

VICTOR HUGO PANATO

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DE FLUIDOS
REFRIGERANTES ALTERNATIVOS AO R410A EM
SISTEMAS DE AR CONDICIONADO**



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
2020

VICTOR HUGO PANATO

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DE FLUIDOS REFRIGERANTES
ALTERNATIVOS AO R410A EM SISTEMAS DE AR
CONDICIONADO**

Tese apresentada ao Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para a obtenção do título de **DOUTOR EM ENGENHARIA MECÂNICA**.

Área de Concentração: Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos.

Orientador: Prof. Dr. Enio Pedone Bandarra Filho

UBERLÂNDIA - MG

2020

Ficha Catalográfica Online do Sistema de Bibliotecas da UFU
com dados informados pelo(a) próprio(a) autor(a).

P187 Panato, Victor Hugo, 1977-
2020 Análise Experimental de Fluidos Refrigerantes Alternativos ao
R410A em Sistemas de Ar Condicionado [recurso eletrônico] /
Victor Hugo Panato. - 2020.

Orientador: Enio Pedone Bandarra Filho.
Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Uberlândia, Pós-
graduação em Engenharia Mecânica.
Modo de acesso: Internet.
Disponível em: <http://doi.org/10.14393/ufu.te.2020.510>
Inclui bibliografia.

1. Engenharia mecânica. I. Bandarra Filho, Enio Pedone ,1970-,
(Orient.). II. Universidade Federal de Uberlândia. Pós-graduação
em Engenharia Mecânica. III. Título.

CDU: 621

Bibliotecários responsáveis pela estrutura de acordo com o AACR2:
Gizele Cristine Nunes do Couto - CRB6/2091
Nelson Marcos Ferreira - CRB6/3074



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
 Coordenação do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica
 Av. João Naves de Ávila, nº 2121, Bloco 1M, Sala 212 - Bairro Santa Mônica, Uberlândia-MG, CEP 38400-902
 Telefone: (34) 3239-4282 - www.posgrad.mecanica.ufu.br - secposmec@mecanica.ufu.br



ATA DE DEFESA - PÓS-GRADUAÇÃO

Programa de Pós-Graduação em:	Engenharia Mecânica			
Defesa de:	Tese nº 303, COPEM			
Data:	31/07/2020	Hora de início:	09:00	Hora de encerramento:
Matrícula do Discente:	11523EMC009			
Nome do Discente:	Victor Hugo Panato			
Título do Trabalho:	Análise Experimental de Fluidos Refrigerantes Alternativos ao R410A em Sistemas de Ar Condicionado			
Área de concentração:	Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos			
Linha de pesquisa:	Dinâmica dos Fluidos e Transferência de Calor			
Projeto de Pesquisa de vinculação:				

Reuniu-se por meio de Webconferência a Banca Examinadora, designada pelo Colegiado do Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, assim composta: Professores Doutores: Solidônio Rodrigues de Carvalho- FEMEC/UFU; Washington Martins de Silva Júnior - FEMEC/UFU; Matheus Pereira Porto - UFMG; José Roberto Simões Moreira - USP e Enio Pedone Bandarra Filho - FEMEC/UFU; orientador do candidato. Ressalta-se que os Prof. Enio Pedone Bandarra Filho, Solidônio Rodrigues de Carvalho, Washington Martins de Silva Júnior e o Discente participaram da defesa por meio de videoconferência desde a cidade de Uberlândia/MG, o Prof. Matheus Pereira Porto desde a cidade de Belo Horizonte/MG e o Prof. José Roberto Simões Moreira desde a cidade de São Paulo/SP, em atendimento a Portaria nº 36, de 19 de março de 2020, da Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior - CAPES.

Iniciando os trabalhos o presidente da mesa, Dr. Enio Pedone Bandarra Filho, apresentou a Comissão Examinadora e o candidato(a), agradeceu a presença do público, e concedeu ao Discente a palavra para a exposição do seu trabalho. A duração da apresentação do Discente e o tempo de arguição e resposta foram conforme as normas do Programa.

A seguir o senhor(a) presidente concedeu a palavra, pela ordem sucessivamente, aos(as) examinadores(as), que passaram a arguir o(a) candidato(a). Ultimada a arguição, que se desenvolveu dentro dos termos regimentais, a Banca, em sessão secreta, atribuiu o resultado final, considerando o(a) candidato(a):

Aprovado(a).

Esta defesa faz parte dos requisitos necessários à obtenção do título de Doutor.

O competente diploma será expedido após cumprimento dos demais requisitos, conforme as normas do Programa, a legislação pertinente e a regulamentação interna da UFU.

Nada mais havendo a tratar foram encerrados os trabalhos. Foi lavrada a presente ata que após lida e achada conforme foi assinada pela Banca Examinadora.



Documento assinado eletronicamente por **José Roberto Simões Moreira, Usuário Externo**, em 31/07/2020, às 12:00, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Enio Pedone Bandarra Filho, Professor(a) do Magistério Superior**, em 31/07/2020, às 12:01, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Washington Martins da Silva Junior, Professor(a) do Magistério Superior**, em 31/07/2020, às 12:01, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Matheus Pereira Porto, Usuário Externo**, em 31/07/2020, às 12:01, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



Documento assinado eletronicamente por **Solidonio Rodrigues de Carvalho, Professor(a) do Magistério Superior**, em 31/07/2020, às 12:01, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).



A autenticidade deste documento pode ser conferida no site https://www.sei.ufu.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0, informando o código verificador **2137250** e o código CRC **60BE46C1**.

02/12/2020

SEI/UFU - 2137250 - Ata de Defesa - Pós-Graduação

Referência: Processo nº 23117.040273/2020-37

SEI nº 2137250

*À minha filha Laura e esposa Tatiane pelo tempo que
abrimos mão de estarmos juntos.*

*Em memória do meu pai Silvino, meu irmão Aldecir e
meu sobrinho Leonardo, cujas vidas foram ceifadas
pela nossa sociedade moderna.*

Victor Hugo Panato

AGRADECIMENTOS

Ao Prof. Dr. Enio Pedone Bandarra Filho pela orientação, paciência e apoio durante todo o tempo que trabalhamos juntos;

À Universidade Federal de Uberlândia e ao programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica pela oportunidade de concluir essa jornada que iniciou em 1995;

Aos colegas do Laboratório de Energia, Sistemas Térmicos e Nanotecnologia (LESTnano) pelo apoio durante a realização da pesquisa, sugestões e auxílio nos momentos de dúvida, em especial à David Fernando Marcucci Pico que juntos construímos o aparato experimental viabilizador da tese e dividimos muitas dúvidas.

PANATO, V. H., **Análise Experimental de Fluidos Refrigerantes Alternativos ao R410A em Sistemas de Ar Condicionado.** 2020. 135 f. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, Minas Gerais, Brasil.

RESUMO

Este trabalho apresenta uma análise experimental entre candidatos a fluidos substitutos do R410A, atualmente o refrigerante mais utilizado em sistemas de ar condicionado estacionário e que possui alta influência na problemática ambiental. Os fluidos refrigerantes, parte essencial do ar condicionado, compõem a lista de gases causadores do efeito estufa, que provoca o aquecimento do planeta. Desde o protocolo de Montreal, há fomento para eliminação de fluidos que prejudicam o meio ambiente. A análise por meio de testes práticos realizados em uma bancada experimental colabora na determinação do sucessor do R410A. O aparato experimental é composto por um compressor com capacidade de refrigeração de 17,5 kW acionado por inversor de frequência, trocadores de calor a placa, válvula de expansão eletrônica e instrumentação adequada para mensuração dos resultados. A metodologia de análise de impacto ambiental utilizada neste trabalho permite comparar o efeito de cada fluido, não apenas pelo prisma das propriedades do refrigerante, mas também por meio do desempenho energético, o qual prejudica o meio ambiente de forma indireta, associado ao processo primário de geração de energia elétrica. Durante a execução dos testes foram elaboradas propostas de fluidos alternativos, que possam se somar a outros fluidos que vêm sendo testados por diferentes metodologias. Verifica-se que os fluidos alternativos apresentam desempenho inferior ao R410A nos resultados termodinâmicos mas apresentam menor impacto ambiental para a aplicação desse trabalho. Destaca-se o resultado do R454B que apresentou o menor impacto ambiental de forma geral e o fluido proposto N2, com resultados similares aos outros candidatos e menor quantidade de fluidos inflamáveis em sua composição.

PANATO, V. H., **Experimental Analysis of Alternative Refrigerants to R410A in Air Conditioning Systems.** 2020. 135 p. Ph.D. Thesis, Federal University of Uberlândia, Uberlândia, Minas Gerais, Brazil.

ABSTRACT

This research presents an experimental analysis among candidates substitute fluids for R410A, currently the most used refrigerant in stationary air conditioning systems and which has a high influence on environmental problems. Refrigerant, an essential part of air conditioning systems, make up the list of greenhouse gases, which causes the warming of the planet. Since the Montreal Protocol the elimination of fluids that harm the environment has been promoted. The analysis by practical tests carried out on an experimental bench collaborates to determine the R410A substitute. The experimental apparatus consists of a compressor with a cooling capacity of 17.5 kW driven by a frequency inverter, plate heat exchangers, electronic expansion valve and proper instrumentation for measuring the results. The environmental impact analysis methodology used in this work allows comparing the effect of each fluid, not only by refrigerant properties but also through energy performance, which indirectly harms the environment, associated with the primary process of electrical energy generation. During the execution of the tests, two alternative fluid was proposed, which can be added to the other fluids that have been tested by different methodologies. It can be checked that the alternative fluids underperformed when R410A in the thermodynamic results but present less environmental impact on the application of this work. The research highlights the R454B result, had the lowest overall environmental impact and proposed fluid N2, which reached similar results to the other tested refrigerants and the lowest amount of flammable fluids in its composition.

Lista de Figuras

1.1	Emissão global de gases de efeito estufa, por tipo de gás e fonte	2
2.1	Consumo anual de substâncias prejudiciais a camada de ozônio	5
2.2	Variação absoluta das emissões de gases fluorados	8
2.3	Descontinuação dos HCFCs e crescimento dos HFCs	9
2.4	Capacidade de refrigeração de vários fluidos refrigerantes	17
2.5	Alteração da inflamabilidade, toxicidade e tempo na atmosfera dos fluidos . .	19
2.6	Gráfico da Pressão pela Entalpia do fluido R407F	30
2.7	Quatro casos de definição da temperatura de evaporação e condensação . . .	31
2.8	Gráfico da pressão e entalpia para definição da T_{EV}	34
2.9	Pressão de saturação, Fonte: EES e CRE 1.0	39
2.10	Temperatura de descarga do compressor para diversos fluidos	40
2.11	Desenho esquemático do impacto no COP pelo acréscimo de massa	49
3.1	Desenho esquemático da bancada experimental	55
3.2	Envelope de operação do compressor ZP49K5E-TF5	56
3.3	Desenho esquemático da torre de arrefecimento da bancada experimental . .	58
3.4	Tela do sistema de aquisição de dados durante teste com o fluido R452B . .	62
3.5	Bancada experimental	63
4.1	Gráfico do COP x m de refrigerante para o R410A e $T_{EV} = 5^{\circ}\text{C}$	68
4.2	Gráfico do COP x m de refrigerante para o R410A e $T_{EV} = 1^{\circ}\text{C}$	69
4.3	Relação do COP pela massa de refrigerante para o fluido R32	70

4.4	Comportamento do COP em relação com a f_{CP} e a T_{EV}	72
4.5	Gráfico da Q_{EV} e \dot{m} , fluido R410A, para diversos T_{EV} e f_{CP}	73
4.6	Impacto no COP, Q_{EV} e W_{CP} devido a T_{CD} , para R410A	74
4.7	Relação da T_2 pela T_{EV} para R410A e R32, $f_{CP} = 60$ Hz	75
4.8	Gráfico de T_2 , COP e Q_{EV} pela SA, para o fluido R32, $T_{EV} = 3^\circ\text{C}$	76
4.9	Gráfico de T_2 , COP e Q_{EV} pela SA, para $T_{EV} = 3^\circ\text{C}$ e $f_{CP} = 60$ Hz	77
4.10	Gráfico comparativo das A_{VEE} para diversos fluidos, $f_{CP} = 60$ Hz	79
4.11	Gráfico de Q_{EV} normalizado para R410A e R452B	80
4.12	Gráfico de Q_{EV} normalizado para R410A e R454B	82
4.13	Valor do GWP da mistura em função dos seus componentes	85
4.14	Gráfico PXT de saturação para o fluido N1	86
4.15	Gráfico comparativo de T_2 para $f = 40$ Hz e $f = 60$ Hz	89
4.16	Gráfico comparativo de Q_{EV} para $f = 60$ Hz, 1º conjunto	90
4.17	Gráfico comparativo do COP entre os fluidos do 1º conjunto	91
4.18	Gráfico do COP, Q_{EV} e GWP normalizados para o conjunto 1	92
4.19	Gráfico comparativo do TEWI, C1	94
4.20	Gráfico utilizado na estimativa das máximas concentrações de N2	96
4.21	Gráfico da temperatura de saturação R32/R134a-CO ₂	96
4.22	Gráfico PxT para o fluidos N2	98
4.23	Gráfico PxT para os fluidos de C2	99
4.24	Gráfico PxH do fluido de N2	100
4.25	Temperatura de descarga para os fluidos do conjunto 2, $f_{CP} = 60$ Hz	101
4.26	Gráfico comparativo de Q_{EV} para $f = 60$ Hz, 2º conjunto	102
4.27	Gráfico comparativo do COP para $f = 60$ Hz, 2º conjunto	103
4.28	Gráfico comparativo do TEWI, conjunto 2	104
4.29	Comparativo entre os resultados do segundo conjunto de testes	105
8.1	Curva de calibração do sensor de temperatura P ₁	133
8.2	Curva de calibração do sensor de temperatura P ₂	133

Lista de Tabelas

2.1	Distribuição dos HFCs por utilização, 2015	9
2.2	Consumo de HFCs para refrigeração e AC nos países do artigo 5, 2005	10
2.3	Equipamentos e refrigerantes banidos pelo regulamento 517/2014	11
2.4	Metas para redução do consumo de HFC - 28º Encontro das Partes	12
2.5	Potenciais componentes para misturas alternativas de baixo GWP	18
2.6	Principais propriedades físicas dos fluidos refrigerantes considerados	21
2.7	Refrigerantes avaliados como substitutos do R410A	37
2.8	Resultado dos testes de retrofit de um equipamento <i>Rooftop</i>	41
2.9	Relação dos trabalhos citados durante a revisão bibliográfica	43
2.10	Massas [%] utilizadas em operação de <i>drop-in</i>	50
 3.1	Pontos de medição da bancada experimental	55
3.2	Dados construtivos do compressor utilizado na bancada experimental	56
3.3	Dados construtivos dos trocadores de calor da bancada experimental	57
3.4	Dados do inversor de frequência utilizado na bancada experimental	57
3.5	Dispositivos auxiliares utilizados na bancada experimental	59
3.6	Sensores utilizados na bancada de teste	61
3.7	Equipamentos de medição da bancada	61
3.8	Sequência de atividades para realização dos testes - Conjunto 1	66
3.9	Sequência de atividades para realização dos testes - Conjunto 2	66
 4.1	Determinação da massa ideal de R410A, $T_{EV} = 5^{\circ}\text{C}$, $F_{CP} = 60 \text{ Hz}$	68
4.2	Determinação da massa ideal de R32, $T_{EV} = 5^{\circ}\text{C}$, $F_{CP} = 60 \text{ Hz}$	70

4.3	Resultados dos teste de mapeamento para o R410A	71
4.4	Resultados dos teste de mapeamento do R32, conjunto 1	74
4.5	Resultados dos teste comparativos, R452B	79
4.6	Resultados dos teste comparativos, R454B	81
4.7	Resultados dos fluidos R452B e 454B para $T_{EV} = 5$ e -5°C e $f_{CP} = 60$ Hz . .	83
4.8	Propriedade de fluidos analisados para compor o fluido proposto	84
4.9	Resultados dos teste comparativos, N1	87
4.10	Resultados de testes experimentais para $f = 60$ Hz e $T_{CD} = 41^{\circ}\text{C}$	88
4.11	Resultados comparativos para $f = 60$ Hz e $T_{EV} = 5^{\circ}\text{C}$	90
4.12	Parâmetros utilizados para cálculo do TEWI	92
4.13	Resultados utilizados para cálculo do TEWI, C1	93
4.14	Quantidade de CO_2 resultante do processo de conversão em EE	93
4.15	Principais propriedades físicas do fluido N2	98
4.16	Principais propriedades físicas para variações do fluido N2	103
4.17	Resultados utilizados para cálculo do TEWI, C2	104
6.1	Resultados para determinação da massa ideal, R410A, $T_{EV} = 5^{\circ}\text{C}$	120
6.2	Resultados para determinação da massa ideal, R410A, $T_{EV} = 1^{\circ}\text{C}$	121
6.3	Resultados para determinação da massa ideal, R32, $T_{EV} = 5^{\circ}\text{C}$	122
6.4	Resultados para determinação da massa ideal, R32, $T_{EV} = 1^{\circ}\text{C}$	122
6.5	Resultados dos teste de mapeamento, R410A, $m = 2550$ g, C1	123
6.6	Resultados dos teste de mapeamento, R32, $m = 1990$ g, C1	124
6.7	Resultados dos teste de mapeamento, R452B, $m = 2380$ g, C1	125
6.8	Resultados dos teste de mapeamento, R454B, $m = 2357$ g, C1	126
6.9	Resultado para variação da T_{CD} , R410A, $m = 2550$ g e $f = 50$ Hz	127
7.10	Resultados dos teste de mapeamento, R32, $m = 1900$ g, C2	129
7.11	Resultados dos teste de mapeamento, R452B, $m = 1950$ g, C2	130
7.12	Resultados dos teste de mapeamento, R454B, $m = 2000$ g, C2	130
7.13	Resultados dos teste de mapeamento, N2, $m = 2375$ g, C2	131

8.14 Contribuição da variável na incerteza combinada, sensor P_1	132
8.15 Contribuição da variável na incerteza combinada, sensor P_2	132
8.16 Contribuição da variável na incerteza combinada, sensor T_1	134
8.17 Contribuição da variável na incerteza combinada, sensor T_2	134
8.18 Contribuição da variável na incerteza combinada, sensor T_3	135

Lista de Símbolos

Arábicos

A_{VEE}	Grau de abertura da válvula de expansão eletrônica
c_p	Calor específico a pressão constante do líquido
c_{pv}	Calor específico a pressão constante do vapor
CO_{2e}	CO_2 equivalente
E_{annual}	Energia elétrica consumida durante um ano
E_{CO_2G}	Emissão de CO_2 na geração de eletricidade
$Em_{direct, Leak}$	Emissões diretas causadas pelo vazamento do gás
$Em_{direct, Others}$	Emissões diretas causadas por outras fontes
$Em_{indirect, Elect}$	Emissões indiretas causadas pela operação do sistema de refrigeração
$Em_{indirect, Others}$	Emissões indiretas causadas por outras fontes
f_{CP}	Frequência de operação do compressor
h	Entalpia
h_{fg}	Entalpia de vaporização (NBP)
L_{rate}	Taxa anual de fuga de refrigerante
\dot{m}	Vazão mássica
m_{ref}	Carga de refrigerante
M_{opt}	Massa otimizada
Q_{EV}	Capacidade de refrigeração
Q_{VOL}	Capacidade de refrigeração volumétrica
P	Pressão
P_{SAT}	Pressão de saturação
Pr	Relação das pressões de condensação e evaporação
SA	Superaquecimento
SR	Sub-resfriamento
T_{bubble}	Temperatura de bolha
T_{CD}	Temperatura de condensação
T_{dew}	Temperatura de orvalho
T_{EV}	Temperatura de evaporação
T_{SAT}	Temperatura de saturação
T_{SA}	Grau de superaquecimento
T_{SR}	Grau de sub-resfriamento

Arábicos

V_b	Velocidade laminar de chama
V_{util}	Vida útil econômica do equipamento
W_{CP}	Potência consumida pelo compressor
x	Título

Gregos

$\alpha_{recovery}$	Fração de gás recuperada / reciclada no final da vida útil
Δ_m	Variação mássica
ΔP_{acel}	Perda de pressão por aceleração
ΔP_{estat}	Perda de pressão estática
ΔP_{fric}	Perda de pressão por atrito
ΔP_{total}	Perda de pressão total
ρ_l	Densidade do líquido

Siglas

A1	Classificação normativa
A2L	Classificação normativa
A3	Classificação normativa
AC	Ar condicionado
AHRI	Instituto de refrigeração, aquecimento e ar condicionado
ASHRAE	Sociedade americana de engenheiros do setor de aquecimento, refrigeração e ar condicionado
CE	Comunidade Europeia
CFC	Clorofluorcarbono
CFP	Pegada de carbono
CLP	Controlador lógico programável
COP	Coeficiente de performance
CRE	<i>Chemours refrigerant expert</i>
DAQ	Dispositivo de aquisição de dados
DC	Depois de cristo
EE	Energia Elétrica
EER	Índice de eficiência energética
EPA	Agência de Proteção Ambiental dos Estados Unidos
ESS	<i>Engineering equation solve</i>
FBV	Velocidade laminar da chama
GEE	Gases de efeito estufa
GWP	Potencial de aquecimento global
HC	Hidrocarboneto
HCFC	Hidroclorofluorcarbono
HFC	Hidrofluorcarbono
HFO	Hidrofluorolefina
IPCC	Painel Intergovernamental sobre Mudanças Climáticas

Siglas

LabVIEW	Software visual de laboratório e instrumentação
LCCP	Desempenho climático no ciclo de vida
LIF	Limite inferior de flamabilidade
LSF	Limite superior de flamabilidade
LULUCF	Uso da terra, mudança no uso da terra e florestas
MAC	Ar condicionado veicular
MIE	Energia mínima de ignição
MMA	Ministério do Meio Ambiente
NBP	Ponto normal de ebulação
OCR	Razão de circulação do óleo
ODP	Potencial de destruição da camada de ozônio
OEL	Limite de exposição ocupacional
PAG	Polialquileno glicol
PND	Plano Nacional de Desenvolvimento
POE	Poliolester
PVE	Polivinílico éter
PT-100	Sensor de temperatura
SNAP	<i>Significant New Alternatives Policy</i>
TEWI	Impacto total equivalente de aquecimento
TR	Tonelada de refrigeração
UE	União Europeia
VEE	Válvula de expansão eletrônica
UNFCCC	Convenção-Quadro das Nações Unidas sobre a mudança do clima
VHC	Capacidade de refrigeração volumétrica

SUMÁRIO

CAPÍTULO 1 - Introdução	1
CAPÍTULO 2 - Revisão Bibliográfica	4
2.1 A mudança climática	4
2.2 Fatores naturais para o aquecimento global	15
2.3 O Fluido R410A	16
2.3.1 Propriedade termodinâmicas para os fluidos alternativos	18
2.3.2 Segurança no manuseio dos fluidos	24
2.3.3 Temperatura glide	29
2.3.4 Fluidos alternativos considerados	35
2.3.5 Massa ideal de refrigerante	46
2.3.6 Cálculo do impacto ambiental	50
2.3.7 Operação de drop-in	53
CAPÍTULO 3 - Bancada Experimental	54
3.1 Requisitos de construção	54
3.2 O sistema de medição e aquisição de dados	61
3.3 Procedimento experimental	64
CAPÍTULO 4 - Resultados	67
4.1 Determinação da massa ideal para o sistema	67
4.1.1 R410A	67
4.1.2 R32	69

4.2 Resultados - primeiro conjunto de testes (C1)	71
4.2.1 Resultados R410A	71
4.2.2 Resultados R32	73
4.2.3 Resultados R452B	76
4.2.4 Resultados R454B	80
4.2.5 Resultados do fluido proposto N1	83
4.2.6 Comparação dos resultados - C1	87
4.3 Resultados - segundo conjunto de testes (C2)	95
4.3.1 Resultados do Fluido proposto N2	95
4.3.2 Comparação dos resultados - C2	99
CAPÍTULO 5 - Conclusões e Trabalhos Futuros	106
5.1 Conclusões	106
5.2 Trabalhos futuros	109
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	111
ANEXO I	119
6.1 Resultados dos testes para determinação da massa ideal	120
6.2 Resultado dos testes de mapeamento dos fluidos	123
6.3 Resultados dos testes adicionais	127
ANEXO II	128
7.1 Resultados do segundo conjunto de testes	129
ANEXO III	132
8.1 Calibração dos sensores	132

CAPÍTULO I

INTRODUÇÃO

Apesar da conscientização cada vez maior das pessoas e empresas sobre a necessidade de preservação do meio ambiente e a contínua evolução dos produtos utilizados em refrigeração nas últimas décadas, muitos desafios técnicos relacionados a questão ambiental estão à frente para serem pesquisados, estudados e tratados de forma a reduzir o efeito da ação do homem.

As mudanças climáticas que o planeta vem passando, estão relacionadas com diversas fontes causadoras e apresentam variados impactos ao meio ambiente e a ocupação do homem. Pode-se destacar como efeito desta mudança a perspectiva de ocorrência de desertificação de áreas devido à alteração do regime de chuvas, elevação do nível do mar pelo derretimento das camadas polares de gelo, eventos climáticos extremos como tempestades e furacões, surgimento de doenças, entre outros. O aquecimento global está intimamente ligado ao maior acúmulo de gases de efeito estufa na atmosfera desde a revolução industrial quando os combustíveis fosseis tiveram sua utilização intensificada. Como apresentado na Fig. 1.1, a participação dos fluidos refrigerante fluorados nesse processo, apesar de importância secundária, vem gradativamente crescendo nos últimos anos, principalmente com o processo de eliminação das substâncias que destroem a camada de ozônio. O Acordo de Paris e Encontro das Partes ocorrido em Kigali, estabeleceram metas para utilização e limites máximos de potencial de aquecimento dos fluidos.

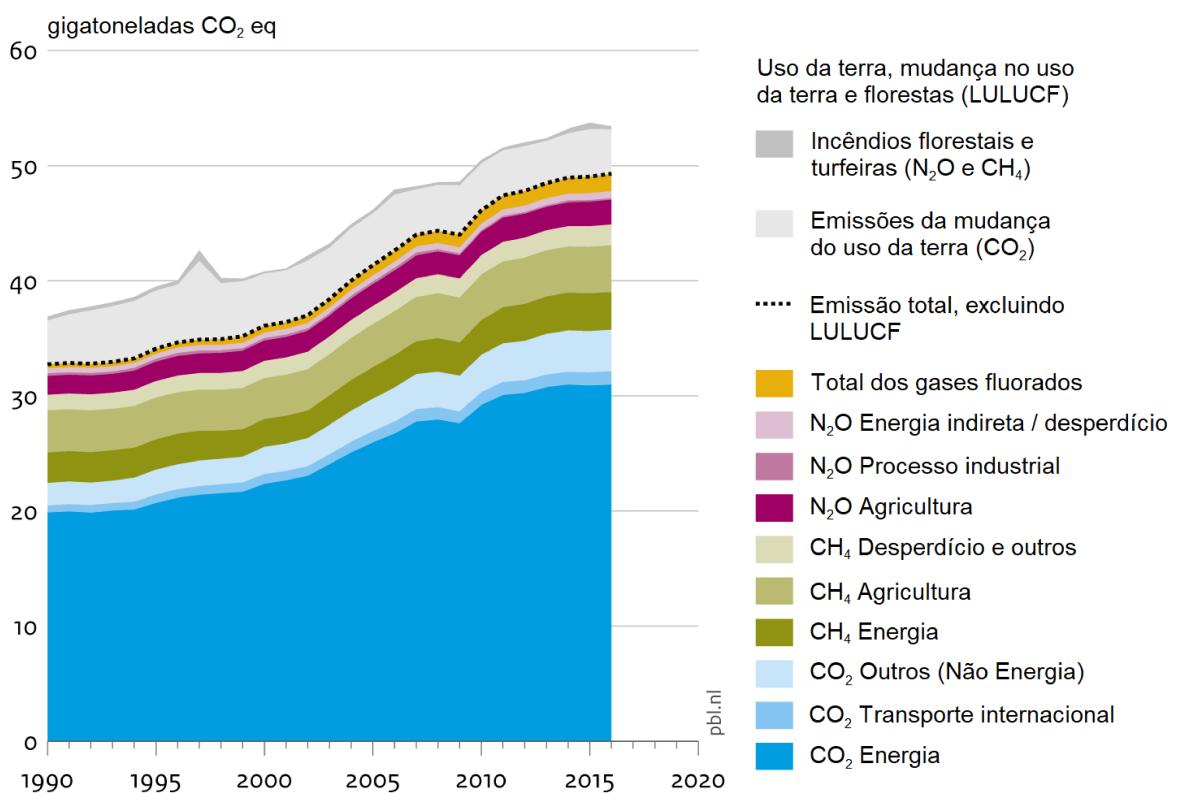


Figura 1.1 – Emissão global de gases de efeito estufa, por tipo de gás e fonte, incluindo LULUCF. Fonte: Olivier, Schure e Peters (2017)

Dentre os refrigerantes que impactam no aquecimento global, destaca-se o R410A, considerado o substituto do fluido R22, que tem sido amplamente utilizado em novos equipamentos de ar condicionado nos últimos anos. Apesar de não impactar na degradação da camada de ozônio (ODP nulo), tem participação no efeito estufa devido ao seu alto GWP. Sua utilização está restrita nos países desenvolvidos signatários do encontro das Partes de Kigali desde 2019.

Desta forma, torna-se necessário a adaptação dos sistemas de climatização à fluidos alternativos ao R410A. A determinação de um sucessor depende da análise e comparação de um conjunto de características que afeta o desempenho dos sistemas de ar condicionado (AC). As diversas situações, condições de operação e aplicações em que os equipamentos de AC são utilizados, requerem análises experimentais de eficiência, capacidade e impacto ambiental específicas para a determinação da melhor opção. Além disso, identificar um fluido que possa ser utilizado nos equipamentos utilizados atualmente colabora com o processo de substituição

do R410A em menor prazo e com menor investimento.

Este trabalho apresenta os resultados obtidos nos ensaios de laboratório do fluido R410A e dos candidatos a substituto. A bancada experimental para a realização desses testes comparativos foi construída especificamente para esta análise nas instalações da Universidade Federal de Uberlândia, no Laboratório de Energia, Sistemas Térmicos e Nanotecnologia (LESTnano) e é composta por um compressor scroll, evaporador e condensador a placas, válvula de expansão e sistemas auxiliares para condensação do fluido refrigerante e geração de carga térmica, onde serão realizados os testes de cada fluido individualmente em variadas temperaturas de evaporação e frequência de operação do compressor. Os dados são coletados após o atingimento do regime permanente com o auxílio de um sistema de aquisição e posteriormente comparados com os resultados obtidos para o fluido de referência. Um método de análise do impacto ambiental é utilizado para comparação dos fluidos experimentados quanto ao seu efeito no aquecimento global.

No segundo capítulo da tese é exposto a revisão bibliográfica de trabalhos previamente executados, que orientam quanto a possíveis fluidos alternativos e suas propriedades. Pontos como inflamabilidade dos fluidos, determinação da temperatura de evaporação para misturas zeotrópicas e massa ideal de refrigerante são abordados nesse capítulo.

No terceiro capítulo apresenta-se a bancada experimental, seus componentes, limites, calibração e a metodologia utilizada para a realização dos ensaios.

No quarto capítulo os resultados dos conjuntos de testes realizados para mapeamento e comparação dos fluidos alternativos são discutidos. O primeiro conjunto cumpre o objetivo de comparação dos fluidos alternativos (R32, R452B e R454B) ao R410A. O segundo conjunto de testes está focado em uma comparação entre os fluidos alternativos, sem comparação com o R410A. Nos dois conjuntos são apresentados fluidos alternativos propostos, com destaque para o resultado do fluido testado no segundo conjunto de testes.

As conclusões são apontadas no capítulo V, onde também são sugeridos temas para futuros trabalhos. Nos Anexo é possível obter os resultados dos testes experimentais de forma detalhada.

CAPÍTULO II

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1 A mudança climática

Nas ultimas décadas, o homem tem gradativamente reconhecido sua influencia no meio ambiente e que há consequências das suas atividades para o meio ambiente. Apesar de muitas discussões sobre o real impacto nas mudanças climáticas, é fato que a população reconhece que as ações antropológicas são responsáveis, mesmo que não sozinhas, pela alteração do clima da terra. Um exemplo do reconhecimento histórico da importância do alinhamento da política de preservação do meio ambiente na industria é relatado por Donaire (1996). Ele relembra que apenas no Plano Nacional do Desenvolvimento (PND) de 1975 a preocupação com a poluição industrial foi contemplada. Atualmente a questão é amplamente discutida e o valor aceito por um produto com menor impacto ao meio ambiente é cada vez maior.

De mesma forma, o impacto ambiental causados pelos fluidos refrigerantes tem sido tema recorrente de discussão e estudos. As etapas de eliminação dos refrigerantes tem a assinatura do Protocolo de Montreal como seu marco formal e iniciaram pela redução dos fluidos que causam a destruição da camada de ozônio (camada responsável por absorver a maior parte da radiação ultravioleta do sol). O foco inicial foram os CFC (clorofluorcarbono), cujo o seu principal representante é o R12. A eliminação dos CFCs atingiu em 2007 uma redução de

95,4% do uso no Brasil (MMA, 2007) e uma diminuição de 98% no mundo em 2016 referentes ao consumo de 1986 (RITCHIE, 2018). O Protocolo de Montreal, que orientou na eliminação dos CFC, em uma etapa seguinte orientou os governos e entidades na redução do uso dos HCFC (Hidroclorofluorcarbono), neste caso com destaque para o R22. A contenção quase que total da utilização desses fluidos é esperada para 2040 em todos os países signatários do Protocolo de Montreal. Os países desenvolvidos como os pertencentes a Comunidade Europa, definiram por meio da regulamentação própria (CE-2037:2000) (EP, 2000), a não comercialização dos HCFC desde dezembro de 2009 (TORRELLA et al., 2010), permitindo a utilização até janeiro de 2015. Os fluidos CFC e HCFC são prejudiciais a camada de ozônio por possuírem o elemento cloro em sua formação, que reage com o ozônio, promovendo assim a destruição da camada. (IPCC, 2005). O ODP (Potencial de destruição da camada de ozônio) é utilizado para classificar os fluidos quanto ao seu potencial de destruição da camada de ozônio.

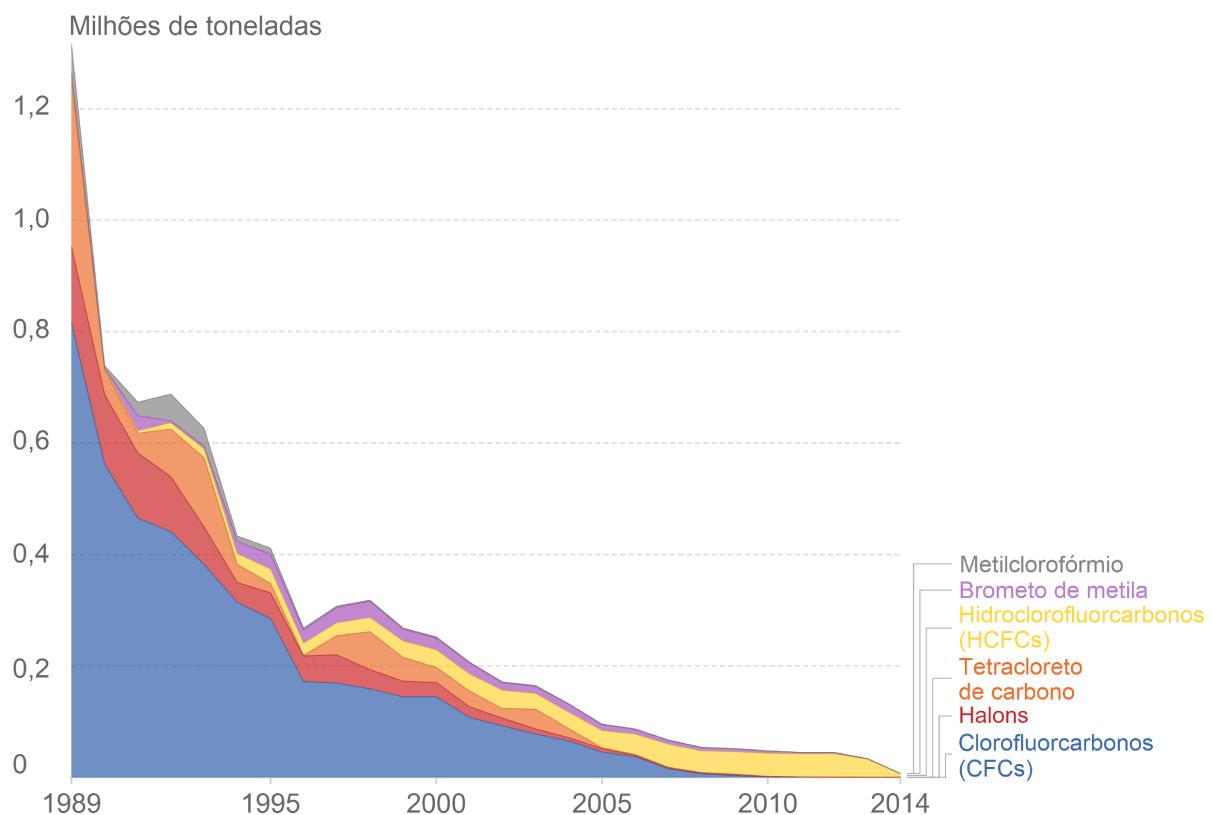


Figura 2.1 – Consumo anual de substâncias prejudiciais a camada de ozônio, fonte: (RITCHIE, 2018)

Após o desenvolvimento de vários opções alternativas ao CFC e HCFC, as atenções se voltam para os HFCs (Hidrofluorcarbonos), fluido utilizado devido sua propriedade inerte à camada de ozônio mas com características que provocam o efeito estufa. A assinatura do Protocolo de Kyoto, em 1997, pode ser considerada o início das medidas de monitoramento e estudo da emissão dos GEE (gases de efeito estufa).

