alani *et al.* (2022), também realizaram ensaios relativamente à utilização de painéis solares para produção de energia para alimentar o compressor do ar condicionado. Neste caso, foram utilizados painéis fotovoltaicos com 32 células, com tensão máxima de 18 V e uma potência de 100 W. Nestes ensaios, foi utilizado um sistema de ar condicionado colocado dentro do habitáculo do veículo, com duas tubagens para ligação ao exterior, para captação de ar ambiente e descarga. A figura 4.27 representa um esquema do sistema simulado para o desenvolvimento do trabalho dos autores Alani *et al.* (2022).

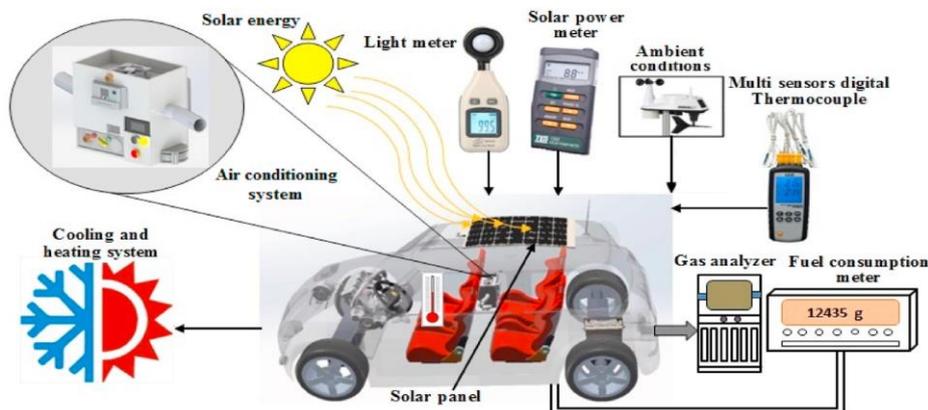


Figura 4.27 – Esquemática do sistema utilizado no estudo, Alani *et al.* (2022).

Os resultados obtidos pelos investigadores Alani *et al.* (2022) foram bastante satisfatórios, como apresentado na figura 4.28, onde se demonstra uma redução da temperatura no interior do veículo ao longo do tempo. Os dados apresentados na figura 4.28 foram obtidos com base em testes realizados em dias de sol, com o veículo totalmente exposto à radiação solar, tendo esta uma intensidade de cerca de 241 W/m^2 . Assim, devido às diferenças de temperatura entre os dissipadores de calor do sistema, é favorecida a transferência de calor, resultando assim em eficiências de valores elevados, como representado na figura 4.29, Alani *et al.* (2022).

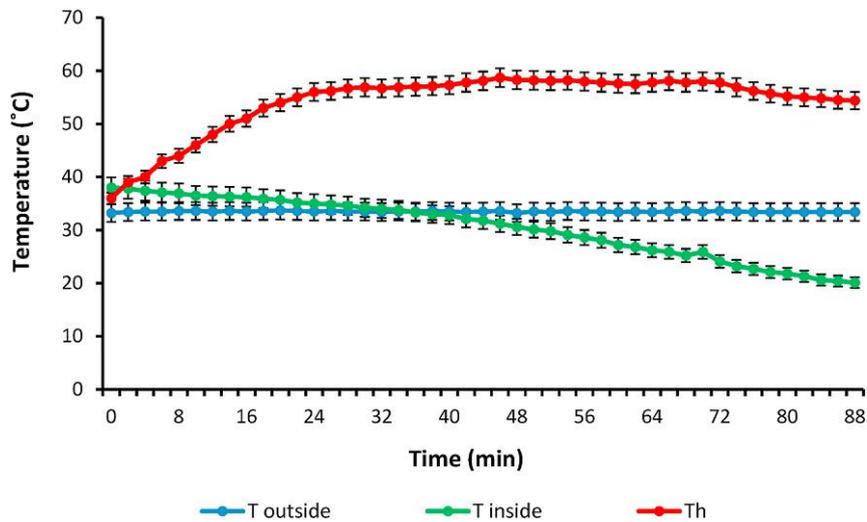


Figura 4.28 – Variação de temperatura dentro e fora do veículo, Alani *et al.* (2022).

A eficiência apresentada na figura 4.29. está também muito relacionada com a elevada taxa de radiação solar captada pelo painel, no entanto, com base na figura 4.29, não se denota uma redução da eficiência ao longo do tempo, assim admitem que, de modo geral, a variação da intensidade de radiação solar provoca poucas oscilações na eficiência total do sistema, Alani *et al.* (2022).

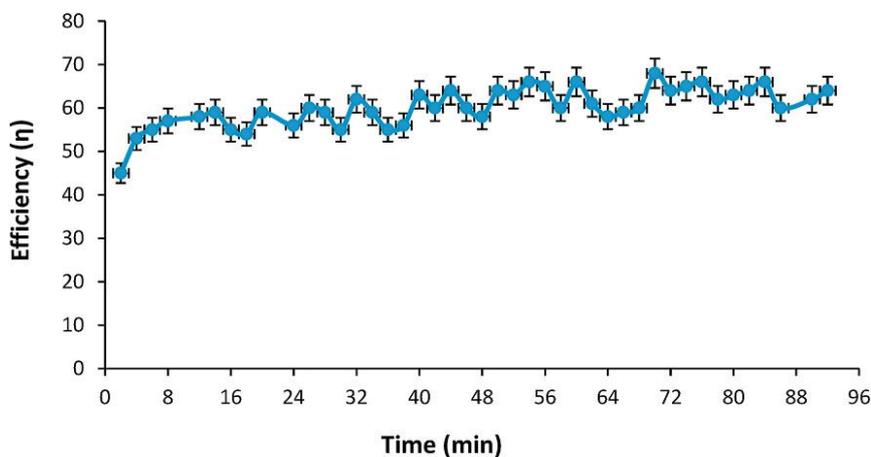


Figura 4.29 – Eficiência do sistema, Alani *et al.* (2022).

Deste modo, este tipo de sistema de ar condicionado apresenta-se como uma viável melhoria face aos tradicionais, na medida em que emite menos emissões poluentes e é capaz de realizar aquecimento e arrefecimento utilizando energias renováveis, no caso, a energia solar. É assim bastante económico, com bom rendimento e tem também um ciclo de vida duradouro, Alani *et al.* (2022).

Não obstante, apesar das vantagens apresentadas anteriormente, Alani *et al.* (2022) enumeram também algumas limitações deste tipo de sistemas. Por exemplo, em zonas mais

sombrias, a intensidade captada pelos painéis é menor e, portanto, é também menor a energia elétrica produzida por estes. Da mesma maneira, à noite pode não haver energia suficiente para colocar o sistema em funcionamento, pelo que se terá de recorrer à bateria e ao alternador. Este tipo de sistemas apresenta também a desvantagem de demorar mais tempo a arrefecer (ou aquecer) o espaço, comparativamente aos sistemas tradicionais, Alani *et al.* (2022).

Esta página foi intencionalmente deixada em branco

5. Estudo comparativo entre fluidos frigoríficos

No seguimento das informações apresentadas ao longo dos capítulos anteriores do presente estudo, este capítulo vem demonstrar as variáveis físicas dependentes da utilização de cada tipo de fluido frigorífico, nomeadamente, o R134a, R1234yf e o R744 (CO₂).

5.1. Definição do caso de estudo

Para o estudo em causa, foi considerado um ciclo de refrigeração por compressão de vapor, à semelhança de um sistema de ar condicionado automóvel, sendo, portanto, constituído pelos tradicionais componentes: compressor, condensador, evaporador, válvula de expansão e IHX. Quanto à implementação deste último componente no ciclo, poderá ser facultativa pois não se trata de um componente vital num ciclo por compressão de vapor, mas sim utilizado com o fim de aumentar a capacidade de arrefecimento e o COP do sistema, tal como discutido na secção 3.2.6. Deste modo, o presente estudo divide-se em duas secções: 1) ensaios sem IHX; 2) ensaios com IHX, o que permite a comparar a influência do IHX.

Assim, para os cálculos do sistema sem IHX, considerou-se o sistema apresentado na figura 5.1.

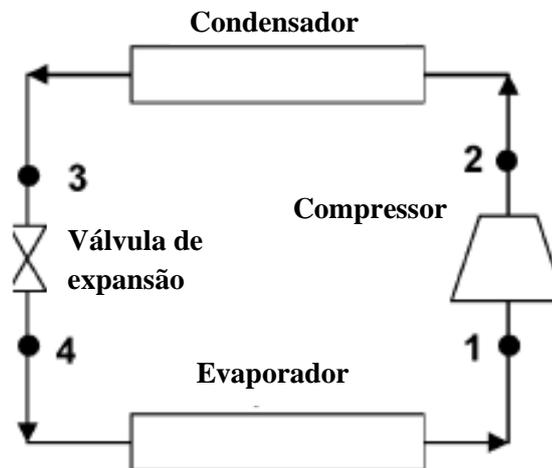


Figura 5.1 - Esquema do sistema sem IHX, adaptado de Bahrami *et al.* (2010).

Tabela 5.1 – Legenda da figura 5.1.

Ponto	Designação
1	Entrada no compressor
2	Saída do compressor e entrada no condensador
2s	Saída do compressor (transformação isentrópica)
3	Entrada na válvula de expansão
4	Entrada no evaporador

Considerando o IHX, o sistema é representado pela figura 5.2.

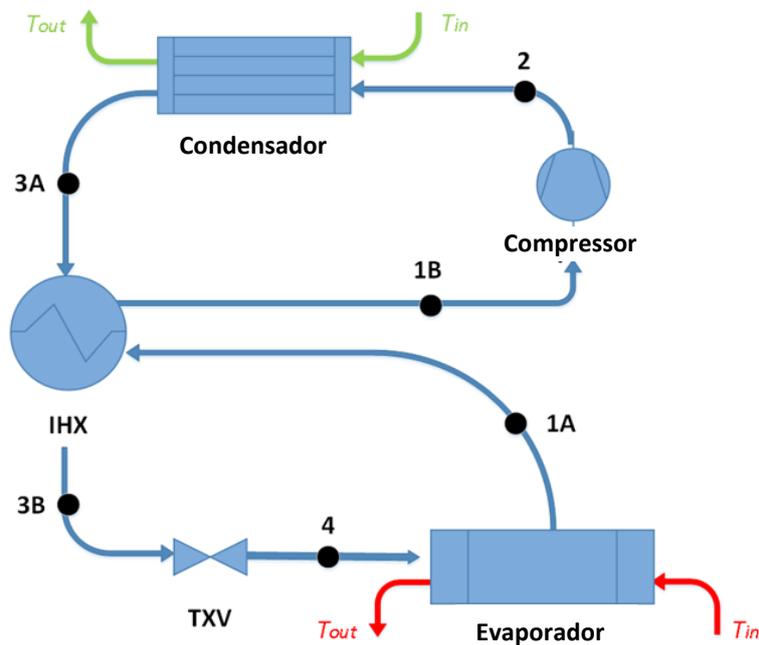


Figura 5.2 – Esquema do sistema com IHX, adaptado de Santos *et al.* (2019).

Tabela 5.2 – Legenda da figura 5.2.

Ponto	Designação
1A	Saída do evaporador e entrada no IHX (2ª fase)
1B	Saída do IHX e entrada no compressor
2	Saída do compressor e entrada no condensador (ou <i>gas cooler</i>)
2s	Saída do compressor (transformação isentrópica)
3A	Saída do condensador (ou <i>gas cooler</i>) e entrada no IHX (1ª fase)
3B	Saída do IHX e entrada na válvula de expansão
4	Entrada no evaporador

Para a elaboração do presente estudo, foram considerados e analisados os trabalhos de alguns autores, nomeadamente: Bahrami *et al.* (2010), Meng *et al.* (2017), Wang *et al.* (2018), Santos *et al.* (2019), Gungor *et al.* (2021) e Onan *et al.* (2021). Com base nestes trabalhos, foram seleccionadas as condições de operação que foram utilizadas como referência para a realização do estudo paramétrico apresentado neste projeto. A tabela 5.3 apresenta as condições de operação consideradas para os cálculos.

Tabela 5.3 – Condições iniciais para os cálculos.

Propriedade	R134a	R1234yf	R744 (CO ₂)
Temperatura de evaporação [°C]	5	5	5
Temperatura de condensação [°C]	40	40	-
	50	50	
	60	60	
Temperatura à saída do <i>gas cooler</i> [°C]	-	-	50
Rendimento isentrópico [%]	60	70	70
	70		
Subarrefecimento [°C]	0		
Sobreaquecimento [°C]	0		
\dot{Q}_{arref} [kW]	7,109		
\dot{Q}_{IHX} [kW]	1,0	2,0	2,0

Para a elaboração dos ensaios, os valores para a potência de arrefecimento e potência do IHX foram arbitrados com base em artigos da especialidade. Nomeadamente quanto à potência de arrefecimento considerou-se 7,109 kW para todos os ensaios realizados, o que equivale ao funcionamento do sistema em carga alta, Santos *et al.* (2019). A potência do IHX foi também estimada com base nas potências utilizadas pelos autores Santos *et al.* (2019).

As propriedades termodinâmicas baseadas nas condições da tabela 5.3 foram calculadas com recurso ao *software CoolProp*, um *software* de código aberto que tem na sua base de dados as propriedades termodinâmicas para uma grande variedade de fluidos e misturas. Este *software* permite calcular a propriedade pretendida para um determinado fluido.

As equações 5.1. a 5.7., Aized *et al.* (2018) e Onan *et al.* (2021), foram utilizadas para calcular a potência de arrefecimento (\dot{Q}_{arref}), potência do IHX (\dot{Q}_{IHX}), trabalho do compressor (\dot{W}_{comp}) e COP.

$$\dot{Q}_{arref} = \dot{m} \cdot (h_{1A} - h_4) \quad (5.1)$$

$$\dot{Q}_{IHX} = \dot{m} \cdot (h_{3A} - h_{3B}) \quad (5.2)$$

$$\dot{Q}_{IHX} = \dot{m} \cdot (h_{1B} - h_{1A}) \quad (5.3)$$

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_3) \quad (5.4)$$

$$\dot{W}_{comp} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_{1B}) \quad (5.5)$$

$$\eta_{comp} = \frac{h_{2s} - h_{1B}}{h_2 - h_{1B}} \quad (5.6)$$

$$\dot{Q} = \dot{m} \cdot C_p \cdot \Delta T \quad (5.7)$$

$$COP = \frac{\dot{Q}_{arref}}{\dot{W}_{comp}} \quad (5.8)$$

5.2. Comparação do desempenho para o sistema MAC sem IHX

Na presente secção é apresentada a análise comparativa do desempenho dos fluidos frigoríficos R134a, R1234yf e R744 (CO₂) para o sistema MAC sem IHX.

5.2.1. Fluido frigorífico R134a sem IHX

Do conjunto de dados da tabela 5.3, resultam várias combinações para a realização do estudo paramétrico, pelo que, para um sistema a operar com o fluido R134a e sem IHX, foram realizados seis ensaios distintos, onde se variava a temperatura de condensação (40 °C, 50 °C e 60 °C) e o rendimento isentrópico (60%, 70%).

- **Ensaio 1**

O primeiro ensaio para o R134a, sem IHX, tomou como condições de operação as propriedades da tabela 5.4.

Tabela 5.4 – Condições de operação para o ensaio 1.

Propriedade	Valor
Temperatura de condensação [°C]	40
Temperatura de evaporação [°C]	5
Rendimento isentrópico [%]	70
Pressão de condensação [MPa]	1,017
Pressão de evaporação [MPa]	0,350

Assim, partindo das condições de operação definidas na tabela 5.4, as restantes propriedades foram determinadas recorrendo ao *CoolProp*, conforme tabela 5.5 e respeitando a numeração de pontos da figura 5.1.

Tabela 5.5 – Propriedades termodinâmicas para o Ensaio 1.

Ponto	Estado físico	Pressão [MPa]	Entalpia [kJ/kg]	Temperatura [°C]	Entropia [kJ/kg·K]
1	Vapor saturado	0,350	253,312	5	0,929
2	Vapor sobreaquecido	1,017	284,968	52,42	0,958
2s	Vapor sobreaquecido	1,017	275,472	43,74	0,929
3	Líquido saturado	1,017	108,229	40	0,395
4	Mistura bifásica ($x=0,255$)	0,350	108,229	5	0,407

Deste modo, os pontos da tabela 5.5 estão representados graficamente nas figuras 5.3. e 5.4. A figura 5.3 corresponde ao diagrama Pressão-Entalpia ($P-h$) e a figura 5.4 corresponde ao diagrama Temperatura-Entropia ($T-s$).

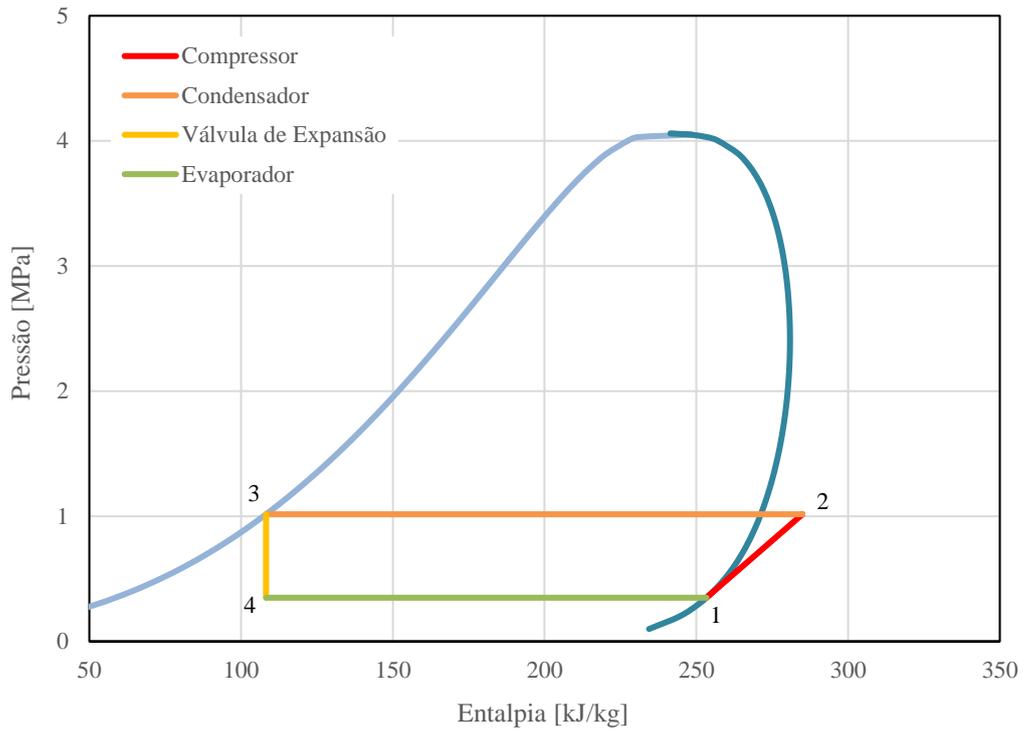


Figura 5.3 - Diagrama $P-h$ para o Ensaio 1.

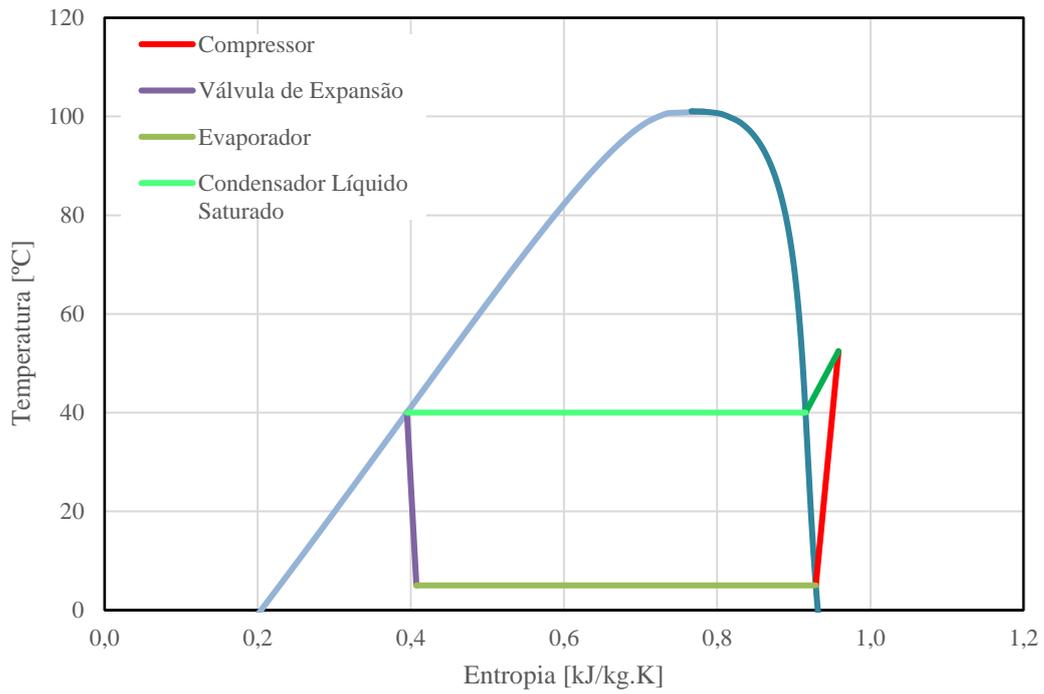


Figura 5.4 - Diagrama $T-s$ para o ensaio 1.

Deste modo, com base nas equações apresentadas anteriormente obteve-se os seguintes resultados apresentados na tabela 5.6.

Tabela 5.6 – Resultados do ensaio 1.

Propriedade	Valor
\dot{m} [kg/s]	0,0490
\dot{W}_{comp} [kW]	1,55
COP [-]	4,58

- **Ensaio 2 – Influência da diminuição do rendimento isentrópico**

O segundo ensaio para o R134a, sem IHX, realizou-se de forma análoga ao anterior, tendo em consideração as mesmas temperaturas de condensação e de evaporação, mas com um rendimento isentrópico de 60%, contrariamente ao rendimento anterior do ensaio 1, igual a 70%. O ensaio 2 serviu assim para comparar o efeito da diminuição do rendimento isentrópico no sistema. A tabela 5.7 resume os resultados obtidos para este ensaio.

Tabela 5.7 – Resultados do ensaio 2.

Propriedade	Valor
\dot{m} [kg/s]	0,0490
\dot{W}_{comp} [kW]	1,81
COP [-]	3,93

A diminuição do rendimento isentrópico para 60% traduz-se numa maior temperatura do fluido à saída do compressor ($T_2=57,35$ °C), bem como maiores valores de entalpia ($h_2=290,244$ kJ/kg) e de entropia ($s_2=0,9744$ kJ/kg·K). Com isto, constatou-se também que, mantendo a mesma potência de arrefecimento ($\dot{Q}_{arref}=7,109$ kW), caso se reduza o rendimento isentrópico do compressor de 70% para 60%, ocorre um aumento do trabalho realizado pelo compressor e consequentemente uma redução do COP. A tabela 5.8 apresenta os valores do trabalho do compressor e do COP para ambos os ensaios.