Efeito estufa: A terra tem no sol a sua principal fonte de calor, enviado por ondas eletromagnéticas e absorvidos em sua grande parte pela superfície terrestre. Da mesma forma, a terra deve emitir a mesma quantidade de calor para o espaço, pois ao contrário, sua temperatura se elevaria constantemente.

Somente uma parte do calor proveniente do sol é absorvida pela terra. Parte dela é refletida de volta para o espaço (Albedo do planeta). Partindo do princípio de equilíbrio nos fluxos de calor que chega do sol e sai para o espaço (Lei de Stefan-Boltzmann), pode-se encontrar uma temperatura onde essa condição é atendida. Essa temperatura calculada é de -18°C, chamada de temperatura de equilíbrio.

É correto dizer que se a temperatura média da terra fosse desse valor, a vida não existiria da forma como ela é. Dessa forma, deve-se diferenciar a temperatura de equilíbrio e a temperatura da superfície da terra, a qual é mais elevada justamente devido ao efeito estufa, que absorve parte da energia emitida pela terra para o espaço. Desta forma, a temperatura de equilíbrio é observada na parte externa de sua atmosfera e abaixo dela são encontradas temperaturas mais elevadas.

A atmosfera da terra é composta principalmente por nitrogênio (78%) e oxigênio (21%). O CO₂ (0,037%) juntamente com os outros gases de efeito estufa (Vapor d'água, metano e óxido nitroso) que também estão presentes na atmosfera, mesmo em baixa quantidade, elevam a temperatura abaixo da atmosfera acima da temperatura de equilíbrio visto que possuem propriedades capaz de absorver a radiação infravermelha emitida pela terra para o espaço (comprimento de ondas longos) mas não absorvem as radiações de comprimento de ondas curtos como a radiação visível proveniente do sol (entre 0,4 a 0,7 μm).

A análise do quinto relatório de mudanças climáticas, publicado em 2014 (IPCC, 2015), mostra a crescente influência dos F-Gases (Gases fluorados) no total de gases de efeito

estufa (emissão antropológica). Apesar de ainda possuir uma proporção pouco relevante, os F-Gases apresentam um crescimento representativo nos últimos anos. A Fig. 1.1 apresenta a evolução das emissões antropológicas dos gases de efeito estufa desde 1900 até o ano de 2015.

Os gases de efeito estufa são produzidos e emitidos para a atmosfera em quase todos os setores da economia, com destacado valores para geração de energia elétrica (EE), transporte, agricultura e processos industriais.

No processo industrial, a emissão de GEE ocorre em praticamente todos os setores, sendo a principal fonte de emissão o processo de transformação de materiais (CAI; OTTINGER, 2019), como exemplo podemos citar os alto fornos da indústria de aço, amônia e outros produtos químicos fabricados a partir de combustíveis fósseis, indústria de cimento, produção de alumínio, etc. As emissões GEE provenientes dos fluidos refrigerantes, espumas e latas de aerossol fazem parte das emissões industriais.

Na Europa, em 2017 a emissão total de GEE havia reduzido 23,5% em relação ao ano de 1990. Essa redução é fruto de diversas ações realizadas como o crescimento de uso de energias renováveis, o uso de combustíveis menos intensivos em carbono e aumento da eficiência energética, além da recessão econômica ocorrida em 2008 (EEA, 2019). A redução pode ser observada em todos os setores, com exceção do transporte e refrigeração e ar condicionado. O número de políticas criadas tanto pela comunidade europeia (CE), como as políticas individuais dos países pertencentes à CE, também contribuiu para a redução da emissão do GEE. Alemanha e Inglaterra destacam-se como os países com maior redução, enquanto Polônia e Espanha apresentam os maiores crescimentos nas emissões de GEE. Refrigeração e ar condicionado são responsáveis pelo crescimento de 90 milhões de toneladas de CO₂ equivalentes (CO_{2e}) no intervalo de 1990 a 2017. Quando a análise é realizada pelo tipo de gás, entre 1990 e 2017 a emissão de GEE reduziu para todos os tipos de gás, exceto para os HFC, que apresentou expressivo crescimento, sendo o setor de refrigeração e ar condicionado o maior contribuinte, conforme pode ser observado na Fig. 2.2. Entre os fluidos mais utilizados para substituição de substâncias prejudiciais à camada de ozônio (ODP >0), os principais HFCs são R32, R125, R134a e R143a, utilizados como substâncias puras ou como componentes de misturas.

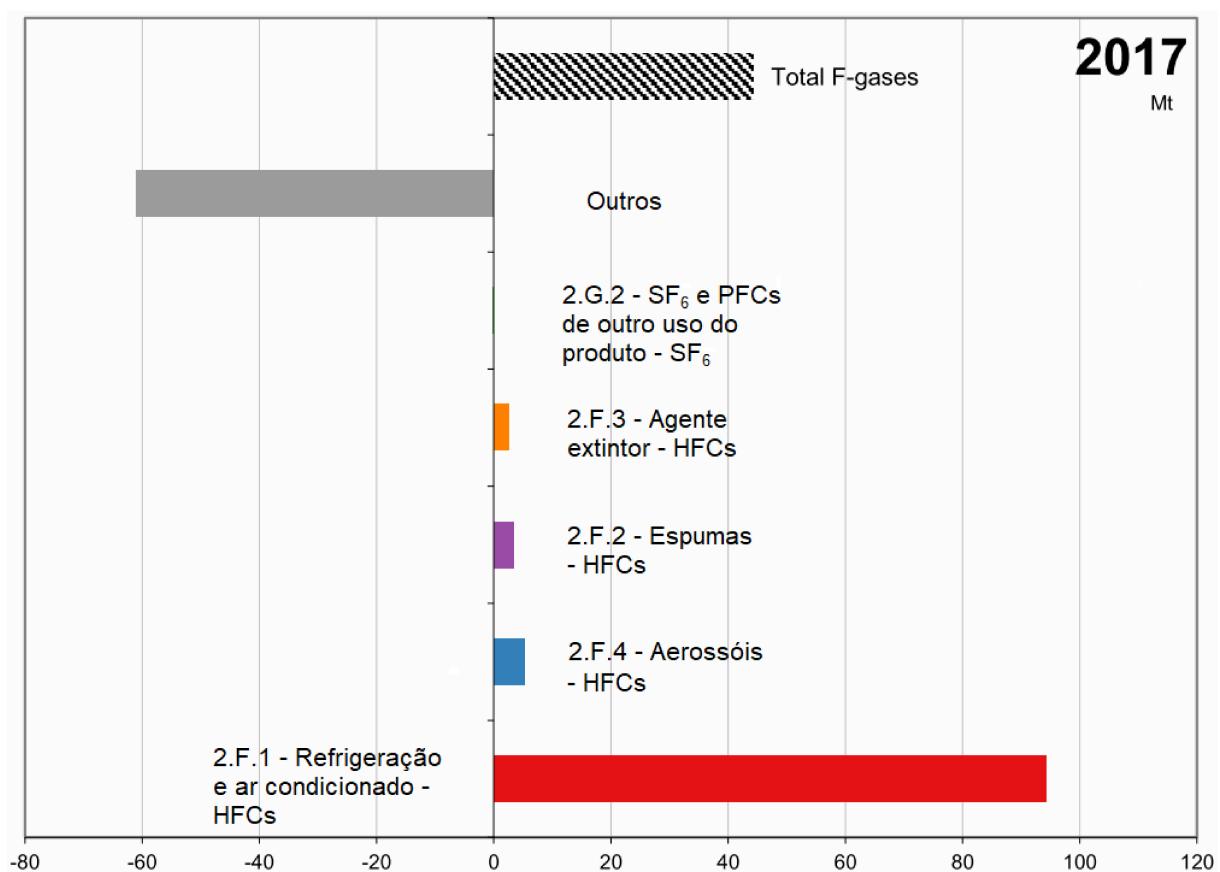


Figura 2.2 – Variação absoluta das emissões de gases fluorados por grandes categorias de fontes principais, 1990 a 2017, em equivalentes de CO₂ (Mt) para a UE-28 e Islândia, fonte: (EEA, 2019)

Em 2014, no *Workshop on Hydrofluorocarbon (HFC) Management and Thirty-fourth meeting of the Openended Working Group (OEWG 34)*, foi ressaltado o custo operacional e tecnológico que os países desenvolvidos não pertencentes ao artigo 5¹ tiveram que realizar duas grandes substituições, primeiramente a substituição dos HCFCs pelos HFCs, em estado adiantado, e atualmente a substituição dos HFCs pelo próximo fluido alternativo (IISD, 2014). Essa experiência dos países desenvolvidos deve servir como referência para os países em desenvolvimento que ainda não substituíram os HCFC por completo. A substituição direta para um fluido com baixo impacto ao efeito estufa, além de ODP nulo, reduziria custo e tempo além de reduzir os impactos causados pelos gases de efeito estufa.

¹O Protocolo de Montreal dividiu os países em duas categorias, de forma que, os países em desenvolvimentos, onde o consumo per-capta de substâncias prejudiciais à camada de ozônio era menor que 0,3 kg, foram classificados como países do artigo 5, cuja as metas de eliminação dessas substâncias são diferentes do restante dos países signatários ao protocolo de Montreal. Os países desenvolvidos, são identificado como não pertencentes ao artigo 5

Os HFCs são considerados os substitutos de longo prazo (*long term*) dos HCFCs e vem sendo utilizado em vários modelos de ar condicionado residencial e comercial de pequeno e grande porte. A Fig. 2.3 exibe como a substituição dos HCFCs por HFCs vem ocorrendo nos países de artigo 5 e não pertencentes ao artigo 5. Pode-se perceber o atraso na substituição dos fluidos nos países em desenvolvimento em relação aos países desenvolvidos.

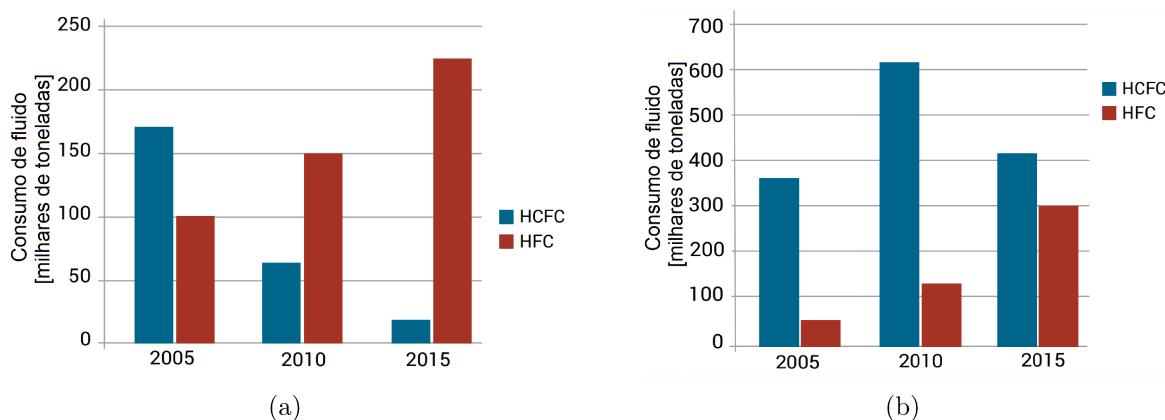


Figura 2.3 – Descontinuação dos HCFCs e crescimento dos HFCs nos países desenvolvidos (a) e não desenvolvidos (artigo 5)(b), fonte: (UNEP, 2018)

O principal HFC utilizado em equipamentos de ar condicionado é o R410A. Este fluido é uma mistura quase-azeotrópica com temperatura de glide² pequena (menor que 0,2 K) (EES, 2015). As Tab. 2.1 e 2.2 apresentam em quais setores os HFCs tem sido utilizado e quais os representantes mais empregados.

Tabela 2.1 – Distribuição dos HFCs por utilização, dados de 2015. Fonte (IPCC, 2019)

País	Refrig. e Ar cond.	Aerossóis	Agente espuma	para outros	Agente extintor
Países do artigo 5	88%	6%	3%	3%	
Países fora do artigo 5	57%	22%	19%	2%	

Algumas iniciativas estão sendo realizadas para a controle e redução do uso dos HFCs de elevados valores de GWP (Potencial de aquecimento global). Em 2006 a Europa definiu a primeira diretiva com intuito de limitar a utilização desses fluidos. A Diretiva 2006/40 (EUROPEAN PARLIAMENT AND THE COUNCIL OF THE EUROPEAN UNION, 2006) contemplou aos fluidos com GWP maior que 150 utilizados em ar condicionado veicular.

²Diferença de temperatura de saturação do líquido e do vapor observada durante o processo de mudança de fase a pressão constante, observada nos fluidos zeotrópicos

Tabela 2.2 – Consumo de HFCs para refrigeração e ar condicionado nos países do artigo 5^a, dados de 2005. Fonte: IPCC (2019)

	Total	R134a	R410A	R407C	R404A	R507
Total	100%	27%	39%	20%	7%	7%
Ar condicionado estacionário	60%	1%	39%	20%	-	-
Ar condicionado veicular	19%	19%	-	-	-	-
Refrigeração comercial	13%	2%	-	-	6%	6%
Refrigeração doméstica	5%	5%	-	-	-	-
Refrigeração industrial ^b	2%	<1%	-	-	1%	1%
Refrigeração em veículos de carga ^b	1%	<1%	-	-	<1%	<1%

^a Lista dos países no artigo 5 (países em desenvolvimento) disponível no protocolo de Montreal

^b Devido ao arredondamento, a soma dos percentuais individuais pode não ser igual ao total

Em 2014 a União Europeia (UE) aprovou a regulamento número 517/2014 (COMISSÃO EUROPÉIA, 2014) que definiu metas de redução do consumo de HFCs com alto GWP além de impor valores máximos para os próximos fluidos refrigerantes utilizados pela industria, refrigeração comercial, doméstica e MAC (Ar condicionado veicular). A Tab. 2.3 apresenta algumas atividades e cronograma definido no regulamento (Linde Gases Division, 2014).

O GWP é uma medida de como uma quantidade de gás contribui para o aquecimento global. Representa a força radioativa de uma tonelada de um determinado fluido com o equivalente a uma tonelada de CO₂, em um determinado intervalo de tempo (IPCC, 2006), de forma que podemos comparar o impacto que cada fluido provoca na atmosfera, trazendo os efeitos para uma base comum. Apesar de pequenas variações encontradas na literatura, o GWP é uma informação já consolidada e utilizada em vários cálculos de impacto ao meio ambiente.

Nos Estados Unidos, o programa SNAP (*Significant New Alternatives Policy*), sob a responsabilidade da EPA (Agência de Proteção Ambiental dos Estados Unidos), tem a responsabilidade de identificar alternativas aceitáveis de baixo GWP. O Programa foi estabelecido em 1994 para colaborar na avaliação e regulamentação dos fluidos alternativos de baixo impacto à camada de ozônio e teve sua função estendida para colaborar com a regulamentação dos fluidos causadores do aquecimento global. O programa ainda aprova e proíbe substâncias que podem ser utilizadas. Atualmente duas regras foram criadas pelo SNAP (*Rule 20* e *21*), que altera a condição de alguns HFCs de aceitáveis para proibidos. Porém essas regras não foram

Tabela 2.3 – Equipamentos e refrigerantes banidos pelo regulamento 517/2014, Anexo III
 (Linde Gases Division, 2014)

Equipamentos banidos em novas instalações	Data limite
Equipamentos de proteção contra incêndio que contem HFC-23 (Exceto de uso crítico)	01/01/2016
Refrigeradores e freezers domésticos que contenham HCF com GWP igual ou superior a 150	01/01/2015
Refrigeradores domésticos e freezers para uso comercial (hermeticamente selados) que contenham: - HFC com GWP igual ou superior a 2500 - HFC com GWP igual ou superior a 150	01/01/2020 01/01/2022
Equipamento de refrigeração estacionário que contenham F-Gas com GWP igual ou superior a 2500, exceto equipamentos projetados para trabalhar com produtos à temperaturas abaixo de -50°C	01/01/2020
Sistemas de refrigeração centralizados para uso comercial com capacidade nominal igual ou superior a 40 kW que contenham ou que seu funcionamento dependa de F-Gas com GWP igual ou superior a 150, exceto em circuitos primários de sistemas cascatas onde o F-Gas com GWP igual ou menor que 1500 pode ser usado	01/01/2022
Ar condicionado portátil (Equipamento hermeticamente selado, movimentado entre ambientes pelo usuário final) que contenha HFCs com GWP igual ou maior que 150	01/01/2020
Split system (único) com carga de refrigerante menor que 3 kg de F-Gas, com GWP igual ou superior a 750	01/01/2025

adotadas pelo país e são contestada por empresas que produzem fluidos refrigerantes. Apenas alguns estados americanos aprovaram as regras. Outros estados possuem regras similares para a eliminação dos HFCs.

Com a assinatura do acordo de Paris, ocorrido em 2015 (UN, 2016a), na Conferência das Partes (COP21) da UNFCCC (Convenção-Quadro das Nações Unidas sobre Mudança do Clima), ratificado pelo Brasil em 2016, os fluidos refrigerantes HFCs (Hidrofluorcarbonetos) com alto GWP entraram na lista de fluidos em processo de eliminação.

No 28º Encontro das Partes ocorrido em Kigali, Ruanda, em 15 de outubro de 2016 (UN, 2016b), foi definido a inclusão ao Protocolo de Montreal uma relação de HFC's com utilização restrita e metas de redução da produção, consumo, importação e exportação desses fluidos. Os países do artigo 5 foram divididos em dois grupos com distintas metas. Já os países não pertencentes ao artigo 5 possuem diferente linha de base para o cálculo e início da

redução. Alguns países com alta temperatura foram excluídos das metas. O objetivo, com essas restrições é reduzir o aquecimento global em 0,5°C até o final do século.

Para os países do artigo 5 grupo 1, a referência será o consumo de HFC nos anos de 2020, 2021 e 2022 com um adicional de 65% da referência da produção e consumo de HCFC, com congelamento do consumo em 2024. Já os países do grupo 2, terão como referência o consumo entre os anos de 2024, 2025 e 2026, congelando seu consumo a partir de 2028. Para esses países também há o acréscimo à meta de 65% da produção e consumo de HCFC, visto que todos os países do artigo 5 ainda possuem metas de redução dos HCFCs. Pelas metas estabelecidas, países não pertencentes ao artigo 5 do grupo principal, iniciaram à redução do consumo de HFC em 2019, com meta de 10%, com referência ao consumo medido em 2011, 2012 e 2013, acrescido de 15% na linha de base, referente à produção e consumo de HCFC. Alguns países não artigo 5 tiveram metas diferenciadas, com redução de 5% apenas em 2020, com referência ao consumo e produção dos anos de 2011, 2012 e 2013, porém o acréscimo para esses países foi de 25% referente à produção e consumo de HFCFs. A Tab. 2.4 apresenta um resumo das metas para os quatro grupos.

Tabela 2.4 – Metas para redução do consumo de HFC, estabelecidas no 28º Encontro das Partes (UN, 2016b)

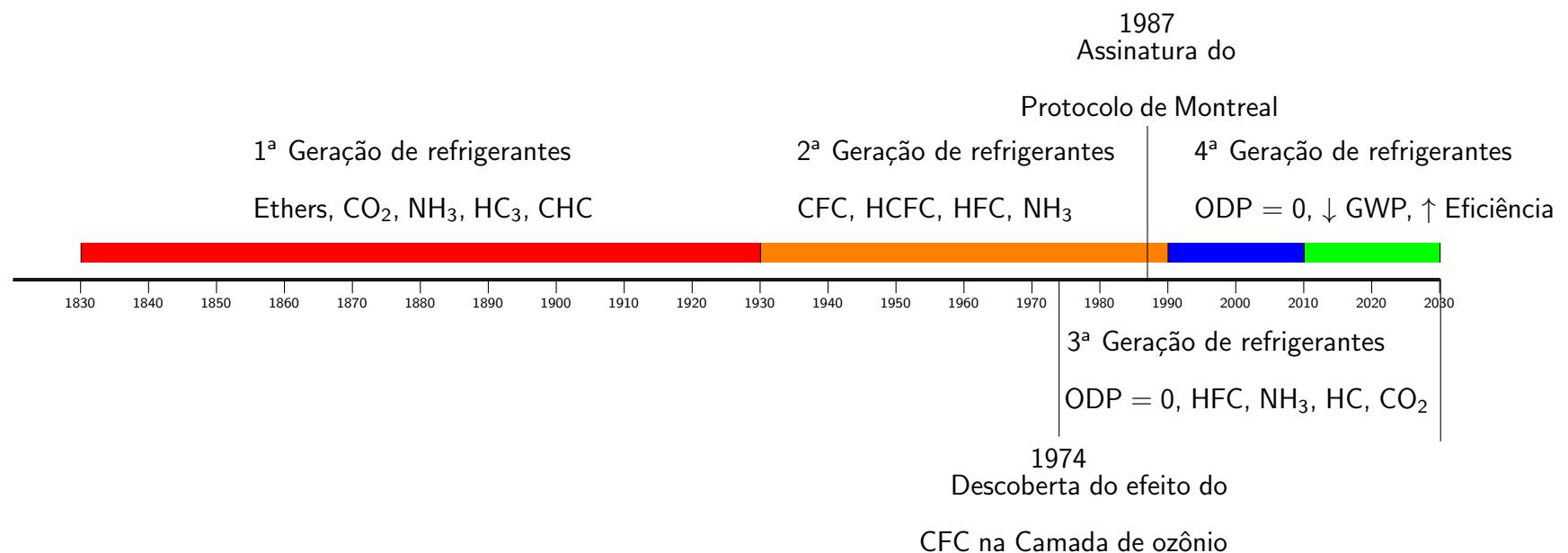
	Artigo 5 G1	Artigo 5 G2	Não Artigo 5	Não Artigo 5 ^a
Anos referência	2020/2021/2022	2024/2025/2026	2011/2012/2013	2011/2012/2013
Base de calculo	$\bar{M} + 65\%^b$	$\bar{M} + 65\%^b$	$\bar{M} + 15\%^b$	$\bar{M} + 25\%^b$
Congelamento	2024	2028	-	-
Passo 1	2029	10%	2019	10%
Passo 2	2035	30%	2024	40%
Passo 3	2040	50%	2029	70%
Passo 4	2045	80%	2034	80%
Passo 5	-	-	2036	85%

^a Exceção feita para Bielorrússia, Rússia, Cazaquistão, Tajiquistão e Uzbequistão

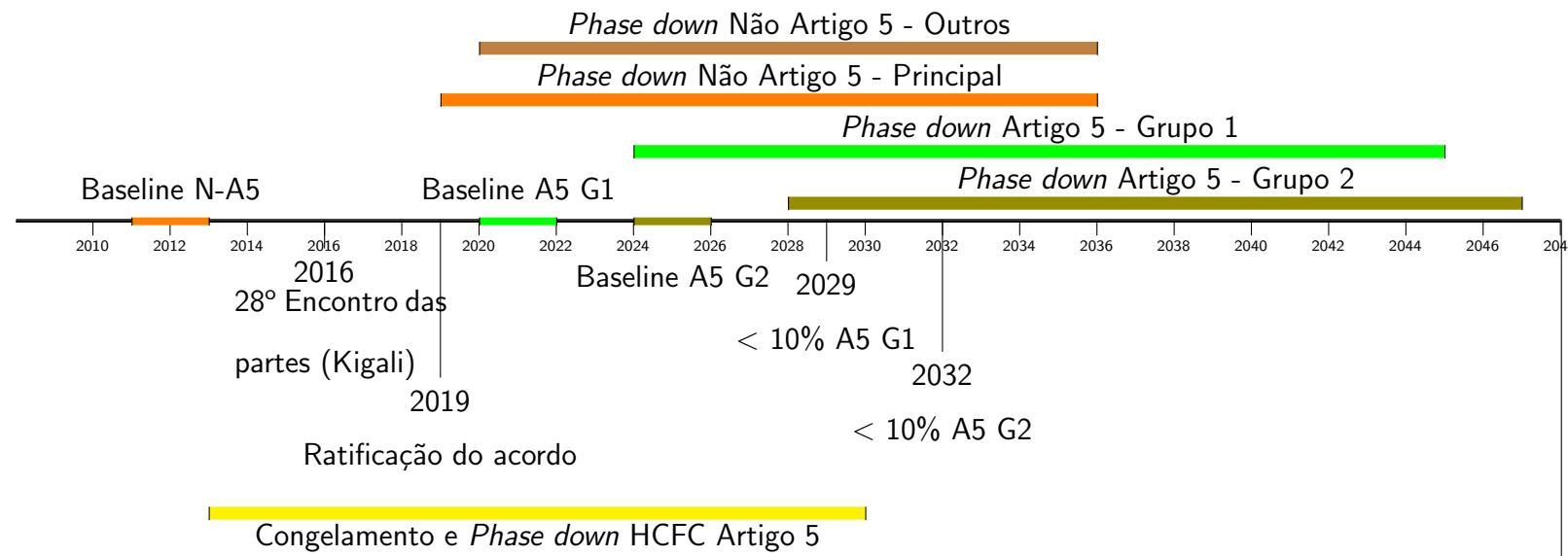
^b Média dos anos de referência mais % de produção e consumo de HCFC

A seguir são apresentadas as linhas do tempo para o desenvolvimento dos fluidos refrigerantes e para as metas de descontinuação dos HFC assumidas no 28º Encontro das Partes.

Linha do tempo das gerações dos fluidos refrigerantes



Linha do tempo da descontinuação dos HFC



2.2 Fatores naturais para o aquecimento global

Ainda que muitas pesquisas e dados apontem para a influência do homem no aquecimento global, existem outras correntes de trabalho que negam o aquecimento global ou o consideram uma alteração natural. Os modelos de projeção de temperatura atribui à influência do homem mais de 90% do aquecimento global observado a partir de 1900 e aproximadamente 100%, posterior à 1970 (IPCC, 2013).

A teoria mais difundida que discorda da influência do homem no aquecimento global está relacionada com a variação da atividade solar que oscila com o passar dos anos (LEAN; BEER; BRADLEY, 1995). Outros trabalhos relacional as forças vulcânicas internas como um dos responsáveis pela variação de temperatura média da superfície (FREE; ROBOCK, 1999).

O trabalho de Lim et al. (2014) divide a responsabilidade do aquecimento global entre as ações antropológicas e as forças solares, com ligeira maior influência para os gases de efeito estufa, concluído a partir da análise da temperatura da superfície média global entre os anos de 1000 e 1900 DC). Enquanto Crowley (2000) considera que apenas 25% do aumento da temperatura observado no século 20 é fruto de causas naturais.

As variações da constante solar (taxa de energia recebida por m²) são comprovadas por radiômetros situados em satélites fora da atmosfera (BEER; MENDE; STELLMACHER, 2000) desde 1978. Apesar das pequenas variações observadas em curto intervalo de tempo, estimasse que a variações sejam maiores em escala de tempo secular e que influenciam a mudança climática.

Abbot e Marohasy (2017) utilizaram rede neural artificial para prever a variação de temperatura de seis regiões geográficas distintas do planeta entre os anos de 1880 (pós revolução industrial) e 2000. Utilizando dados anteriores ao período pré-industrial (do último período do holoceno até 1830), onde não havia influência do homem. Foram utilizadas ondas senoidais e os resultados apresentaram um erro inferior as projeções obtidas pelos modelos de sensibilidade climática de equilíbrio (ECS), utilizados pelo IPCC. Os autores destacam a dificuldade na realização de projeções visto a complexidade do sistema climático e o limitado entendimento dos processos físicos.

Dergachev e Raspopov (2010) utilizaram a termometria de poços artesianos profundos para reconstrução da temperatura do longos períodos anteriores à revolução industrial e projetar a temperatura dos anos atuais, de forma a analisar o impacto dos gases de efeito estufa na temperatura atual do planeta. A possibilidade de causas naturais para a variação da temperatura do planeta é defendida visto a ocorrência do período quente medieval (950 a 1250 DC). A conclusão dos pesquisadores é que o CO₂ não é responsável por grande parte do aquecimento do planeta depois da segunda metade do século 19, quando a ação do homem ocasionou no crescimento do CO₂ na atmosfera. Além disso, uma análise considerando a variação de carbono e berílio na atmosfera, que conforme outros trabalhos estaria relacionado com a variação da atividade solar, demonstra que esse seria o principal causador da variação da temperatura nos períodos atuais.

O trabalho realizado por Ogurtsov et al. (2013) reforça a relação da variação da atividade solar com a variação dos isótopos de carbono e berílio. A análise realizada pelos pesquisadores sugere uma robusta correlação da variação da temperatura da região analisada com a concentração de berílio e por consequência uma variação da atividade solar de escala secular.

2.3 O Fluido R410A

O fluido R410A é um HFCs com GWP igual a 2088 (IPCC, 2015) e ODP nulo, não contribuindo para a destruição da camada de ozônio. Essa característica influenciou na sua adoção no mercado mundial de ar condicionado, utilizado em sistemas de médio porte (BITZER, 2018). Composto pelos fluidos R32 e R125 (50-50% em massa), esse HFC é uma mistura quase-azeotrópica, com temperatura de glide < 0,2 K, relativamente pequena comparada a outras misturas de HFCs. Ainda assim, não é recomendado a reposição em sistema com cargas parciais em caso de vazamento, com risco de haver variação das propriedades do fluido por maior concentração de um componente. Devido a sua alta capacidade de refrigeração volumétrica, sistemas operando com o fluido podem ser menores e utilizar inferior massa de refrigerante, quando comparados com outros fluidos. A capacidade de refrigeração de alguns

gases é apresentada na Fig. 2.4.

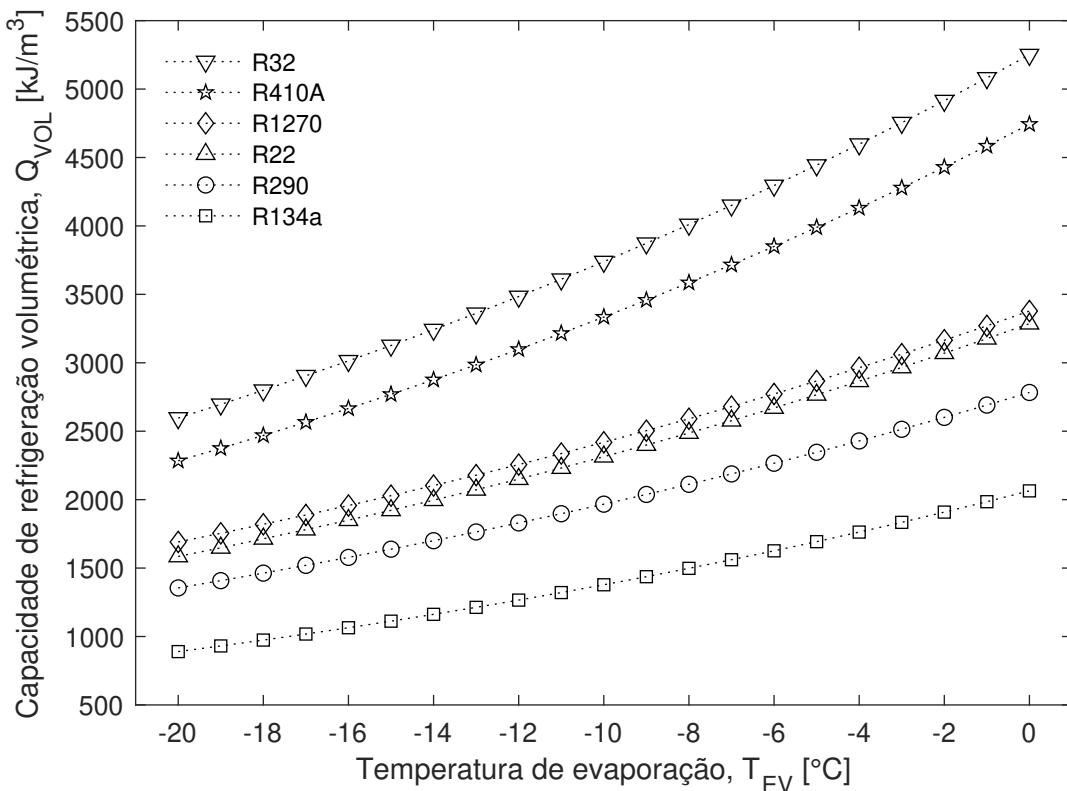


Figura 2.4 – Capacidade de refrigeração de vários fluidos refrigerantes, SA = 0, SR = 0.
Fonte: (EES, 2015)

Um ponto de atenção ao R410A é a sua pressão de saturação para as faixas de operação em ar condicionado. Para sistemas maiores, cuidados com dimensionamento das tubulações se fazem necessários. Para sua operação, o óleo lubrificante mais comum é o POE (Poliolester), podendo ser utilizado também com o PVE (Polivinílico Éter). Ainda como consequência da sua alta pressão de condensação, os COPs para sistemas com R410A apresentaram valores inferiores aos obtidos com o R22 (BITZER, 2018). Mesmo com essas restrições, o R410A se tornou um dos refrigerantes mais utilizados mundialmente (ZHAO; ZENG; YUAN, 2015).

Devido a Regulamentação dos gases fluorados na Europa, o R410A deverá ser substituído pois possui valor de GWP maior que o permitido pela regulamentação para os mercados em que o fluido é utilizado.

Tabela 2.5 – Potenciais componentes para misturas alternativas de baixo GWP, Fonte: (BITZER, 2018)

Fluido	Alternativas		Componente / Componentes mistura				
	Grupo	GWP	R1234yf A2L(4)	R1234(E) A2L(7)	R32 A2L(675)	R134a A1(1430)	R125 A1(3500)
R410A (2088)	A1	<1500	*		*	*	*
	A1	<750			*		*
	A2L	<750			*		
	A2L	400 a 750	*	*	*		*

GWP₁₀₀: Valor entre parenteses

2.3.1 Propriedade termodinâmicas para os fluidos alternativos

Na busca por fluidos alternativos, identifica-se em quase todos os postulantes a fluido de uso global, características que de alguma forma, dificultam a utilização dos mesmos. Alguns fluidos possuem bons resultados quanto a eficiência energética porém são inflamáveis. Outros fluidos não são inflamáveis mas são tóxicos ou trabalham com pressões altas e baixo rendimento. Um ponto de consenso é que não há um fluido universal, para todos os tipos de capacidade, temperatura de evaporação e condensação (LECK, 2010).

Os HFCs utilizados atualmente são chamados de 3^a geração, não são tóxicos nem inflamáveis, porém, devido ao elemento Fluor apresentam alto GWP, ocasionando grande impacto no efeito estufa, como pode ser verificada com o auxílio da Fig. 2.5. A seguir são relacionadas algumas características que deve-se considerar na escolha do fluidos alternativo.

Perda de pressão por atrito

A perda de pressão total (ΔP_{total}) do refrigerante é devida às variações de energia cinética e potencial do fluido e por atrito nas paredes do canal de escoamento. Assim, a perda de pressão total é a soma da perda de pressão estática (altura de elevação - ΔP_{estat}), da perda de pressão por aceleração (ΔP_{acel}) e da perda de carga por atrito, ΔP_{fric} , conforme a Eq. 2.1.

$$\Delta P_{total} = \Delta P_{estat} + \Delta P_{acel} + \Delta P_{fric} \quad (2.1)$$

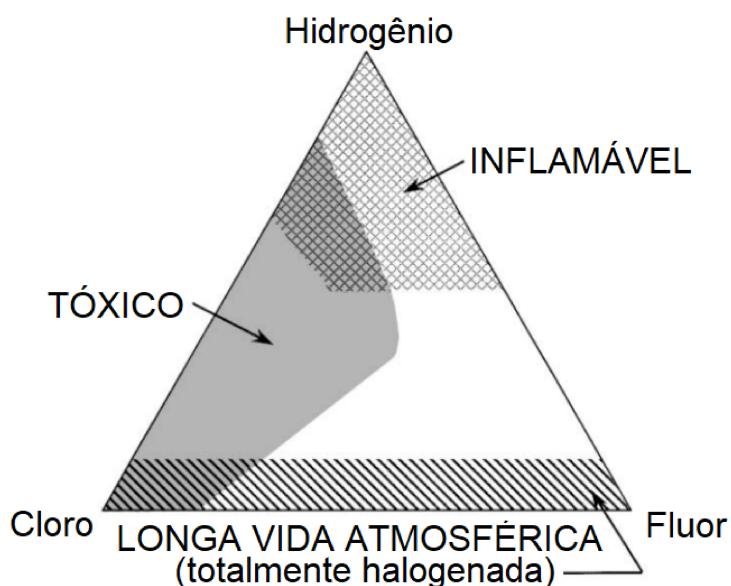


Figura 2.5 – Alteração da inflamabilidade, toxicidade e tempo de vida na atmosfera dos fluidos, devido a mudança do teor de cloro, flúor e hidrogênio. Fonte: (CALM, 2002)

A perda de pressão pode se manifestar de forma equivalente a uma variação de temperatura de saturação em graus Kelvin (K), sendo a variação da temperatura de evaporação, quando a análise é feita na linha de baixa pressão ou a variação de temperatura de condensação na linha de alta pressão. Ela ocorre devido a tensão de cisalhamento imposta pela parede do tubo, da interação das duas fases (líquido + vapor) e a desaceleração devida a mudança de densidade durante a condensação (ANDRESEN et al., 2015).

Garimella et al. (2015) analisaram experimentalmente a influencia da temperatura crítica na variação das propriedades dos fluidos R410A e R404A, em principal, a variação de perda de pressão do fluido nos trocadores de calor. O sistema experimental operou em uma temperatura supercrítica e os resultados foram comparados com resultados numéricos de trabalhos anteriores. Eles observaram um acréscimo no gradiente de pressão por fricção com o aumento da temperatura e fluxo de massa. Observaram também a variação abrupta na densidade, quando o refrigerante passa de *liquid-like* para *gas-like*.