Tabela 5.8 – Comparação ensaio 1 e ensaio 2.

Propriedade	Ensaio 1	Ensaio 2
Rendimento isentrópico [%]	70	60
\dot{W}_{comp} [kW]	1,55	1,81
COP [-]	4,58	3,93

Não foram realizados outros ensaios para outros valores de rendimento isentrópico, mas teoricamente e com base na equação 5.8, a redução deste irá traduzir-se numa diminuição do valor do COP, tendo em consideração a mesma potência de arrefecimento para ambos os casos, visto que com um menor rendimento isentrópico ocorre um aumento de entalpia no ponto 2, mantendo-se a entalpia do ponto 1, o que conseqüentemente (pela equação 5.5) se traduz num aumento do trabalho realizado pelo compressor.

Em suma, a diminuição do rendimento isentrópico de 70% para 60%, provoca uma diminuição do COP em cerca de 14%, para o exemplo estudado

- **Ensaio 3 e 4 – Influência da variação de temperaturas de condensação**

As condições de operação para o ensaio 3 e para o ensaio 4 são apresentadas na tabela 5.9. Estes ensaios foram realizados considerando a mesma temperatura de evaporação dos ensaios anteriores, bem como o rendimento isentrópico (70%), pois conforme a tabela 5.8, é para um rendimento isentrópico de 70% que se obtêm melhores resultados para o COP.

Com o ensaio 3 e 4 procurou-se assim estudar a influência da variação da temperatura de condensação num sistema de R134a sem IHX, mantendo constantes as restantes variáveis.

Tabela 5.9 – Condições de operação para o ensaio 3 e 4.

Propriedade	Ensaio 3	Ensaio 4
Temperatura de condensação [°C]	50	60
Temperatura de evaporação [°C]	5	
Rendimento isentrópico [%]	70	
Pressão de condensação [MPa]	1,318	1,682
Pressão de evaporação [MPa]	0,35	

Tabela 5.10 – Propriedades termodinâmicas para o ensaio 3.

Ponto	Estado físico	Pressão [MPa]	Entalpia [kJ/kg]	Temperatura [°C]	Entropia [kJ/kg·K]
1	Vapor saturado	0,35	253,312	5	0,929
2	Vapor sobreaquecido	1,318	292,665	64,77	0,964
2s	Vapor sobreaquecido	1,318	280,859	54,59	0,929
3	Líquido saturado	1,318	123,443	50	0,442
4	Vapor húmido ($x=0,33$)	0,35	123,443	5	0,462

Tabela 5.11 – Propriedades termodinâmicas para o ensaio 4.

Ponto	Estado físico	Pressão [MPa]	Entalpia [kJ/kg]	Temperatura [°C]	Entropia [kJ/kg·K]
1	Vapor saturado	0,35	253,312	5	0,929
2	Vapor sobreaquecido	1,682	299,797	76,79	0,969
2s	Vapor sobreaquecido	1,682	285,852	65,54	0,929
3	Líquido saturado	1,682	139,325	60	0,489
4	Vapor húmido ($x=0,42$)	0,35	139,325	5	0,519

Os ensaios 1, 3 e 4, foram estudadas temperaturas de condensação (temperatura no ponto 3) de 40 °C, 50 °C e 60 °C, respetivamente.

De acordo com a análise das tabelas 5.10 e 5.11, o aumento da temperatura de condensação provoca um aumento da pressão de condensação (pressão do ponto 3) e consequentemente um aumento de entalpia e entropia neste ponto, bem como no ponto 4 que apresenta o mesmo valor de entalpia que o ponto 3. Deste modo, os resultados obtidos vão de encontro aos resultados experimentais concluídos pelos autores Onan *et al.* (2021).

Sendo que pelo diagrama $P-h$ a pressão no ponto 3 é igual à pressão do ponto 2 (à saída do compressor), observa-se consequentemente um aumento da entalpia e entropia neste ponto. Por fim, devido a estas variações de entropia e entalpia, regista-se também uma subida da temperatura no ponto 2. As figuras 5.5. e 5.6. apresentam os diagramas $T-s$ e $P-h$ para os ensaios referidos.

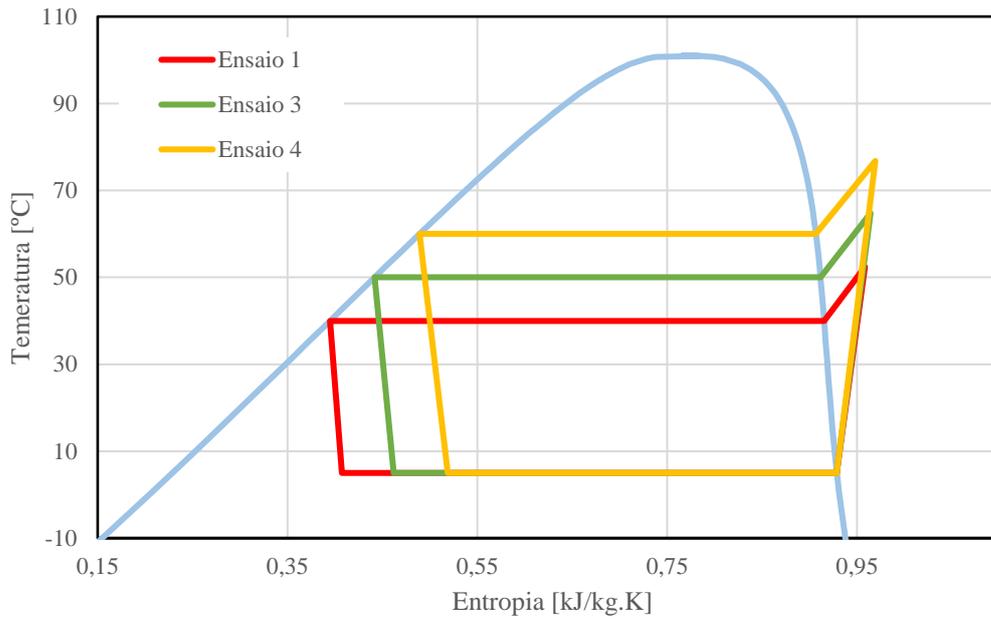


Figura 5.5 - Comparação entre os ensaios 1, 3 e 4 no diagrama T-s.

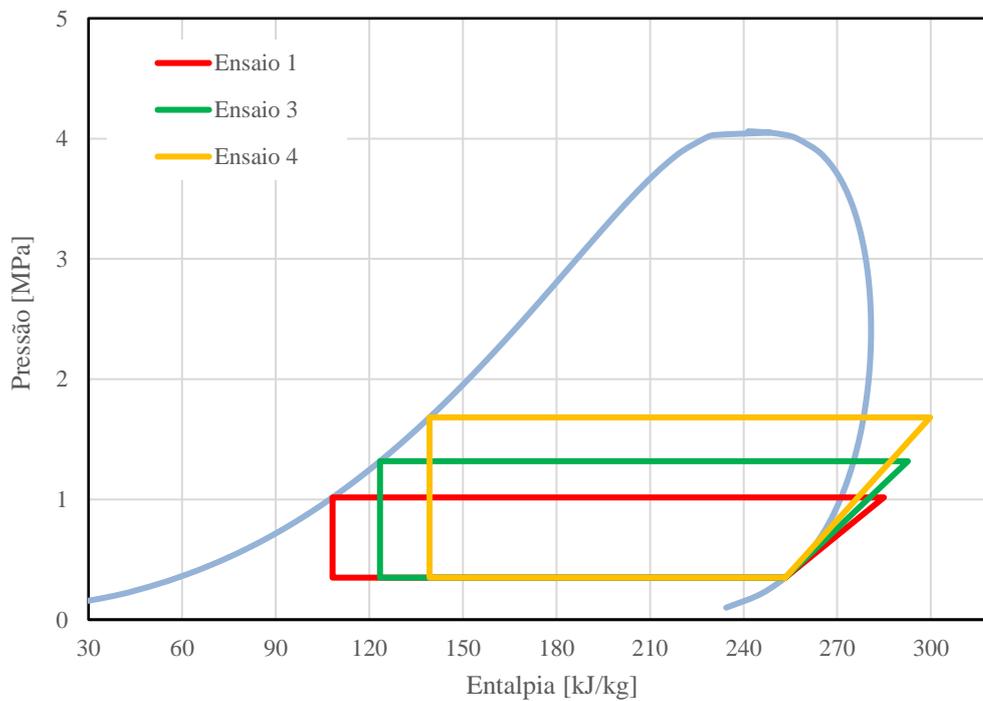


Figura 5.6 - Comparação entre os ensaios 1, 3 e 4 no diagrama P-h.

Relativamente ao trabalho realizado pelo compressor, com base na tabela 5.12, registou-se um trabalho do compressor mais elevado quanto maior a temperatura de condensação pelo que, inevitavelmente, considerando a mesma capacidade de arrefecimento, conclui-se que o

aumento da temperatura de condensação (T_3) provoca uma diminuição no COP, como se apresenta na figura 5.7.

Tabela 5.12 – Resultados dos ensaios 1, 3 e 4.

Propriedade	Ensaio 1	Ensaio 3	Ensaio 4
\dot{m} [kg/s]	0,0490	0,0547	0,0624
\dot{W}_{comp} [kW]	1,55	2,15	2,90
COP [-]	4,58	3,30	2,45

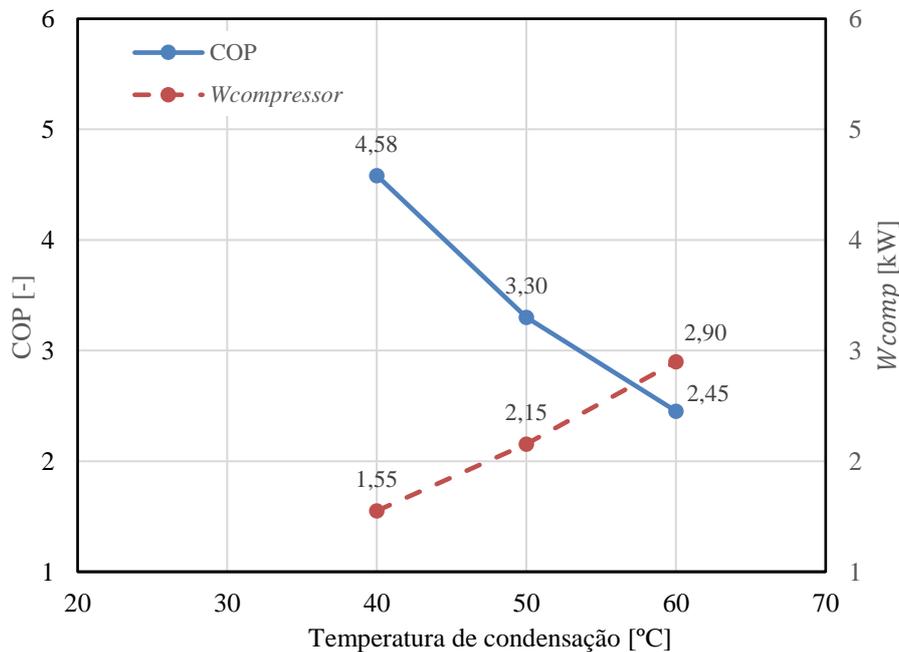


Figura 5.7 - Variação do COP e \dot{W}_{comp} com a temperatura de condensação, para R134a sem IHX.

5.2.2. R1234yf sem IHX

Contrariamente ao R134a, em que não existe a necessidade da implementação de IHX e, portanto, não é usual encontrar sistemas MAC de R134a com IHX, o mesmo não se pode afirmar relativamente ao R1234yf. Devido às características deste fluido frigorífico (apresentadas na secção 4.2.2., tabela 4.2 do presente trabalho), torna-se praticamente inviável a sua utilização sem IHX. No entanto, foi realizado o estudo para o R1234yf sem IHX e apresentados os resultados abaixo, de modo a comprovar esta afirmação.