Ponto normal de ebulação (NBP) - Normal boiling point

O ponto normal de ebulação é a temperatura em que o fluido evapora, em uma pressão de 1 atm. Em misturas, a observação do NBP de cada componente é importante pois está diretamente ligado à temperatura de glide.

Razão de pressão

A razão de pressão é a relação entre a pressão de evaporação e a pressão de condensação. Quanto menor a relação de pressão maior é a eficiência do compressor, que por sua vez impacta na eficiência do sistema de refrigeração (DEVOTTA et al., 2001). Porém, a análise da relação de pressão não pode ocorrer de forma individual, altas pressões de descarga podem impactar em sistemas de refrigeração demasiados robustos. Baixa pressão de sucção podem trazer problemas de eficiência, principalmente em operações de *drop-in*. A Tab. 4.16 apresenta a relação de pressão para alguns fluidos para uma condição de operação específica.

Volume específico

O volume específico do refrigerante, ν [m^3/kg], ou sua massa específica ($\rho = 1/\nu$) [kg/m^3] influencia na perda de pressão do circuito de escoamento. Quanto menor a densidade do vapor, maior será a perda de pressão no evaporador e no condensador para um mesmo fluxo de massa. Além disso, a densidade do fluido também impacta na capacidade e tamanho do compressor. O volume específico possui uma relação direta com a perda de pressão nos trocadores de calor.

Temperatura de descarga

A temperatura de descarga do fluido está relacionada com as condições de operação e também com o volume de refrigerante que circula no sistema. Quanto menor a temperatura de descarga, melhor a estabilização do compressor e do óleo lubrificante, o que resulta em uma vida útil mais longa e confiável do compressor e outros dispositivos do sistema de refrigeração.

Tabela 2.6 – Principais propriedades físicas dos fluidos refrigerantes considerados

Propriedade	R410A	R32	R452B	R454B	R125	R1234yf	R134a	R290	R600a	R1270	CO ₂
GWP	2088	675	676	467	3500	4	1430	3	3	2	1
Peso molar [kg/kmol]	72,59	52,02	63,5	62,6	120,0	114	102	44,10	58,12	42,08	44,01
Normal Boiling Point [°C]	-51,45	-51,66	-50,9	-50,73	-48,09	-29,49	-26,09	-42,10	-11,68	-47,72	-87,84
Pressão Crítica [kPa]	4901	5784	5220	5041	3618	3382	4059	4247	3640	4665	7377
Temperatura crítica [K]	344,49	351,26	348,85	350,15	339,17	368,15	374,15	369,83	407,85	365,57	304,13
ρ_l ^a [kg/m ³]	1078	977	1010	1001	1212	1106	1221	498,2	554,8	511,2	761,3
h_{fg} ^e [kJ/kg]	272,9	381,9	311,5	315,9	164,0	180,6	217,0	425,8	365,9	439,2	395,9
c_{pl} ^b [kJ/Kg K]	1,666	1,896	1,753	1,763	1,372	1,332	1,409	2,695	2,425	2,627	4,555
c_{pv} ^c [kJ/Kg K]	0,818	0,8435	0,8538	0,860	0,7894	0,8985	0,8454	1,675	1,678	1,536	0,8471
Q_{VOL} ^f [kJ/kg]	6768	6966	6283	6192	5616	2900	2868	3882	1509	4666	22545
LIF [kg/m ³]	N.A.		0,310	0,303	N.A.		N.A.				N.A.
LIF [%Vol em ar]	15,6	13,0	12,0	11,25	N.A.	6,8	11,5	2,1	1,8	2,15	N.A.
LSF [%Vol em ar]	21,8	27,5	23,3	22,0	N.A.	12,0	15,9	9,5	8,4	11,2	N.A.
Temperatura de autoignição [K]	1063,15	1037,15			N.A.	678,15	1023,15	723,0	733,15	728,15	N.A.
FBV [cm/s]	-	6,7	3,0	5,2	-	1,2	-	38,7			-
Tipo de óleo lubrificante	POE	POE	POE	POE	POE	POE	POE	POE	MO	MO	PAG

^a ρ_l = densidade do líquido à 21,1°C e x = 0

^b c_{pl} = Calor específico a pressão constante do líquido à 21,1°C e x = 0

^c c_{pv} = Calor específico a pressão constante do vapor à 21,1°C e 1 atm

^e h_{fg} = Entalpia de vaporização (NBP)

^f Q_{VOL} = Capacidade de refrigeração volumétrica à 0°C, SA = SR = 0 k

^g FBV = Velocidade laminar da chama

Fonte: EES e CoolProp

Viscosidade absoluta

A viscosidade é uma propriedade associada à perda de pressão. Um alto valor de viscosidade do líquido causa maior queda de pressão no evaporador e condensador, causando por consequência uma redução na pressão de sucção, aumento da pressão de descarga e do fluxo de massa. Apesar do compressor também reduzir o consumo de energia, a queda da capacidade é proporcionalmente maior, ocasionando em uma queda do COP.

Condutividade térmica

De uma maneira geral, quanto maior for a condutividade térmica do líquido maior será o coeficiente de transferência de calor.

Efeito da temperatura crítica

A temperatura crítica do fluido é fundamental para a escolha do fluido refrigerante, sendo uma das primeiras propriedade observadas na seleção. Sistemas operando acima da temperatura crítica, por exemplo com CO₂, são temas de diversos estudos atualmente, mas pela particularidade dessa solução, tornam-se necessário diversos controles a fim de reduzir os impactos na eficiência. Por outro lado, conforme a temperatura crítica cresce, a eficiência cresce e a capacidade volumétrica do fluido decresce, tornando necessário maiores equipamentos (KAZAKOV; MCLINDEN; FRENKEL, 2012).

Mclinden et al. (2014) realizaram uma análise termodinâmica de aproximadamente 1200 fluidos candidatos e utilizaram diversos critérios (GWP, inflamabilidade, estabilidade, toxicidade e temperatura crítica) para selecionar os candidatos com maior potencial de utilização em sistema de refrigeração e ar condicionado. Em relação a temperatura crítica, eles selecionaram os fluidos com valor entre 300 e 400 K visto que essa faixa de temperatura crítica é percebida nos fluidos utilizados na maioria dos equipamentos atuais.

Geralmente a temperatura crítica dos fluidos é inversamente proporcional à capacidade de refrigeração volumétrica. No caso de fluidos com alta temperatura crítica, operam com menor pressão de sucção (para uma temperatura de evaporação equivalente) causando

ainda uma queda na capacidade do sistema e necessitando um maior compressor.

Efeito da pressão de saturação

A pressão de saturação também influencia na seleção do fluido refrigerante. Enquanto baixas pressões colaboram com a segurança na operação e no dimensionamento do sistema de refrigeração, permitindo redução na parede dos tubos de cobre, trocadores de calor, fluidos que necessitam de elevadas pressão de saturação podem elevar o gasto de energia no compressor, redução de vida útil dos equipamentos e vazamentos de fluido mais frequentes.

Por outro lado, na faixa da evaporação é interessante que o fluido refrigerante possua maiores temperaturas de saturação para o sistema não incorrer em operação com pressões inferiores a pressão atmosférica, onde pode haver mais facilmente admissão de ar atmosférico ao sistema de refrigeração. O Ar no sistema além de causar elevação da pressão de condensação por causa da presença de gases incondensáveis, prejudica a troca de calor do condensador e evaporador, além de causar maior consumo de energia no compressor. Para fluidos inflamáveis, a presença de ar pode causar até mesmo explosão do sistema em um caso extremo. Vazamentos de fluidos apesar de serem prejudiciais a ambiente, são mais fáceis de serem detectados em sistemas com pressão positiva.

A pressão de saturação está diretamente relacionada com a temperatura crítica do fluido. Refrigerantes com maior temperatura crítica possuem maior pressão de evaporação, pois esses fluidos são menos voláteis.

Efeito da massa molar

A massa molar tem efeito direto na entalpia de vaporização. Fluidos com massa molar menores possuem elevada entalpia de evaporação e com consequência, conseguem transportar mais calor com menor volume de refrigerante. Alguns resultados de massa molar dos fluidos discutidos nesse trabalho são apresentados na Tab. 2.6.

Alta resistência dielétrica

Em sistemas herméticos onde o motor do compressor tem contato com o refrigerante, fluidos com baixa resistência dielétrica podem causar pequenos curto-circuitos e reduzir na vida útil dos compressores, além de acarretar perdas no COP.

Entalpia de evaporação

Alta entalpia de evaporação permite sistemas com menor vazão mássica e menor volume de refrigerante no sistema. Vazões mássicas muito pequenas podem ser restrições para alguns operação com certos fluidos pois colaboram com a elevação da temperatura de descarga e dificultam o resfriamento do compressor, além do controle da vazão. A vazão mássica também tem papel fundamental no retorno de óleo lubrificante, principalmente em relação ao óleo depositado nos trocadores de calor. Fluidos com baixa entalpia de vaporização necessitam maiores trocadores de calor e maior quantidade de fluido refrigerante.

Custo de produção e transporte dos fluidos

A análise econômica também deve ser realizada para a seleção do fluido. Maiores volumes podem dificultar o transporte do refrigerante impactando em custos mais elevados. Da mesma forma, fluidos com alta pressão de saturação, podem requerer transportes mais especializados devido aos requisitos para armazenamento. Misturas com temperatura de glide mais elevados tem maiores dificuldades na reposição do fluido no sistema, podendo necessitar de substituição completa em caso de vazamento parcial do fluido.

2.3.2 Segurança no manuseio dos fluidos

Os fluidos refrigerantes inflamáveis e tóxicos foram os primeiros a serem utilizados, a evolução e desenvolvimento de fluidos não inflamáveis reduziram a utilização desses fluidos em certos mercados. Por outro lado, alguns setores com a refrigeração industrial sofreu menos influencia desses novos fluidos. Pode-se citar a utilização da amônia em ampla faixa de equipamentos na área industrial, mesmo com suas propriedades tóxicas, o fluido permanece

sendo utilizado, principalmente em ambientes menores e mais controlados.

A pressão por fluidos de menor impacto ao meio ambiente trouxe os fluidos inflamáveis novamente como opção. Desta forma, parâmetros como inflamabilidade, velocidade de queima, limite inferior de flamabilidade (LIF) entre outros, tornaram-se fundamentais na seleção dos fluidos alternativos ao R410A. A análise dos fluidos em estudo atualmente mostra que muitos dos fluidos, candidatos à substituir o R410A, são da classe A2L categoria recentemente definida.

A ASHRAE 34 (2013) classifica os fluidos quanto a flamabilidade em três categorias:

1. Classe 1: Sem propagação de chama no ar à 60°C e pressão igual a 101,3 kPa;
2. Classe 2: Fluidos quais o LIF é superior a $0,10 \text{ kg/m}^3$ à 23°C e pressão igual a 101,3 kPa e onde o poder calorífico é inferior a 19.000 kJ/kg ;
3. Classe 3: Fluidos que possuem alta inflamabilidade, cujo o LIF seja menor ou igual a $0,10 \text{ kg/m}^3$ à 23°C e pressão igual a 101,3 kPa e onde o poder calorífico é igual ou superior a 19.000 kJ/kg ;

A Classe 2 de fluidos foi dividida em duas sub-classes para separar os fluidos com menor velocidade laminar da chama ($V_b [\text{cm s}^{-1}]$ velocidade na qual uma chama plana, unidirecional e adiabática, se propaga em uma direção normal em relação a uma mistura de gás não queimado), conceito introduzido e amplamente utilizado no meio. Desta forma, atualmente ainda temos:

- Classe A2L: Para fluidos com V_b inferior a 10 cm/s , os quais são considerados de baixa inflamabilidade;
- Classe A2: Para fluidos com V_b superior a 10 cm/s ;

Quanto a inflamabilidade de um fluido, pode-se afirmar que os limites em que há risco de reação varia com a temperatura e com a umidade. Observa-se também que o LIF cresce com a redução de temperatura e o limite superior de flamabilidade (LSF) decresce, tornando assim a faixa de flamabilidade menor. Essa interdependência está relacionada com

a energia molecular interna e o estado de excitação dentro do fluido (WU et al., 2013). O aumento da umidade, também reduz a faixa de flamabilidade do fluido devido a diluição da concentração do fluido inflamável e a quantidade de moléculas de oxigênio e a redução da energia de ativação.

Liu et al. (2020) realizaram uma análise experimental do risco da explosão da mistura R32 e R1234ze(E) e os parâmetros que se relacionam com este processo. A caracterização da pressão de uma explosão é considerado um importante fator para análise das consequências de um acidente. Eles analisaram o impacto da variação da razão equivalente, da quantidade de oxigênio em um mistura com 10 e 20% de R1234ze(E). Os autores relacionam a pressão da explosão com a velocidade laminar da chama, de forma direta. A pressão máxima de explosão (*maximum explosion pressure*), a taxa de aumento da pressão de explosão (*explosion pressure rise rate*), a velocidade laminar de chama e o impulso da pressão da explosão (*explosion pressure impulse*) decrescem com a redução de oxigênio na mistura. A temperatura adiabática de chama e a reação elementar (*elementary reaction*) possuem consideráveis relações com a V_b , que por sua vez é proporcional ao produto da difusão térmica (*thermal diffusivity*) e a taxa de reação química (*chemical reaction rate*). A temperatura adiabática de chama decresce com a redução do percentual de oxigênio. O percentual de R1234ze(E), quando aumentado de 10 para 20% impacta na redução da velocidade laminar de chama devido a redução da concentração dos radicais ativos (*active radicals*). O aumento da concentração do R1234ze(E) aumenta a relação atômica de F/H (*atomic ratio*).

A ASHRAE 34, (2013) ainda classifica os fluidos refrigerantes quanto ao nível de toxicidade:

- Classe A: Compostos que possuem OEL (limite de exposição ocupacional) igual ou maior que 400 ppm;
- Classe B: Compostos que possuem OEL menor que 400 ppm;

A Tab. 2.7 apresenta entre outros parâmetros, a classificação de alguns fluidos alternativos em estudo quanto a flamabilidade, o LIF e a velocidade de propagação de chama.

A Energia mínima de ignição (MIE) e a temperatura de auto ignição são outros parâmetros que devem ser observados na análise para seleção do fluido refrigerante e, futuramente nos projetos de sistema de ar condicionado. A MIE é a mínima descarga de energia elétrica necessária para iniciar uma ignição em uma mistura de fluido e ar. A temperatura de autoignição é a mínima temperatura cuja uma combustão ocorre (ignição independente de fonte) em condições específicas de teste.

A velocidade laminar da chama é um dos parâmetros mais utilizados para caracterizar ou classificar o fluido como inflamável. Vários estudos que analisam os impactos da concentração de CO₂ na V_b podem ser verificados na bibliografia. A Relação equivalente do fluido combustível e o ar também é citado na análise da influência na velocidade de propagação da chama. Parte desses textos estão voltados a maximizar a V_b , visto que são trabalhos desenvolvidos pela área de conversão de energia ou calor para aproveitamento industrial e não para utilização do fluido como refrigerante. Nessa frente a quantidade de texto é relativamente menor.

O CO₂ é um subproduto da queima e presente principalmente pela recirculação de gases na admissão da mistura combustível mais ar. Seu impacto na velocidade de propagação da chama também é analisado diluído no combustível. Hu e Wei (2020) realizaram uma análise experimental e numérica da influencia do CO₂ e O₂ na V_b em uma mistura com propano. Eles concluíram que altas concentrações de CO₂ provocam reduções acentuadas na velocidade de propagação devido as propriedades térmicas, radioativas e química. Também concluíram que as máximas V_b são observadas para uma relação equivalente entre 1,0 e 1,1 com ar ambiente.

Compatibilidades dos refrigerantes com os materiais

O fluido refrigerante circula por toda a extensão do sistema de refrigeração e entra em contato com diversos tipos de materiais. Por conseguinte, o fluido apropriado deve possuir propriedades que possibilitem esse constante contato sem produção de subprodutos e sem a corrosão acentuada. Dentre os materiais mais frequentemente observados em um sistema de refrigeração podemos relacionar:

- Elastômeros: normalmente utilizados como elemento de vedação, os elastômeros são

encontrados em conexões de equipamentos de medição (temperatura, pressão, vazão, etc), válvula de expansão, trocadores de calor e etc. Em contato com o refrigerante mais óleo, podem apresentar variações de dimensão e químicas com o passar do tempo;

- Metais: Alguns metais submetidos a condições específicas, podem catalisar reações como hidrólise e decomposição térmica dos fluidos;
- Plásticos: Certos plásticos podem apresentar reações em fluidos com maiores valores de flúor;
- Vernizes: Material normalmente utilizado na proteção do enrolamento do motor, com função de isolamento elétrico, o verniz também pode ser impactados pela presença de certos componentes presentes nos fluidos refrigerantes. Essa condição é extrema em compressores herméticos onde o verniz do enrolamento do motor está constantemente em contato com o fluido refrigerante e óleo lubrificante.

O óleo lubrificante tem papel fundamental na operação, eficiência, durabilidade e manutenabilidade do sistema de refrigeração. A compatibilidade com os fluidos refrigerantes é muito analisada porém não se tem uma informação concreta do impacto do óleo lubrificante no sistema de refrigeração como um todo. Ele desempenha funções como elemento de estanqueidade ajudando na redução de impurezas, vedação entre as regiões de alta e baixa pressão, como meio de resfriamento do compressor, redução do atrito nas partes móveis e na redução do nível de ruído (YOUBI-IDRISSI et al., 2004)). A presença de um óleo no refrigerante modifica a temperatura de equilíbrio e as propriedades termodinâmicas como temperatura crítica, a viscosidade do líquido, a tensão superficial, o calor específico, a condutividade térmica e aumenta da queda de pressão.

Outro ponto que deve ser observado é quando ao OCR (Razão de circulação do óleo), taxa de óleo que retorna ao compressor. O OCR é ligeiramente menor nos óleos POE do que nos sistemas operando com óleo mineral. Uma redução no coeficiente de transferência de calor é esperada quando ocorre acumulo de óleo no evaporador (YOUBI-IDRISSI; BONJOUR, 2008). A miscibilidade (solubilidade) com o refrigerante é uma característica importante para

garantir o adequado retorno do óleo ao cárter do compressor em sistemas de ar condicionado. Na maioria dos casos o COP reduz com o aumento de circulação do óleo. HFC e HFOs (Hidrofluorolefina) necessitam de óleos POE ou PAG (Polialquíleno glicol) devido a sua baixa miscibilidade com óleo minerais. A elevada miscibilidade garantem o melhor retorno do óleo ao compressor (cárter) e também garantem bom lubrificação para esses fluidos. Por outro lado, são mais higroscópicos e seu manuseio deve ocorrer de forma mais controlada para evitar a formação de ácidos. Zhai et al. (2019) realizaram testes de fluidos refrigerantes diversos com novos óleos mineral e observaram boa miscibilidade destes com os HCFCs e HC (Hidrocarbonetos), por outro lado, os fluidos HFCs (R32 e R134a entre outros testados) apresentaram uma miscibilidade baixa com esse tipo de óleo. As misturas de óleo mineral e CFC são mais susceptíveis ao cobreamento (*plating copper*) do que no conjunto HFC/POE.

Em operações de *drop-in*, a substituição do óleo deve ser observado com atenção e conduzido com cuidado para não haver contaminação do novo lubrificante e compatibilidade com os materiais existentes na bancada.

2.3.3 Temperatura glide

As misturas zeotrópicas são compostas por dois ou mais fluidos que associados não ocorre reação química entre os componentes, de modo que estes apresentam temperaturas de saturação diferente, fazendo que o processo de mudança de fase à mesma pressão, inicie em um temperatura diferente do final desta etapa (não isotérmico). A utilização de misturas zeotrópicas é relativamente recente, visto que a execução de atividades em sistemas com esses refrigerantes são mais complexas. Toda a ação de carga, manutenção e reposição requer cuidados especiais devido a possível fracionamento e por consequência, fuga de um componente específico. Além disso, avaliações adicionais nos projetos dos trocadores de calor precisam ser consideradas devido à variação do calor específico e do coeficiente de transferência de calor. Por outro lado, misturas zeotrópicas podem aumentar o COP em comparação a fluidos puros, permitem atingir valores de parâmetros como pressão de condensação, evaporação, razão de pressão e capacidades desejadas para sua melhor utilização. Os primeiros refrigerantes zeotrópicos comercialmente aceitos foram o R401A e R401B, misturas ternária dos fluidos

R22, R152a e R124, com temperatura glide de $4,45^{\circ}\text{C}$ (HUGHES; DULANEY; BROUSSARD, 1996), introduzido comercialmente em 1992. A Fig. 2.6 mostra um processo de mudança de fase do fluido refrigerante zeotrópico R407F.

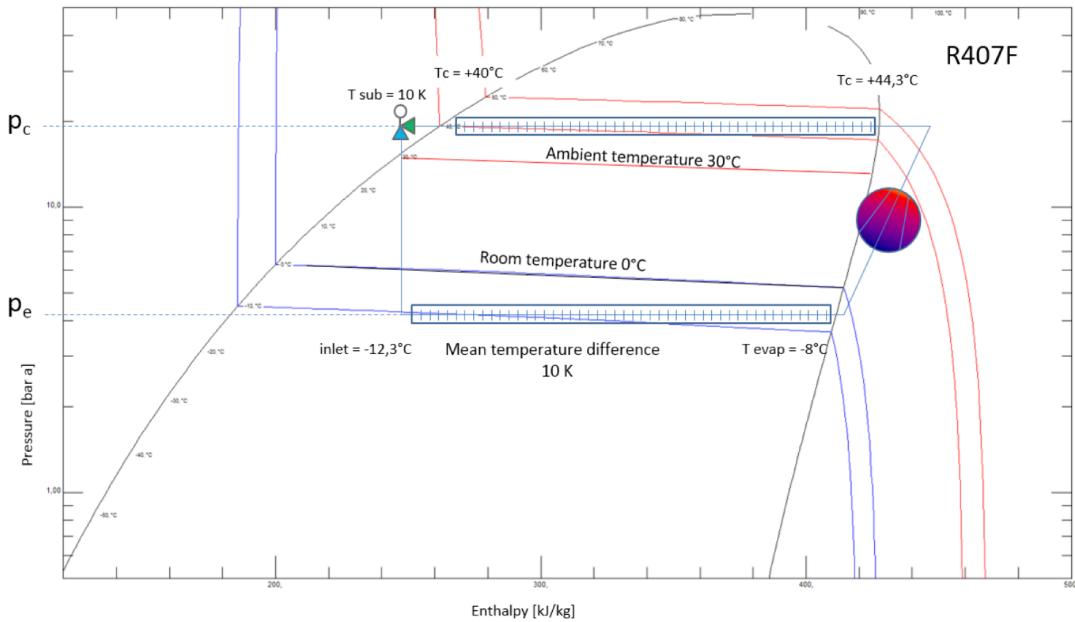


Figura 2.6 – Gráfico pressão-entalpia para o fluido R407F, com destaque para a variação de temperatura durante os processos de evaporação e condensação. Fonte: Blatz et al. (2016)

A temperatura glide é função da fração mássica, sendo menor para os casos extremos, com menores frações e maior glide para frações intermediárias. Grande parte dos fluidos alternativos são zeotrópicos, o próprio fluido R410A, objeto dessa pesquisa é uma mistura quase-azeotrópica, onde a temperatura glide é menor que $0,2^{\circ}\text{C}$.

O processo de comparação de desempenho de misturas zeotrópicos requer cuidados devido a temperatura glide. Enquanto em fluidos puros a temperatura de evaporação (T_{EV}) e condensação são claramente definidos, nas misturas zeotrópicas essas temperaturas podem variar em função da definição da T_{EV} . McLinden e Radermacher (1987) em seu estudo sobre a forma de comparação de misturas zeotrópicas e fluidos puros, sugeriram alternativas para a definição da temperatura de evaporação e condensação para os fluidos zeotrópicos, conforme apresentado na Fig. 2.7. O trabalho destaca a importância da definição da temperatura de evaporação e condensação na comparação de resultados obtidos de misturas zeotrópicas e fluidos puros, além do impacto da escolha dos pontos, podendo maximizar ou minimizar o

COP e Q_{EV} das misturas.

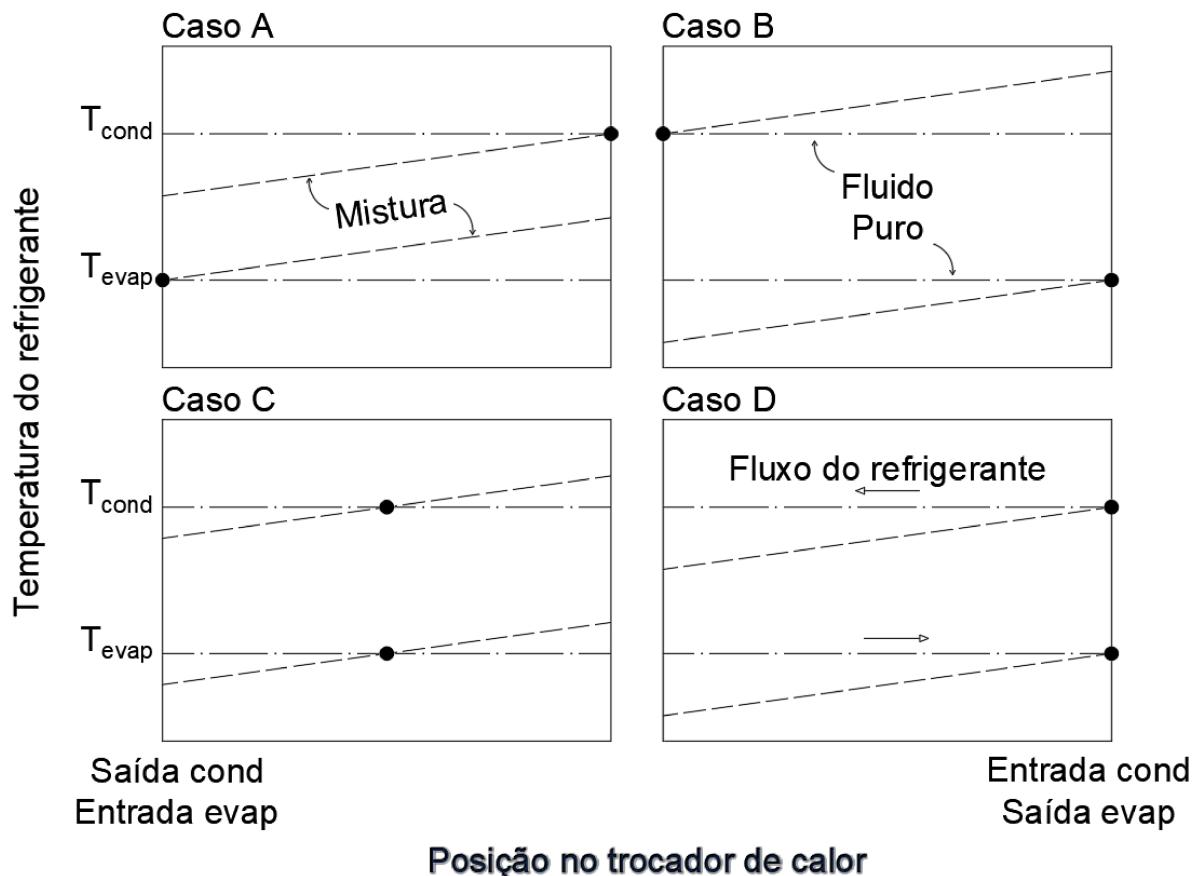


Figura 2.7 – Quatro casos de definição da temperatura de evaporação e condensação, analisados para misturas zeotrópicas. Fonte: McLinden e Radermacher (1987)

Högberg, Vamling e Berntsson (1993) em seu estudo utilizaram três métodos de definição da temperatura de evaporação e condensação para análise.

- Método I: Comparação entre os fluidos por meio de temperatura mínima de *approach* igual nos trocadores de calor
- Método II: Comparação entre os fluidos por diferença de temperatura média igual nos trocadores de calor;
- Método III: Comparação entre fluidos por meio de área de trocador de calor iguais.

Eles concluíram que a utilização do método II nos permite calcular o COP com o mesmo rigor que nos fluidos puros e assim realizar uma comparação entre eles de forma adequada.

Mota-Babiloni et al. (2014) utilizaram em seu trabalho as Eq.2.2 e 2.3 para comparação dos resultados.

$$T_{EV} = \frac{1}{3}T_{bubble} + \frac{2}{3}T_{dew} \quad (2.2)$$

$$T_{CD} = \frac{1}{2}T_{bubble} + \frac{1}{2}T_{dew} \quad (2.3)$$

onde:

T_{bubble} : Temperatura de um fluido onde se inicia a formação de bolhas a partir de um líquido;

T_{dew} : Temperatura na qual um fluido começa a condensar a partir de um gás;

Nesse mesmo artigo, os autores definem o grau de superaquecimento (SA) a partir do fluido de referência, como apresentado na Eq. 2.4.

$$SA = SA_{Ref} - \frac{1}{3}Glide \quad (2.4)$$

Outros trabalhos estabelecem a temperatura de evaporação e condensação de forma diferente. Hundy e Vittal (2000) utilizaram dois protocolos diferentes de definição das temperaturas para uma classificação de desempenho de compressor. No primeiro caso (**Mid point protocol**), eles utilizaram para o cálculo da temperatura de evaporação a média da temperatura de entrada no evaporador e a temperatura do ponto de orvalho, como pode ser visualizado na Fig. 2.8. As Eq. 2.5 a 2.8 apresentam as fórmulas para a definição de temperatura de evaporação e condensação e o cálculo do superaquecimento e sub-resfriamento (SR). Para esse protocolo, a temperatura de evaporação além de depender da pressão de saturação, dependerá do grau de sub-resfriamento do fluido.

$$T_{EV} = \frac{T1 + T1_{dew}}{2} \quad (2.5)$$

$$T_{CD} = \frac{T2_{dew} + T2_{bubble}}{2} \quad (2.6)$$

$$T_{SA} = T_S - T1_{dew} \quad (2.7)$$

$$T_{SR} = T_3 - T2_{bubble} \quad (2.8)$$

onde:

T_S : Temperatura de sucção do compressor;

T_3 : Temperatura de saída do condensador;

O protocolo definido como **Dew-point protocol** considera apenas as temperaturas do ponto de orvalho como referência ($T_{EV} = T1_{dew}$ e $T_{CD} = T2_{dew}$) enquanto o grau de superaquecimento e o grau de sub-resfriamento são calculados da mesma forma do primeiro protocolo. Nesse caso, a temperatura de evaporação não é função do sub-resfriamento do fluido, dependendo apenas da pressão de saturação.

Os resultados obtidos mostram que a utilização do *dew point protocol* resulta em uma capacidade de refrigeração e um consumo de energia pelo compressor 5% menor que o *mid point protocol*, mas não apresentou diferença considerável no COP. Ainda pode-se observar uma similaridade nos resultados para diferentes graus de sub-resfriamento e superaquecimento entre os protocolos.

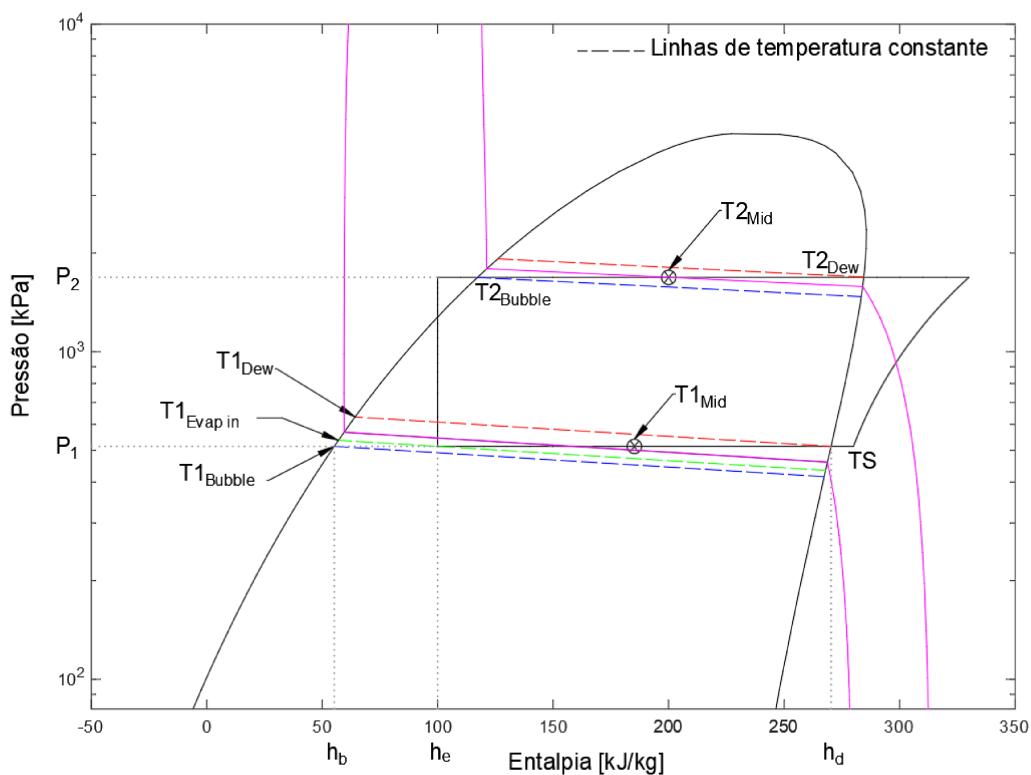


Figura 2.8 – Gráfico da pressão e entalpia, utilizado para definição da temperatura de evaporação pelo do ponto médio, fonte: Hundy e Vittal (2000))

No documento de orientação (*Guideline*) da ASERCOM (*Association of European Refrigeration Component Manufacturers*, 2015), a temperatura de evaporação também é definida em duas formas na declaração de desempenho dos compressores. Os protocolos seguem as mesmas definições do protocolo de Hundy e Vittal (2000).

Westra (1993) em seu trabalho apresenta as vantagens do fluido zeotrópico, onde a transferência de calor pode ocorrer de mesmo valor durante todo o percurso dos fluidos pelo trocadores de calor de fluxo inverso visto a diferença de temperatura fixa entre os fluidos, além da redução da irreversibilidade do processo e com isso aumento do COP. O autor também relaciona desvantagens como a maior área dos trocadores de calor necessária para os fluidos zeotrópicos, maior volatilidade de determinados constituintes acarretando em maior complexidade na operação e dificuldade nas reposições parciais. Outra desvantagem do fluido zeotrópico é que visto o dimensionamento mais particular para aproveitamento da vantagem do glide, torna sistemas com esses fluidos menos flexível para novas condições de operação.

2.3.4 Fluidos alternativos considerados

HFC R32

O R32 é um HFC, classificado como A2L na nomenclatura definida pela ASHRAE (2013). É um dos componentes do R410A em conjunto com o R125, na mesma proporção mássica (50/50%). Devido a isso, as propriedades com o R410A são similares, apresentando principalmente como vantagem um GWP inferior (GWP = 675 (IPCC, 2015)). Como é uma substância pura, não possui temperatura de glide, outra vantagem com relação ao R410A. Sua temperatura crítica ($78,2^{\circ}\text{C}$) e pressão crítica (5,8 MPa) são próximas do R410A. O R32 possui uma alta capacidade de refrigeração volumétrica, superior a do R410A como pode ser visto na Fig. 2.4, alta pressão de condensação e seus resultados normalmente apresentam uma temperatura de descarga do compressor e capacidade de refrigeração mais elevada que o R410A (HANNA; ORTEGO; ZOUGHAIB, 2015) e maior COP (FUJITAKA et al., 2010).

Uselton e Crawford (2015) realizaram o *drop-in* do fluido R410A pelo R32 em um Split com compressor scroll nas condições da norma AHRI 210/240 (Instituto de refrigeração, aquecimento e ar condicionado). Foram necessários regulagens na válvula de expansão com o intuito de manter o valor do superaquecimento semelhante ao encontrado nos testes com R410A e respeitado precauções com a segurança, devido a inflamabilidade do R32. Foi utilizado uma carga de R32 no sistema de 77% da carga original de R410A. Eles observaram que os testes realizados apresentaram redução na eficiência e um ligeiro aumento da capacidade de refrigeração. A temperatura de descarga apresentou resultados mais elevados para o R32.

Schultz (2014) realizou experimentos com fluidos alternativos ao R410A e R22 em um chiller de aproximadamente 4,5 TRs (Toneladas de refrigeração). Todos os fluidos alternativos testados possuem GWP inferior a 675, porém classificação ASHRAE A2L, com média inflamabilidade. Observa-se que o fluido R32, além de testado puro, está presente como componente em todos os fluidos alternativos avaliados nesse experimento, conforme apresentado na Tab. 2.7. Ao final, verificou-se um pequeno incremento na capacidade do equipamento operando com o fluido R32 e eficiência similar. Todos os fluidos avaliados apresentaram um representativo aumento da temperatura de descarga do compressor. O autor conclui que a

busca por um fluido de baixo GWP requer um balanço com outras propriedades como a inflamabilidade do fluido refrigerante. Este balanço poderá exigir novos projetos de equipamentos.

Tian et al. (2015) experimentaram um mistura de R32 e R290 em um proporção de 68% e 32% respectivamente. A mistura de um HFC (R32) e um HC (R290) apresentou um GWP de 22% do fluido de referencia (R410A) e ODP nulo. Eles testaram a mistura em dois sistemas com diferentes capacidade. Em uma segunda etapa, o condensador foi substituído por um modelo micro canal que possibilita a redução da carga de gás no sistema. A carga ideal foi previamente estimada por uma equação matemática e determinada por meio de uma série de testes comparativos. Ao final uma redução da carga de gás refrigerante de 30 a 35% foi atingida utilizando a mistura R32/R290. O consumo de energia do sistema e a temperatura de descarga do compressor aumentaram e a capacidade de refrigeração também aumentou, resultando em uma redução do COP.

Percebe-se que em todos os testes, a quantidade de fluido R32 foi menor que a carga do fluido original (R410A) o que influencia de forma positiva na análise de impacto ao meio ambiente pelo emissão de gases de efeito estufa. Desta forma, o R32 tem sido proposto como fluido refrigerante para substituir o R410A em diversos países, principalmente na Asia (BARVE; CREMASCHI, 2012).