- **Influência da temperatura de condensação no R1234yf, sem IHX**

Para o estudo dos sistemas sem IHX equipados com o fluido frigorífico R1234yf, foram preconizadas as mesmas condições iniciais apresentadas ao longo da secção 5.1.1, de modo

a servir de comparativo com os sistemas MAC de R134a sem IHX, como apresentado na tabela 5.13.

Tabela 5.13 – Condições de operação para R1234yf sem IHX.

Propriedade	Ensaio 1	Ensaio 2	Ensaio 3
Temperatura de condensação [°C]	40	50	60
Temperatura de evaporação [°C]	5		
Rendimento isentrópico [%]	70		
Pressão de condensação [MPa]	1,018	1,302	1,642
Pressão de evaporação [MPa]	0,373		

As figuras 5.8 e 5.9 apresentam os diagramas $T-s$ e $P-h$ para os ensaios 1, 2 e 3 realizados para o R1234yf sem IHX, conforme as tabelas 5.13.

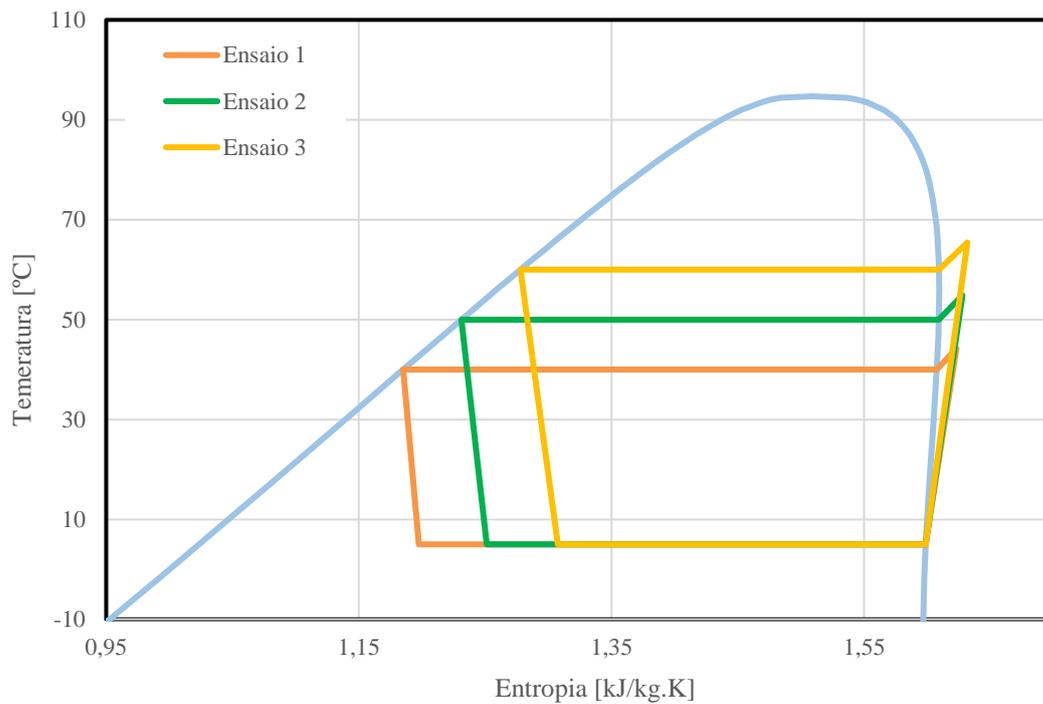


Figura 5.8 – Comparação de ensaios 1, 2 e 3 de R1234yf no diagrama $T-s$.

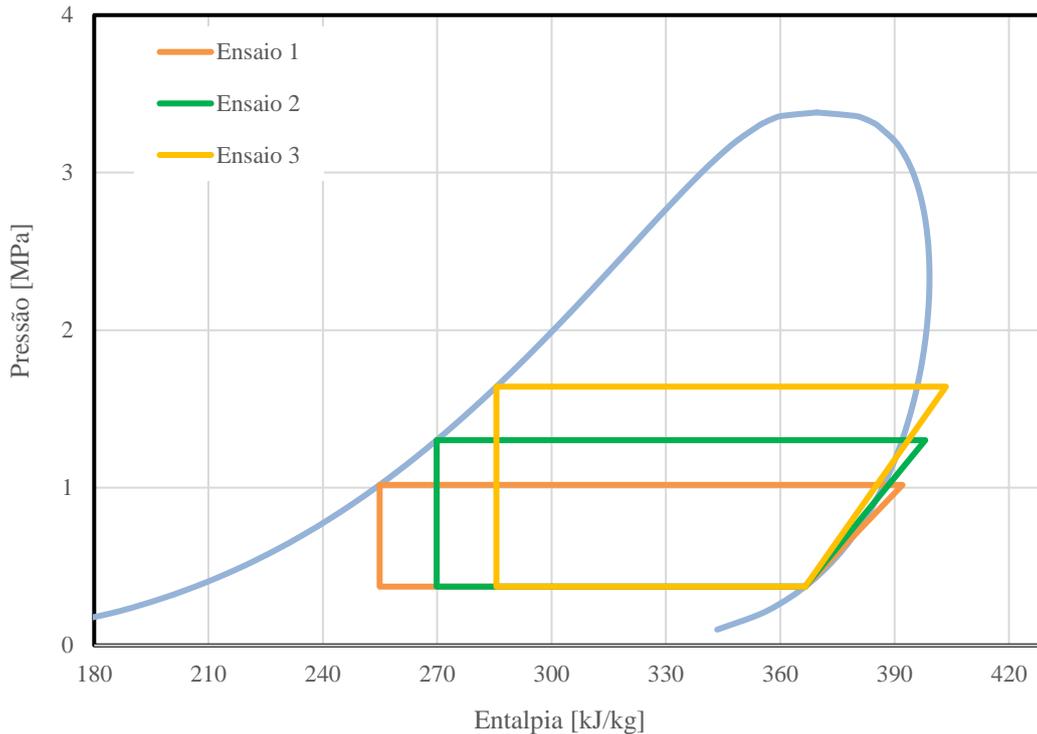


Figura 5.9 - Comparação de ensaios 1, 2 e 3 de R1234yf no diagrama *P-h*.

À semelhança do observado para o R134a, quanto maior a temperatura de condensação, maiores são a temperatura, entalpia e a entropia registadas no ponto 2 (saída do compressor). De modo análogo, ocorre a diminuição da entalpia e entropia nos pontos 3 e 4.

Sendo que se tomou como condição inicial $\dot{Q}_{arref} = 7,109$ kW para todos os ensaios, com base na equação 5.1 este é variável com o caudal mássico e entalpias do ponto 1 e 4. Nos ensaios realizados anteriormente, manteve-se constante a temperatura de evaporação, logo não se registou qualquer alteração na entalpia em 1. Relativamente à entalpia em 4, esta cresce à medida que aumenta a temperatura de condensação logo, para manter estável o valor de \dot{Q}_{arref} com o aumento de h_4 , é necessário um aumento do valor do caudal mássico, sendo esta a justificação para a variação do caudal mássico em todos os ensaios realizados.

Finalmente, um maior caudal mássico é responsável por um maior trabalho do compressor, reduzindo desta forma o COP apresentado.

Com base na análise das tabelas 5.12 e 5.14, concluí-se que o R134a apresenta um menor trabalho realizado pelo compressor, comparativamente ao R1234yf para as mesmas condições de temperaturas de condensação, evaporação e rendimento isentrópico.

Consequentemente, o R134a apresenta um maior COP. A aplicação do IHX no R1234yf tem precisamente a finalidade de aproximar o COP deste fluido aos valores obtidos para o R134a.

Tabela 5.14 – Resultados dos ensaios 1, 2 e 3 – R1234yf.

Propriedade	Ensaio 1	Ensaio 2	Ensaio 3
\dot{m} [kg/s]	0,0637	0,0735	0,0878
\dot{W}_{comp} [kW]	1,63	2,32	3,24
COP [-]	4,37	3,07	2,19

Atendendo aos resultados apresentados na tabela 5.14 verifica-se que o aumento da temperatura de condensação resulta num aumento do caudal mássico, aumento do consumo do compressor e consequentemente uma diminuição do COP. Os resultados obtidos no presente estudo estão em consonância com os resultados obtidos pelos autores Gungor *et al.* (2021).

A figura 5.10 apresenta o COP e a potência consumida pelo compressor para os ensaios com os fluidos R134a e R1234yf. É possível verificar que o ensaio 3 ao qual corresponde a temperatura de condensação de 60 °C apresenta os valores de potência consumida pelo compressor mais elevados e o menor COP. Os resultados obtidos mostram ainda que para o sistema MAC sem IHX o desempenho é superior para o R134a, em conformidade com o estudo dos autores Onan *et al.* (2021).

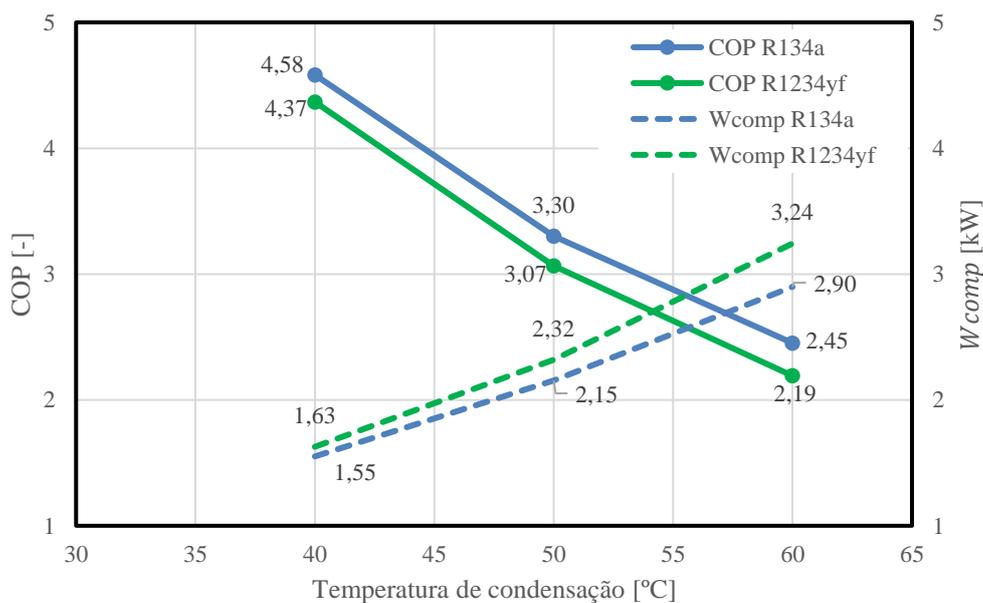


Figura 5.10 - Comparação do COP e \dot{W}_{comp} com a temperatura de condensação, para R134a e R1234yf sem IHX.

5.2.3. R744 (CO₂) sem IHX

Os ciclos com R744 (CO₂) são casos particulares. Este fluido opera em ciclo transcrito, com pressões muito elevadas, não havendo, portanto, uma pressão de condensação pois o fluido à saída do *gas cooler* não se encontra em líquido saturado, como acontece nos casos de R134a e R1234yf.

Deste modo, para a realização dos ensaios com R744 (CO₂), não bastou arbitrar as temperaturas de saída do *gas cooler* e de evaporação, mas também definir a pressão no *gas cooler*. Esta pressão foi definida consoante a temperatura de saída no *gas cooler* (T_3) selecionada para o ensaio de R744 (CO₂): 50 °C. Posteriormente, com base nos autores Santos *et al.* (2019), considerando a temperatura selecionada, foi arbitrada uma pressão no *gas cooler* (P_3) igual a 12 MPa.