HFO

Os HFOs são fluidos compostos por carbono, hidrogênio e flúor, sempre contendo pelo menos uma ligação dupla de carbono-carbono. Possuem ODP nulo e baixo impacto no efeito estufa (baixo GWP) pois permanece pouco tempo na atmosfera. As restrições a refrigerantes de alto GWP tem impulsionado o estudo desses fluidos, tanto seu uso direto, como componente de misturas com HFC. Uma grande quantidade de fluidos alternativos com baixo GWP são compostos por R32 e um HFO, principalmente o R1234yf. A Adição de uma pequena quantidade de hidrocarboneto ou outro HFC também é comumente observado nos fluidos estudados. Um ponto importante observado por Fujitaka et al. (2010) é a alta temperatura de glide observado nas misturas, atingindo 3,5 e 7,1 K para as proporções de R32 e R1234yf analisadas (20/80% e 50/50%, respectivamente). Operando com lubrificante do

Tabela 2.7 – Refrigerantes avaliados como substitutos do R410A. Fonte: Schultz (2014)

Nome	Composição [em massa]	GWP	Classe	Número ASHARE	LIF [kg/m ³]	Vel Comb. [cm/s]	Lubrificante
R410A	R32 / R125 (50/50)	2100	A1 ^b				
R32	R32 (100)	675	A2L ^b			6,7	
DR-5	R32 / R1234yf (72,5/27,5)	490 ^a	A2L ^b				
DR-4	R32 / R1234yf (43,5/56,5)	295 ^a	A2L ^b				
ARM-70	R32 / R134a / R1234yf (50/10/40)	480 ^a	A2L ^b				
L-41a	R32 / R1234yf / R1234ze(E) (73/15/12)	495 ^a	A2L ^b				
L-41b	R32 / R1234ze(E) (73/27)	495 ^a	A2L ^b				
HPR1D	R32 / R744 / R1234ze(E) (60/6/34)	405 ^a	A2L ^b				
XL40 ^c	R32 / R1234yf (35/65)	238 ^d	A2L	R454A	0,278	2,4	POE
XL41 ^c	R32 / R1234yf (69,9/31,1)	467 ^d	A2L	R454B	0,303	5,2	POE
XL55 ^c	R32 / R125 / R1234yf (67/7/26)	676 ^d	A2L	R452B	0,310	3,0	POE
HPR-2A	Mexichem						
R161							

^aCalculado pelos valores individuais

^bValor esperado. Não formalizado para todos os fluidos

^cFonte: Chemours

^dFonte: AR5

tipo POE, sua reação com os típicos materiais plásticos e borrachas é desprezível.

Os fluidos HFO são normalmente inflamáveis, classificados em sua grande maioria como A2L. As misturas que contem esses fluidos tendem a ser também inflamáveis.

Mota-Babiloni et al. (2015) realizaram uma análise teórica das misturas propostas pela AHRI para fluidos alternativos. Eles analisaram misturas de HFCs e HFOs e concluíram que esses fluidos alternativos não atendem a regulamentação proposta pela Comunidade Europeia. Uma análise experimental ainda deve ser feita para comprovação porém o estudo indicou que não se tem o consenso de como será composta a nova geração de fluidos refrigerantes que atenda ODP nulo e baixo GWP.

Barve e Cremaschi (2012) realizaram uma comparação experimental em uma operação de *drop-in* de um *split system* para aplicações residenciais de ar condicionado. Neste trabalho foram analisadas não somente a eficiência do sistema como também a capacidade de refrigeração com os fluidos alternativos. O R32 e R1234yf foram experimentados como solução de baixo GWP. Um trabalho de otimização da carga de refrigerante no sistema foi realizada para ambos fluidos. O resultado dos testes indicaram um COP maior para os dois fluidos testados porém com temperatura de descarga do compressor superior. A capacidade de refrigeração do fluido R1234yf apresentou uma redução de 40 a 50% em relação ao R410A sobre as mesmas condições operacionais.

R452B

Esse fluido é uma mistura de HFC e HFO, composta pelo R32 (67%), R125 (7%) e R1234yf (26%) em massa. Sua temperatura de Glide é de aproximadamente 1,2 K na faixa de 0,6 a 1 MPa (The Chemours Company, 2016a). Seu GWP de 676 (IPCC, 2015) atente as regulamentações da UE (EUROPEAN PARLIAMENT AND THE COUNCIL OF THE EUROPEAN UNION, 2006). Como é um fluido A2L, possui baixa inflamabilidade (velocidade de combustão a 23°C igual a 3 cm/s e não tóxico). Seu Limite inferior de inflamabilidade é 0,31 kg/m³. Sua temperatura crítica é 75,7°C (CHEMOURS, 2016c). Pela análise da Fig. 2.9 observa-se que a pressão de saturação do R452B é menor em comparação ao R410A e R32.

Na busca por fluidos alternativos, vários trabalhos de pesquisa experimental e teórico

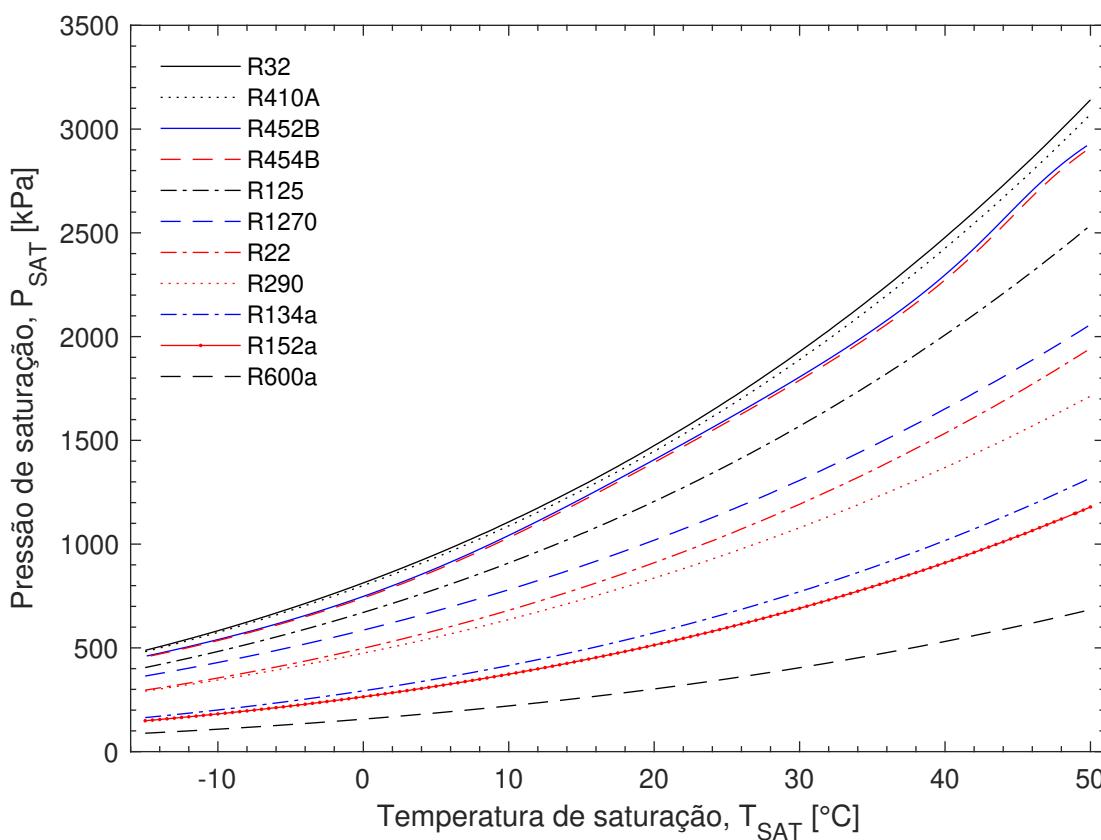


Figura 2.9 – Pressão de saturação, Fonte: EES e CRE 1.0

tem sido desenvolvido. Shen, Abdelaziz e Liudahl (2016) realizaram testes com o fluido R452B (DR-55) como substituto do R410A em uma operação de *drop-in* de uma unidade com compressor de velocidade variável, válvula de expansão termostática, ventilador da unidade evaporadora com variador de velocidade e um condensador de micro canais. Os pesquisadores concluíram que o R452B é um fluido superior ao R410A pois possui um GWP inferior, melhor COP, capacidade similar, menor carga de refrigerante e temperatura de descarga do compressor similar. Ainda citaram a menor pressão de operação que o R32.

Abdelaziz et al. (2016) realizaram testes com os fluidos R32, R452B (DR55), L41z, ARM71a em uma operação de *drop-in* de um equipamento tipo *Rooftop*, originalmente projetado para operar com R410A, em condições de diferente temperatura externa. Todos os gases testados possuem GWP menor que 750, o que os credenciam como alternativos ao R410A, mesmo com a regulamentação da UE (F-gas). Os resultados apresentaram satisfatórios, com aumento de COP e ligeira queda da capacidade de refrigeração para os fluidos R32 e R452B (nas condições de menor temperatura) e aumento para as condições de ensaio mais extremas.

A Tab. 2.8 apresenta um resumo dos resultados encontrados pelos pesquisadores. Com relação a temperatura de saída do compressor, todos os fluidos alternativos apresentaram temperatura de descarga superior ao observado na operação com o R410A, o que pode impactar na confiabilidade e vida útil do compressor. A Fig. 2.10 apresenta o resultado dos testes encontrados para a temperatura de descarga do compressor para o R410A e os gases alternativos.

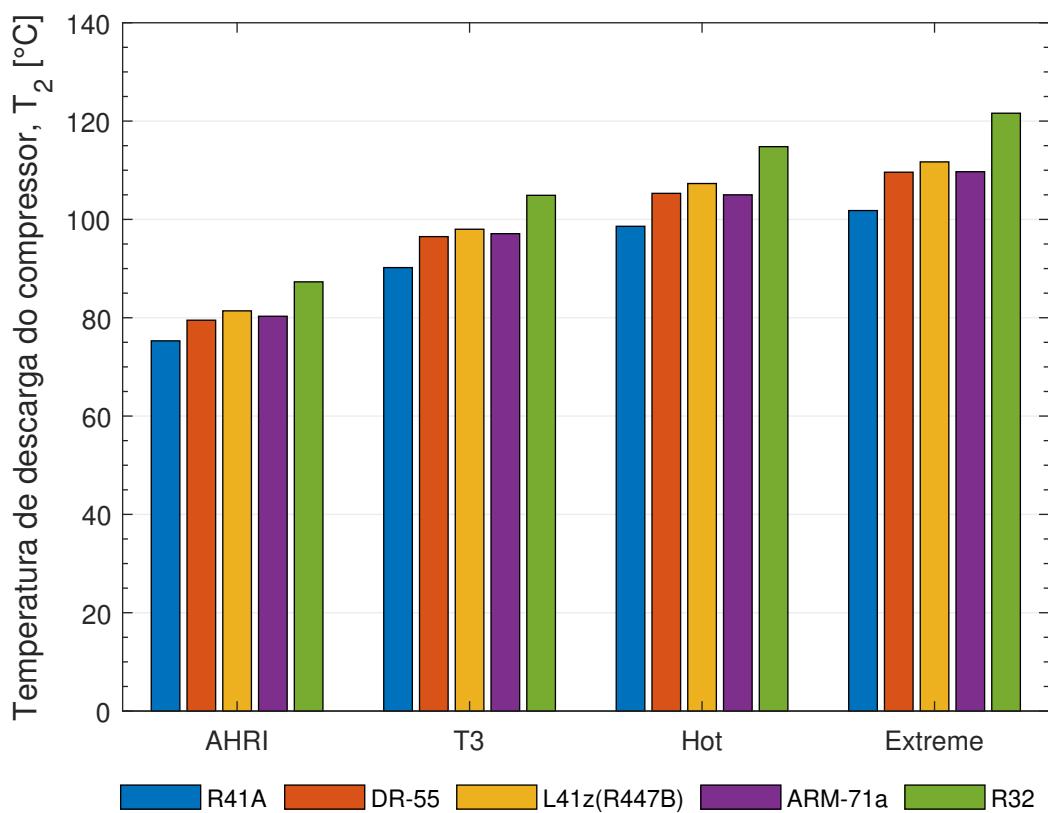


Figura 2.10 – Temperatura de descarga do compressor para diversos fluidos nas condições AHRI, T3, Hot e Extreme, Fonte: Abdelaziz et al. (2016)

Chen et al. (2018) realizaram testes com o R452B como substituto do R410A em um sistema de água com compressor rotativo e injeção de gás em diferentes condições externas e temperatura da água. Eles observaram que o R452B apresentou COP similar ao R410A e capacidade de refrigeração ligeiramente inferior ao 410A e que a capacidade do R452B apresentou uma deterioração menor que o R410A em condições de temperatura da sala inferiores, devido a vazão mássica.

Tabela 2.8 – Resultado dos testes de retrofit de um equipamento *Rooftop*. Fonte: Abdelaziz et al. (2016)

	AHRI ^a		ISO T3 ^b		Hot ^c		Extreme ^d	
	COP	Q [kW]	COP	Q [kW]	COP	Q [kW]	COP	Q [kW]
R410A ^e	3,06	39,37	2,26	34,32	1,85	31,01	1,74	30,37
DR55	3,15	39,35	2,29	34,04	1,94	31,93	1,77	30,60
	+3,0%	-0,1%	+1,4%	-0,8%	+4,9%	+3,0%	+2,1%	+0,8%
R447B	3,16	37,96	2,33	33,08	2,01	31,56	1,86	30,61
	+3,4%	-3,6%	+3,5%	-3,6%	+8,9%	+1,8%	+7,1%	+0,8%
ARM71a	3,16	38,49	2,31	33,38	1,99	31,96	1,86	31,14
	+3,2%	-2,2%	+2,2%	-2,7%	+8,1%	+3,1%	+7,1%	+2,6%
R32	3,15	39,35	2,29	34,04	1,94	31,93	1,77	30,60
	+3,0%	-0,1%	+1,4%	-0,8%	+4,9%	+3,0%	+2,1%	+0,8%

^a Temperatura externa: 35,0°C, Temperatura interna: 26,7°C

^b Temperatura externa: 46,0°C, Temperatura interna: 29,0°C

^c Temperatura externa: 52,0°C, Temperatura interna: 29,0°C

^d Temperatura externa: 55,0°C, Temperatura interna: 29,0°C

^e Fluido base

R454B

O R454B também é um mistura de HFC e HFO, composto apenas pelo R32 e R1234yf (68,9/31,1% em massa). Como os outros fluidos alternativos, é inflamável com classificado como A2L pela ASHRAE, com velocidade de combustão a 23°C igual a 5,2 cm/s. Não tóxico, possui LIF igual a 0,303 kg/m³. Em condições similares, é esperado uma temperatura de descarga do compressor de até 12,6°C maior que o R410A em uma operação de *drop-in* (The Chemours Company, 2016b). Possui um GWP igual a 467 (AR5).

Wang e Amrane (2016) realizaram testes com o R454B (DR-5A de acordo com a publicação), R32 e R452B (DR-55) além de outros fluidos alternativos, em equipamentos tipo *Rooftop* e *split* residencial para temperaturas externas de 35 e 52°C. A operação de *drop-in* ocorreu com alguns ajustes de componentes (*soft-optimization*³). Em algumas das condições de teste, o R454B apresentou eficiência comparável ao fluido base (R410A) e capacidade de refrigeração ligeiramente inferior. O R32 apresentou resultados maiores para COP e capacidade de refrigeração, porém não foram realizados os testes com temperaturas de condensação em 52°C devido a temperatura de descarga do compressor. Com relação a massa, os testes com

³ Pequenas alterações no sistema de refrigerante como por exemplo a substituição da válvula de expansão

R32 foram realizados inicialmente com a mesma massa do R410A e posteriormente com 90% da massa, onde obtiveram melhores resultados de eficiência, maior sub-resfriamento e menor superaquecimento. Nesse trabalho ainda foram testados os fluidos ARM-71, HPR2A, R446A e R447A, todos classificados como A2L.

Burns e Chen (2015) realizam testes com o fluido R454B em um split de 3 TRs (10,5 kW), originalmente produzido para operação com o fluido R410A. Os testes foram executados em 3 condições de operação diferente: resfriamento, aquecimento e resfriamento com alta temperatura de condensação (51,6°C). O R454B apresentou uma capacidade de refrigeração ligeiramente inferior porém uma melhor eficiência devido ao seu consumo de energia proporcionalmente menor.

Pardo, Charbonnier e Mondot (2016) realizam o *drop-in* do fluido R410A pelo R454B (DR-5A) e R447A (L41-2) sem maiores dificuldades em um equipamento residencial de ar condicionado de 10 kW. Um trabalho de otimização de carga foi realizado em uma condição de teste específica. Uma carga inicial foi utilizada (70% da carga de R410A), em seguida, acrescido a cada passo 50 g até que se obtivesse a carga ideal, sempre observando o grau de superaquecimento e sub-resfriamento. O R454B apresentou maior capacidade de refrigeração (de 3 a 6%) e melhor EER (10 a 12%). Somente em uma condição limite de baixa temperatura o resultado do R454B foi inferior ao R410A. A temperatura de descarga dos 3 fluidos testados ficou próxima em todas as condições de teste.

Ao se realizar ensaios comparativos com refrigerantes alternativos, produz-se uma experiência não somente sobre os resultados dos fluidos como também no processo de substituição e adaptação para novos gases. Por vez se depara com condições que podem melhorar o sistema durante os ensaios e que podem ser utilizados em atividades futuras. O teste de fluídos ainda desconhecido não utilizados no Brasil ou mesmo em fase de teste, pode ajudar na identificação de possibilidades mais apropriadas para as nossas condições. Por sua vez, o trabalho com fluidos inflamáveis ajuda a identificar restrições e requisitos como também, a identificar possibilidades de tratativa de restrições que anteriormente inviabilizava a utilização do fluido. Na Tab. 2.9 são relacionadas as pesquisas que foram utilizadas para a elaboração dessa pesquisa.

Tabela 2.9: Relação dos trabalhos citados durante a revisão
bibliográfica e suas características

Autores	Refrigerantes	Aplicações	Resultados	Metodologias / Análises
McLinden (1988)	R32	AC / R	Teóricos	Resultados comparativos
Youbi-Idrissi et al. (2004)	CFC / HFC	-	Numérico e Experimental	Análise de lubrificantes
Youbi-Idrissi e Bonjour (2008)	CFC / HFC	-	Teóricos	Análise de lubrificantes
Zhao, Zeng e Yuan (2015)	HCFC / HFC	AC / R	Numérico	Impacto Ambiental
Chen (2008)	HCFC / HFC	AC	Numérico	Impacto Ambiental
Makhnatch e Khodabandeh (2014)	HFC / HC	AC	Teórico	Impacto Ambiental
Devotta et al. (2001)	HCFC / HFC / HC	AC	Numérico	Fluidos Alternativos
McLinden et al. (2014)	HFC / HFO / Inorgânicos	AC / R	Teórico	Análise termodinâmica
Wu et al. (2013)	HC	AC	Teórico e Experimental	Análise de propriedades
Park, Kim e Cho (2002)	-	-	Numérico	Análise de propriedades
Calleja-Anta et al. (2020)	HC	AC	Teórico	Resultados teóricos
Zhao, Bin e Haibo (2004)	HC / HFC	-	Experimental	Análise de propriedades
Hughes et al. (1996)	HFC	AC	Teórico	Produção de fluidos
Bell et al. (2019)	HC / HFC / HFO	AC	Numérico	Análise de propriedades

continua na próxima página...

Tabela 2.9 – continuação da tabela anterior

Autores	Refrigerantes	Aplicações	Resultados	Metodologias / Análises
Kim, Mulroy e Didion (1994)	HCFC / HC / HFC	AC	Numérico	Resultados comparativos
Andresen et al. (2015)	HFC	AC	Numérico	Análise de propriedades
Garimella et al. (2015)	HFC	-	Experimental	Análise de propriedades
Mota-Babiloni et al. (2015)	HFC	AC / R	Teórico	Análise de resultados
Vjacheslav et al. (2001)	-	-	Simulação Numérica	Análise de resultados
Biswas e Cremaschi (2012)	HFC	AC	Experimental	Resultados comparativos
Barve e Cremaschi (2012)	HFC	AC	Experimental	Resultados comparativos
Kim e Braun (2010)	HCFC / HFC	AC	Experimental	Resultados comparativos
Pham e Rajendran (2012)	HFC / HFO	AC	Teórico	Revisão de trabalhos
Corberan et al. (2008)	HC	-	Teórico	Análise de resultados
Abdelaziz et al. (2015)	HCFC / HFC / HC	AC	Experimental	Resultados comparativos
Li et al. (2020)	HFC	AC	Experimental	Resultados comparativos
Hu et al. (2017)	HFC	AC	Experimental	Resultados comparativos
Downey e Proctor (2002)	-	AC	Computacional	Análise de resultados
Zhai et al. (2019)	HCFC / HFC / HC / HFO	-	Experimental	Análise de resultados
Hu e Wei (2020)	HC	-	Experimental e numérico	Análise de resultados

continua na próxima página...

Tabela 2.9 – continuação da tabela anterior

Autores	Refrigerantes	Aplicações	Resultados	Metodologias / Análises
Liu et al. (2020)	HFC / HFO	-	Experimental	Análise de propriedades
McLinden e Radermacher (1987)	HCFC / CFC	-	Computacional	Análise comparativa
Hogberg et al. (2020)	HCFC / CFC	-	Computacional	Análise comparativa
Hundy e Vittal (2000)	-	-	Teórico	Análise de resultados
Mota-Babiloni et al. (2014)	HFC / HFO	R	Teórico	Análise de resultados
Westra (1993)	CFC / HCFC	AC / R	Teórico	Análise de resultados
Shen et al. (2016)	HFC / HFO	AC	Experimental	Análise de resultados
Abdelaziz et al. (2016)	HFC / HFO	AC	Experimental	Análise de resultados
Wang e Amrane (2016)	HFC / HFO	AC	Experimental	Análise de resultados
Burns e Chen (2015)	HFC / HFO	AC	Experimental	Análise de resultados
Pardo et al. (2016)	HFC / HFO	AC	Experimental	Análise de resultados
Chen et al. (2018)	HFC / HFO	H	Experimental	Análise de resultados

R: Refrigeração | AC: Ar condicionado | H: Aquecimento

2.3.5 Massa ideal de refrigerante

Devido a bancada experimental não ser um modelo comercial, a otimização da massa de refrigerante faz-se necessária para este trabalho. Esta atividade está alinhada com os conceitos de impacto ambiental pois cargas inferiores podem reduzir a eficiência do sistema e causar um maior consumo de energia, impactando ao meio ambiente de uma forma indireta (produção da energia). Uma massa excessiva pode causar em caso de vazamentos, maiores danos ao meio ambiente (de forma direta), além de perda de eficiência (impacto indireto) que pode atingir entre 10 e 20% (DOWNEY; PROCTOR, 2002). Para o estudo de comparação dos fluidos, a carga incorreta pode causar uma perda de eficiência prejudicando a comparação entre os fluidos, visto que a variação de eficiência devido a massa incorreta pode ser de maior ordem que o ganho obtido por um fluido com propriedades mais adequadas (CORBERÁN et al., 2011).

O estudo da carga ideal de refrigerante está relacionado diretamente com a minimização da massa de refrigerante no sistema térmico. O evento realizado em 2002 em Estocolmo, a Conferencia *Zero Leakage - Minimum Charge* apresentou vários trabalhos de otimização da massa e colabora com o entendimento da importância do assunto (CORBERÁN et al., 2011).

Em alguns trabalhos a carga do refrigerante é determinada pela temperatura de sub-resfriamento, como realizado por Barve e Cremaschi (2012) e Pham e Rajendran (2012), entre outros. Outros autores optam por parâmetros diferentes, a análise do COP é utilizada para a seleção da carga ideal por Corberán, Martínez e González (2008), enquanto Hu et al. (2017) buscam a carga que otimize o melhor par eficiência e capacidade de refrigeração, sendo a capacidade mais importante. Hu et al. também observaram nesse trabalho que a carga ideal é a mesma para todas as condições de operação. No caso do uso de fluidos inflamáveis, a massa ideal de refrigerante associa-se também com a necessidade de mínima carga desses fluidos, pois a propriedade inflamável dos mesmos exige maior cuidado com possíveis vazamentos. Essa restrição pode ser estendida para todos os fluidos com alguma característica inflamável ou tóxica.

Sistemas operando com uma massa de fluido refrigerante abaixo da carga ideal,

em um caso extremo, o compressor não consegue pressurizar à uma condição necessária para condensação completa no condensador, podendo-se observar bolhas no visor de líquido. Pham e Rajendran (2012) observaram que o fluido R32 possui uma carga ideal 15% menor que a carga do R410A.

Kim e Braun (2010) analisaram o impacto do nível de carga de refrigerante na capacidade de refrigeração, capacidade de aquecimento e eficiência do sistema de refrigeração em laboratório. Os testes foram realizados em condições normais de operação com equipamentos tipo *split* residencial. A capacidade de refrigeração reduz com a redução da massa de refrigerante, devido a queda da vazão mássica no sistema. Eles observaram que uma redução de 30% da carga provoca uma redução de 7% na capacidade de refrigeração do equipamento e uma queda de 9% no COP. Por outro lado, cargas de refrigerante excessivas, podem causar aumento da capacidade de refrigeração e perda de eficiência. No teste executado, uma carga de 30% acima do ideal resultou em um acréscimo de 20% na capacidade e uma redução de 10% no COP. Outra observação é que, em sistemas com válvula de expansão eletrônica isso é menor pois a válvula modula a abertura e consegue reduzir o impacto da perda de refrigerante.

Li et al. (2020) realizaram testes com um equipamento de ar condicionado com R134a e promoveram variações de parâmetros para descobrir a influencia no COP. O equipamento testado, um sistema de compressão de vapor livre de óleo, produziu resultados experimentais que indicaram o crescimento das pressões de sucção e descarga com o aumento da carga de refrigerante e para uma temperatura de condensação fixa o superaquecimento aumenta com o acréscimo da carga de gás enquanto o sub-resfriamento reduz devido ao aumento da pressão de sucção e descarga. Uma sobrecarga de refrigerante aumenta a região de sub-resfriamento dentro do condensador, reduzindo a área de troca de calor e a qualidade do refrigerante circulando no sistema. Isso ocorre pois a redução da área de troca de calor também reduz a eficiência da troca de calor. Eles observaram que a carga ideal é mais sensível à temperatura de condensação e varia com as condições de operação.

Hu et al. (2017) realizaram testes para cálculo da carga ideal em diferentes condições de operação em um aparato experimental com compressor fixo, válvula de expansão e fluido R404A. Eles estimaram a massa inicial e realizaram os testes com variações de 12,5% da massa

inicial. Observaram um pico onde o acréscimo de massa, apesar de praticamente não alterar o consumo do compressor provoca redução da capacidade e do EER. A temperatura de descarga e a temperatura de sucção reduziram (SA também reduziu) com o acréscimo de carga visto que não havia fluxo de massa suficiente.

Biswas e Cremaschi (2012) realizaram a otimização da carga de refrigerante durante a operação de *drop-in* de um sistema de refrigeração inicialmente com R410A. A otimização da carga ocorreu por meio de testes com pequenos incrementos de massa e análise do desempenho em cada condição. A carga foi incrementada até que o COP apresentasse queda. Eles também observaram o superaquecimento na saída do evaporador com objetivo de garantir que não houvesse retorno de líquido para o compressor. Para o fluido DR-4 a massa de 7,0 kg resultou no máximo COP com substituição da válvula de expansão (*soft optimization*), enquanto o máximo COP foi observado com 6,8 kg de refrigerante em uma operação de *drop-in*. Para o fluido DR-5 o máximo COP foi atingido com o sistema operando com massa de 7,9 kg para a condição de substituição da válvula de expansão, enquanto na operação de *drop-in* o máximo COP ocorreu com 8,4 kg.

Barve e Cremaschi (2012) em seu trabalho de otimização da carga de R32, realizaram incrementos de carga de 0,23 kg até o sistema produzir o maior COP. Eles observaram que acréscimos de massa (acima da carga ideal) diminui o COP até o superaquecimento atingir valores mínimos.

Vjacheslav, Rozhentsev e Wang (2001) determinaram por meio de simulação numérica que a eficiência do sistema é altamente influenciada pela carga de refrigerante presente. Por meio de algoritmo eles avaliaram o impacto da carga de refrigerante no sistema. Inicialmente para uma carga de gás reduzida, observasse que o compressor não consegue atingir a pressão desejada do sistema, fazendo com que o fluido sai do condensador em estado gasoso. Conforme a carga de gás é acrescida, observa-se uma variação dos parâmetros do sistema como aumento da pressão de descarga do compressor e título de saída do fluido refrigerante do condensador. Esse aumento da carga de refrigerante impacta também na capacidade de refrigeração do sistema (aumento da capacidade de refrigeração devido a entalpia de evaporação do fluido), alterando assim o COP até o ponto onde o aumento de carga gera um

sub-resfriamento no condensador e uma redução do crescimento da capacidade de refrigeração e aumento do trabalho realizado pelo compressor, em consequência redução do COP. A Fig. 2.11 apresenta um desenho esquemático da evolução do COP com o acréscimo de massa no sistema de refrigeração.

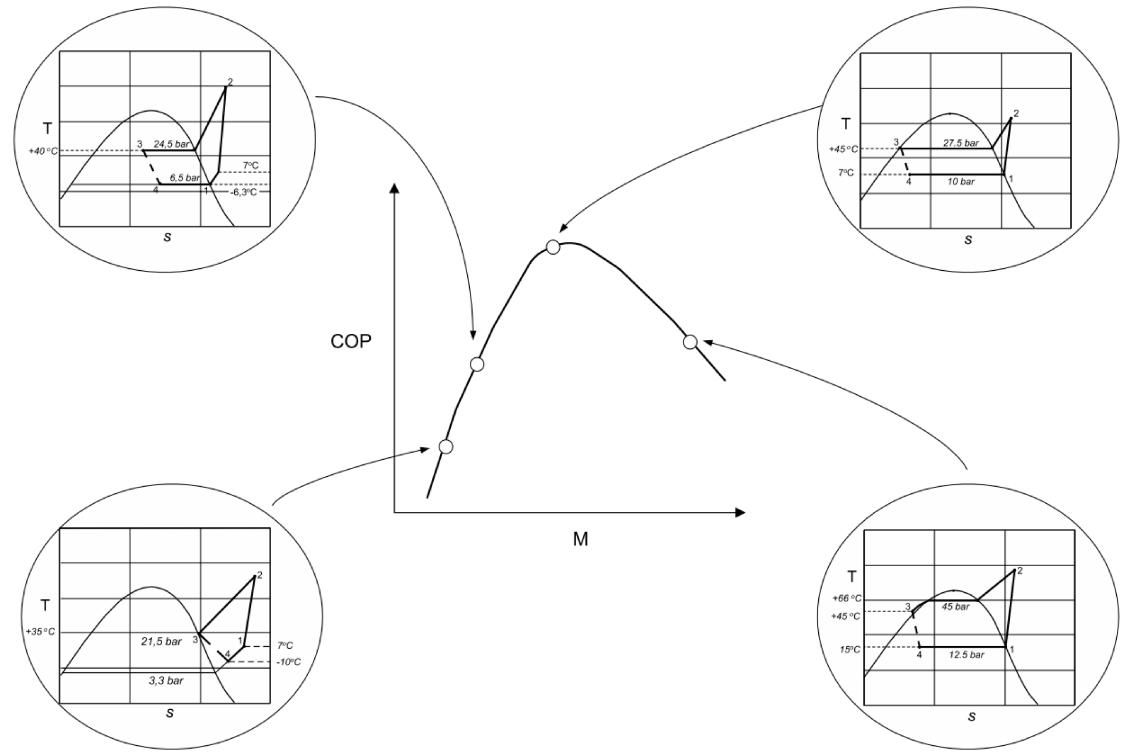


Figura 2.11 – Desenho esquemático do impacto no COP pelo acréscimo de massa no sistema, fonte: Vjacheslav, Rozhentsev e Wang (2001)

Para os refrigerantes alternativos utilizados nesta tese, a determinação da carga de teste utilizou os resultados de outros trabalhos e a relação de densidade dos fluidos, conforme a Eq. 2.9 (ABDELAZIZ et al., 2015). Para os ensaios do R410A e R32 foram realizadas optimizações da massa.

$$M_{opt,ref} = M_{baseline,ref} \cdot \frac{\rho_{ref,liq}}{\rho_{R410A,liq}} \quad (2.9)$$

Na Tab.2.10 são apresentados algumas relações de massa do fluido original com o fluido alternativo experimentado em trabalhos anteriores, que serão utilizadas como base para este experimento.

Tabela 2.10 – Massas [%] utilizadas em operação de *drop-in*

Autores	Refrigerantes			
	R410A	R32	R452B	R454B
Abdelaziz et al. (2015)	1	0,76	0,87	-
Uselton e Crawford (2015)	1	0,77	-	-
Shen, Abdelaziz e Liudahl (2016)	1	-	0,90	-
Abdelaziz et al. (2016)	1	0,83	0,91	-
Burns e Chen (2015)	1	-	-	0,86
Pardo, Charbonnier e Mondot (2016)	1	-	-	0,85

2.3.6 Cálculo do impacto ambiental

Pode-se avaliar o impacto dos gases de refrigeração no meio ambiente de diferentes formas. A mais simples e direta é observar o GWP do fluido, como apresentado na Tab. 2.7. O fluido refrigerante R410A possui um valor superior ao dos fluidos alternativos analisados, R32, R452B e R454B, entre outros observados durante a revisão bibliográfica. Alguns fluidos utilizados atualmente como o R134a possuem GWP inferior ao R410A, $GWP_{100\text{ R134a}} = 1430$ (IPCC, 2015). De uma forma geral, quanto menor o valor do GWP menor o efeito negativo no aquecimento global. Porém, a análise apenas pelo GWP pode subestimar a influência de um fluido no efeito estufa (MAKHNATCH; KHODABANDEH, 2014).

O GWP considera o tempo que o refrigerante permanece na atmosfera, sendo considerado na parcela direta do efeito no meio ambiente resultante do sistema de refrigeração. Alguns outros pontos como os impactos indiretos e a influência da cadeia de produção somente são avaliados em outros métodos de análise mais completos. Dessa forma, metodologias como o TEWI e LCCP são utilizadas para realizar uma análise mais ampla.

O TEWI (Impacto total equivalente de aquecimento) é um método que considera tanto os efeitos diretos, provocados pelo gás liberado na atmosfera durante toda a vida útil do sistema de refrigeração, quanto os efeitos indiretos, decorrentes da geração de energia elétrica consumida pelo sistema. Seus resultados são expressos em massa equivalente de CO₂ (CO_{2e}). A Eq. 2.10 apresenta o cálculo do TEWI.

$$\begin{aligned}
TEWI &= CO_2 \text{ equ } direto + CO_2 \text{ equ } indireto \Rightarrow \\
TEWI &= \underbrace{m_{ref} \cdot L_{rate} \cdot V_{util} \cdot GWP + m_{ref} \cdot (1 - \alpha_{recovery}) \cdot GWP}_{direto} + \\
&\quad + \underbrace{E_{annual} \cdot V_{util} \cdot E_{CO_2G}}_{indireto} \tag{2.10}
\end{aligned}$$

onde:

m_{ref} : carga de refrigerante no sistema [kg];

L_{rate} : Taxa anual de fuga de refrigerante (reposição de refrigerante) [%];

V_{util} : Vida útil econômica do equipamento [anos];

$\alpha_{recovery}$: Fração recuperada / reciclada no final da vida útil [%];

E_{annual} : Energia elétrica consumida durante um ano [kWh];

E_{CO_2G} : Emissão de CO₂ na geração de eletricidade [kg CO₂/kWh].

Pode-se afirmar que um sistema de refrigeração operando com a mesma carga e nas mesmas condições, em diferente localidade, poderá incorrer em impacto desigual no aquecimento global, desde que a matriz energética da localidade seja mais ou menos poluente, como por exemplo onde a geração de energia elétrica é baseada na queima de combustíveis fósseis como petróleo e carvão.

Uma análise mais detalhada pode ser realizada pelo LCCP (*Life-cycle climate performance*), que também é uma aproximação para identificar e quantificar os impactos ao meio ambiente. Nessa metodologia são considerados além dos aspectos já tratados pelo TEWI, emissões da produção e transporte do fluido refrigerante, vazamentos durante o transporte, emissões na construção dos componentes do sistema de refrigeração, energia para recuperação ao final da vida útil e recolhimento. Por outro lado, o LCCP requer um cálculo mais complexo que o utilizado no cálculo do TEWI e pode requerer informações ainda não disponíveis, principalmente para fluidos em desenvolvimento ou com pouca utilização.

O LCCP foi apresentado em 1999 (UNEP; TEAP, 1999), como um método que considera o impacto ambiental do início ao fim do sistema, desde a produção até a destinação final / reciclagem do equipamento. O impacto da eficiência energética no resultado do cálculo do LCCP é tratado como a mais importante estratégia de redução de demanda de energia e emissão de gases de efeito estufa.

$$LCCP = Em_{direct, Leak} + Em_{direct, Others} + Em_{indirect, Elect} + Em_{indirect, Others} \quad (2.11)$$

onde:

$Em_{direct, Leak}$: Emissões diretas causadas pelo vazamento do gás;

$Em_{direct, Others}$: Emissões diretas causadas por outras fontes como Produto da reações atmosférica do refrigerante, vazamentos na produção, transporte e serviços, acidentais e emissões no fim da vida útil do refrigerante;

$Em_{indirect, Elect}$: Emissões indiretas causadas pela operação do sistema de refrigeração;

$Em_{indirect, Others}$: Emissões indiretas por outras fontes como pela produção química e transporte do refrigerante, reciclagem e produção do material das peças e montagem do sistema;

Chen (2008) utilizou o método do LCCP para comparação numérica de sistemas com R410A e R22. Ele concluiu que o impacto ambiental do fluido R410A é inferior ao sistema operando com o R22, principalmente pela sua maior eficiência e pelo maior GWP do R22 na sua produção ($GWP_{R22} = 390$ e $GWP_{R410A} = 14$).