A tabela 5.15 apresenta as condições iniciais do ensaio referido. A partir desta tabela, foram determinados os pontos termodinâmicos da tabela 5.16. Os gráficos obtidos para o R744 (CO₂) sem IHX estão representados nas figuras 5.11 e 5.12.

Tabela 5.15 – Condições de operação do ensaio de R744 (CO₂) sem IHX.

Propriedade	Valor
Temperatura à saída do <i>gas cooler</i> (T_3) [°C]	50
Temperatura de evaporação [°C]	5
Rendimento isentrópico [%]	70
Pressão no <i>gas cooler</i> [MPa]	12
Pressão de evaporação [MPa]	3,969

Tabela 5.16 – Propriedades termodinâmicas para R744 (CO₂) sem IHX.

Ponto	Estado físico	Pressão [MPa]	Entalpia [kJ/kg]	Temperatura [°C]	Entropia [kJ/kg·K]
1	Vapor saturado	3,969	427,485	5	1,816
2	Vapor sobreaquecido	12,0	489,947	101,43	1,867
2s	Vapor sobreaquecido	12,0	471,208	91,14	1,816
3	Líquido saturado	12,0	336,410	50	1,419
4	Vapor húmido ($x=0,576$)	3,969	336,410	5	1,489

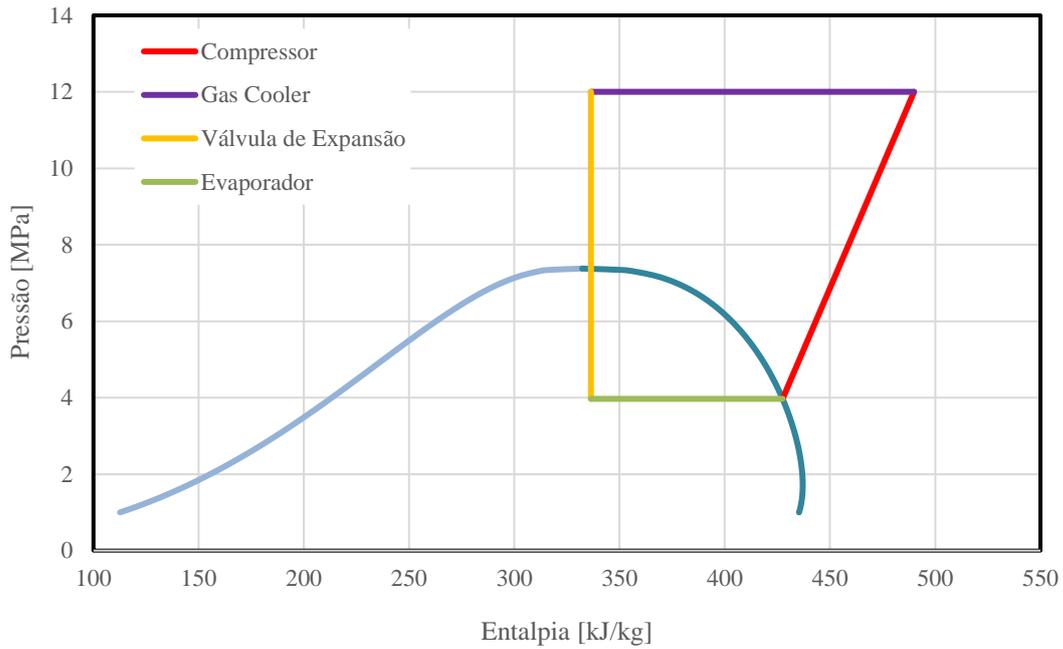


Figura 5.11 - Diagrama $P-h$ para R744 (CO_2) sem IHX.

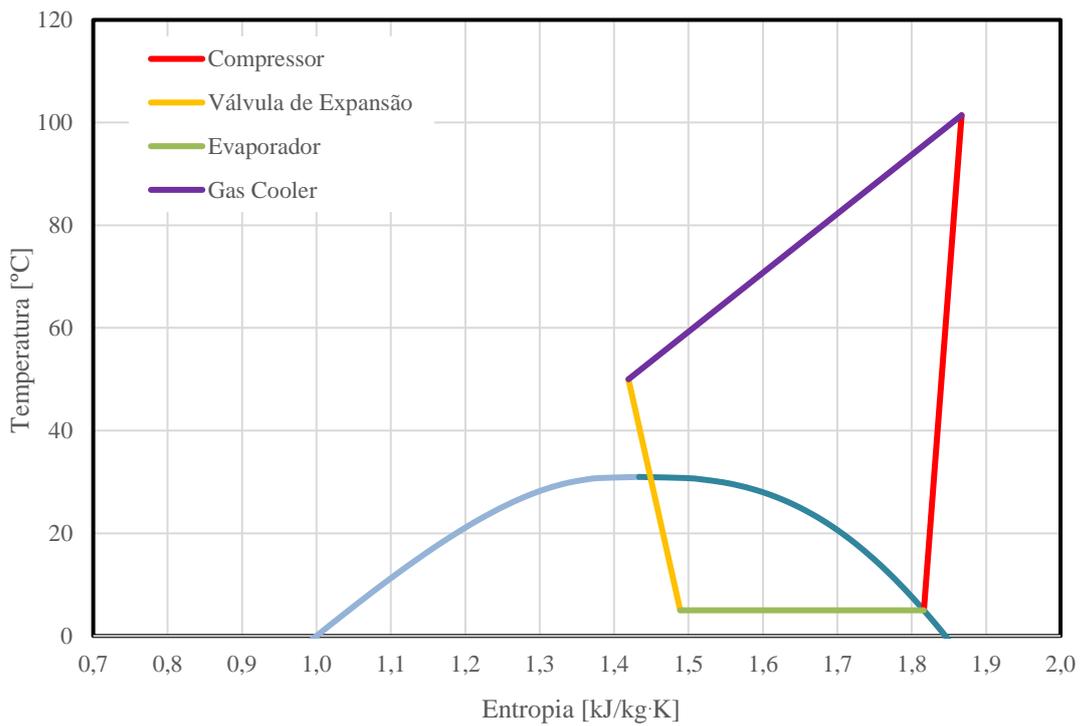


Figura 5.12 - Diagrama $T-s$ para R744 (CO_2) sem IHX.

À semelhança dos ensaios para os anteriores fluidos, a tabela 5.17 apresenta os resultados obtidos, nomeadamente o caudal mássico, trabalho do compressor e o COP com base no ensaio realizado. Sem IHX, este fluido apresenta um COP muito baixo, resultante do alto trabalho realizado pelo compressor para garantir a capacidade de arrefecimento definida

inicialmente, pelo que se mostra evidente a implementação de IHX de modo a tornar este sistema mais eficiente.

Tabela 5.17 – Resultados do ensaio de R744 (CO₂) sem IHX

Propriedade	Ensaio
\dot{m} [kg/s]	0,0781
\dot{W}_{comp} [kW]	4,88
COP [-]	1,46

5.3. Ensaio de sistema MAC com IHX

5.3.1. R134a com IHX

Relativamente aos ensaios com IHX, estes foram realizados para uma temperatura de condensação igual a 50 °C e uma temperatura de evaporação igual a 5 °C, à semelhança dos ensaios sem IHX.

Foi necessário considerar uma potência para o IHX (\dot{Q}_{IHX}), sendo para o caso do R134a considerado uma potência de valor estimado igual a 1 kW, com base em Santos *et al.* (2019), conforme apresentado na tabela 5.3. Partindo das condições da tabela 5.18, são apresentados na tabela 5.19 quatro pontos que não eram contemplados nas tabelas anteriores, sendo estes: Ponto 1A, 1B, 3A e 3B que correspondem aos pontos de entrada e saída do fluido do IHX.

Tabela 5.18 – Condições de operação para o R134a com IHX.

Propriedade	Valor
Temperatura de condensação (T_{3A}) [°C]	50
Temperatura de evaporação [°C]	5
Rendimento isentrópico [%]	70
Pressão de condensação [MPa]	1,318
Pressão de evaporação [MPa]	0,35

Tabela 5.19 – Propriedades termodinâmicas para R134a com IHX.

Ponto	Estado físico	Pressão [MPa]	Entalpia [kJ/kg]	Temperatura [°C]	Entropia [kJ/kg·K]
1A	Vapor saturado	0,35	253,312	5	0,929
1B	Vapor sobreaquecido	0,35	274,571	28,39	1,002
2	Vapor sobreaquecido	1,318	319,034	88,68	1,04
2s	Vapor sobreaquecido	1,318	305,695	76,46	1,002
3A	Líquido saturado	1,318	123,443	50	0,442
3B	Líquido subarrefecido	1,318	102,185	35,95	0,375
4	Vapor húmido (x=0,22)	0,35	102,185	5	0,385

5.3.2. R1234yf com IHX

O ensaio de R1234yf com IHX foi realizado para as mesmas condições do ensaio de R134a mas, considerando $\dot{Q}_{IHX} = 2$ kW, com base em Santos *et al.* (2019). As tabelas 5.20 e 5.21 representam as condições iniciais consideradas e os pontos termodinâmicos calculados para cada ponto de funcionamento, respetivamente.

Tabela 5.20 – Condições de operação para o R1234yf com IHX.

Propriedade	Valor
Temperatura de condensação (T3A) [°C]	50
Temperatura de evaporação [°C]	5
Rendimento isentrópico [%]	70
Pressão de condensação [MPa]	1,302
Pressão de evaporação [MPa]	0,373

Tabela 5.21 – Propriedades termodinâmicas para R1234yf com IHX.

Ponto	Estado físico	Pressão [MPa]	Entalpia [kJ/kg]	Temperatura [°C]	Entropia [kJ/kg·K]
1A	Vapor saturado	0,373	366,521	5	1,599
1B	Vapor sobreaquecido	0,373	404,364	44,46	1,726
2	Vapor sobreaquecido	1,302	443,244	93,68	1,758
2s	Vapor sobreaquecido	1,302	431,58	83,42	1,726
3A	Líquido saturado	1,302	269,851	50	1,231
3B	Líquido subarrefecido	1,302	232,008	23,93	1,109
4	Vapor húmido (x=0,16)	0,373	232,008	5	1,115

5.3.3. R744 (CO₂) com IHX

Uma vez mais, os ensaios foram realizados considerando as mesmas temperaturas de evaporação e no ponto T3A, e pressões idênticas ao ensaio da secção 5.2.3. Foi também considerado que $\dot{Q}_{IHX} = 2$ kW, Santos *et al.* (2019). As tabelas 5.22 e 5.23 apresentam os pontos de funcionamento do ciclo estudado.

Tabela 5.22 – Condições de operação para o R744 (CO₂) com IHX.

Propriedade	Valor
Temperatura no <i>gas cooler</i> (T3A) [°C]	50
Temperatura de evaporação [°C]	5
Rendimento isentrópico [%]	70
Pressão de condensação [MPa]	12
Pressão de evaporação [MPa]	3,969

Tabela 5.23 – Propriedades termodinâmicas para R744 (CO₂) com IHX.