Outro método de cálculo dos impactos ambientais é o *Carbon footprint* (CFP), relativamente recente, é utilizado de forma mais ampla não somente na área de refrigeração como também para análise dos efeitos causados pelos meios de transporte, produção industrial, etc. Zhao, Zeng e Yuan (2015) consideram o método *Carbon footprint* mais preciso que os métodos de TEWI e LCCP, pois neste procedimento, o cálculo do processo do ciclo de vida é

incompleto e a fórmula do LCCP não considera o impacto direto integrado. Eles utilizaram o método do CFP para cálculo do impacto no aquecimento global totalizado durante o ciclo de vida de um refrigerante para definirem estratégias de redução das emissões de gases de efeito estufa. Concluíram por meio do método numérico em um caso hipotético, que as maiores fontes de emissão são o vazamento de fluido refrigerante no processo de descarte e a energia consumida durante o serviço. Concluíram também que a melhor forma de redução é pela substituição do fluido refrigerante por um fluido com menor GWP.

2.3.7 Operação de *drop-in*

O *drop-in* é uma operação de simples substituição do refrigerante em um equipamento com os mínimos ajustes e sem substituição de componentes (AHRI, 2015). A única alteração que pode ocorrer é o lubrificante, que em alguns casos não é compatível com o novo fluido. O graus de abertura da válvula de expansão podem ser ajustada conforme requisitos dos testes. Uma opção de ajuste é a alteração da abertura da válvula para manutenção do superaquecimento, outra opção é utilizar a válvula de expansão para controle da temperatura de evaporação.

Como comentado na seção 2.3.5, a massa ideal para cada teste deve ser determinada para obtenção de resultados desejados como máximo COP em plena carga, máxima capacidade de refrigeração em plena carga, máximo COP médio para capacidades parciais ou mesmo sub-resfriamento do fluido básico.

Quando ocorrem pequenos ajustes no sistema como a troca da válvula de expansão, consideramos uma operação de *drop-in* com *soft-optimization*.

A variação de velocidade de funcionamento, quando o compressor possui esse recurso, pode ser utilizada para modificar o fluxo de fluido refrigerante e capacidade de refrigeração ou ainda para teste de cargas parciais.

Um ponto que se deve destacar é que na comparação de refrigerantes por meio de *drop-in*, o fluido original normalmente possui a vantagem de ter todos os dispositivos dimensionados e otimizados para ele. Desta forma, pode-se esperar melhores resultados dos fluidos alternativos quando operando em sistema otimizados com base as suas características.

CAPÍTULO III

BANCADA EXPERIMENTAL

3.1 Requisitos de construção

A bancada experimental de teste foi construída com o objetivo de avaliar os fluidos alternativos ao R410A, dessa forma o compressor, seu principal componente, é um modelo comercial para operação com fluido base. A bancada foi totalmente construída para esse experimento e aperfeiçoada a partir de outros trabalhos, para melhorar a qualidade dos resultados.

A Fig. 3.1 apresenta o layout esquemático simplificado da bancada, que pode ser utilizada no entendimento do experimento.

Os sensores de temperatura utilizados na medição da bancada foram do tipo PT-100, uma termorresistência que apresenta alteração da resistência elétrica quando a temperatura ao qual está submetido varia. O sensor foi posicionado com o propósito de garantir o contato direto do fluido com o sensor objetivando menor tempo de resposta e qualidade da medição.

Os sensores de pressão do tipo piezo resistivo consistem de camadas de cristais piezelétricos que produzem carga elétrica quando sujeitos à forças de compressão. O sensor utilizado na sucção do compressor (P_1), possui faixa de operação de 0 a 1000 kPa, fabricado pela empresa IFM, modelo 3024. Já o sensor de pressão utilizado na linha de líquido (P_2),

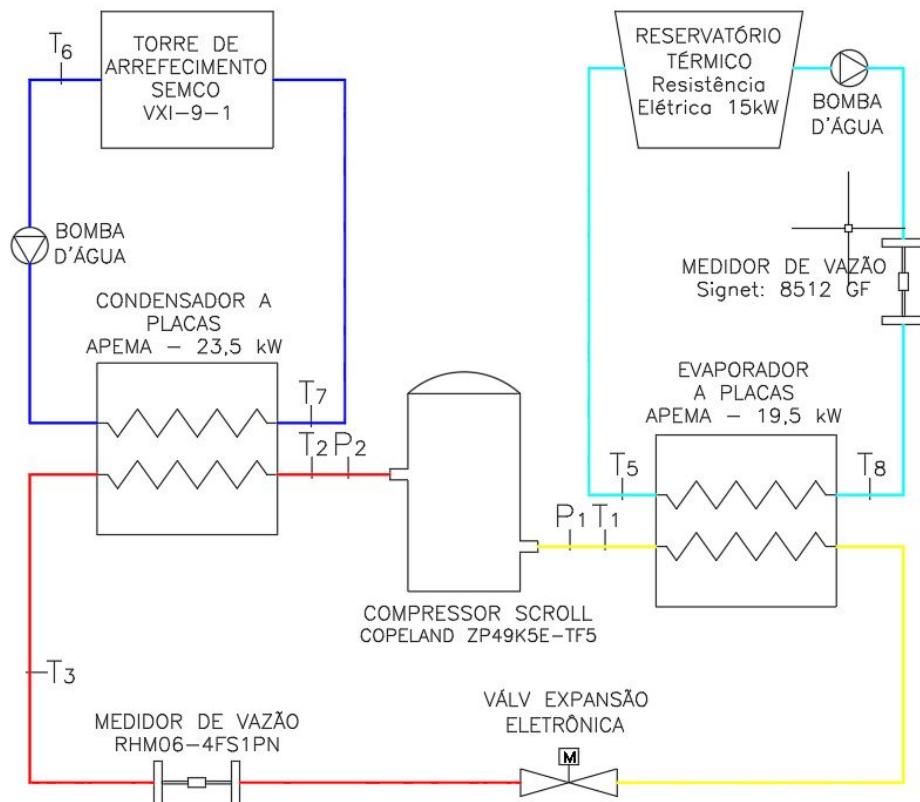


Figura 3.1 – Desenho esquemático da bancada experimental

possui faixa de operação de 0 a 3500 kPa, modelo: CS-PT730, fabricado pela Climacheck. A Tab. 3.1 relaciona os pontos de medição utilizados para registro de dados da bancada experimental.

Tabela 3.1 – Pontos de medição da bancada experimental

Ponto	Local	Tipo de sensor
P ₁	Pressão de saída do refrigerante no evaporador	Piezo resistivo
P ₂	Pressão do descarga do compressor	Piezo resistivo
T ₁	Temperatura de saída do refrigerante no evaporador	PT100
T ₂	Temperatura de descarga do compressor	PT100
T ₃	Temperatura do fluido na saída do condensador	PT100

O compressor utilizado na bancada é do modelo ZP49K5E-TF5, fabricado pela COPELAND. Esse equipamento é projetado para trabalhar com o fluido R410A em condição de ar condicionado e alta temperatura de refrigeração, com temperatura de evaporação superior a -24°C e temperatura de condensação até 65,5°C, como pode observado na Fig. 3.2.

Esse compressor é do tipo scroll, com velocidade de operação fixa, todavia apropri-

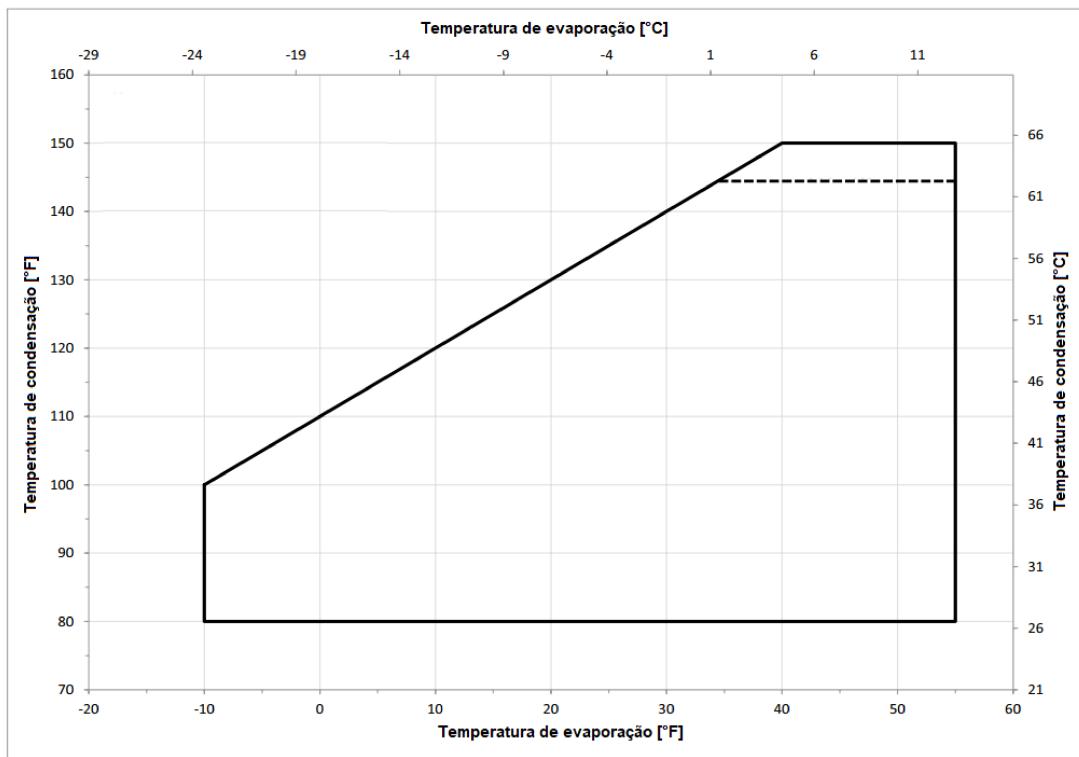


Figura 3.2 – Envelope de operação do compressor ZP49K5E-TF5 para funcionamento com o fluido R410A. Fonte: (Emerson Climate Technologies, 2015)

ado para operação com 50 ou 60 Hz, de forma que a utilização do inversor de frequência não acarreta em uma condição totalmente fora da operação desse equipamento (com exceção da frequência de 40 Hz). Os dados de projeto do compressor são apresentados na Tab. 3.2.

Tabela 3.2 – Dados construtivos do compressor utilizado na bancada experimental

Características do compressor	ZP49K5E-TF5
Fabricante	Copeland
Deslocamento	46,40 $cm^3/rev.$
Deslocamento	9,74 m^3/h
Dimensões lwxh	190,5x195,5x436,1 mm
Carga de óleo	1124 ml
Carga do óleo inicial	1242 ml
Capacidade de refrigeração ^a	14550 W
Consumo ^a	4650 W
EER (COP) ^a	3,14
Vazão mássica ^a	90 g/s

^a Dados para condição de $T_{ev} = 7,2^\circ C$ e $T_{cd} = 54,4^\circ C$

Os trocadores de calor empregados foram modelos à placa brasado, que permitiu uma redução do volume de fluido refrigerante em comparação ao modelo utilizado anterior-

mente (tubos concêntricos), requisito avaliado previamente, visto que os fluidos alternativos ao R410A, mesmo que de classe A2L, são produtos inflamáveis. Os trocadores de calor foram adquiridos do fabricante APEMA e seus dados construtivos são expostos na Tab. 3.3. Cuidados com a qualidade da água das torres e reservatório térmico são necessários para que esses dispositivos não apresente perda de carga por proliferação e/ou depósito de material orgânico.

Tabela 3.3 – Dados construtivos dos trocadores de calor da bancada experimental

	Condensador		Evaporador	
Modelo	AEK095*60		AEK070*40	
Área de transferência de calor [m^2]	2,755		0,960	
Calor transferido [kW]	23,5		19,5	
Dimensões [mm]	522,0X155,6X106,0		304,0x90,2x124,0	
Massa [kg]	17,92		6,206	
Material	AISI 304		AISI 304	
Arranjo do fluxo	Contracorrente		Contracorrente	
Lado	R410A	H_2O	R410A	H_2O
Vazão [kg/s]	0,101	1,124	0,111	0,349
Quantidade de placas	29	30	16	17
Temperatura de entrada [°C]	100,0	30,0	10,0	30,0
Temperatura de condensação [°C]	38,0	-	-	-
Temperatura de saída [°C]	36,0	35,0	15,0	16,70
Queda de pressão [kPa]	0,3	15,3		3,3

Também com o objetivo de redução da massa de refrigerante, as linhas de líquido e gás foram otimizadas para redução dos seus comprimentos, garantindo apenas os requisitos necessários como linearidade na entrada e saída do medidor de vazão.

A utilização do inversor de frequência permite comparar o compressor em diferentes condições. O inversor utilizado foi o modelo V-1000-CIMR-VU2A0030F do fabricante YASKAWA. Os dados do inversor são apresentados na Tab. 3.4.

Tabela 3.4 – Dados do inversor de frequência utilizado na bancada experimental

	Inversor
Modelo	V-1000-CIMR-VU2A0030F
Fabricante	YASKAWA
Número de fases	Trifásico
Capacidade máxima	7,5 kW
Corrente máxima	30 A
Resolução da frequência	1/220 da frequência máxima
Faixa de controle de frequência	0,01 a 400 Hz

A utilização de válvula de expansão eletrônica (VEE) na bancada experimental permite uma flexibilidade no controle da temperatura de evaporação, resultando no atingimento do regime permanente mais rápido. O modelo utilizado foi o E2V24SSF10 da CAREL. O controle de abertura e fechamento da válvula de expansão foi realizado manualmente, por meio do *driver* EVD0000T5 do mesmo fabricante.

Outra parte que compõe a bancada de teste é a torre de arrefecimento de circuito fechado para condensação do fluido refrigerante. A torre é do modelo VXI-9-1, fabricada pela empresa SEMCO. O fluido percorre em circuito fechado pelo condensador, retirando calor do refrigerante e rejeitando para o ambiente pela passagem no trocador de calor da torre, sem entrar em contato com o ar externo. A movimentação do fluido (água) é feita por meio de duas bombas em série que permite alteração da capacidade. A torre possui ainda outro circuito de água, que realiza a retirada de calor do fluido de condensação. A Fig. 3.3 nos auxilia no entendimento do funcionamento.

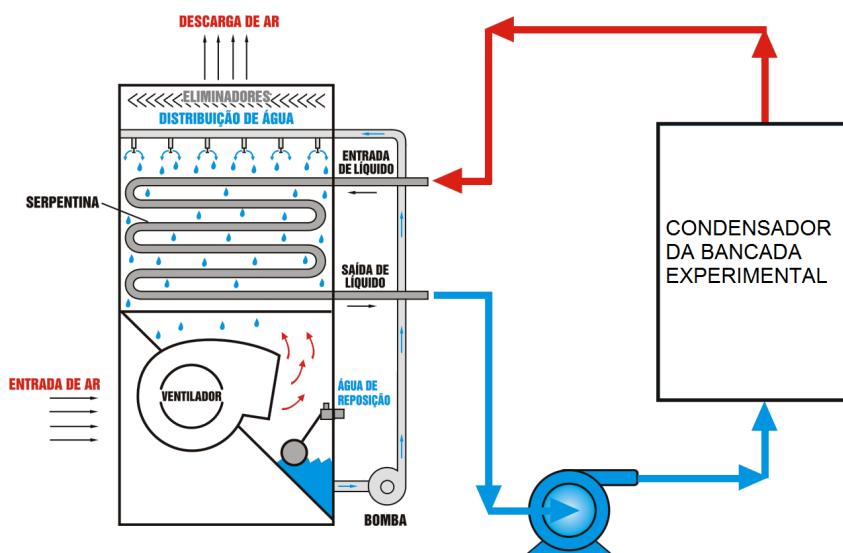


Figura 3.3 – Desenho esquemático da torre de arrefecimento da bancada experimental

Um sistema de desvio da água proveniente da torre por meio de válvulas de gaveta foi criado na entrada do condensador da bancada, de forma que o volume de água que passa pelo condensador pode ser controlado e por consequência, a temperatura de condensação do fluido refrigerante.

A bancada experimental ainda é composta de um tanque de água e resistência, que

produz a carga térmica para o evaporador. O banho térmico é composto por 4 resistências totalizando 17 kW e utiliza uma bomba modelo Hydrobloc CN 750, fabricada pela KSB para circular a água pelo evaporador, com vazão constante de aproximadamente $1 \text{ m}^3/\text{h}$. O controle das resistências (comando liga-desliga) é feito por um CLP (Controlador lógico programável), acionando as resistências individualmente para garantir a temperatura do reservatório de forma constante.

A Tab. 3.5 relaciona outros componentes utilizados na bancada, que auxilia no funcionamento correto do aparato experimental.

Tabela 3.5 – Dispositivos auxiliares utilizados na bancada experimental

Dispositivo	Modelo	Fabricante
Filtro secador	DML-084	Danfoss
Visor de líquido	SGP-12sN	Danfoss
Válvulas de Serviço <i>Shut-off</i>	Séries QL 191	Parker

Observa-se que o ciclo de refrigeração é simples e as leis da termodinâmica são facilmente aplicadas. Dessa forma, o equacionamento básico da bancada pode ser escrito pelas equações a seguir. A Capacidade de refrigeração \dot{Q}_{EV} pode ser escrita conforme a Eq. 3.1.

$$\dot{Q}_{EV} = \dot{m}(h_1 - h_{1'}) \quad (3.1)$$

onde:

h_1 : Entalpia do fluido refrigerante na saída do evaporador;

$h_{1'}$: Entalpia do fluido refrigerante na entrada do evaporador.

Considerando que a válvula de expansão eletrônica é isentrópica, pode-se determinar a entalpia na entrada do evaporador por intermédio da Eq. 3.2.

$$h_3 = h_{1'} \quad (3.2)$$

onde:

h_3 : Entalpia do fluido refrigerante na saída do condensador.

Da mesma forma, algumas considerações devem ser assumidas para completa determinação dos pontos. Uma delas é a perda de carga do refrigerante no condensador. Admitimos que queda de pressão é desprezível para o trabalho (Eq. 3.3). Sensores de pressão na entrada e saída do condensador foram utilizados para garantir que a perda de pressão não fosse maior que a incerteza de medição.

$$P_2 = P_3 \quad (3.3)$$

onde:

P_3 : Pressão do fluido refrigerante depois do condensador.

Desta forma, o ponto 1 pode ser caracterizado pela pressão medida na saída do evaporador (P_1) e a temperatura do refrigerante após o evaporador(T_1). Já o ponto 1' será identificado pela pressão de condensação (P_2) medida após o condensador e a temperatura de saída do condensador (T_3).

O COP pode ser escrito pela Eq. 3.4, resultado adimensional que representa a eficiência do compressor na bancada.

$$\text{COP} = \frac{Q_{EV}}{W_{CP}} \quad (3.4)$$

onde:

W_{CP} : Consumo de energia elétrica pelo compressor

Uma rotina computacional para solução e determinação dos resultados foi desen-

volvida com a utilização do software EES (EES, 2015) para auxiliar na análise dos resultados.

3.2 O sistema de medição e aquisição de dados

O sistema de aquisição e controle foi construído para que houvesse acompanhamento instantâneo e registro automático de todos os parâmetros da bancada experimental em computador. O equipamento principal é o chassi Ni CompactDAQ, modelo NI cDAQ-9178, dispositivo de aquisição de dados (DAQ) fabricado pela National Instruments. O DAQ tem a função de interligar os sensores que medem as grandezas elétricas e físicas com o computador onde os dados são armazenados. O sistema também é responsável pelo acionamento dos dispositivos como bombas e resistências elétricas. Composto por módulos de entrada e saída, o DAQ possui um interface construída em LabVIEW. Os sensores utilizados para registo dos parâmetros da bancada experimental são relacionados na Tab. 3.6.

Tabela 3.6 – Sensores utilizados na bancada de teste

Sensor	Tipo	Modelo	Fabricante	Medição	Incerteza
Temperatura	PT-100			-200 a 500°C	±0,3°C
Pressão	Piezo resistivo	CS-PT730	Climacheck	0-3500 kPa	±35 kPa
Pressão	Piezo resistivo	PA-3024	IFM	0-1000 kPa	±15 kPa

O sistema de aquisição utiliza ainda dois medidores de vazão, conforme Tab. 3.7. O medidor coriolis modelo RHM06-4FS1PN foi utilizado para mensuração da vazão de fluido refrigerante, instalado na saída do condensador, após o visor de líquido, respeitando os requisitos técnicos do aparelho (trecho reto de tubulação na entrada e saída do medidor). O medidor de vazão de água (circuito do evaporador) foi instalado após a descarga da bomba de água para avaliação do balanço térmico do evaporador.

Tabela 3.7 – Equipamentos de medição da bancada

Equipamento	Tipo	Modelo	Fabricante	Medição	Incerteza
Vazão mássica	Coriolis	RHM06	Metroval	0,0098 a 0,1686 kg/s	±0,0015 kg/s
Vazão mássica	Turbina	8512 GF	Signet	0,1 a 6 m/s	±1,0%
Medidor de massa		2096/III	Toledo	0,005 a 40 kg	±0,05 g

A balança relacionada na Tab. 3.7, não compõe o sistema de aquisição. Foi utilizada para medição da massa de refrigerante inserido na bancada experimental.

A potência do compressor foi medida pelo DAQ com auxílio de medidor de tensão e transmissores de corrente.

Na Fig. 3.4 é apresentada a tela principal do sistema de aquisição de dados da bancada experimental.

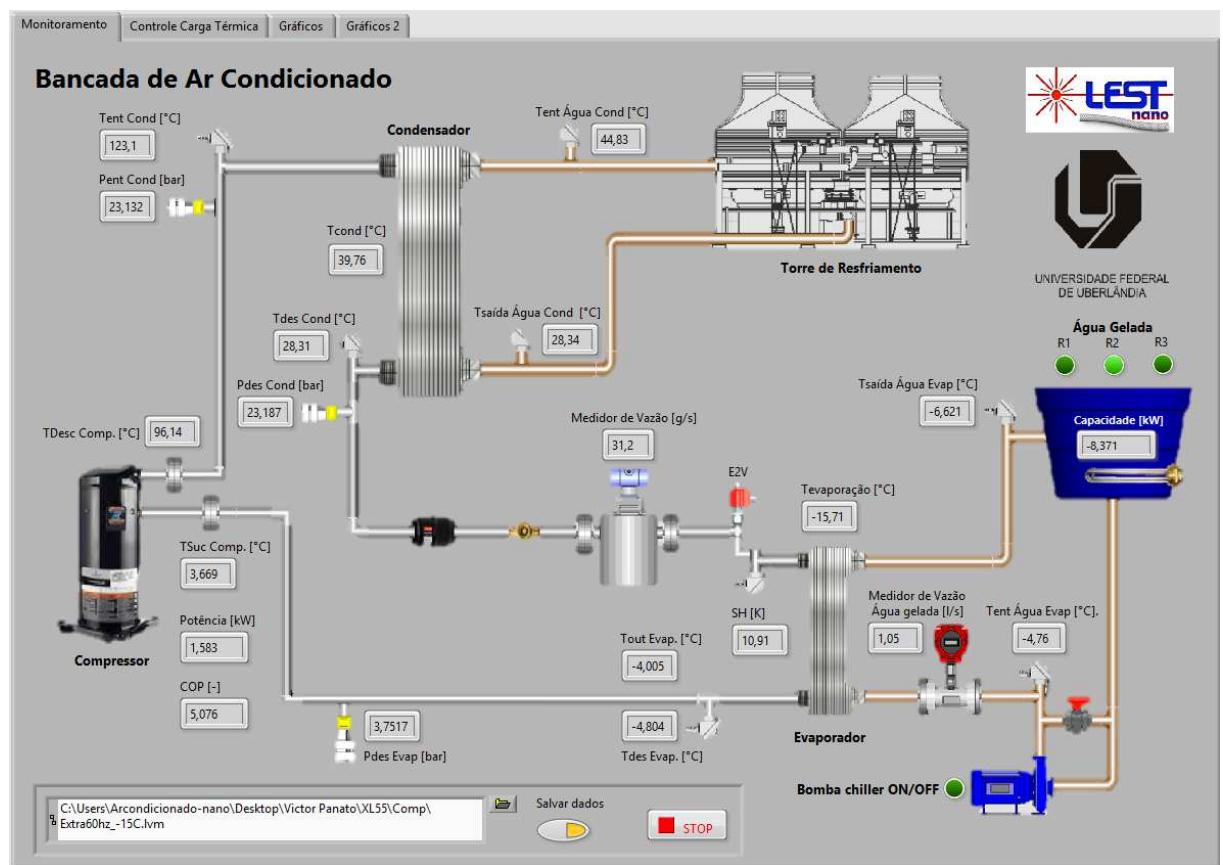
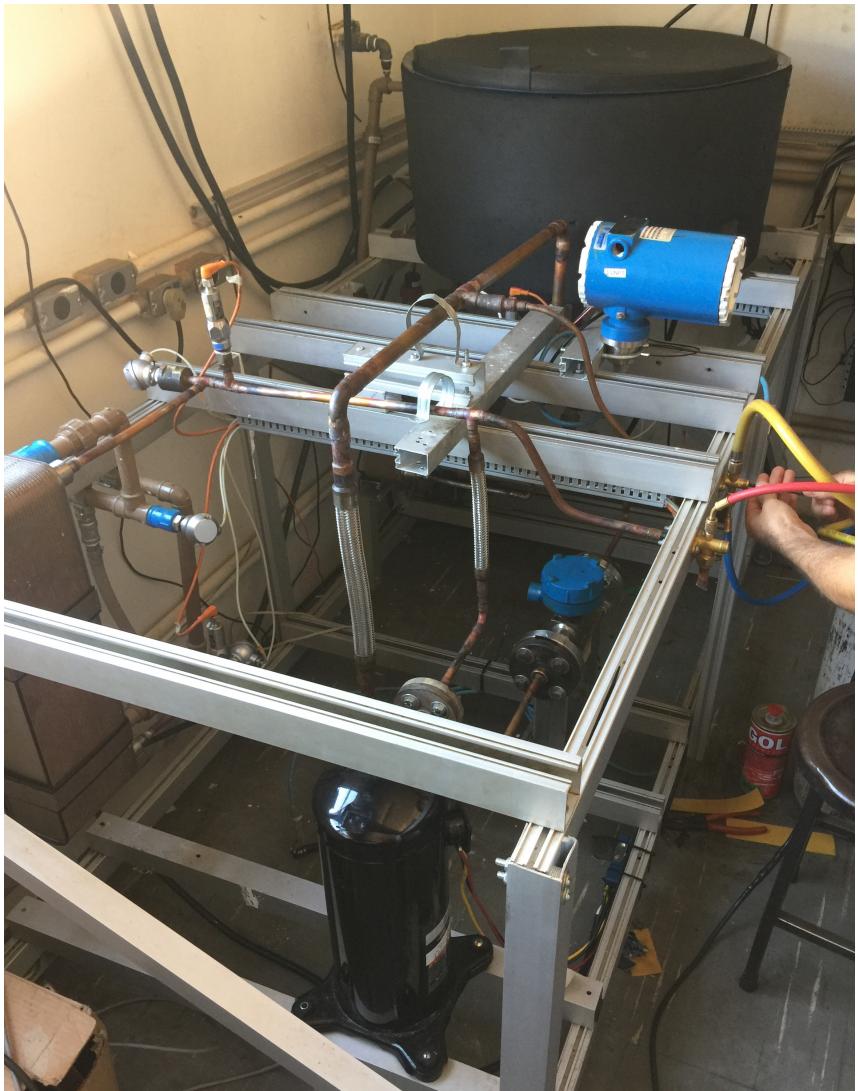


Figura 3.4 – Tela do sistema de aquisição de dados durante teste com o fluido R452B



(a) Durante a construção



(b) Após isolamento das linhas

Figura 3.5 – Bancada experimental

3.3 Procedimento experimental

O objetivo desse trabalho é avaliar e comparar os fluidos alternativos ao R410A, desta forma a bancada experimental foi construída com características para operar com o refrigerante base. Alguns dispositivos incluídos auxiliam na operação com os demais refrigerantes. Conforme descrito na seção anterior, a instrumentação da bancada foi planejada para medição dos principais pontos, para uma correta caracterização da operação do fluido, sem influenciar nos resultados encontrados.

Os primeiros testes foram conduzidos para a determinação da massa ideal da bancada com o R410A. Como discutido na seção 2.3.5, a carga de fluido refrigerante pode ser determinada de forma a maximizar um resultado como capacidade de refrigeração, COP ou outro. Para esse trabalho, a massa ideal nos fornece o maior COP. Os testes de massa ideal iniciaram com a carga na qual não se observasse bolhas no visor de líquido. A partir dessa carga, foram realizados testes com variações incrementais de refrigerante, até que ocorresse um aumento na temperatura de condensação. Para cada teste foram acrescidos 100 g de fluido refrigerante, aproximadamente 4% da massa ideal, similar ao utilizado por Barve e Cremaschi (2012). O ponto de máximo COP, observado com o auxílio do gráfico (COP x massa de refrigerante), indica a massa ideal para a bancada.

Após a determinação da massa ideal, foi realizado vácuo, nova carga de refrigerante e os testes de mapeamento do fluidos foram conduzidos. Optou-se por uma temperatura de condensação de 41°C, com grau de sub-resfriamento de 10 K, todos os testes foram realizados com a mesma condição de condensação. O ajuste da pressão de condensação é feito por meio da variação da vazão de água da torre no condensador, reduzindo assim a quantidade de calor retirada no condensador.

Com o objetivo de analisar o resultado em diferentes condições de operação, os testes foram conduzidos com variadas temperaturas de evaporação (T_{EV}). Assim, foram realizados ensaios com T_{EV} de 5, 3, 0, -3 e -5°C. O controle da temperatura de evaporação é feito pela abertura e fechamento da válvula de expansão. O superaquecimento (SA), assegura que não haverá retorno de líquido no compressor, foi mantido em 10 K. O SA foi garantido

pela alteração da temperatura da água do reservatório térmico.

A frequência de operação do compressor também foi variada. Foram realizados testes com todas as temperaturas de evaporação para frequência de operação do compressor em 40, 50 e 60 Hz. Desta forma, um total de 15 pontos formam registrado no mapeamento de cada fluido.

Os dados somente foram coletados após o regime permanente ter sido atingido. As condições de restrição, foram observadas para garantir o perfeito estado da bancada experimental e continuidade dos testes. A principal restrição fica a cargo da temperatura de descarga do compressor, a qual não pode ser superior a 125°C devido a condição de operação do compressor e perdas de características do óleo lubrificante. Outra condição observada é a faixa de operação dos instrumentos de medição, visto que, fora desta, não apresentariam valores seguros para a comparação dos resultados. A presença de bolhas no visor de líquido também foi monitorado e mesmo nas condições mais extremas não foi observado.

Os fluidos foram testados um a um, sendo que entre dois grupos de teste, foram realizados operações completas de vácuo e carga de nitrogênio para garantir o menor grau de contaminação no interior da bancada experimental. A massa de refrigerante inserida foi medida com o auxílio de uma balança. A operação de vácuo foi realizada pela linha de líquido e gás da bancada e um período de vácuo superior a 12 horas foi mantido para que o fluido presente no óleo lubrificante evaporasse por completo.

Para todos os testes realizados um conjunto de dados foi coletado, onde todos os resultados foram armazenados pelo sistema de aquisição para que fossem posteriormente analisados.

O trabalho experimental foi dividido em dois conjuntos de teste. No primeiro conjunto, o R410A é comparado com algumas opções de fluido alternativo (R32, R452B e R454B) além do fluido proposto (N1). Nessa etapa os testes são realizados com o auxílio do inversor de frequência e se obteve resultados nas três frequências de operação (40, 50 e 60 Hz). O segundo conjunto de testes foi realizado apenas com os fluidos alternativos R32, R452B e R454B, além de um segundo fluido proposto (N2). Nessa etapa, a bancada experimental operou sem o auxílio do inversor de frequência, restringindo assim, os resultados à apenas a frequência de

60 Hz. As Tab. 3.8 e 3.9 apresentam os principais passos realizados para a execução dos testes experimentais.

Tabela 3.8 – Sequência de atividades para realização dos testes - Conjunto 1

Passo	Atividades	Condições de ensaio	Restrições
1	Realizar vácuo na bancada		
2	Carga do fluido R410A (2550 g)	$f_{CP} = 40, 50 \text{ e } 60 \text{ Hz}$	
3	Realiza testes experimentais conforme planejado	$T_{EV} = -5, -3, 0, 3 \text{ e } 5^\circ\text{C}$ $T_{CD} = 41^\circ\text{C}$	$T_2 \leq 125^\circ\text{C}$
4	Registro e análise dos resultados		
5	Repete os passos 1 a 4 para o fluido R32 (1900 g)		
6	Repete os passos 1 a 4 para o fluido R452B (2380 g)		
7	Repete os passos 1 a 4 para o fluido R454B (2357 g)		
8	Repete os passos 1 a 4 para o fluido N1 (1705 g)		

Tabela 3.9 – Sequência de atividades para realização dos testes - Conjunto 2

Passo	Atividades	Condições de ensaio	Restrições
1	Realizar vácuo na bancada		
2	Carga do fluido R32 (1900 g)	$f_{CP} = 60 \text{ Hz}$	
3	Realiza testes experimentais conforme planejado	$T_{EV} = -5, -3, 0, 3 \text{ e } 5^\circ\text{C}$ $T_{CD} = 41^\circ\text{C}$	$T_2 \leq 125^\circ\text{C}$
4	Registro e análise dos resultados		
5	Repete os passos 1 a 4 para o fluido R452B (1950 g)		
6	Repete os passos 1 a 4 para o fluido R454B (2000 g)		
7	Repete os passos 1 a 4 para o fluido N2 (2375 g)		

CAPÍTULO IV

RESULTADOS

4.1 Determinação da massa ideal para o sistema

4.1.1 R410A

Como discorrido na revisão bibliográfica, a determinação da massa ideal é uma etapa importante para o trabalho experimental comparativo. Sem a carga correta, um fluido refrigerante pode apresentar resultados inferiores a outro fluido substituto, não por suas propriedades mas por falta ou excesso de fluido refrigerante no sistema.

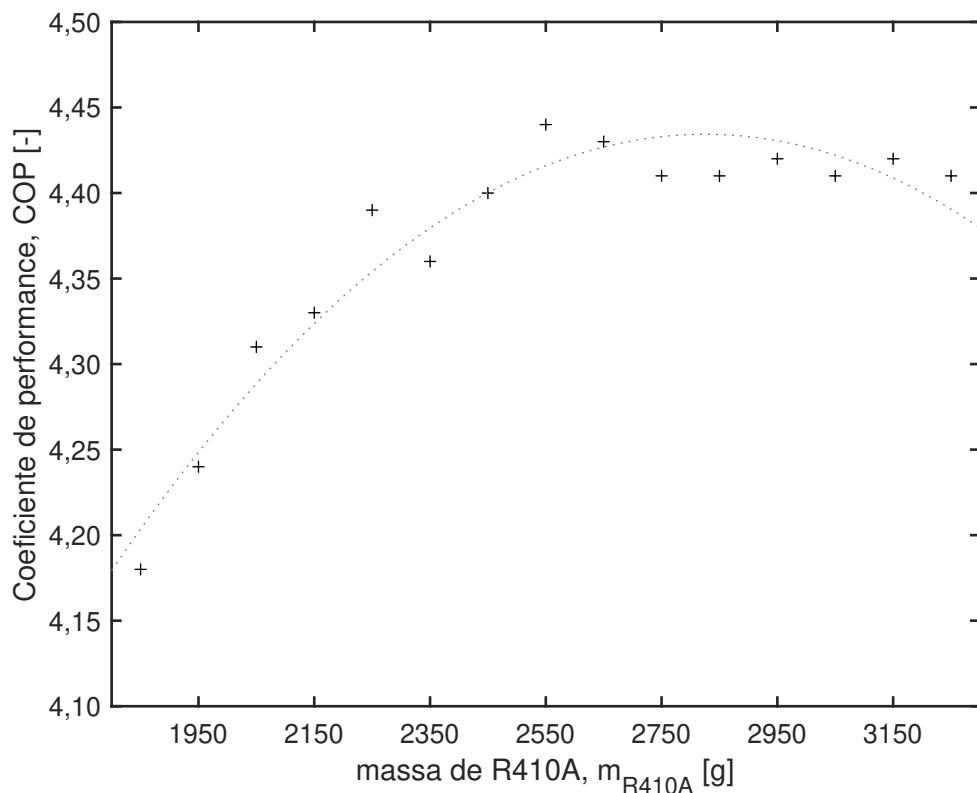
Os testes foram conduzidos com massa inicialmente de 1850 gramas de R410A, sendo incrementado em 100 gramas a cada novo grupo de testes ($\Delta_m = 100\ g$). Os parâmetros de operação (T_{CD} , F_{CP} , SA , etc.) foram mantidos para cada grupo de testes.

Quatro ensaios com diferentes temperaturas de evaporação (5, 3, 1 e 0°C) foram registrados, de forma que a comparação e determinação da massa ideal possa ser realizada para diferentes T_{EV} . A Tab. 4.1 apresenta o resumo dos principais pontos encontrados nos testes de determinação de massa ideal para $T_{EV} = 5^{\circ}\text{C}$.