Ponto	Estado físico	Pressão [MPa]	Entalpia [kJ/kg]	Temperatura [°C]	Entropia [kJ/kg·K]
1A	Vapor saturado	3,969	427,485	5	1,816
1B	Vapor sobreaquecido	3,696	463,137	26,73	1,94
2	Vapor sobreaquecido	12	541,384	134,99	1,999
2s	Vapor sobreaquecido	12	517,91	118,83	1,940
3A	Líquido saturado	12	336,41	50	1,419
3B	Líquido subarrefecido	12	300,758	41,34	1,308
4	Vapor húmido ($x=0,41$)	3,969	300,758	5	1,361

5.3.4. Influência do IHX

Para os fluidos R1234yf e R744 (CO₂), torna-se indispensável o uso de IHX pois, com a utilização deste tipo de permutador de calor, obtém-se melhorias significativas na redução do trabalho do compressor e consequentemente no aumento do COP. Já quanto ao R134a, o resultado da introdução do IHX não se mostrou tão influente nos valores do COP e do trabalho do compressor quanto nos restantes fluidos frigoríficos, conforme analisado de seguida.

- **R134a**

Os gráficos relativamente aos sistemas MAC com R134a, com e sem IHX, são apresentados na figura 5.13. Com este gráfico, denota-se um aumento substancial da entalpia do fluido frigorífico no ponto imediatamente antes do compressor e imediatamente após o mesmo. Ou seja, com IHX, o fluido entra no compressor com uma maior entalpia e uma maior temperatura o que, teoricamente, irá originar um menor trabalho do compressor. Com base na tabela 5.24, verificou-se, de facto, um trabalho do compressor ligeiramente inferior quando o sistema tem IHX.

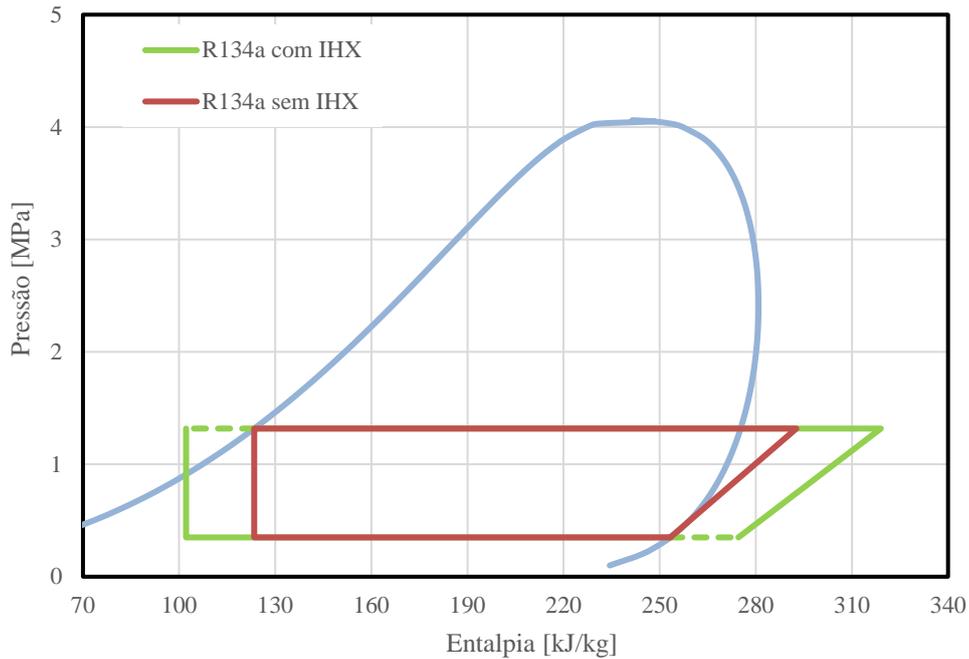


Figura 5.13 – Diagrama $P-h$ para R134a com e sem IHX.

Um outro aspeto relevante de salientar na tabela 5.24 prende-se com o caudal mássico de fluido: para os sistemas com IHX, o caudal mássico de fluido frigorífico será inferior ao caudal do mesmo sistema sem IHX.

Por sua vez, o COP para um sistema de IHX é superior em cerca de 3% ao COP do sistema sem IHX para as mesmas condições, tendo em conta o estudo em causa. Apesar de se verificar uma maior temperatura e entalpia no ponto 2 com IHX, comparativamente ao ensaio sem IHX, verifica-se também uma maior temperatura e entalpia na entrada do compressor (ponto 1B) o que, aliado ao menor caudal mássico, é responsável pelo aumento do COP.

Tabela 5.24 – Resultados para R134a com e sem IHX.

Propriedade	R134a sem IHX	R134a com IHX
\dot{m} [kg/s]	0,0547	0,0490
\dot{W}_{comp} [kW]	2,15	2,09
COP [-]	3,30	3,40

Os resultados apresentados na tabela 5.24 vão ao encontro do anteriormente referido no presente trabalho. Neste trabalho, para o caso do R134a constatou-se que o IHX é responsável pela diminuição do consumo do compressor, resultando isso num aumento do COP. Bahrami *et al.* (2010) realizou estudos para IHX com variações no seu tamanho e

apresenta conclusões idênticas: um IHX de maiores dimensões apresentou resultados mais positivos ao nível do COP e do consumo do compressor comparativamente ao sistema sem IHX, ou com um IHX de dimensões mais reduzidas, Bahrami *et al.* (2010).

- **R1234yf**

A figura 5.14 representa a comparação do diagrama $P-h$ para os ensaios de R1234yf com e sem IHX, onde se denota claramente a diferença do gráfico. A tabela 5.25 apresenta os resultados obtidos para os ensaios com e sem IHX para o fluido frigorífico já mencionado.

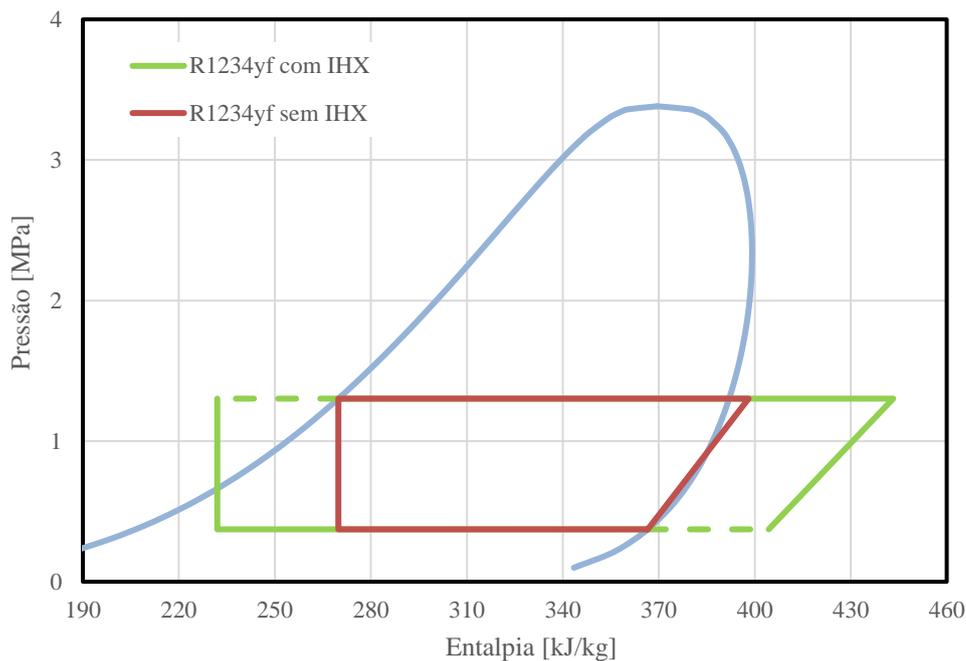


Figura 5.14 - Diagrama $P-h$ para R1234yf com e sem IHX.

À semelhança do que acontece com o R134a, o IHX provocou, uma vez mais, um aumento do COP. Esta subida traduz-se num aumento de 12,7% face ao ensaio sem IHX para as mesmas condições. O COP do R1234yf com IHX revelou-se superior ao COP analisado anteriormente para o R134a com IHX. Nos ensaios sem IHX, isto não se verificou, verificou-se sim que o R134a sem IHX apresentou um COP superior ao R1234yf sem IHX.

Os resultados apresentados na tabela 5.25, estão em consonância com os obtidos por Gungor *et al.* (2021). Estes autores, após as simulações realizadas, observam que ocorre uma diminuição do caudal mássico e de potência do compressor com a utilização de IHX. No caso em estudo, Gungor *et al.* (2021) concluíram que a implementação de IHX num sistema MAC com R1234yf resultou, em média, num aumento do COP em cerca de 3%. No entanto, no presente estudo, foi registado um aumento do COP em 12,7%, como observado na tabela

5.25. Esta diferença entre o estudo de Gungor *et al.* (2021) e o presente trabalho pode ser devido à potência do IHX considerado, à gama de velocidade de rotação do compressor para a qual foram realizados os ensaios e/ou para as condições iniciais de operação definidas.

Tabela 5.25 - Resultados para R1234yf com e sem IHX.

Propriedade	R1234yf sem IHX	R1234yf com IHX
\dot{m} [kg/s]	0,0735	0,0528
\dot{W}_{comp} [kW]	2,32	2,05
COP [-]	3,07	3,46

- **R744 (CO₂)**

O fluido R744 (CO₂) apresenta grandes diferenças no seu ciclo com a utilização de IHX, conforme apresentado na figura 5.15.

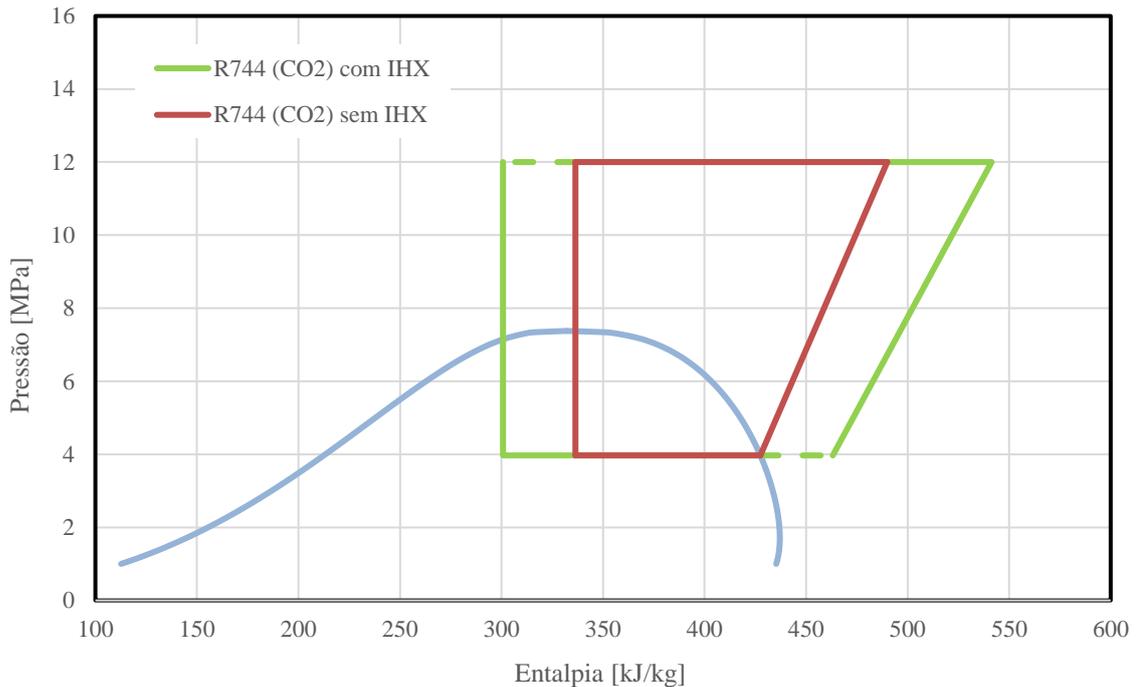


Figura 5.15 - Diagrama *P-h* para R744 (CO₂) com e sem IHX.

De acordo com a tabela 5.26, com o uso de IHX, e com a diminuição do caudal mássico, determinou-se que o trabalho realizado pelo compressor diminuiu em cerca de 10%. Devido à potência do IHX, por sua vez dependente das características e dimensões do mesmo, este provoca uma transferência de calor entre o fluido à saída do condensador e o fluido à saída do evaporador, perdendo o primeiro calor para este último. Assim, à entrada do compressor

(Ponto 1B) o fluido já conta com uma subida de temperatura significativa (cerca de mais de 400%, neste caso), o que por sua vez reduz o trabalho realizado pelo compressor, devido às diferenças de entalpias.

Relativamente ao COP, para o ensaio considerado, o IHX provoca um aumento de 11%, passando assim de 1,46 para 1,62. Ainda assim, apresenta valores inferiores ao R134a e R1234yf.

Tabela 5.26 - Resultados para R744 (CO₂) com e sem IHX.

Propriedade	R744 (CO ₂) sem IHX	R744 (CO ₂) com IHX
\dot{m} [kg/s]	0,0781	0,0561
\dot{W}_{comp} [kW]	4,88	4,39
COP [-]	1,46	1,62

- **Influência da temperatura de condensação em sistemas com IHX**

Anteriormente, constatou-se também que a temperatura de condensação tem uma grande influência na variação do COP: este apresentava valores superiores quanto menor a temperatura de condensação (T_{3A}).

Assim, a figura 5.16 representa a variação do COP para vários valores em T_{3A} para os fluidos R134a, R1234yf e R744 (CO₂), com IHX presente no sistema. Deste modo, a figura 5.16 resume todos os resultados obtidos com as simulações e conclui-se, uma vez mais, que os melhores valores de COP são obtidos para temperaturas de condensação (T_{3A}) mais baixas.

A figura 5.16 revela alguma discrepância entre o COP registado para os fluidos R134a e R1234yf, em comparação com o COP obtido para o R744 (CO₂). Os autores Wang *et al.* (2018) obtiveram resultados semelhantes nos seus estudos, onde o COP para R134a se mostrou mais elevado que o COP para R744 (CO₂), situando-se a diferença no intervalo de 10% a 26%. No entanto, os autores concluem que uma das soluções para o tornar o COP dos sistemas de R744 (CO₂) superiores ao COP do R134a passa pela otimização dos componentes do sistema.

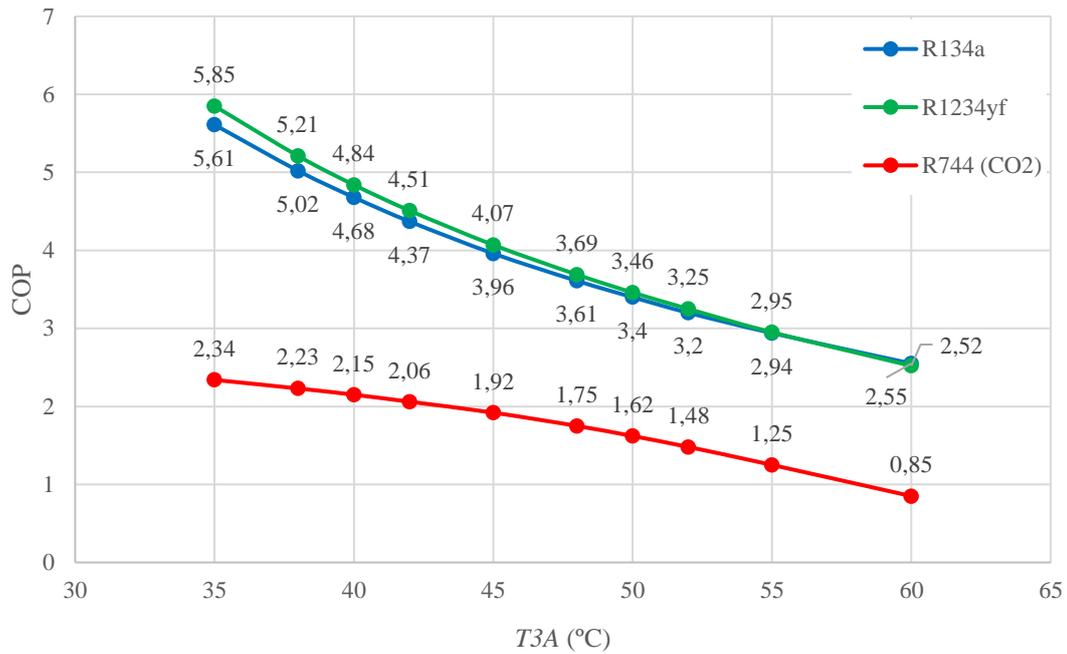


Figura 5.16 - Variação do COP com diferentes T_{3A} , para sistemas com IHX.

A figura 5.17 representa algumas variações das condições iniciais dos ensaios apresentados anteriormente para o R744 (CO₂). Ou seja, sendo este um fluido a operar em condições transcíticas, é necessário definir não só a sua temperatura T_{3A} como também a pressão no mesmo ponto. Para as simulações anteriores foi mantido constante a pressão de 12 MPa. A figura 5.17 apresenta precisamente o COP do sistema de R744 (CO₂), para várias temperaturas T_{3A} e considerando um amplo intervalo de pressões no ponto 3A.

Com a análise desta figura conclui-se que: para $T_{3A}=40$ °C, o COP apresenta o melhor resultado quando a pressão é igual a 10 MPa; para $T_{3A}=50$ °C, o COP é máximo quando $P_{3A}=13$ MPa; já para $T_{3A}=60$ °C, o valor máximo de COP dá-se em $P_{3A}=16$ MPa. Em suma, para maiores temperaturas T_{3A} , requer também maiores pressões P_{3A} , de modo a obter o valor máximo de COP, ou seja, otimizar o rendimento do sistema. No entanto, note-se também que pressões exageradamente elevadas (mais de 16 MPa, no caso de $T_{3A}=60$ °C) começam a ser prejudiciais ao sistema e a provocar um decréscimo do COP.

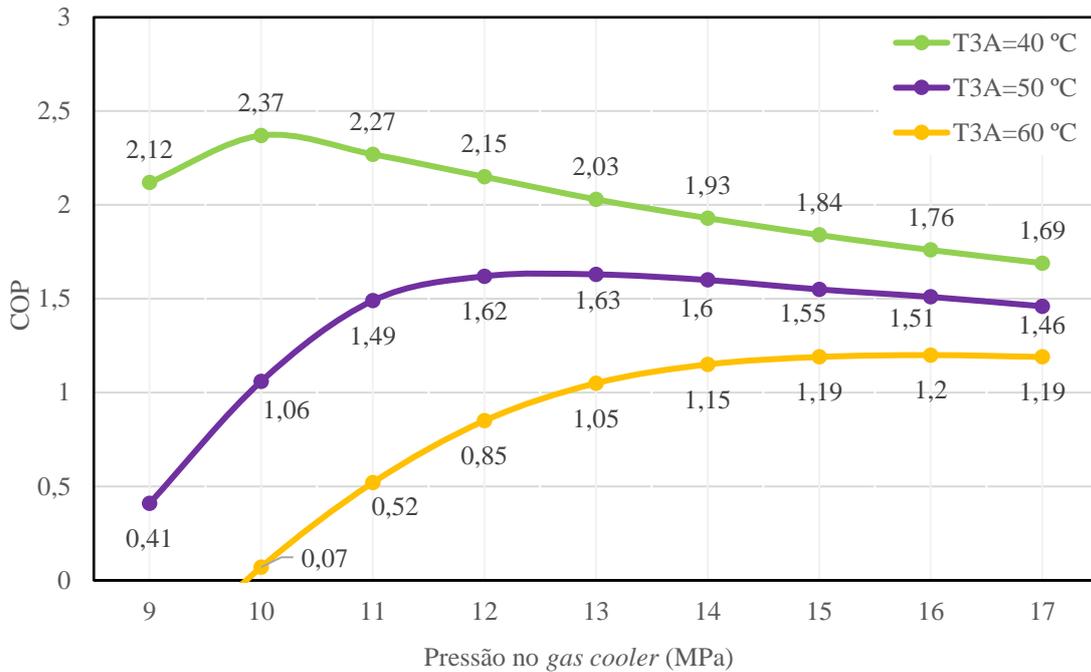


Figura 5.17 – COP com a pressão no gas cooler, para R744 (CO₂) com IHX.

A análise da figura 5.17 permite concluir para que valores de T_{3A} mais reduzidos ($T_{3A}=40^{\circ}\text{C}$) se obtém o melhor COP. A diminuição do COP com o aumento da T_{3A} está relacionada com a potência térmica de arrefecimento, Wang *et al.* (2018). No seu estudo, os autores Wang *et al.* (2018) apresentaram o COP para várias temperaturas de condensação e observam uma diminuição do COP com o aumento da temperatura ambiente exterior.

6. Conclusões

Devido às normas ambientais cada vez mais restritivas, como o Protocolo de Montreal e a Diretiva 2006/40/EC, os sistemas de ar condicionado para veículos automóveis (MAC) têm vindo a utilizar os frigoríficos R1234yf e o R744 (CO₂), em substituição do R134a.

O presente trabalho apresenta uma análise comparativa dos sistemas MAC com R134a, R1234yf e R744 (CO₂) com ênfase na análise de desempenho para os três frigoríficos em estudo. Neste seguimento foram consideradas variações na temperatura de condensação (40 °C, 50 °C e 60 °C), no rendimento isentrópico (60 % e 70%) e na utilização de IHX.

A revisão bibliográfica efetuada permitiu identificar que a introdução de um permutador de calor interno (IHX) é essencial para a otimização do desempenho de sistemas MAC que utilizem R1234yf e R744 (CO₂). Neste seguimento, os resultados obtidos no presente estudo demonstram, em termos percentuais, um claro aumento do COP com a utilização do IHX, comparativamente ao mesmo sistema sem IHX. Todavia observou-se que no caso do R134a, a introdução de IHX não se traduz numa melhoria significativa do COP.

Os resultados obtidos no presente estudo demonstraram que independentemente do fluido em análise (R134a, R1234yf, R744 (CO₂)), o COP tende a diminuir com o aumento da temperatura de condensação. No caso do R744 (CO₂) com IHX, foi também estudado o efeito da temperatura à saída do *gas cooler* (T_{3A}) com a pressão. Os resultados obtidos demonstram também que é possível obter uma pressão ideal de funcionamento de um sistema de R744 (CO₂) com IHX para cada temperatura em T_{3A} .

Em termos de desempenho, os resultados obtidos no presente estudo demonstram que o R1234yf é o fluido que mais se aproxima ao R134a, especialmente em sistemas com IHX. No entanto, devido às suas características de inflamabilidade este fluido requer atenção especial ao nível da segurança.

Em suma, conclui-se que o R744 (CO₂), por se tratar de um gás natural é o fluido mais adequado do ponto de vista ambiental. Como mencionado anteriormente, o R744 (CO₂) não é inflamável nem tóxico, pelo que por si só estas já são vantagens face ao R1234yf. Adicionalmente, e comparativamente aos fluidos R134a e R1234yf, o R744 (CO₂) apresentou bom desempenho nos ensaios efetuados. O R744 (CO₂) apresenta todos os

requisitos necessários para se tornar numa referência ao nível do ar condicionado automóvel, devendo, para isso, ser uma forte aposta por parte de todos os fabricantes automóveis.

Atualmente, a Mercedes-Benz é das marcas automóveis que mais aposta nos sistemas com R744 (CO₂) em detrimento do R1234yf (devido às questões de segurança). A título de exemplo, os modelos Classe-S C217, Classe-S W222 e o Classe-E W213 são alguns dos modelos da Mercedes-Benz onde podem ser encontrados sistemas de ar condicionado a operar com R744 (CO₂), Mercedes-Benz (2017). No caso do Grupo Volkswagen, os modelos Volkswagen ID.3 e ID.4 e o Audi Q4 e-tron também são constituídos por bombas de calor com R744 (CO₂), Masterson (2021).