Como pode ser observado na Fig. 4.1, o ponto de máximo COP para $T_{EV} = 5^{\circ}\text{C}$, foi obtido com a massa de 2550 gramas. Esse ponto de máximo COP se repetiu para as outras temperaturas de evaporação. Os resultados completos dos testes de determinação da

Tabela 4.1 – Determinação da massa ideal de R410A, $T_{EV} = 5^\circ\text{C}$, $F_{CP} = 60 \text{ Hz}$

m [g]	P_2 [kPa]	P_1 [kPa]	T_{EV} [°C]	T_{CD} [°C]	T_{SA} [°C]	T_{SR} [°C]	\dot{m} [kg/s]	W_{CP} [kW]	Q_{EV} [kW]	COP
1850	2486	932	4,9	41,0	9,8	6,5	86,00	3,30	15,29	4,18
1950	2490	935	5,1	41,1	9,9	7,1	86,62	3,32	15,49	4,24
2050	2485	933	5,0	41,0	10,0	8,7	86,50	3,32	15,73	4,31
2150	2484	932	5,0	41,0	9,8	10,1	86,29	3,32	15,89	4,33
2250	2484	930	4,9	41,0	10,0	10,5	85,95	3,31	15,91	4,39
2350	2492	935	5,1	41,1	9,8	10,6	86,03	3,34	15,91	4,36
2450	2485	934	5,0	41,0	9,9	10,4	86,02	3,31	15,90	4,40
2550	2489	935	5,0	41,1	9,8	10,7	85,97	3,30	15,91	4,44
2650	2481	931	4,9	40,9	10,1	10,5	85,79	3,29	15,89	4,43
2750	2478	933	5,0	40,9	10,1	10,6	85,64	3,29	15,89	4,41
2850	2491	935	5,1	41,1	9,8	10,7	86,16	3,29	15,95	4,41
2950	2481	935	5,1	40,9	9,9	10,4	86,14	3,28	15,94	4,42
3050	2482	934	5,0	41,0	9,9	10,3	86,43	3,28	15,96	4,41
3150	2531	935	5,1	41,8	9,9	12,1	86,54	3,33	16,13	4,42
3250	2528	935	5,1	41,7	9,8	12,0	86,48	3,34	16,12	4,41

Figura 4.1 – Gráfico do COP pela massa de refrigerante para o fluido R410A, $T_{EV} = 5^\circ\text{C}$ e $F_{CP} = 60 \text{ Hz}$

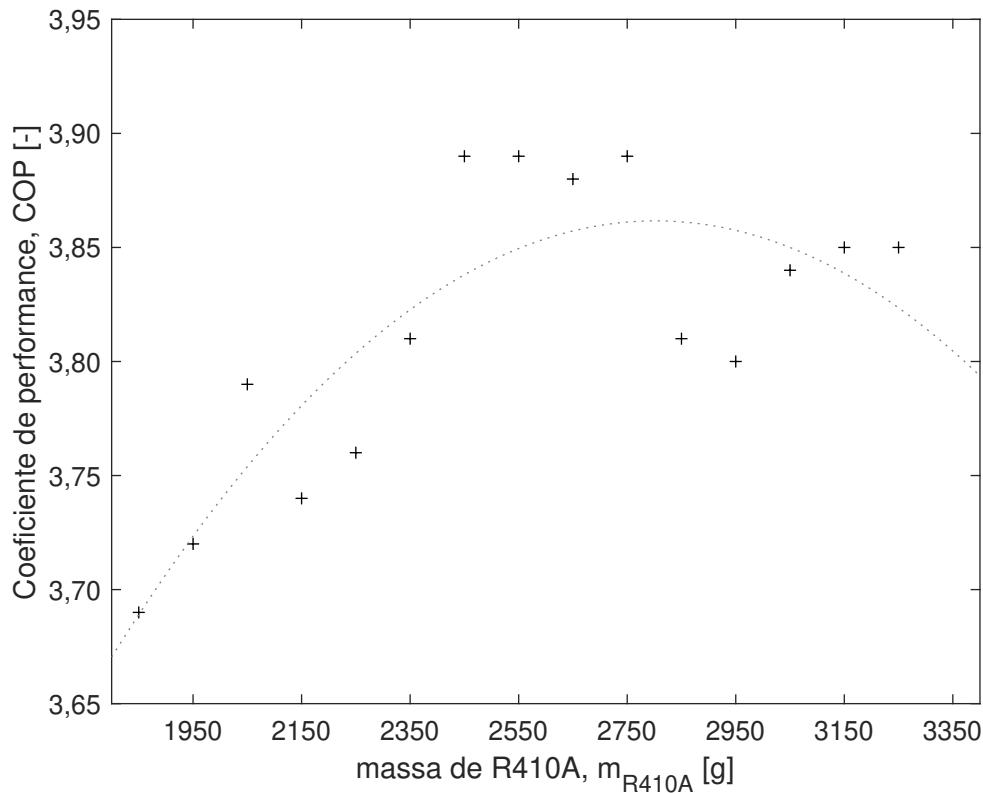


Figura 4.2 – Gráfico do COP pela massa de refrigerante para o fluido R410A, $T_{EV} = 1^\circ\text{C}$ e $F_{CP} = 60 \text{ Hz}$

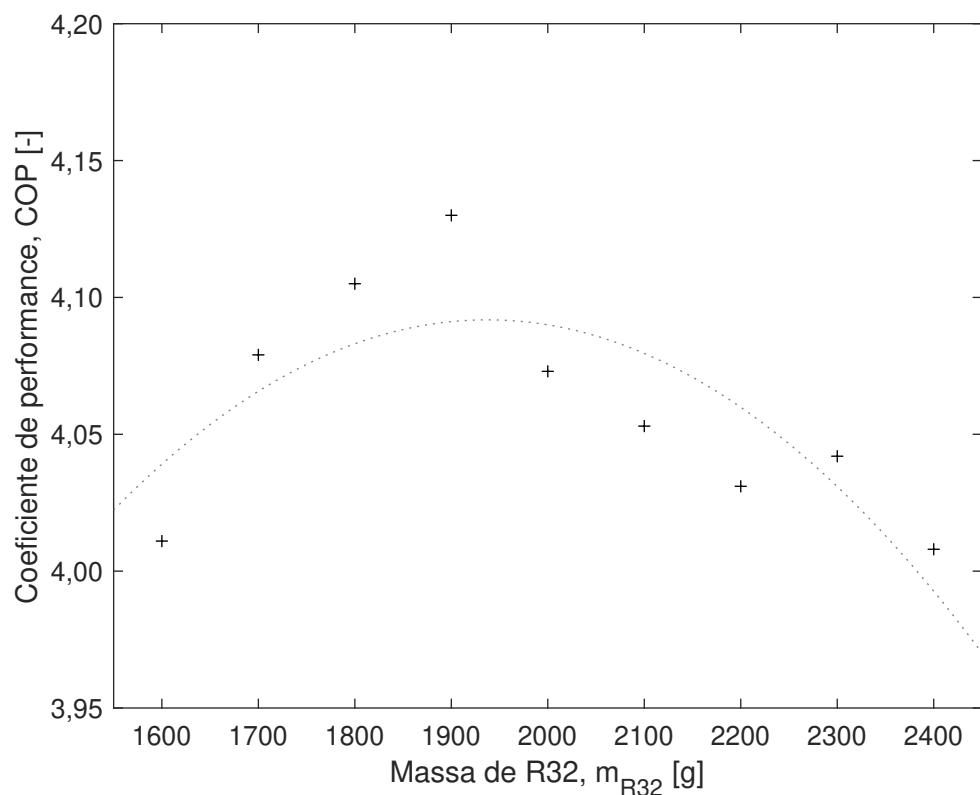
massa ideal se encontram no Anexo I. A Fig. 4.2 apresenta os resultados do COP máximo para a temperatura de evaporação de 1°C . A partir de 3150 g, nota-se que a temperatura de condensação ultrapassa 41°C , atingindo assim o limite do sistema de condensação da bancada.

4.1.2 R32

Da mesma forma, a massa ideal para o sistema com R32 foi determinada por uma sequência de testes realizados para diferentes massas. Iniciou-se os testes com massa de 1600 g, com incremento de 100 g na sequência dos testes. A massa ideal de 1900 g para operação do sistema foi determinada pelo resultado de melhor COP. Na Tab. 4.2, são apresentados os principais resultados dos testes. Observa-se na Fig. 4.3 o melhor desempenho do sistema (maior COP) com a massa de 1900 g. Nos testes realizados com massa de 2400 g não foi possível atingir a temperatura de condensação de 41°C , marcando o limite da bancada experimental.

Tabela 4.2 – Determinação da massa ideal de R32, $T_{EV} = 5^\circ\text{C}$, $F_{CP} = 60 \text{ Hz}$

m [g]	P_1 [kPa]	P_2 [kPa]	T_{EV} [°C]	T_{CD} [°C]	T_{SA} [°C]	T_{SR} [°C]	\dot{m} [kg/s]	W_{CP} [kW]	Q_{EV} [kW]	COP
1600	952	2539	5,0	41,0	10,0	8,1	58,34	3,89	15,61	4,01
1700	950	2538	4,9	41,0	10,1	9,4	58,10	3,85	15,71	4,08
1800	950	2545	5,0	41,1	10,1	9,8	58,22	3,84	15,78	4,11
1900	951	2546	5,0	41,1	10,0	10,1	58,23	3,83	15,81	4,13
2000	954	2543	5,1	41,1	10,0	9,9	58,50	3,90	15,87	4,07
2100	950	2544	5,0	41,1	10,0	9,9	58,51	3,91	15,86	4,05
2200	950	2537	5,0	41,0	10,0	9,8	58,36	3,93	15,82	4,03
2300	950	2542	5,0	41,0	10,0	9,8	58,41	3,92	15,83	4,04
2400	951	2575	5,0	41,6	10,0	10,3	58,34	3,94	15,80	4,01

Figura 4.3 – Relação do COP pela massa de refrigerante para o fluido R32, $T_{ev} = 5^\circ\text{C}$

Observa-se que a relação de massa ideal encontrada para os fluidos R410A e R32 ($m_{R410A} = 0,75 \cdot m_{R32}$), seguiu o valor médio aproximado encontrado nas pesquisas citadas na Tab. 2.10.

4.2 Resultados - primeiro conjunto de testes (C1)

4.2.1 Resultados R410A

Após a determinação da massa ideal para os fluidos, foram realizados os testes de mapeamento do comportamento do refrigerante R410A, que serão utilizados como referência para comparação com os fluidos alternativos.

Na Tab. 4.3 são apresentados os resultados obtidos nos testes do R410A. O conjunto completo dos resultados é apresentado no Anexo I. Todos os testes foram realizados com a massa de 2550 gramas no sistema, determinada na etapa anterior.

Tabela 4.3 – Resultados dos teste de mapeamento para o R410A

f [Hz]	T_{EV} [°C]	T_{CD} [°C]	T_{SR} [°C]	T_{SA} [°C]	\dot{m} [kg/s]	W_{CP} [kW]	Q_{EV} [kW]	COP
40	-5	41	10,0	13,5	36,31	2,40	6,79	2,62
40	-3	41	10,0	13,8	39,10	2,50	7,35	2,83
40	0	41	9,9	13,2	44,39	2,47	8,34	3,18
40	3	41	9,9	12,1	49,57	2,45	9,29	3,68
40	5	41	10,0	12,2	53,01	2,45	9,97	3,84
50	-5	41	10,1	13,6	47,33	2,95	8,83	2,89
50	-3	41	10,1	13,7	51,48	2,95	9,68	3,25
50	0	41	9,9	13,1	57,72	2,96	10,84	3,55
50	3	41	10,0	12,7	64,17	2,96	12,09	4,04
50	5	41	9,9	12,0	69,16	2,94	13,00	4,31
60	-5	41	9,9	13,4	59,50	3,47	11,10	3,10
60	-3	41	9,9	13,0	64,34	3,48	11,99	3,31
60	0	41	10,0	12,2	71,69	3,48	13,36	3,66
60	3	41	9,9	10,9	79,19	3,50	14,65	4,08
60	5	41	9,6	10,7	85,53	3,51	15,83	4,41

Mediante a análise dos resultados, pode-se observar que o controle do grau de superaquecimento foi realizada de forma satisfatória, visto a variação da temperatura permaneceu dentro da faixa de incerteza dos sensores. Para o sub-resfriamento, alguns testes apresentaram resultados com variações superiores devido ao menor controle desse parâmetro.

A Fig. 4.4 apresenta a relação do COP com os parâmetros T_{EV} e f_{CP} alterados durante os testes de mapeamento. O aumento da frequência do compressor colabora na redução das perdas entre as volutas do compressor (PARK; KIM; CHO, 2002) aproximando a compressão a um processo adiabático. Como o compressor foi dimensionado para operar

na frequência de 50 e 60 Hz, a influência no resultado, para essa mudança, é menor do que o observado em comparação à 40 Hz, onde o compressor trabalhou fora da sua faixa característica de operação. Para esse frequência, a queda do COP é mais acentuada. Com relação à temperatura de evaporação, o aumento percebido do COP está relacionada com o redução da relação de pressão (P_2/P_1) e com a eficiência volumétrica do compressor.

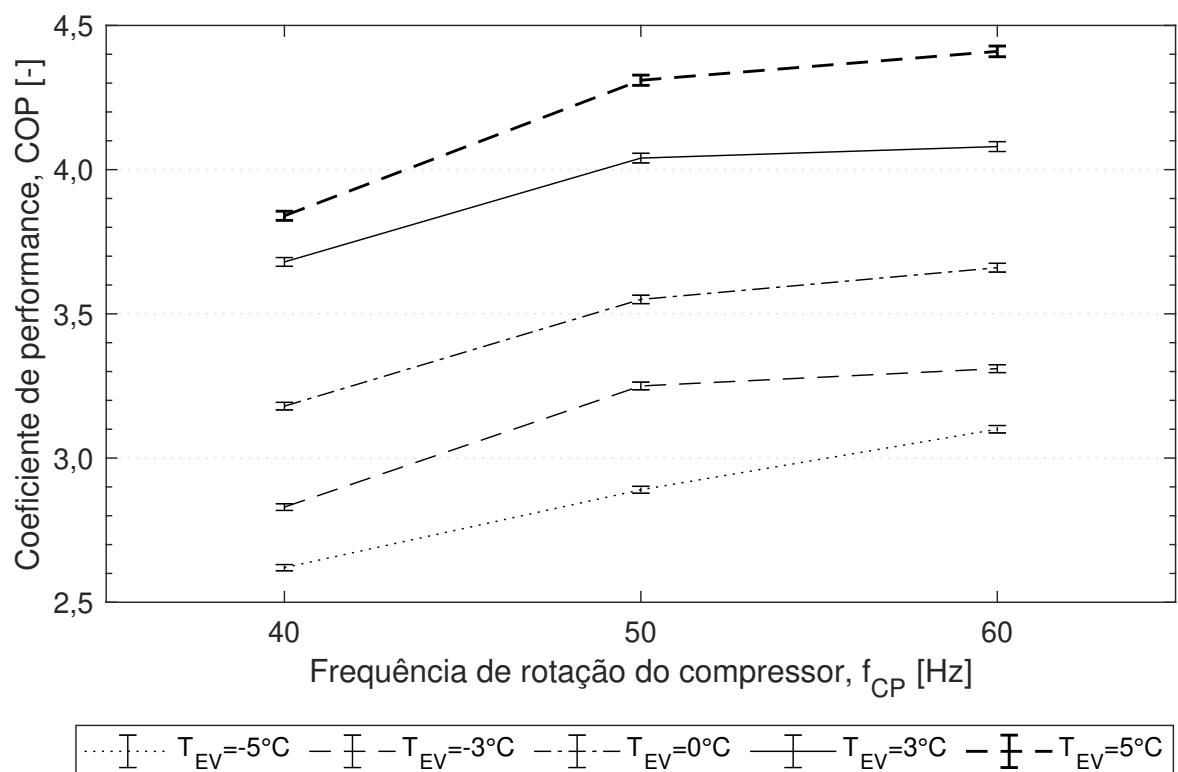


Figura 4.4 – Comportamento do COP em relação com a f_{CP} e a T_{EV}

A variação da capacidade de refrigeração e vazão mássica são apresentadas na Fig. 4.5. Verifica-se que a capacidade de refrigeração cresce com o aumento da temperatura de evaporação e com a frequência de rotação do compressor devido ao aumento da vazão mássica. Enquanto a entalpia varia menos de 1% (entre os pontos $T_{EV} = -5^\circ\text{C}$ e $T_{EV} = 5^\circ\text{C}$), a vazão mássica varia aproximadamente 30%, similar a variação da capacidade de refrigeração, demonstrando a importância da pressão de evaporação e eficiência volumétrica do compressor.

O efeito da temperatura de condensação no COP, Q_{EV} e W_{CP} também foram verificados. A Fig. 4.6 apresenta os resultados de um conjunto de testes adicionais realizado

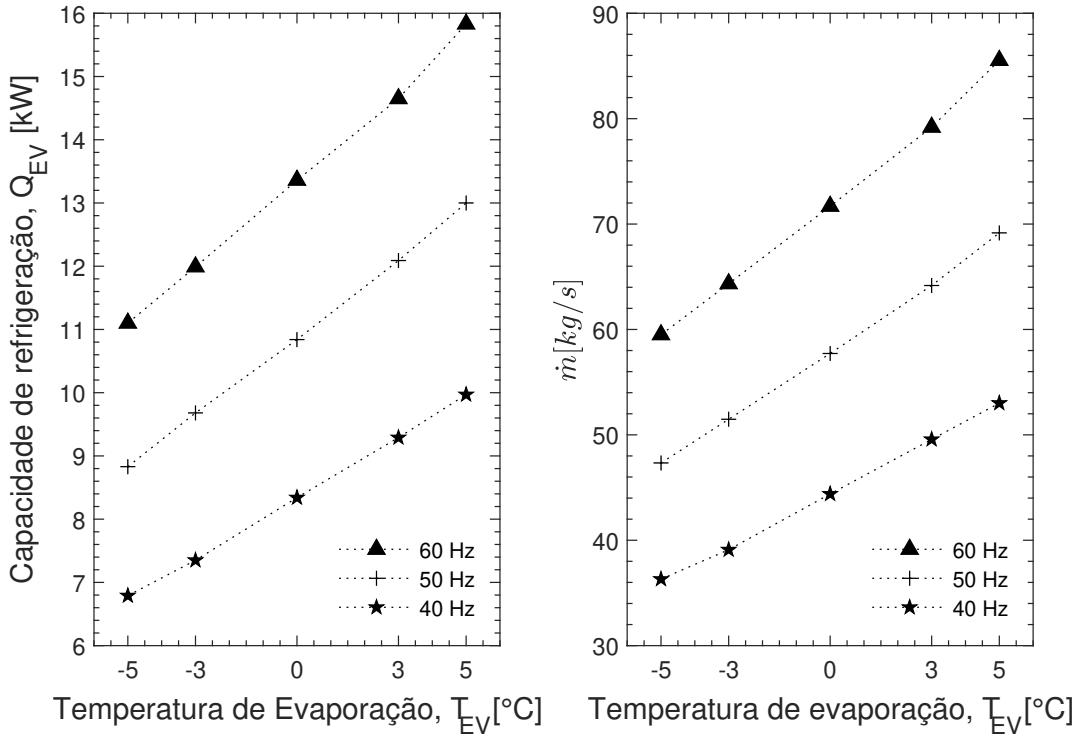


Figura 4.5 – Gráfico da Q_{EV} e \dot{m} , fluido R410A, para diversos T_{EV} e f_{CP}

para analise dessa da variação desse parâmetro. Nesse grupo de testes, todos as variáveis foram mantidas, apenas alterando a temperatura de condensação. Na parte superior da figura são apresentados os valores absolutos e na parte inferior, os resultados normalizados em $T_{CD} = 41^{\circ}\text{C}$. Os resultados mostram que a variação da T_{CD} resultou em uma pequena redução da capacidade de refrigeração do sistema [Q_{EV}]. De forma oposta e mais acentuada, o consumo do compressor aumenta com a elevação da temperatura de condensação. Assim, com as duas respostas variando de forma desfavorável, o COP apresentou uma maior perda. Esses testes mostram a importância da temperatura de condensação na qualidade dos resultados que serão apresentados a seguir e na comparação dos fluidos. Os dados completos são apresentados no Anexo I.

4.2.2 Resultados R32

De forma similar, foram realizados os testes para mapeamento do R32. Os resultados são apresentados na Tab. 4.4. Os resultados completos estão disponíveis no Anexo I.

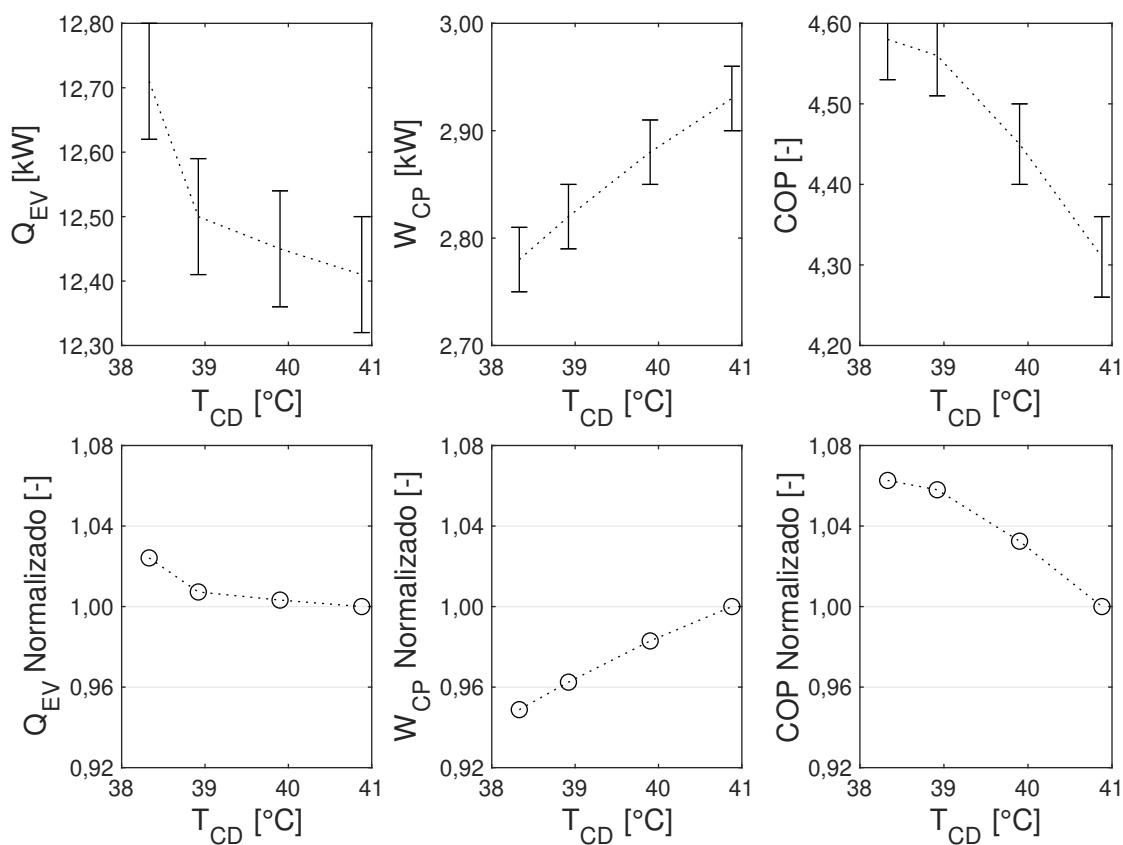


Figura 4.6 – Impacto no COP, Q_{EV} e W_{CP} devido a variação da T_{CD} , para o fluido R410A operando com $T_{EV} = 5^{\circ}\text{C}$ e f_{CP}

Tabela 4.4 – Resultados dos teste de mapeamento do R32, conjunto 1

f [Hz]	T_{ev} [°C]	T_{cond} [°C]	T_{SR} [°C]	T_{SA} [°C]	\dot{m} [kg/s]	W_{CP} [kW]	Q_{EV} [kW]	COP [-]
40	-5	40	12,2	10,0	24,02	2,56	6,59	2,25
40	-3	41	12,1	10,0	25,57	2,64	7,01	2,51
40	0	41	11,7	10,1	29,44	2,60	8,07	2,88
40	3	41	10,9	10,1	32,97	2,58	9,00	3,29
40	5	41	10,7	10,0	35,81	2,53	9,78	3,57
50	-5	41	11,6	10,1	32,66	3,11	8,88	2,73
50	-3	41	11,0	10,1	35,37	3,10	9,60	2,99
50	0	41	10,5	9,8	39,61	3,14	10,74	3,26
50	3	41	10,0	10,1	44,33	3,14	12,01	3,69
50	5	41	10,0	10,0	47,95	3,10	13,02	4,08
60	-5	41	11,3	10,0	40,78	3,64	11,06	2,83
60	-3	41	10,6	10,1	44,22	3,65	11,98	3,14
60	0	41	10,3	9,9	49,59	3,69	13,42	3,52
60	3	41	9,7	10,0	54,95	3,68	14,86	3,82
60	5	41	9,6	10,0	59,03	3,68	15,97	4,10

O R32 conforme observado na revisão bibliográfica, possui temperatura de descarga mais elevada em comparação ao R410A. A Fig. 4.7 apresenta o resultado obtido de T_2 para os fluidos R32 e R410A. A temperatura de descarga do compressor operando com R32 foi superior ao R410A entre 19 e 27°C para uma frequência de 60 Hz. Observa-se ainda que a diferença entre as temperaturas dos dois fluidos acentua com a redução da T_{EV} . Em decorrência disso, a operação do R32 pode se tornar restrita à temperaturas de evaporação superiores a -5°C, para sistemas de refrigeração com características similares à bancada experimental.

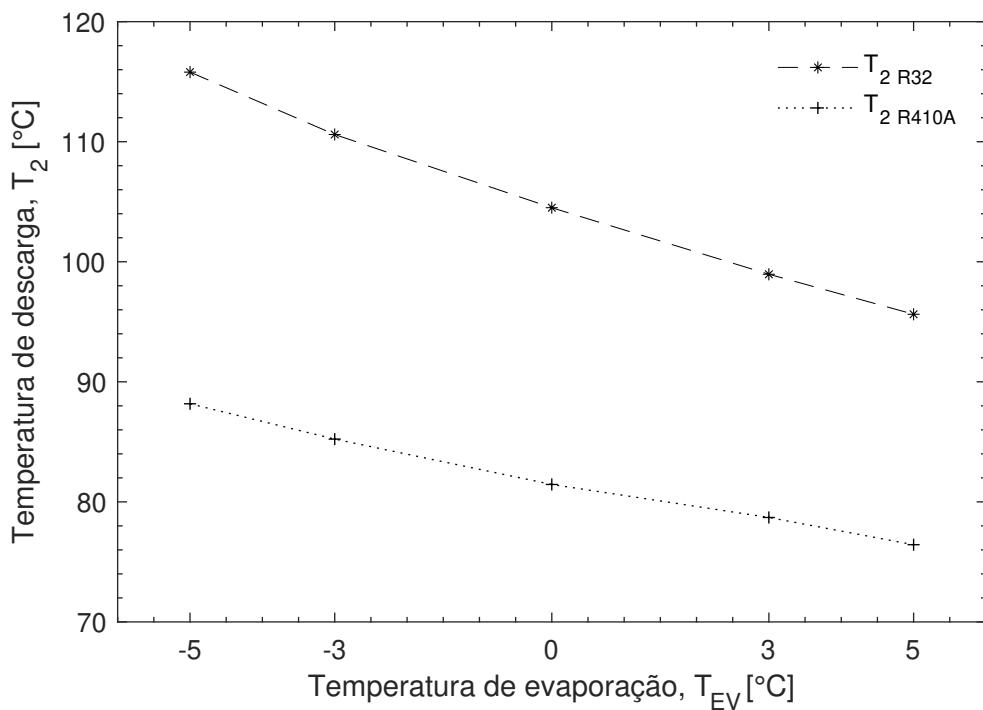


Figura 4.7 – Relação da T_2 pela T_{EV} para R410A e R32, $f_{CP} = 60$ Hz

Visto que a temperatura de descarga do compressor operando com o R32 é um ponto de atenção sempre destacado nos trabalhos que a analisa, foram realizados testes adicionais com variação do superaquecimento com o objetivo de identificar o impacto dessa variável na temperatura de descarga do compressor, Q_{EV} e COP.

A análise da Fig. 4.8 indica que uma redução do grau de superaquecimento produz um decréscimo na temperatura de descarga do compressor (T_2) e uma ligeira variação na capacidade de refrigeração e no desempenho do sistema. A redução do grau de superaquecimento de 12 para 6 K proporciona uma diminuição de 6,5°C em T_2 , para as mesmas condições de

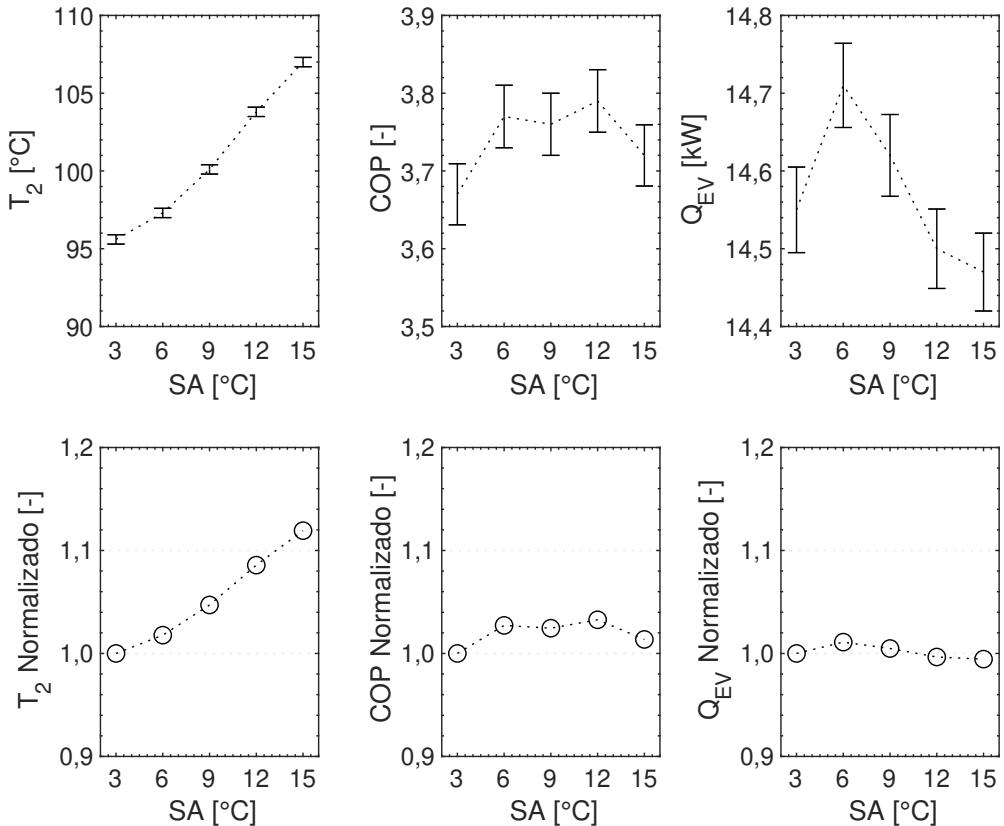


Figura 4.8 – Gráfico de T_2 , COP e Q_{EV} pela SA, para o fluido R32, $T_{EV} = 3^{\circ}\text{C}$

teste, como apresentado na Fig. 4.9. Essa relação não pode necessariamente ser considerada para outros pontos de operação mas sugere uma maneira de ampliar a faixa de operação de sistemas com R32. Visto a evolução dos dispositivos de controle, que têm se tornado mais eficientes e acessíveis, a redução do SA é uma oportunidade a ser considerada, caso se venha a utilizar o R32 ou outro fluidos com alta temperatura de descarga.

4.2.3 Resultados R452B

Para o fluido R454B, devido a não realização dos testes de otimização da massa, utilizou-se as proporções de fluido obtidas em outros trabalhos além da análise pela massa específica do líquido, Eq. 4.1.

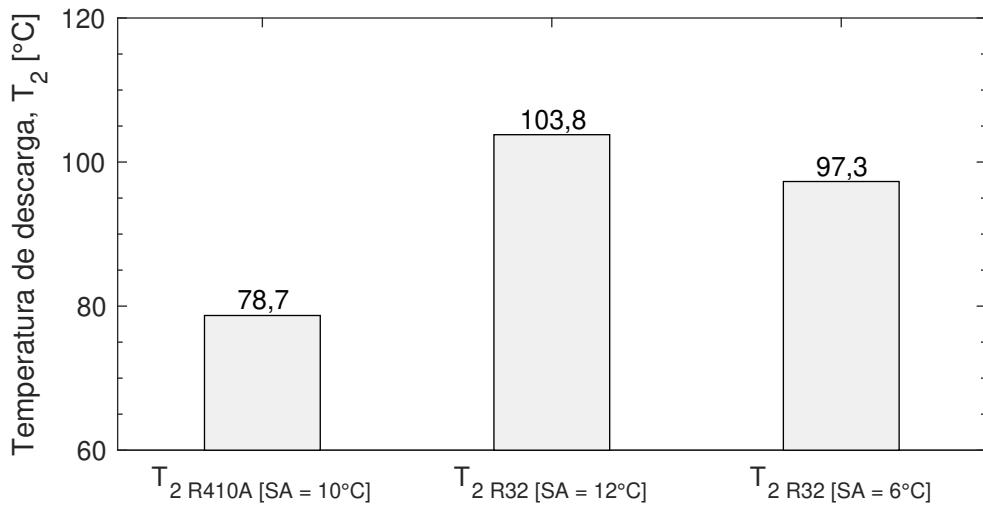


Figura 4.9 – Gráfico de T_2 , pela SA , para $T_{EV} = 3^\circ\text{C}$ e $f_{CP} = 60 \text{ Hz}$

$$\begin{aligned}
 m_{R542B} &= m_{R410A} \cdot \frac{\rho_{R452B,liq}}{\rho_{R410A,liq}} \Rightarrow \\
 m_{R452B} &= 2550 \text{ g} \cdot \frac{1006 \text{ kg/m}^3}{1078 \text{ kg/m}^3} \Rightarrow m_{R452B} \cong 2380 \text{ g}
 \end{aligned} \tag{4.1}$$

onde: $\rho_{R542B,liq} = 1006 \text{ kg/m}^3$ 25°C $\rho_{R410A,liq} = 1078 \text{ kg/m}^3$ 25°C

Utilizando a referencia dos outros trabalho, a massa de refrigerante R452B estimada para a bancada experimental, é apresentada na Eq. 4.2

$$m_{R542B} = 0,9 \cdot m_{R410A} \Rightarrow m_{R542B} = 0,9 \cdot 2550 \text{ g} \Rightarrow m_{R542B} = 2295 \text{ g} \tag{4.2}$$

Como o efeito observado pela falta de refrigerante é maior que do que as perdas causadas pelo excesso, quando analisado os resultados obtidos na otimização para os fluidos R410A e R32, optou-se por trabalhar com a carga calculada pela relação de massa específica. Essa não é o modelo de seleção objetivando minimizar o impacto ambiental (efeito direto), porém foi utilizado nesse relatório, visto a menor representatividade do impacto direto em relação ao impacto indireto, como será apresentado na análise do TEWI.

O R452B como apresentado em 2.3.4, é um fluido alternativo de baixo GWP, que

pode ser utilizado como alternativa ao R410A. O seu grau de inflamabilidade é um ponto que requer atenção na seleção do fluido. Alguns cuidados foram tomados para o emprego no aparato experimental. A seleção do material da bancada, o manuseio do mesmo, a ventilação do ambiente durante as cargas de gás, inexistência de chama aberta próximo, cuidados com cilindros, são algumas das ações consideradas para mitigar os riscos operacionais e garantir a segurança da equipe do laboratório. Esses mesmos cuidados foram tomados com o R32, que também apresenta inflamabilidade e com os outros fluidos que possuem alguma classe de inflamabilidade.

Os ensaios transcorreram da mesma forma que os outros fluidos. Como o R32 é a base para a formação desse refrigerante alternativo, seu comportamento segue um padrão operacional, como temperaturas de descargas mais altas, abertura das válvulas de expansão e volume de água no condensador. Os ensaios tiveram duração maior devido ao tempo de estabilização no sistema.

A Fig. 4.10 apresenta uma comparação da abertura da válvula de expansão para os quatro fluidos testados, inclusive do fluido R454B, que será discutido a seguir. Pode-se perceber que a abertura da válvula está próxima para os 3 fluidos alternativos, sendo um pouco inferior para o R32.

Os dados de propriedades para realização dos cálculos termodinâmicos foram extraídos do CoolProp e CRE, sendo que as duas referências apresentam aproximação adequada e resultados similares. Para esse conjunto de testes, a temperatura de evaporação e condensação forma determinadas pela média do ponto de orvalho e de bolha, sendo o grau de superaquecimento calculado a partir da temperatura de evaporação e o grau de sub-resfriamento utilizando a temperatura de condensação calculada. A Tab. 4.5 apresenta os dados obtidos nos testes para mapeamento do fluido refrigerante.

Verifica-se pelos resultados apresentados que mesmo com a demora inicial para alcance do regime permanente, os resultados para T_{EV} , T_{CD} , T_{SA} e T_{SR} apresentaram boa aproximação, mesmo quando comparado com o fluido R410A. Os resultados completos são apresentados no Anexo I, Tab. 6.7.