Assim, de acordo com as vantagens apresentadas pelo R744 (CO₂), a tendência será de que a lista de veículos com este tipo de fluido continuará a crescer.

Bibliografia

A-Gas, (2022), “Propane (R290) Safety Data Sheet”.

Aized, T., Hamza, A., (2018), “Thermodynamic Analysis of Various Refrigerants for Automotive Air Conditioning System”, Arabian Journal for Science and Engineering.

Alani, W. K., Zheng, J., Fayad, M. A., Lei Lei, (2022), “Enhancing the fuel saving and emissions reduction of light-duty vehicle by a new design of air conditioning worked by solar energy”, Case Studies in Thermal Engineering 30 (2022) 101798.

Ariazone International Pty Lda, (2017), “Automotive air conditioning training manual”, Australia.

Bahrami, S., Beigi H. M., Sabour, M. H., (2010), “Experimental Analysis of Internal Heat Exchanger for Automotive A/C System”, ASME 2010 10th Biennial Conference on Engineering Systems Design and Analysis (ESDA2010), Istanbul, Turquia.

Balmer, B., Burkhardt, C., Riemensperger, R., (n.d.), "Flexible Hoses for CO₂ Air-Conditioning Systems of Vehicles".

Bentrcia, M., Alshatewi, M., Omar, H., (2017), “Developments of vapor-compression systems for vehicle air-conditioning: A review”, Advances in Mechanical Engineering, Vol. 9(8) 1–15.

Bhatti, M. S., (2008), “The evolution of automotive air conditioning”, HVAC&R Nation, ASHRAE Journal.

Calm, J. M., (2012), “Refrigerants Transitions ... Again”, Conferência ASHRAE/NIST, Gaithersburg, Atlanta, EUA.

Campos, S. L., (2014), “Desenvolvimento de Sistema Climatizador Automotivo para Aquecimento e Resfriamento”, Tese de Doutorado em Engenharia Mecânica, Pontifícia Universidade Católica, Rio de Janeiro.

Çengel, Y. A., Boles, M. A., (1998), “Thermodynamics: An Engineering Approach”, 5ª Edição.

Cuevas, C., Winandy, E., Lebrun, J., (2007), “Testing and modelling of an automotive wobble plate compressor”. *International Journal of Refrigeration* 31, 2008, pp. 423-431.

Daimler Communications, (2012), “New findings concerning the risks of the new R1234yf refrigerant: Mercedes-Benz wishes to continue using the tried-and-tested R134a refrigerant in passenger cars”.

Danfoos, (2014), “MCHE - Tangible heat exchanger savings”.

Danfoos, (2019), “Service guide MicroChannel Heat Exchangers (MCHE) Installation and Maintenance Guide”.

Danzl, D., (2021), “Hypothermia”, MSD Manuals, University of Louisville School of Medicine.

Davis, J., (2012), “Mercedes-Benz Independent Study Finds New Refrigerant to Be Dangerous”, Mercedes-Benz Corporate News.

Deutsche Umwelthilfe, (2013), “Sustainable mobile airconditioning for buses!”, Berlin.

Ekmekci, I., (2016), “R744 (CO₂) Refrigerant Cooling Systems and Their Performances”, Department of Industrial Engineering, Istanbul Commerce University. 8th International Ege Energy Symposium and Exhibition – 2016.

Emerson Climate Technologies, (2021), “CO₂ Product Guide 2021 for Refrigeration Applications”, Aachen, Alemanha.

Gungor, U., Hosoz, M., (2021), “Experimental performance evaluation of an R1234yf automobile air conditioning system employing an internal heat exchanger”, *International Journal of Automotive Engineering and Technologies*, IJAET 10 (1) 50-59.

Han, Y., Liu, Y., Li, M., Huang, J., (2011), “A review of development of micro-channel heat exchanger applied in air-conditioning system”, College of Automotive Engineering, Jilin University, China. 2nd International Conference on Advances in Energy Engineering (ICAEE2011).

Hayman, G. D., (1997), “CFCS and the ozone layer.”, *Br J Clin Pract Suppl.*, 89:2-9. PMID: 9519506.

Honeywell Refrigerants, (2007), “Genetron® 134a (R-134a) Technical Datasheet”.

Honeywell Refrigerants, (2007), “Genetron® 410A Technical Datasheet”.

Honeywell Refrigerants, (2015), “Solstice® yf (R-1234yf) Properties and Materials Compatibility”.

Honeywell Refrigerants, (2019), “Genetron® 407C Safety Data Sheet”.

Huber, M. L., McLinden, M. O., (1992), “Thermodynamic Properties of R134a (1,1,1,2-tetrafluoroethane)”, International Refrigeration and Air Conditioning Conference, Paper 184, Purdue University.

Janus, J., Skotniczny, P.J., Richert, M., (2019), “Modeling of the impact of construction solutions on operating parameters of the internal heat exchanger with refrigerant R744”, Archives of Thermodynamics, Vol. 40, No. 1, 145-160.

Li, H., Tong, L., Xu, M., Wei, W., Zhao, M., Wang, L., (2018), “Study on energy saving effect of IHX on vehicle air conditioning system”, IOP Conference Series: Earth and Environmental Science 121 (2018) 052036.

Lopes, P. B. S., (2013), “Estudo de um permutador de calor para aplicação em sistemas de recuperação de energia térmica”, Dissertação de Mestrado em Engenharia Automóvel, Instituto Politécnico de Leiria.

Makino, M., Ogawa, N., Abe, Y., Fujiwara, Y., (2003), “Automotive Air-conditioning Electrically Driven Compressor”, SAE Technical Paper Series 2003-01-0734.

Mao, S., Basma, H., Yang, L., (2022), “Mobile air conditioning system series: Market status and a case study of electric buses in China”, 2022 International Council On Clean Transportation.

Masterson, P., (2021), “Audi Electric SUVs Offer CO2 Heat Pump To Boost Driving Range” Heating News Journal.

Meng, Z., Zhang, H., Lei, M., Qin, Y., Qiu, J., (2017), “Performance of low GWP R1234yf/R134a mixture as a replacement for R134a in automotive air conditioning systems”, International Journal of Heat and Mass Transfer 116 (2018) 362–370.

Mercedes-Benz, (2017), “New refrigerants R744 and R1234yf – Service Technology Guide”, Ficha Técnica.

Mercedes-Benz, (2021), “CO₂ as a Refrigerant is Happening”.

Meyer, J., Yang, G., Papoulis, E., (2004), “R134a Heat Pump for Improved Passenger Comfort”, SAE Technical Paper Series 2004-01-1379.

Nagengast, B., (2006), “Air Conditioning and Refrigeration Chronology: Significant dates pertaining to Air Conditioning and Refrigeration”, ASHRAE.

Nekså, P., (2004), “CO₂ as refrigerant for systems in transcritical operation: principles and technology status”, Australian Institute of Refrigeration, Air conditioning and Heating (AIRAH) 2004.

Neto, R., (2013), “Análise Comparada de Evaporadores de Expansão Directa e Inundados”, Trabalho Final de Mestrado para obtenção do grau de Mestre em Engenharia Mecânica, Departamento de Engenharia Mecânica, Instituto Superior de Engenharia de Lisboa.

Noetzold, J., (2016), “Comparação do desempenho do R-1234yf em substituição direta do R-134a em ar condicionado automotivo para máquinas agrícolas”, Dissertação de Mestrado, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, Universidade do Vale do Rio dos Sinos.

Onan, C., Erdem, S., (2021), “R1234yf and R744 as alternatives to R134a at mobile air conditioners”, *Journal of Energy Systems* 2021; 5(4): 284-295, DOI: 10.30521.

Peng, Q., Du, Q., (2016), “Progress in Heat Pump Air Conditioning Systems for Electric Vehicles—A Review”, *Energies* 2016, 9, 40.

PubChem, (2021), “Resumo do composto 1,1,1,2-tetrafluoroetano”, Centro Nacional de Informações sobre Biotecnologia, CID 13129.

Qi, Z., (2014), “Advances on air conditioning and heat pump system in electric vehicles – A review”, *Renewable and Sustainable Energy Reviews* 38 (2014) 754–764.

Sagar, J., Shah, K., Tamboli, R., Satra, K., Yadav, R., Shastri, V., (2018), “Solar powered air conditioner for car in parking condition under sun”, *International Journal of Modern Trends in Engineering and Research (IJMTER)*, Volume: 5, Issue: 05.

Santos, E., (2005), “Dimensionamento e avaliação do ciclo de refrigeração de sistema de climatização automotivo”, Trabalho final para obtenção do grau Mestre em Engenharia Automóvel, Escola Politécnica da Universidade de São Paulo.

Santos, H., Pereira, J., (2019), “Performance Evaluation of an Automotive Air-conditioning System Using R134a and the Alternative Refrigerants R1234yf and R744”, 6th International Conference on Energy and Environment Research, ICEER 2019, 22-25 July, University of Aveiro, Portugal.

Sarbu, I., Sebarchievici, C., (2016), “Chapter 4 – Types of compressors and Heat Pumps”, Ground-Source Heat Pumps, pp. 47-70, Academic Press.

Schnubel, M., (2021), “Today's Technician: Automotive Heating & Air Conditioning Classroom Manual and Shop Manual”.

Sieres, J., Santos, J. M., (2018), “Experimental analysis of R1234yf as a drop-in replacement for R134a in a small power refrigerating system”, International Journal of Refrigeration 91 (2018) 230–238.

Suzuki, T., Ishii, K., (1996), "Air Conditioning System for Electric Vehicle", SAE Technical Paper 960688, 1996.

União Europeia, (2006), “Diretiva 2006/40/EC do Parlamento Europeu e do Conselho, relativa às emissões provenientes de sistemas de ar condicionados instalados em veículos a motor que altera a Diretiva 70/156/EEC”, Jornal Oficial da União Europeia.

Vasile, C., Muller, C., (2006), “Innovative design of a magnetocaloric system”, International Journal of Refrigeration 29 (2006) 1318-1326.

Wang, D., Yu, B., Shi, J., Chen, J., (2018), “Experimental and Theoretical Study on the Cooling Performance of a CO₂ Mobile Air Conditioning System”, Energies 2018, 11, 1927.

Zhang, Y., Liu, C., Wang, T., Pan, L., Li, W., Shi, J., Chen, J., (2019) “Leakage analysis and concentration distribution of flammable refrigerant R290 in the automobile air conditioner system”, International Journal of Refrigeration, V. 110, February 2020, P. 286-294.

Webgrafia

<https://media.ford.com/content/fordmedia/fsa/br/pt/news/2018/10/02/ford-modelo-t--primeiro-carro-popular-da-historia--comemora-110-.html>, em novembro de 2021

https://aftermarket.denso.com.sg/product_sub_info/?cat_id=183&sub_cat_id=176, em janeiro de 2022

<https://theengineeringmindset.com/hvac-heat-exchangers-explained/>, em março de 2022

<https://store.danfoss.com/en/Climate-Solutions-for-cooling/Heat-Exchangers/Micro-Channel-Heat-Exchangers/Micro-Channel-heat-exchanger%2C-Multi-pack/p/021U0080?language=ALL>, em abril de 2022

<https://www.delphiautoparts.com/bra/pt/product/compressores>, em abril de 2022

https://www.toyota-industries.com/products/relation/compressor_kind_1/#kind03, em abril de 2022

https://www.daikin.com/products/ac/lineup/skyair/modals/technology/03_dc_fan_motor, em maio de 2022

<https://www.carrier.com/commercial/en/in/about/history/>, em agosto de 2022