Com relação a capacidade de refrigeração, não se observou os mesmos resultados

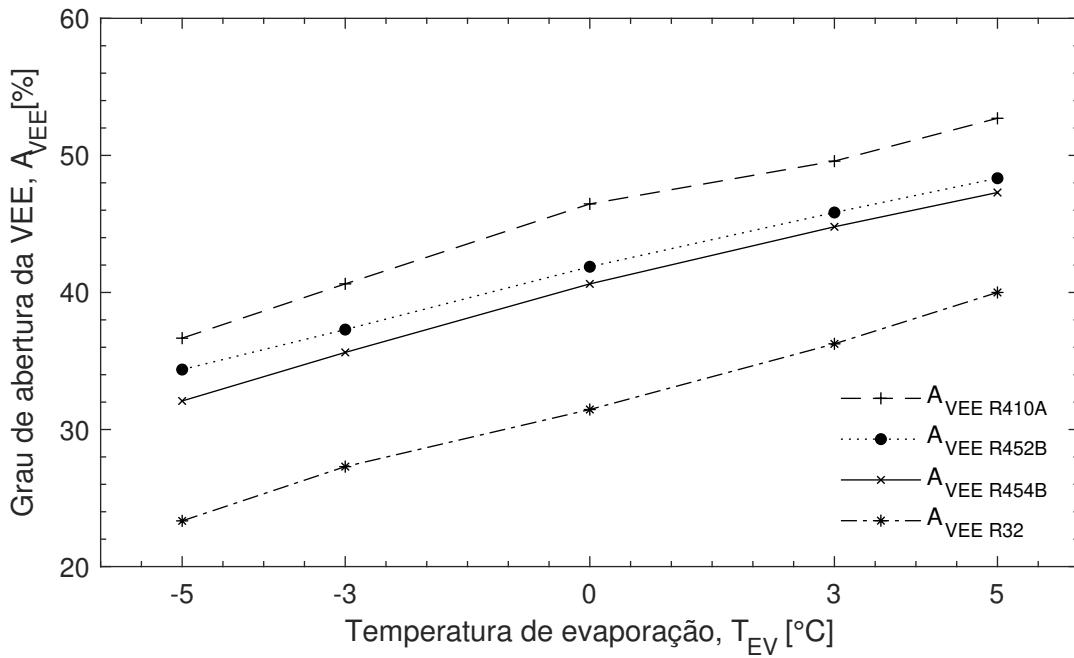


Figura 4.10 – Gráfico comparativo das A_{VEE} para diversos fluidos, $f_{CP} = 60$ Hz

Tabela 4.5 – Resultados dos teste comparativos, R452B

f [Hz]	T_{EV} [°C]	T_{CD} [°C]	T_{SR} [°C]	T_{SA} [°C]	\dot{m} [kg/s]	W_{CP} [kW]	Q_{EV} [kW]	COP
40	-5,2	40,8	10,3	10,2	29,32	2,67	6,22	2,33
40	-3,1	41,0	11,7	10,1	31,39	2,69	6,76	2,51
40	-0,2	41,1	9,9	10,2	35,16	2,67	7,49	2,80
40	3,0	41,0	10,2	10,0	39,85	2,64	8,55	3,24
40	5,1	41,0	10,8	10,0	43,46	2,59	9,41	3,63
50	-5,1	41,0	10,3	10,1	38,72	3,15	8,20	2,60
50	-3,0	41,0	10,0	10,0	42,14	3,14	8,94	2,85
50	0,1	41,0	11,0	10,0	48,42	3,12	10,42	3,34
50	3,0	41,0	10,5	10,0	53,69	3,11	11,56	3,72
50	5,0	41,0	10,4	10,0	57,55	3,06	12,42	4,05
60	-5,0	41,0	10,3	10,0	48,38	3,68	10,25	2,78
60	-3,0	41,0	10,2	10,0	52,90	3,68	11,25	3,06
60	0,0	41,0	10,0	9,9	59,06	3,66	12,59	3,44
60	3,0	41,0	9,7	10,1	65,68	3,64	14,05	3,86
60	4,9	41,0	9,4	9,7	70,69	3,62	15,09	4,17

das bibliografias consultadas. Para o conjunto de teste com R452B, verifica-se que a capacidade de refrigeração é inferior ao obtido com o fluido R410A, enquanto os autores da revisão bibliográfica obtiveram Q_{EV} similar ou mesmo superior ao obtido com o R410A. A influencia da massa pode ser descartada, visto que utilizou-se uma massa um ligeiramente

superior ao referendado na bibliografia, o que privilegia a capacidade de refrigeração. A definição das temperaturas de evaporação e condensação pode ser um ponto de observação, não mencionado nos trabalhos anteriores de comparação entre fluidos alternativos e que impacta na capacidade de refrigeração (MCLINDEN; RADERMACHER, 1987). A Fig. 4.11 apresenta uma comparação da relação da capacidade de refrigeração do R410A e do R452B obtido nos ensaios experimentais.

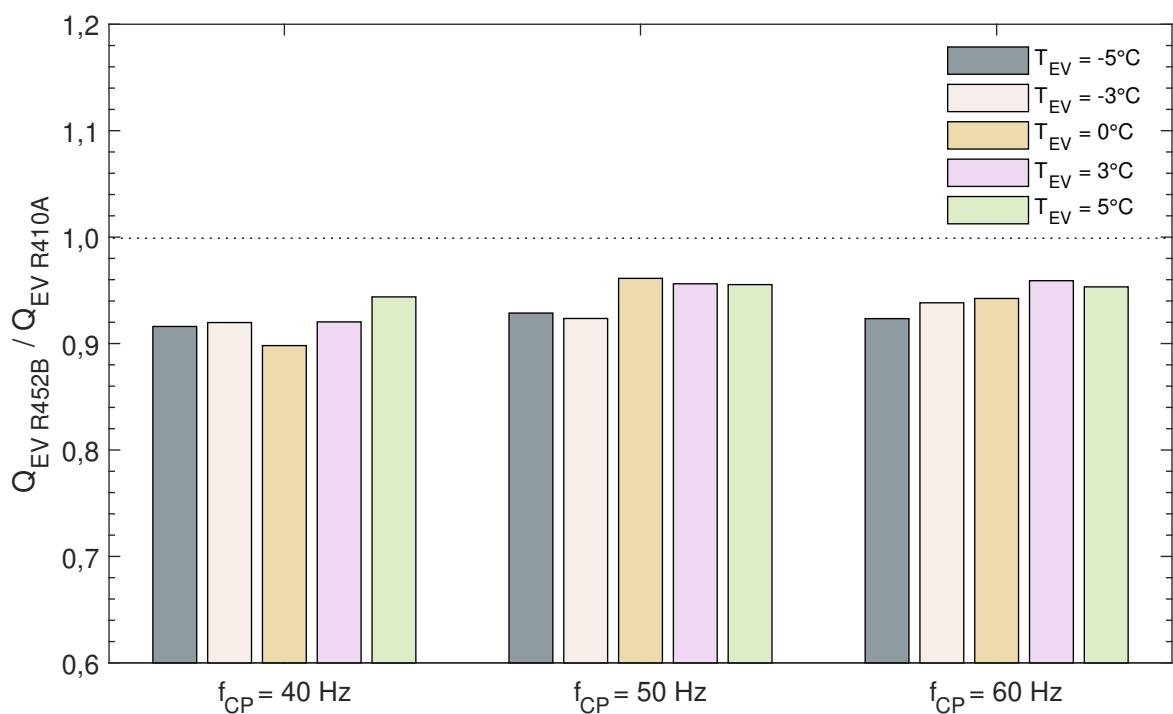


Figura 4.11 – Gráfico de Q_{EV} normalizado para R410A e R452B com diversas T_{EV} e f_{CP}

4.2.4 Resultados R454B

Da mesma forma que o fluido R452B, os testes com o fluido R454B foram realizados com massa determinada pela análise da relação dos volumes específicos e dos resultados obtidos na revisão bibliográfica. A Eq. 4.3 apresenta o cálculo da massa ideal, por meio da relação de massas específicas.

$$\begin{aligned}
 m_{R454B} &= m_{R410A} \cdot \frac{\rho_{R544B,liq}}{\rho_{R410A,liq}} \Rightarrow \\
 m_{R454B} &= 2550 \text{ g} \cdot \frac{996,5 \text{ kg/m}^3}{1078 \text{ kg/m}^3} \Rightarrow m_{R454B} \cong 2360 \text{ g}
 \end{aligned} \tag{4.3}$$

onde:

$$\rho_{R544B,liq} = 996,5 \text{ kg/m}^3 25^\circ\text{C}$$

Utilizando a referencia dos outros trabalho, a massa de refrigerante R454B estimada, é apresentada na Eq. 4.4

$$m_{R454B} = 0,86 \cdot m_{R410A} \Rightarrow m_{R454B} = 0,86 \cdot 2550 \text{ g} \Rightarrow m_{R454B} = 2193 \text{ g} \tag{4.4}$$

Da mesma forma, optou-se por utilizar a maior massa encontrada nos dois cálculos, $m_{R454B} = 2360 \text{ g}$.

Os resultados experimentais obtidos no ensaio do fluido R454B são apresentados de forma simplificada na Tab. 4.6 e podem ser encontrados completos no Anexo I, Tab. 6.8.

Tabela 4.6 – Resultados dos teste comparativos, R454B

f [Hz]	T_{EV} [°C]	T_{CD} [°C]	T_{SR} [°C]	T_{SA} [°C]	\dot{m} [kg/s]	W_{CP} [kW]	Q_{EV} [kW]	COP
40	-4,9	41,0	9,1	9,8	28,29	2,69	6,03	2,24
40	-2,8	41,0	9,0	9,8	30,91	2,67	6,61	2,48
40	0,0	41,0	9,1	10,1	34,71	2,62	7,47	2,85
40	3,0	41,0	9,9	10,0	38,74	2,61	8,43	3,24
40	5,0	41,0	9,6	10,0	41,66	2,58	9,08	3,52
50	-5,0	41,0	11,1	10,1	38,07	3,13	8,26	2,64
50	-3,1	41,0	9,7	10,0	41,28	3,13	8,88	2,84
50	0,1	41,0	10,1	10,1	46,53	3,10	10,11	3,26
50	2,9	41,0	10,3	10,2	51,08	3,07	11,18	3,65
50	4,9	41,0	9,9	10,2	55,20	3,06	12,07	3,94
60	-5,0	41,0	8,9	10,0	47,47	3,65	10,11	2,77
60	-3,1	41,0	9,9	10,1	51,48	3,66	11,10	3,04
60	0,0	40,9	7,9	10,2	57,01	3,62	12,16	3,36
60	3,0	41,0	10,1	9,8	63,65	3,61	13,87	3,85
60	5,0	41,0	9,8	10,1	67,87	3,58	14,82	4,14

Os testes com o fluido R454B demoraram mais tempo para atingimento do regime

permanente em relação ao R410A. Mesmo assim, os resultados mostraram um boa aproximação dos valores planejados. O sistema operou com abertura de válvula de expansão eletrônico de forma similar ao R452B, como apresentado na Fig. 4.10. Os resultados atingidos pelo R454B foram inferiores ao R410A, inclusive a capacidade de refrigeração. Da mesma forma que observado nos testes com o R452B, os valores atingidos ficaram abaixo dos dados reportados na revisão bibliográfica (WANG; AMRANE, 2016), porém nesse caso, os autores obtiveram capacidade de refrigeração similar ao R410A. A Fig. 4.12 apresenta uma comparação do COP do R454B normalizado em função do resultado do R410A. Eram esperados valores superiores para o R454B em referência ao R410A.

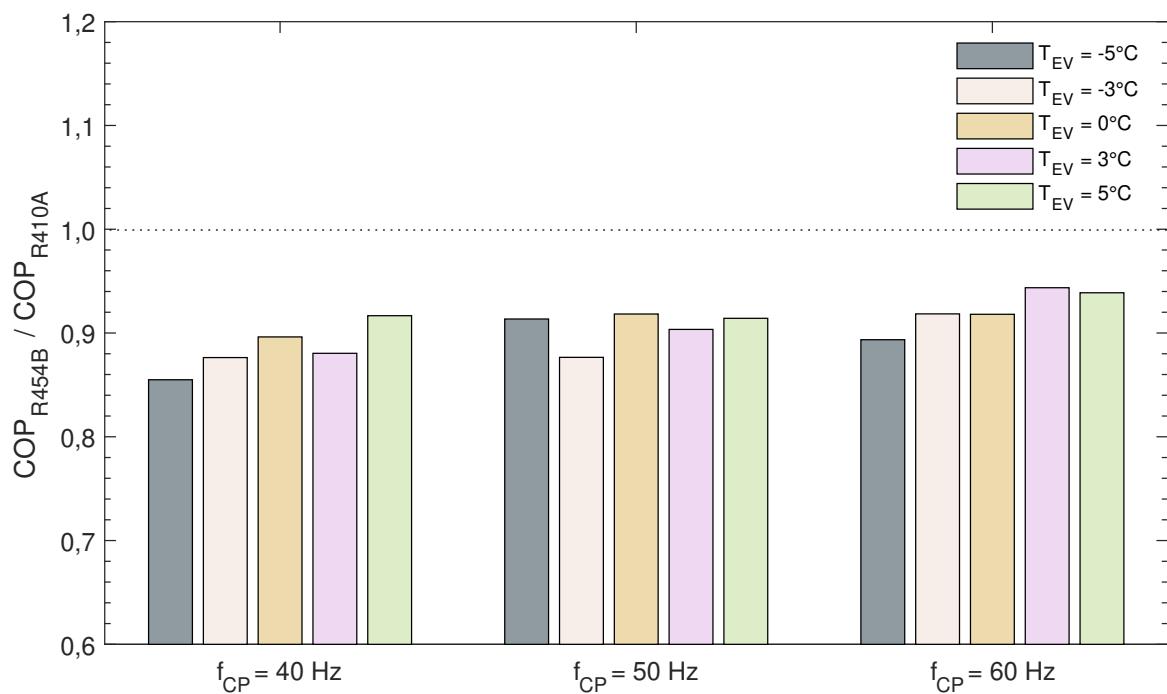


Figura 4.12 – Gráfico de Q_{EV} normalizado para R410A e R454B com diversas T_{EV} e f_{CP}

Em uma comparação pontual com o R452B, Tab. 4.7, pode-se verificar que os resultados dos dois fluidos são similares. O R454B apresenta uma temperatura de descarga ligeiramente superior ao R452B e uma vazão mássica inferior. A menor vazão mássica pode ser relacionada com a menor grau de abertura da válvula de expansão eletrônica que por sua vez, está relacionada à menor pressão de evaporação. O R454B apresentou consumo de energia pelo compressor similar o fluido R452B. Assim o COP do fluido R454B foi inferior ao R452B

devido a sua menor capacidade de refrigeração. Vale destacar que todas as diferenças de valores estão próximos, por vezes dentro das faixas de incerteza dos instrumentos de medição.

Tabela 4.7 – Resultados dos fluidos R452B e 454B para $T_{EV} = 5$ e -5°C e $f_{CP} = 60$ Hz

	$T_{EV} = -5^{\circ}\text{C}$		$T_{EV} = 5^{\circ}\text{C}$	
	R452B	R454B	R452B	R454B
T_2 [°C]	98,1	98,7	81,7	83,8
A _{VEE} [%]	29,6	29,4	44,8	43,5
P_1 [kPa]	645	638	886	878
P_2 [kPa]	2356	2329	2355	2331
P_2/P_1	3,653	3,650	2,658	2,654
\dot{m} [kg/s]	48,38	47,47	70,69	67,87
W_{CP} [kW]	3,68	3,65	3,62	3,58
Q_{EV} [kW]	10,25	10,11	15,09	14,82
COP	2,78	2,77	4,17	4,14

4.2.5 Resultados do fluido proposto N1

Na busca de uma nova opção alternativa, foi proposto um fluido a partir de componentes naturais e HFCs. O objetivo era encontrar uma mistura que possuísse um GWP menor que 750 (valor recomendado pelo acordo de Paris) e que apresente resultados similares ou superiores aos fluidos testados. A adição de um HFC com características não inflamáveis à um HC reduz o grau de inflamabilidade da mistura (ZHAO; BIN; HAIBO, 2004)), reduzindo a energia de combustão (KIM; MULROY; DIDION, 1994)).

A Tab. 4.8 apresenta as propriedades de possíveis componentes do fluido alternativo sugerido N1 (denominação para este trabalho).

A utilização do CO₂ ocorreu devido sua maior capacidade de refrigeração volumétrica e sua capacidade de reduzir a inflamabilidade dos fluidos ao absorver calor durante o processo de combustão. Por outro lado a alta pressão de saturação limita a sua utilização a menores valores percentuais na composição final do fluido.

Em consequência da alta pressão de saturação do CO₂, optou-se por utilizar um hidrocarboneto de menor curva de saturação como segundo componente. O R600a foi selecionado visto que possui pressão de saturação inferior aos outros HCs disponíveis, como observado na Fig. 2.9. Somado às propriedades de capacidade de refrigeração e pressão de

Tabela 4.8 – Propriedade de fluidos analisados para compor o fluido proposto

	Família	NBP [°C] ^a	T _c [°C]	P _c [bar]	GWP	Grupo
R290	HC	-42,1	96,7	42,5	3	A3
R600a	HC	-11,7	134,7	36,3	3	A3
R600	HC	-0,5	152,0	38,0	3	A3
R1270	HC	-47,7	92,4	46,6	2	A3
R152a	HFC	-24,0	113,3	45,2	124	A2
R32	HFC	-51,7	78,1	57,8	675	A2L
R134a	HFC	-26,1	101,0	40,6	1430	A1
R1234yf	HFO	-29,4	94,7	33,8	4	A2L
R1234ze(e)	HFO	-19,0	109,4	36,3	6	A2L
R744	Natural	-78,4	31,0	73,8	1	A1

^a NBP Normal boiling Point

saturação observadas, os dois primeiros componentes ainda apresentam baixo GWP.

O R134a foi escolhido para terceiro componente da mistura visto que possui baixa pressão de saturação e não é inflamável. Sua concentração foi determinada em função do GWP máximo desejado. Como o GWP da mistura é uma relação direta do percentual dos seus componentes, pode-se representar o cálculo para o fluido proposto pela Eq. 4.5 (BELL et al., 2019). A Fig. 4.13 auxilia na determinação do limite máximo para a concentração de R134a.

$$\text{GWP}_{N1} = \text{GWP}_{R134a} \cdot X_{R134a} + \text{GWP}_{R600a} \cdot X_{R600a} + \text{GWP}_{CO_2} \cdot X_{CO_2} \Rightarrow \quad (4.5)$$

$$\text{GWP}_{N1} = 1430 \cdot X_{R134a} + 3 \cdot X_{R600a} + 1 \cdot X_{CO_2}$$

onde:

$\text{GWP}_{100 \text{ } R134a} = 1430$, conforme IPCC (2007);

$\text{GWP}_{100 \text{ } R600a} = 3$, conforme IPCC (2007);

$\text{GWP}_{100 \text{ } CO_2} = 1$, conforme IPCC (2007);

Devido ao baixo valor do GWP do fluidos R600a e CO₂, o GWP final do refrigerante alternativo N1 está diretamente dependente da proporção de R134a na mistura. Além disso, pode-se variar a concentração de CO₂ e R600a sem efeito relevante no resultado final.

A maior concentração de fluidos não inflamáveis (CO₂ e R134a) redução a infla-

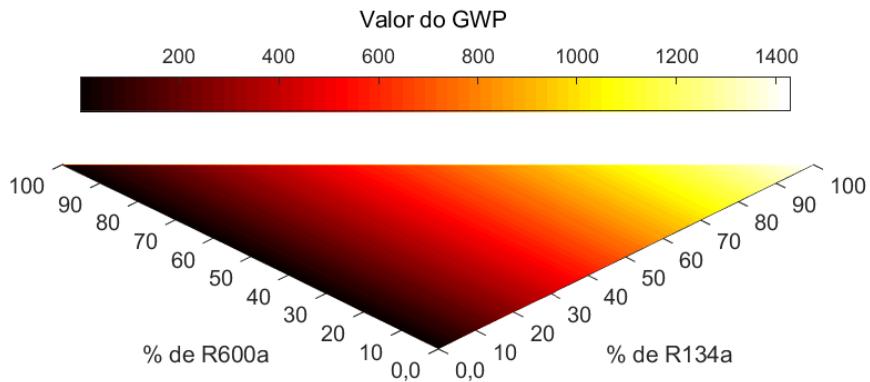


Figura 4.13 – Valor do GWP da mistura em função da concentração dos seus componentes

mabilidade da mistura proposta, porém o aumento da concentração do CO₂ eleva de forma representativa a pressão de condensação e a temperatura de glide, visto que os fluidos possuem diferentes curva PxT. A Fig. 4.14 apresenta a curva de saturação para dois candidatos a novo fluidos alternativos com diferentes concentrações de R744. Os dados de curva saturação foram obtidos com a utilização do REPROP. Pode-se observar que o aumento da concentração de CO₂ de 5 para 15% alarga a distância entre as linhas de saturação (linha de ponto de orvalho e linha de ponto de bolha), aumentando a pressão de saturação e o glide. Por esta análise se opta em utilizar uma concentração de 5% para o CO₂, que resulta em uma temperatura de glide de aproximadamente 20 K. Calleja-Anta et al. (2020) sugerem uma temperatura de glide menor que 10 k para o desenvolvimento de novos fluidos. Valores maiores para o glide podem causar perda de eficiência no evaporador.

Optou-se por utilizar um fluido com menor percentual de CO₂, devido ao glide e a elevada temperatura de descarga do compressor, impossibilitando a operação do fluido. Além disso, a pressão de condensação para o fluido R134a(45)/R600a(40)/R744(15) ultrapassa demasiadamente a pressão de trabalho dos fluidos alternativos e da bancada.

Com as concentrações de cada componente determinada, calcula-se o GWP₁₀₀ para o novo fluido, apresentado na Eq. 4.5.

$$\text{GWP}_{N1} = 1430 \cdot 0,45 + 3 \cdot 0,50 + 1 \cdot 0,05 \Rightarrow \text{GWP}_{N1} = 645,5 \quad (4.6)$$

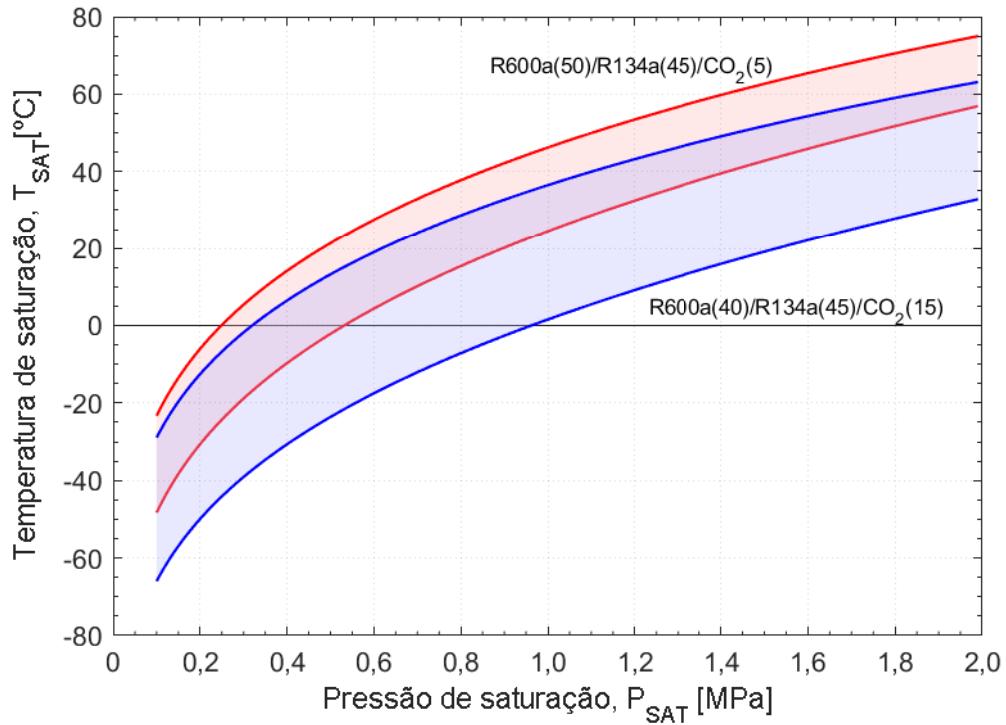


Figura 4.14 – Gráfico PXT de saturação para o fluido N1

A carga ideal de refrigerante foi calculada a partir da relação das massas específicas, utilizando os dados do R410A como referência. A massa específica para a mistura proposta é $720,93 \text{ kg/m}^3$, para 21°C , calculado com o auxílio do REFPROP. A determinação da carga do fluido N1 é apresentado na Eq. 4.7.

$$m_{N1} = m_{R410A} \cdot \frac{\rho_{N1,liq}}{\rho_{R410A,liq}} \Rightarrow m_{N1} = 2550 \cdot \frac{720,93}{1078} \Rightarrow m_{N1} \cong 1705 \text{ g} \quad (4.7)$$

Para a realização dos testes, foi cumprido o *setup*, conforme descrito na seção 3.3. O processo de admissão da massa de refrigerante na bancada experimental iniciou pela carga do fluido R600a, aproveitando a bancada em vácuo. Após colocar 852 g de R600a, foi realizada a carga de R134a, uma massa de 767 g foi incorporado à bancada.

Após a carga dos dois primeiros componentes, a bancada experimental foi colocada em operação com a válvula de expansão eletrônica ajustada para $T_{EV} = 5^\circ\text{C}$ e 10 K de superaquecimento. A vazão de água do condensador foi ajustado à máxima demanda, resultando

em uma menor pressão de condensação para a bancada experimental, com valor aproximado de 1200 kPa. Com a massa dos dois primeiros componentes da mistura não se observou bolhas no visor de líquido.

Com a bancada operando e a frequência do compressor ajustada para 50 Hz, se iniciou a inserção do CO₂, o comportamento da bancada foi monitorado para que nenhum limite fosse ultrapassado. O CO₂ foi o ultimo componente colocado devido à alta pressão do cilindro e menor volume (HUGHES; DULANEY; BROUSSARD, 1996). Após a carga do R744, verificou-se o aumento da temperatura de descarga e a pressão de condensação. Ao término da carga da mistura N1, a bancada operou de forma homogênea, sem variações bruscas. O ajuste da pressão de condensação e evaporação e o grau de superaquecimento foram realizados a partir das informações extraídas do REFPROP. A carga de CO₂ foi de 85 g. A bancada operou de forma contínua por mais 4 horas antes do início dos testes (HUGHES; DULANEY; BROUSSARD, 1996).

Os resultados dos testes são apresentados na Tab. 4.9. Não foi possível realizar os testes de -3 e -5°C devido à baixa vazão mássica e alta temperatura de descarga do compressor.

Tabela 4.9 – Resultados dos teste comparativos, N1

f [Hz]	T_{EV} [°C]	T_{CD} [°C]	T_{SR} [°C]	T_{SA} [°C]	\dot{m} [kg/s]	W_{CP} [kW]	Q_{EV} [kW]	COP
60	-1,0	40,97	14,69	10,85	15,50	2,19	3,44	1,57
60	2,4	40,79	14,02	10,52	18,55	2,20	4,15	1,89
60	4,8	41,16	14,04	10,05	20,70	2,21	4,65	2,11
60	10,0	41,10	14,75	9,99	25,45	2,21	5,89	2,67
60	14,9	41,08	13,74	10,09	30,90	2,19	7,24	3,31

Para os testes com este fluido foram utilizados como temperatura de evaporação e condensação as linhas do ponto de bolha e do ponto de orvalho respectivamente. Essa escolha realizada em função do alto glide, acarretou prejuízo acentuado nos resultados do refrigerante proposto, tornando análise comparativa inadequada.

4.2.6 Comparação dos resultados - C1

Após a realização dos testes de mapeamento, pode-se observar alguns comportamentos característicos dos fluidos.

Com relação a temperatura de descarga do compressor (T_2), como verificado na revisão bibliográfica, o R32 apresentou maior valor em comparação com o R410A e também quando comparado com os outros fluidos experimentados. Os testes também demonstram que os fluidos R452B e R454B possuem T_2 inferior ao R32 e maiores que as respostas do fluido de referência. A Fig. 4.15 apresenta os resultados obtidos para T_2 em diferentes T_{EV} e frequência de operação. Com relação ao fluido proposto (N1), pode-se observar que a influencia do CO₂ elevou demasiadamente T_2 , com resultados próximos ao R32. A elevação da temperatura de descarga foi observada durante a admissão do R744 na bancada em operação. Para essa mistura, a adição de maiores proporções de CO₂ sugere que a temperatura de descarga do compressor ultrapassará os valores obtidos com o R32. Com relação ao R452B, R454B e R32, para temperaturas de evaporação inferiores a -5°C, a temperatura de descarga do compressor será uma restrição para a operação de forma continuada, assim pode-se concluir que os fluidos alternativos possuem menor faixa de operação que o fluido base R410A, sem recursos adicionais (PHAM; RAJENDRAN, 2012). A análise da Fig. 3.2 e os resultados apresentados a Tab. 4.10 referentes a testes adicionais realizados com os fluidos alternativos, colaboram com essa observação.

Tabela 4.10 – Resultados de testes experimentais para $f = 60$ Hz e $T_{CD} = 41^\circ\text{C}$

Fluido	T_{EV} [°C]	T_2 [°C]	\dot{m} [kg/s]
R452B	-10	109,7	39,47
R452B	-15	122,0	31,94
R454B	-10	110,9	38,03
R454B	-15	120,1	30,78

Com relação a capacidade de refrigeração, pode-se observar com o auxílio da Fig. 4.16 que o R32 foi o único fluido a apresentar capacidade de refrigeração superior ao R410A, ainda assim uma valor ligeiramente superior. Para a frequência de 60 Hz e $T_{EV} = 5^\circ\text{C}$, a capacidade dos fluidos R452B e R454B foram 8,3 e 10,5% menores, respectivamente. Como mencionado anteriormente, os fluidos alternativos R452B e 454B não apresentaram o resultado verificado nos trabalhos analisados durante a revisão bibliográfica. Com relação ao fluido proposto, a capacidade de refrigeração apresentou valor muito inferior aos outros 4 fluidos. Para o N1 é necessário ressaltar que a escolha da temperatura de evaporação (ponto de bolha)

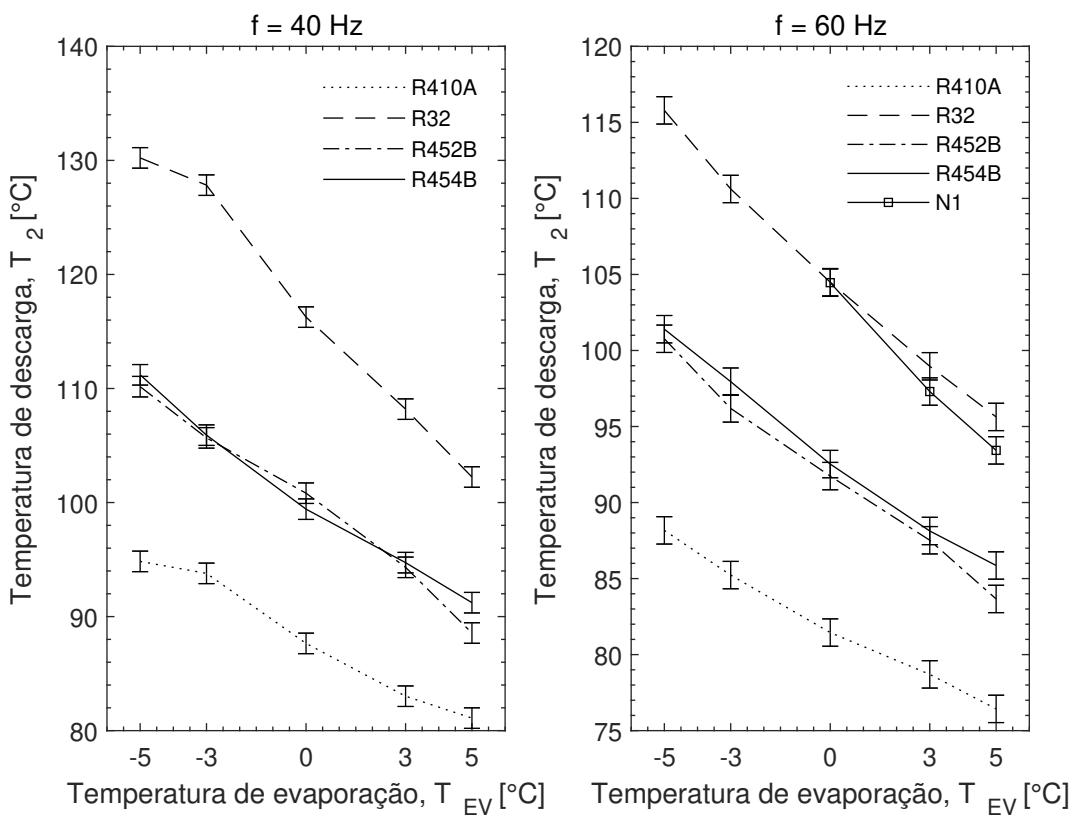


Figura 4.15 – Gráfico comparativo de T_2 para $f = 40 \text{ Hz}$ e $f = 60 \text{ Hz}$

e condensação (ponto de orvalho) impossibilitam a análise comparativa. O alto glide do fluido torna qualquer comparação com os outros fluidos incorreta para esse caso, visto que a adoção de outra opção de determinação de T_2 e T_{CD} pode acarretar em variações de aproximadamente 10°C nessas variáveis.

A Tab. 4.11 apresenta o resumo dos principais resultados, onde se observar a pressão de sucção do compressor, vazão mássica e capacidade de refrigeração. O R410A possui a maior vazão mássica, o que colabora para ter a maior capacidade de refrigeração. O R32 por sua vez, mesmo com uma vazão mássica inferior, apresenta a maior capacidade de refrigeração devido sua maior capacidade de refrigeração volumétrica, como pode-se verificar com o auxílio da Fig. 2.4. Os dois fluidos em análise (R452B e R454B), apresentam capacidade de refrigeração, vazão mássica, pressão de sucção e densidade na entrada do compressor próximas, produzindo assim resultados similares, mas inferiores os R410A. O fluido proposto N1 apresentou pressão de sucção muito inferior aos outros fluidos, requisitando assim um menor grau de abertura da válvula de expansão e reduzindo por consequência a vazão mássica do sistema.

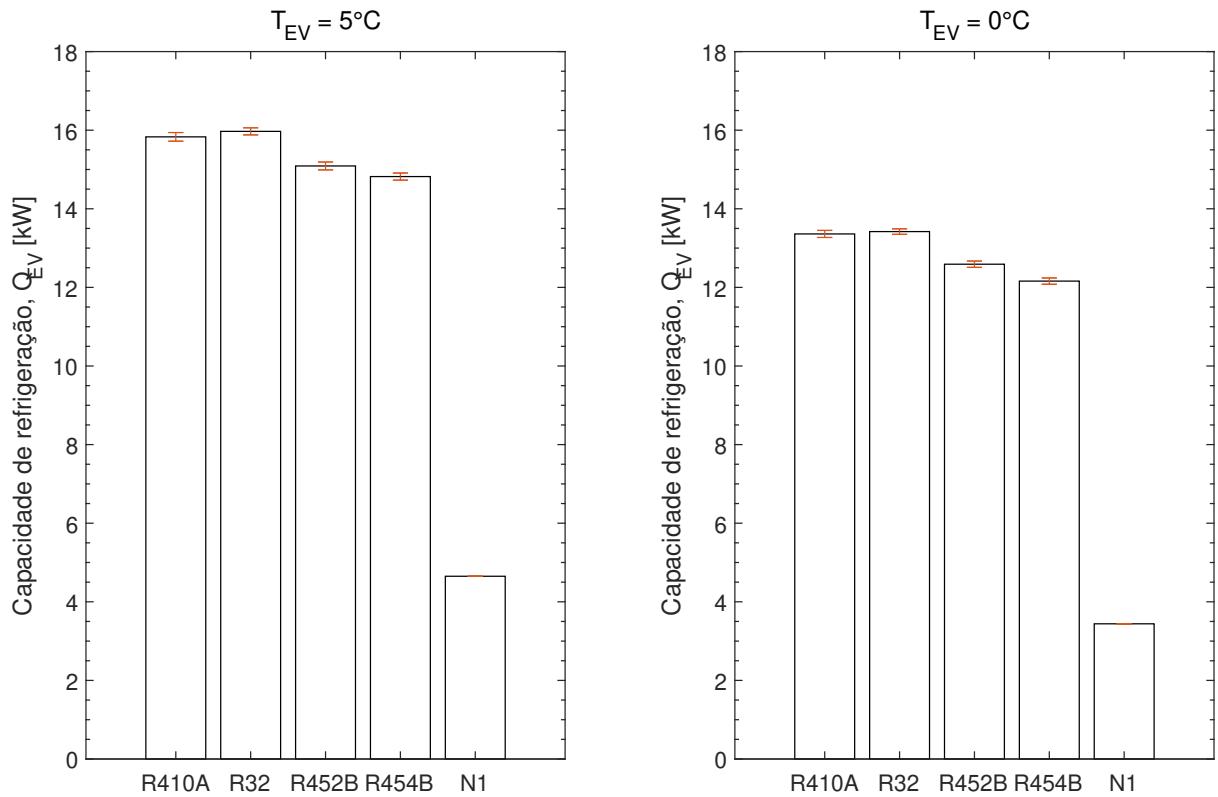


Figura 4.16 – Gráfico comparativo de Q_{EV} para $f = 60$ Hz, 1º conjunto

Tabela 4.11 – Resultados comparativos para $f = 60$ Hz e $T_{EV} = 5^{\circ}\text{C}$

Fluido	Q_{EV} [kW]	P_1 [kPa]	\dot{m} [kg/s]	v [dm ³ /kg]	d [kg/m ³]
R410A	15,83	934	85,53	29,80	33,56
R32	15,97	951	59,03	41,28	24,22
R452B	14,51	870	67,60	37,06	26,98
R454B	14,17	859	64,70	38,09	26,26
N1	4,65	294	30,90	107,08	9,34

A análise do COP apresentada na Fig. 4.17 indica que nenhum fluido alternativo apresentou resultado superior ao R410A, ficando os 3 fluidos alternativos próximos entre eles. O R410A apresentou melhor desempenho em toda a faixa de temperatura de evaporação experimentada. É importante considerar que o compressor é otimizado para esse fluido e desenhos mais específicos podem aumentar o COP dos fluidos alternativos.

Mesmo apresentando capacidade de refrigeração superior, o COP do fluido R32 foi menor que o R410A, visto que o consumo de energia do compressor também foi superior. Os dois fluidos alternativos R452B e R454B apresentaram COP próximos entre si e inferior ao R410A (para todas as f_{CP} e T_{EV}) e R32 em baixas temperaturas de evaporação. Para as

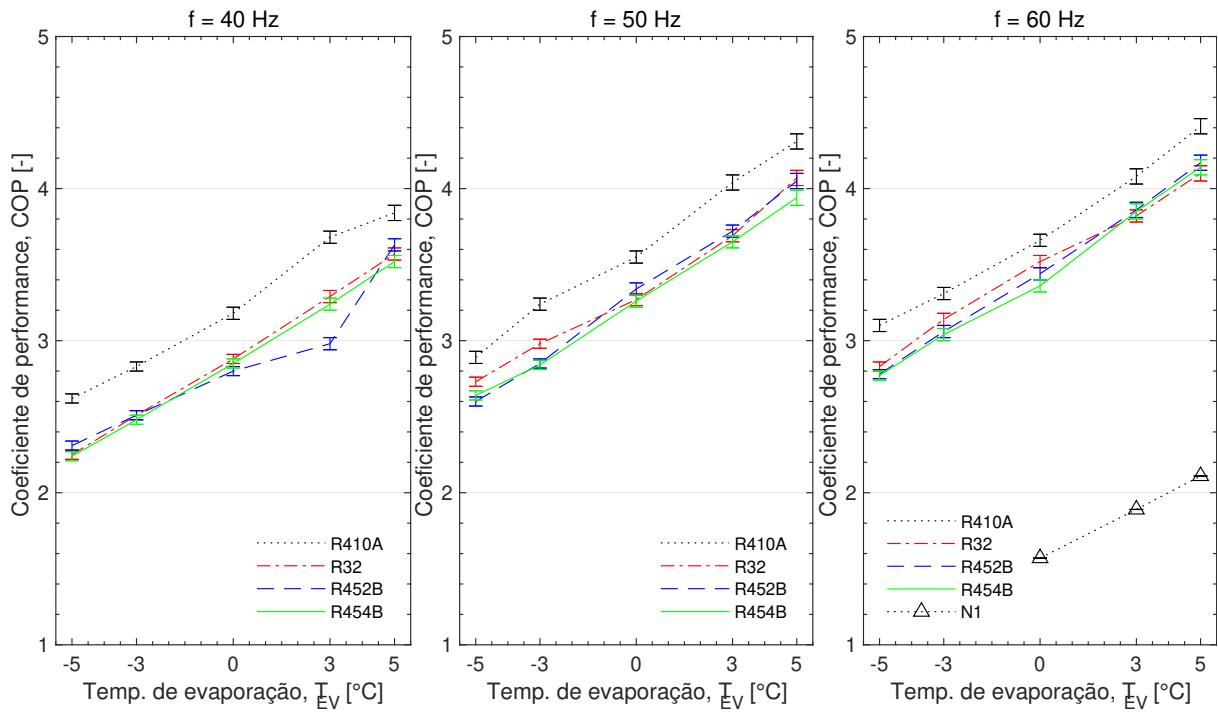


Figura 4.17 – Gráfico comparativo do COP entre os fluidos do 1º conjunto para diversas frequências de operação

temperaturas de evaporação positiva, os refrigerantes R452B e R454B apresentaram resultados do COP ligeiramente superiores ao R32, dentro da faixa de incerteza. O consumo de energia inferior para os fluidos R452B e R454B segue os resultados observados durante a revisão bibliográfica.

A análise da Fig. 4.17 percebe-se que o comportamento segue o mesmo perfil para todos as condições de teste, sem indicação que os fluidos alternativos possam apresentar melhores resultados destacados em faixa específica de operação. O fluido proposta N1 apresentou consumo de energia inferior mas sua reduzida capacidade de refrigeração resultou em um COP inferior aos outros fluidos analisados.

A Fig. 4.18 apresenta o resultado do COP, Q_{EV} e GWP normalizados para o R410A. Pela análise da figura se constata que apenas o R32 ultrapassou uma linha unitária (relativo ao Q_{EV} para $T_{EV} = 5^\circ\text{C}$). Todos os outros pontos apresentaram resultados abaixo (ou a esquerda) da linha unitária. o Diâmetro do circulo representa o menor GWP dos fluidos testados em relação ao R410A (circulo central pontilhado).

Quanto à análise do TEWI, é necessário inicialmente estabelecer algumas condições

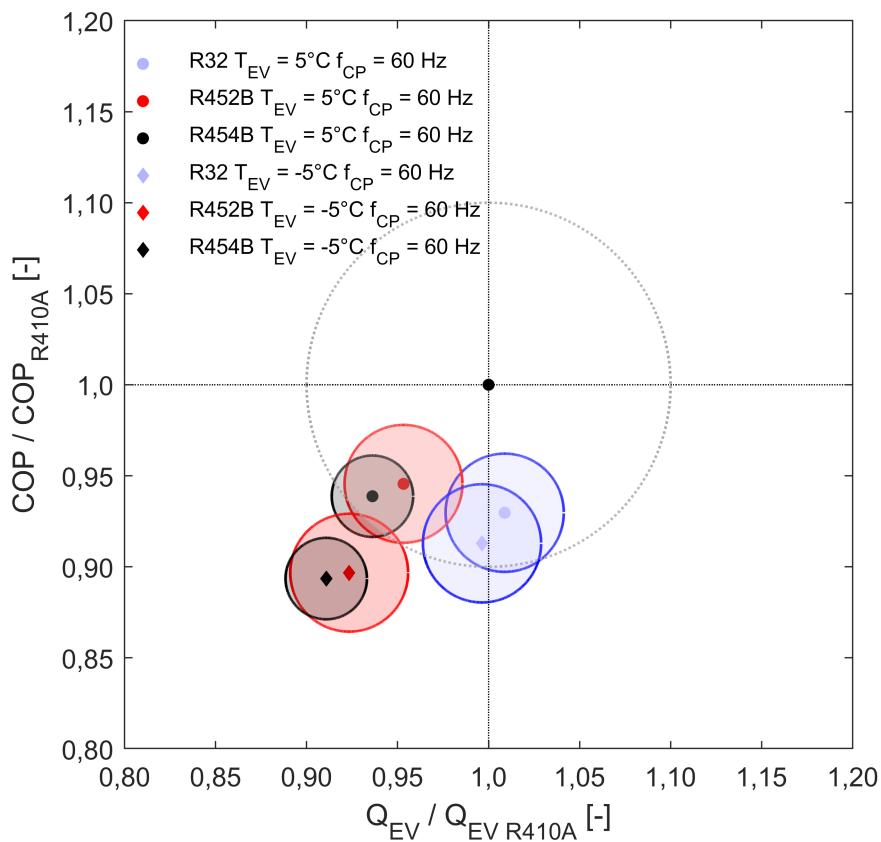


Figura 4.18 – Gráfico do COP e Q_{EV} normalizado para os fluidos do conjunto 1. O diâmetro da circulo é a normalização do GWP. O circulo central representa o GWP do R410A

de testes, que variam com a localidade. Os parâmetros relacionados à eficiência do processo operacional e manutenção da planta são apresentados na Tab. 4.12. Nesse quesito, os países em desenvolvimento apresentam valores mais elevados (pior desempenho) que os países desenvolvidos, exceto para $\alpha_{recovery}$ que é menor mas com impacto ambiental mais severo. Esses parâmetros, associados ao GWP e massa do refrigerante formam a parcela do impacto direto.

Tabela 4.12 – Parâmetros utilizados para cálculo do TEWI

	Países desenvolvidos	Países em desenvolvimento
L_{rate}	1%	15%
V_{util}	10 anos	15 anos
$\alpha_{recovery}$	70%	0%

Fonte: IPCC (2019)

Para o cálculo da energia consumida, considera-se que o equipamento portando o fluido de referência (R410A) irá operar 8 horas por dia durante todos os dias do ano. Como os fluidos apresentam capacidades e COP diferentes, foram realizados ajustes de forma que os

sistemas analisados produzam a mesma energia térmica, resultando em quantidade de horas de operação e energia elétrica consumida anual diferente para cada fluido. Os dados são apresentados na Tab. 4.13.

Tabela 4.13 – Resultados do sistema de refrigeração utilizados para cálculo do TEWI ^a, conjunto 1

	N^o horas ^b	Q_{EV} [kW]	COP [-]	E_{annual} [kWh/ano]
R410A	8,00	15,83	4,41	10481
R32	7,93	15,97	4,10	11274
R452B	8,43	15,09	4,17	11085
R454B	8,54	14,82	4,14	11165
N1	27,23	4,65	2,11	21906

^a Características para $f = 60$ Hz e $T_{EV} = 5^\circ\text{C}$

^b Número de horas de operação diária

A quantidade de CO₂ produzido por kWh gerado varia para regiões e países. Foram utilizados quatro países com distintas matriz energética, de forma a analisar o efeito desse variável no resultado final do TEWI. Os dados utilizados são apresentados na Tab. 4.14.

Tabela 4.14 – Quantidade de CO₂ resultante do processo de conversão em energia elétrica

País	E_{CO_2G} [kg CO ₂ /kWh]	Matriz energética
Brasil	73	Hidráulica
EUA	514	
China	771	Carvão e Hidráulica
Noruega	14	Hidráulica

Fonte: IEA (2013)

A matriz energética do Brasil é baseada em energias renováveis, desta forma o total de CO₂ emitido para a geração de energia elétrica é inferior à países como China e EUA, cuja a matriz energética é baseada em queima de combustíveis fósseis. A Noruega foi selecionada devido à sua baixa emissão de CO₂ para produção de energia elétrica, um dos menores valores observado.

A Fig. 4.19 apresenta o resultado da simulação de emissão de CO₂ para os 5 fluidos refrigerantes nos 4 países analisados. Pode-se observar que o baixo E_{CO_2G} reduz o impacto indireto nos resultados de Brasil e Noruega, enquanto a análise para China e EUA apresentam a parcela do impacto indireto predominante, devido ao maior valor de E_{CO_2G} . A baixa eficiência na recuperação de gases e altas taxas de perdas de fluido durante a vida útil do sistema

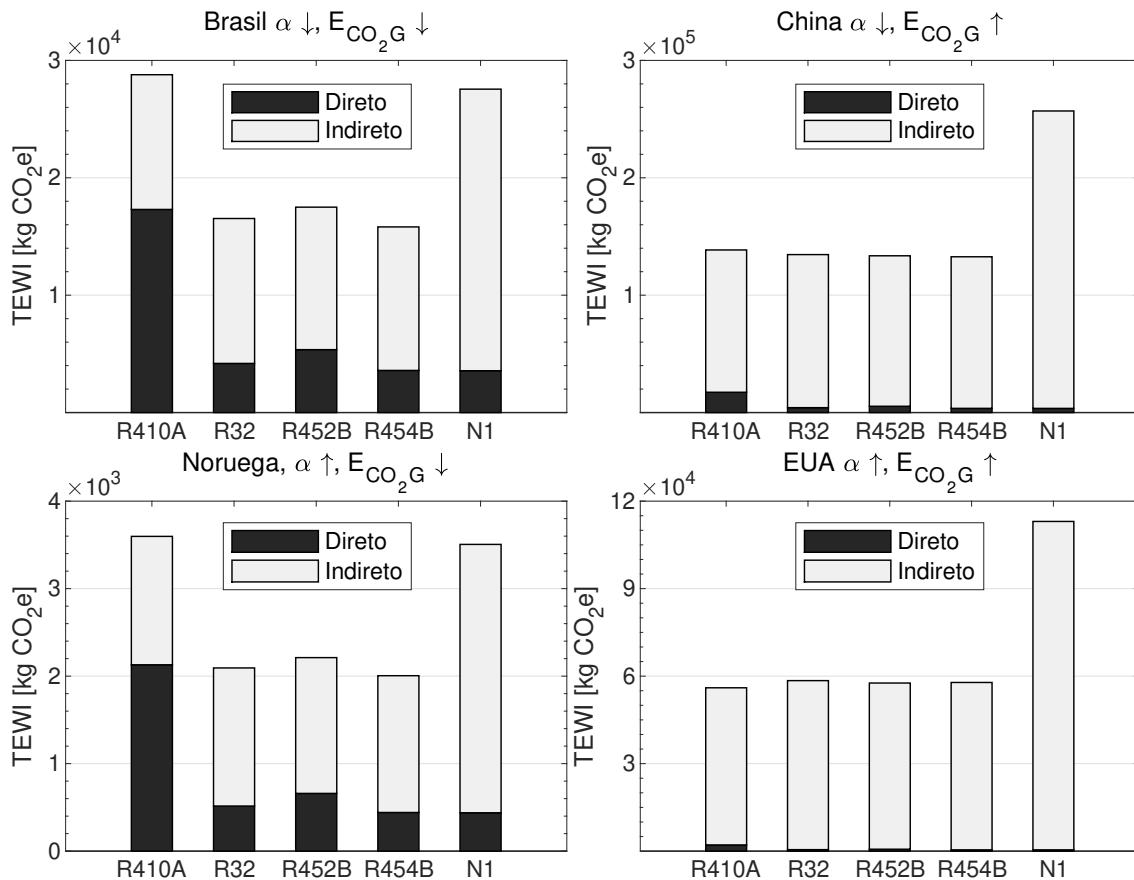


Figura 4.19 – Gráfico comparativo do TEWI por localidade, para todos os fluidos do conjunto 1

ocasionou um aumento da parcela do impacto direto, tornando-o mais relevante nos resultados dos países como Brasil e China. No caso do resultado da Noruega, a maior participação do impacto direto é ocasionado pelo menor valor do impacto indireto (menor E_{CO_2G}).

Na análise entre os fluidos, o alto valor do GWP do R410A resultou em maiores TEWI com relação aos outros fluidos, em países como Brasil e Noruega (onde o impacto indireto é menor). Em países com alto valor do impacto indireto, a maior eficiência do R410A em relação aos outros fluidos compensou o seu GWP desfavorável, resultando em valores de TEWI similares para todos os fluidos testados, com exceção do N1, que apresentou elevado valor do TEWI devido seu COP muito inferior aos 4 primeiros fluidos.

Em localidades onde o impacto indireto é mais relevante (China e EUA), os melhores resultados entre os fluidos alternativos foram apresentados pelos fluidos R454B (China) e R452B (EUA), devido ao seu COP (R452B) e GWP inferior (R454B). Vale ressaltar que

a diferença entre os 4 fluidos nessas localidades é mínima. Em países com impacto direto mais relevante, o R454B apresentou o melhor resultado devido ao seu menor GWP. O R32 apresentou resultado melhor (inferior) que o R452B visto a sua menor massa no sistema, o que pode ser potencializado ainda mais pela sua maior capacidade volumétrica. Para essas localidades, a diferença para o fluido base é representativa.

4.3 Resultados - segundo conjunto de testes (C2)

O segundo conjunto de testes foi realizado com objetivo de comparar os fluidos alternativos entre eles e também, comparar a um segundo fluido proposto (N2), descrito a seguir.

Nesse segundo conjunto de testes, não foi utilizado inversor de frequência, de forma que todos os testes foram realizados com frequência de operação de 60 Hz. Foram realizados testes com os fluidos R32, R452B, R454B e N2.

4.3.1 Resultados do Fluido proposto N2

Para o segundo fluido proposto, foi utilizado o R32 como fluido base. O R134a e CO₂, foram aplicados com o objetivo de reduzir as propriedades inflamáveis do R32. O CO₂, além de ser um fluido que resulta em redução da inflamabilidade, também possui alta entalpia de vaporização, conforme apresentado da Tab. 2.6, que compensa as perdas em capacidade de refrigeração ocasionadas pela utilização do fluido R134a. Ainda pode-se destacar no CO₂ o seu baixo GWP, que contribui para redução do valor final da mistura e novamente remediando o R134a.

Da mesma forma que o fluido proposto anteriormente (N1), a quantidade de R134a foi maximizada, porém limitada ao máximo GWP proposto pelo acordo de Paris (EUROPEAN PARLIAMENT AND THE COUNCIL OF THE EUROPEAN UNION, 2006), menor que 750. A Fig. 4.20 apresenta as regiões limites para utilização do R134a. Com a utilização da escala de cores, pode-se observar onde o conjunto R32-R134a atingem valores de GWP < 750 e identifica-se assim as combinações possíveis.

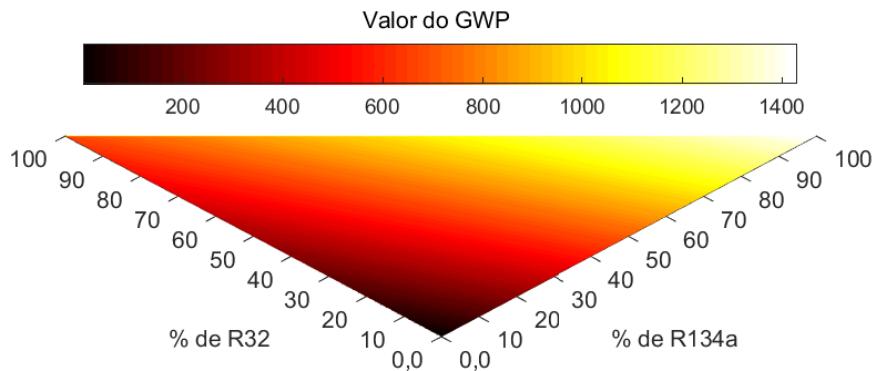


Figura 4.20 – Gráfico utilizado na estimativa das máximas concentrações de N2

Devido ao CO₂ possuir alta influência na capacidade de refrigeração da mistura resultante mas também alto efeito na pressão de condensação e evaporação, a sua utilização fica limitada a menores proporções. A Tab. 2.6 apresenta as principais propriedades do CO₂ consideradas nesse trabalho.

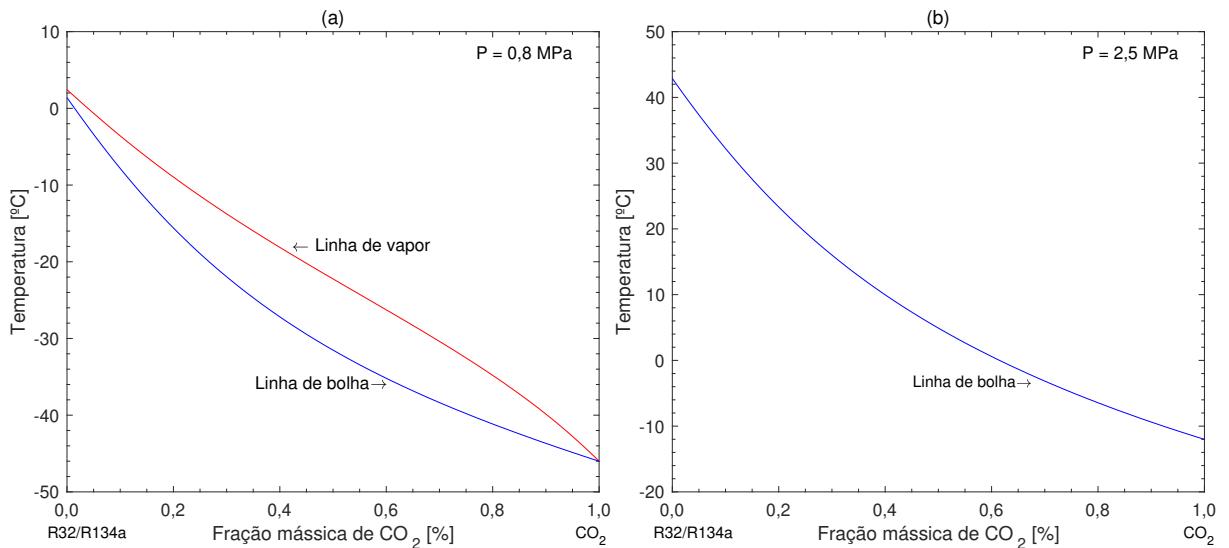


Figura 4.21 – Gráfico da Temperatura de saturação para várias combinações de R32/R134a e CO₂, fonte: EES e CoolProp

Pode-se observar pela Fig. 4.21 que acréscimos de CO₂ acima de 5% acarretam em pressão de evaporação menor que 0,8 MPa para T_{EV} próxima a 0°C, e reduz a eficiência volumétrica do compressor. Por outro lado, para operações com temperatura de condensação próximas de 41°C, utilizadas nesse trabalho, serão necessárias pressões de operação acima

de 2,5 MPa, distanciando da faixa de trabalho dos outros fluidos. Desta forma, optou-se por utilizar o valor de 5% para o fluido proposto, podendo sofre variação para outros casos específicos. A adição do CO₂ nesse fluido apresenta menor impacto no glide que o observado no fluido N1, devido a curva de saturação dos outros componentes, como representado na Fig. 4.14. Ainda assim, deve-se avaliar o efeito no momento da escolha da composição.

De posse da definição da porcentagem de CO₂ (5,05%), determina-se o máximo valor de R134a, chegando à um fluido com R32(80)/R134a(14,95)/CO₂(5,05) em massa, e um valor de GWP igual a 754, conforme Eq. 4.8.

$$GWP_{N2} = 675 \cdot 0,80 + 1430 \cdot 0,1495 + 1 \cdot 0,0505 \Rightarrow GWP_{N1} = 753,8 \quad (4.8)$$

A massa ideal foi calculada a partir da relação das massas específicas, utilizando os dados do R410A como referencia. A massa específica para a mistura a 21°C é 997,9 kg/m³, calculado com o auxílio do CoolProp e EES. Desta forma, se determina a massa para N2, conforme apresentado na Eq. 4.9.

$$m_{N2} = m_{R410A} \cdot \frac{\rho_{N2,liq}}{\rho_{R410A,liq}} \Rightarrow m_{N2} = 2550 \cdot \frac{997,9}{1078} \Rightarrow m_{N2} \cong 2360 \text{ g} \quad (4.9)$$

A Tab. 4.15 apresenta algumas das propriedades do fluido N2, calculadas com o auxílio dos softwares CoolProp e ESS.

Na Fig. 4.22 pode-se observar o perfil do fluido N2 em ampla faixa de valores de pressão. A temperatura de evaporação também exibida na figura, segue o método de calculo apresentado na Eq. 2.2, a qual será utilizada no segundo conjunto de testes para o cálculo nos fluidos que apresentam temperatura de glide. Outro parâmetro variado do primeiro para o segundo conjunto de teste foi a massa de refrigerante utilizada. Para os fluidos R452B e 454B foram utilizadas massas inferiores à utilizada no conjunto 1 sendo 1950 g para o R452B 2000 g para o R454B.

Tabela 4.15 – Principais propriedades físicas do fluido N2

Propriedade	N2
Composição	R32(80)/R134a(14,95)/CO ₂ (5,05)
GWP	753,8
Peso molar [kg/kmol]	59,09
Normal Boiling Point [°C]	-57,15
Temperatura crítica [°C]	78,74
ρ_l ^a [kg/m ³]	997,9
h_{fg} ^e [kJ/kg]	363,5
c_{pl} ^b [KJ/Kg K]	1,852
c_{pv} ^c [KJ/Kg K]	0,8433
Q_{VOL} ^f [kj/kg]	6393

^a ρ_l = densidade do líquido à 21,1°C e x = 0

^b c_{pl} = Calor específico a pressão constante do líquido à 21,1°C e x = 0

^c c_{pv} = Calor específico a pressão constante do vapor à 21,1°C e 1 atm

^e h_{fg} = Entalpia de vaporização (NBP)

^f Q_{VOL} = Capacidade de refrigeração volumétrica à 0°C, SA = SR = 0 K

^f Fonte: EES e CoolProp

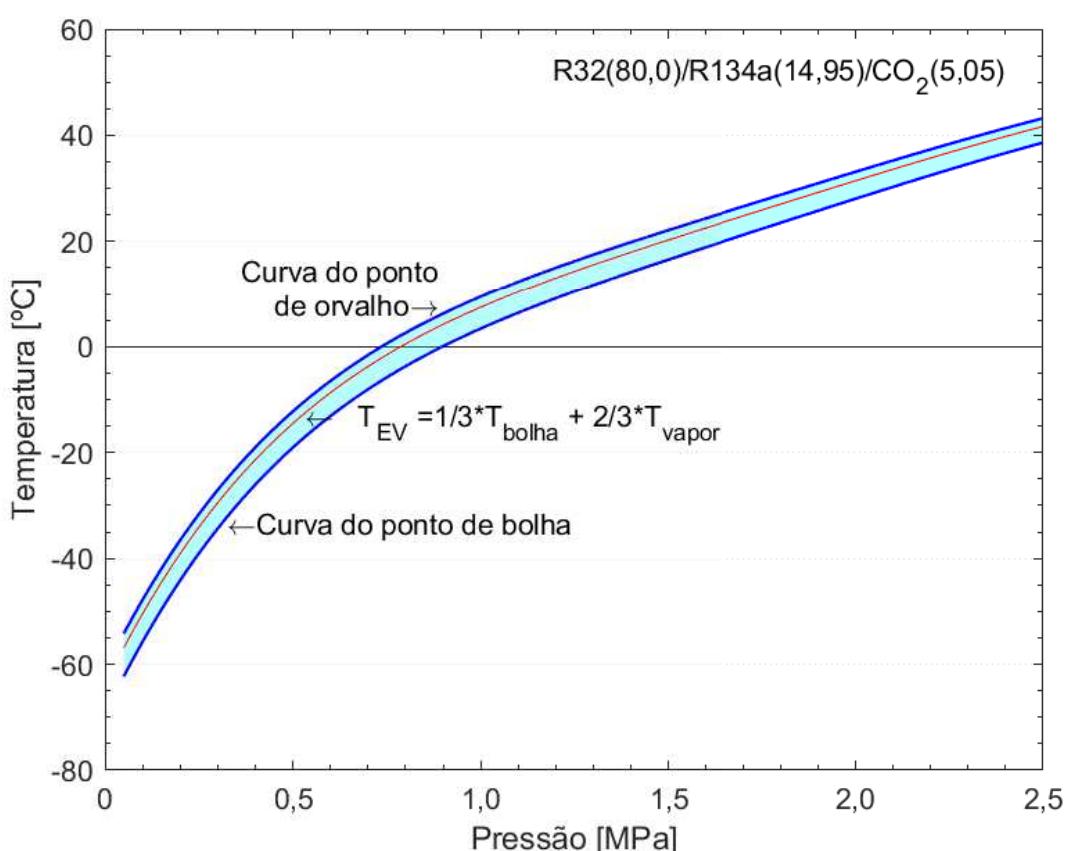


Figura 4.22 – Temperatura e pressão de saturação para o fluidos N2. fonte: EES e CoolProp. Destaque para a temperatura de evaporação definida

Na Fig. 4.23 pode-se observar que a curva de saturação do fluido N2 apresenta perfil similar ao R32 e R410A, destacando que a introdução do CO₂ e R134a não provoca desvio considerável. Importante ressaltar que curva PxT não deve ser considerada uma imposição para novos fluidos, haja visto que os equipamentos de refrigeração podem, conforme evoluem, se adaptar às novas faixas de pressão, permitindo otimizar os resultados em diferentes condições de pressão.

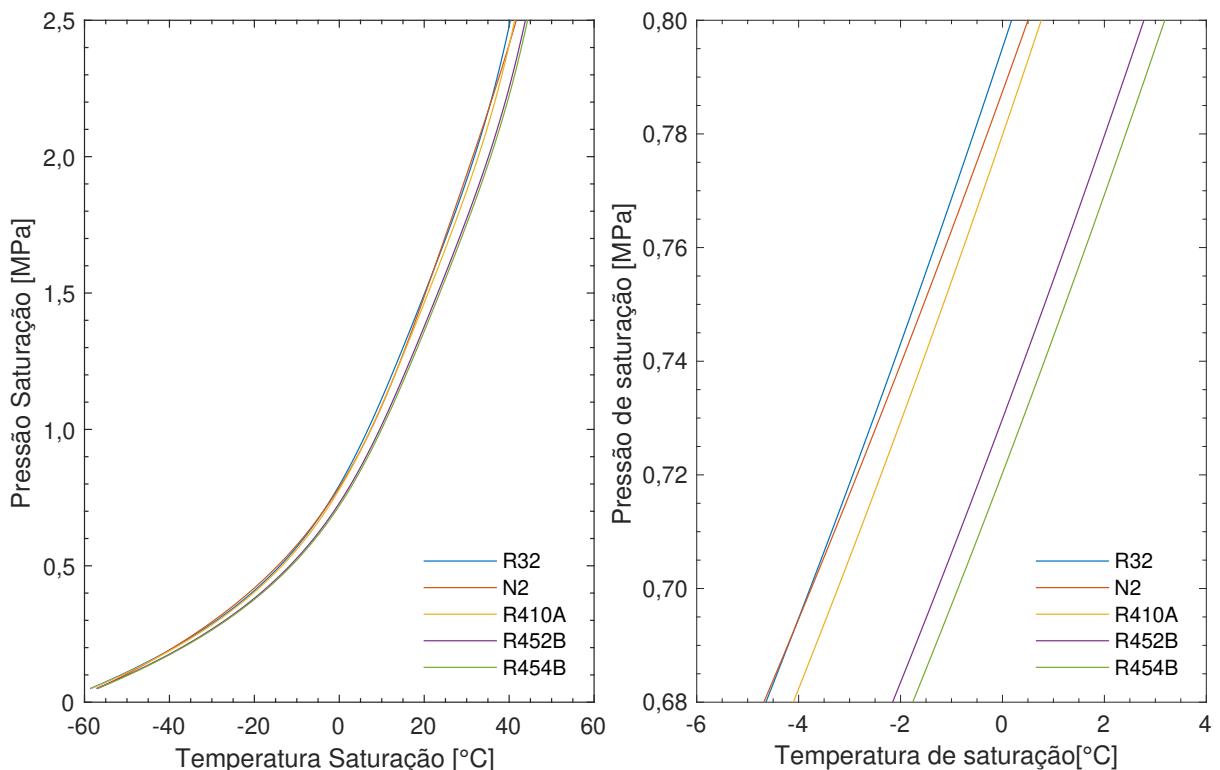


Figura 4.23 – Gráfico da pressão e temperatura de saturação para os fluidos do conjunto 2, fonte: EES e CoolProp

Cabe destacar que o fluido N2 é a alternativa estudada nesse trabalho com maior percentual de fluido não inflamável (20%). Os fluidos R32 e R454B são compostos totalmente por fluidos inflamáveis, enquanto o R452B possui 7% de R125. A Fig. 4.24 apresenta a curva de pressão e entalpia para o fluido N2, utilizando os resultados do ESS e CoolProp.

4.3.2 Comparação dos resultados - C2

Os dados dos testes do segundo conjunto são apresentados no Anexo II de forma detalhada.

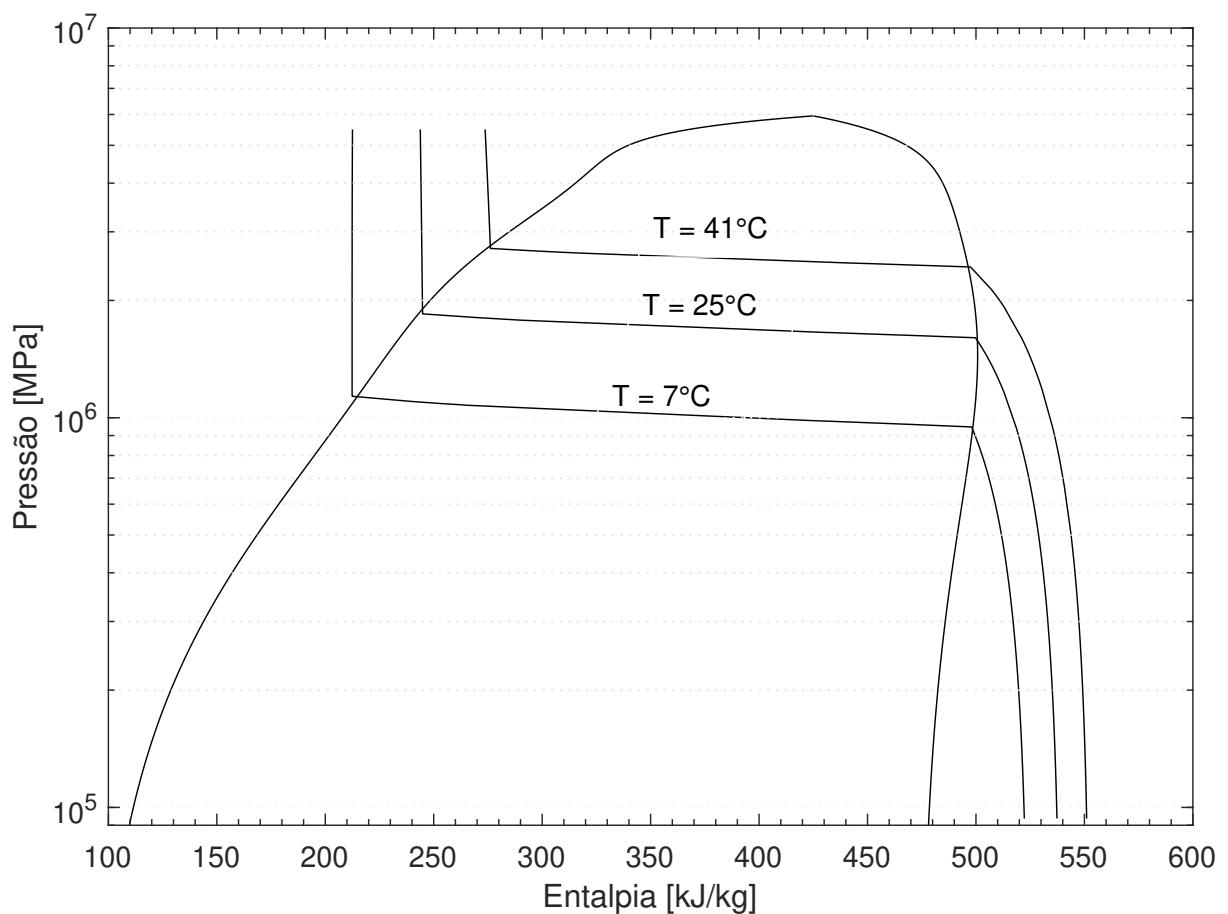


Figura 4.24 – Gráfico da pressão e entalpia para o fluido N2. fonte: EES e CoolProp

Pela análise comparativa dos resultados, se observa que a temperatura de descarga dos fluidos apresentam valores próximos, com o R32 superior aos outros fluidos, conforme apresentado na Fig.4.25. O N2 apresentou uma redução da T_2 em $3,5^\circ\text{C}$ em média comparado ao R32, mas temperaturas superiores aos outros fluidos alternativos. Essa característica pode ser relacionado com a maior porcentagem de R32 na sua composição.

A comparação dos resultados do R32 nos dois conjuntos de testes apresenta uma diferença média menor que 1%, podendo ser considerado pequeno para experimentos realizados em diferentes períodos. Percebe-se também que a utilização / desgaste do compressor pouco afetou na eficiência do equipamento, de forma a alterar o resultado consideravelmente. Para os fluidos R452B e R454B a variação da capacidade de refrigeração foi maior (média de -3,71% e -2,26%, respectivamente). Essa variação está relacionada com a formulação da T_{EV} , visto que para o segundo conjunto houve alteração no cálculo, como também a massa de refrigerante no sistema.

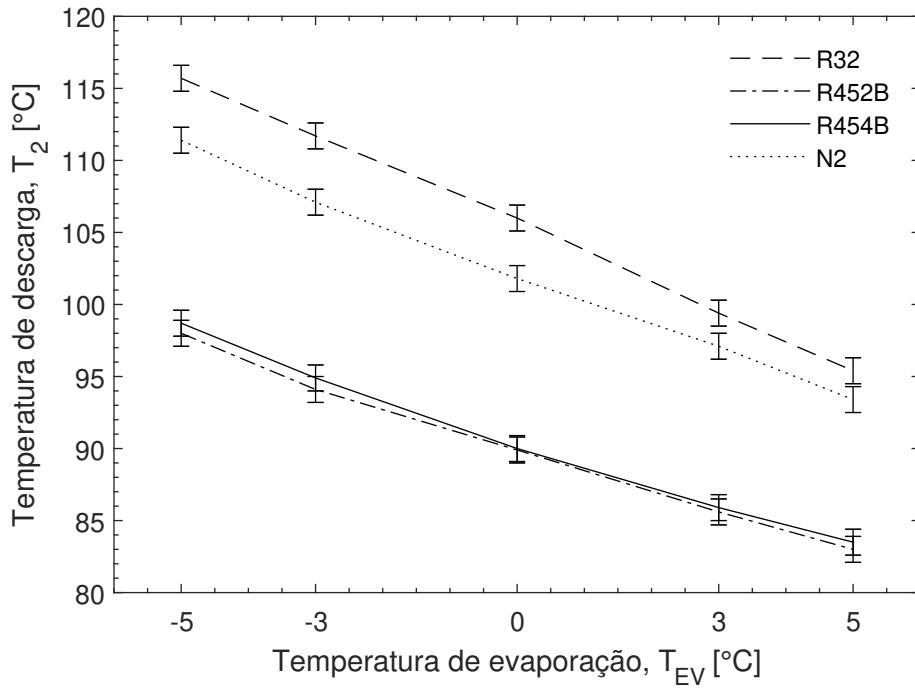


Figura 4.25 – Temperatura de descarga para os fluidos do conjunto 2, $f_{CP} = 60$ Hz

A Fig. 4.26 apresenta os resultados da capacidade de refrigeração para os fluidos. Na comparação dos resultados entre os fluidos do conjunto 2, se manteve a conclusão do conjunto 1, os fluidos alternativos R452B e 454B apresentaram desempenho inferior ao R32, -8,8% e -9,2% respectivamente, visto que o componentes dessas misturas possuem menores capacidades de refrigeração, conforme observado na Tab. 2.6. Por sua vez, o fluido N2 apresentou resultado símile ao R32 (fluido base do N2). A adição de R134a, foi compensada pela maior capacidade volumétrica do R744. Mesmo em uma proporção de um terço (em relação ao R134a), o CO₂ foi capaz de influenciar, de forma ao N2 apresentar uma capacidade de refrigeração, em média, 0,5% menor que o resultado obtido com o R32.

Com relação ao COP do sistema, os testes realizados com menor massa para os fluidos R452B e R454B apresentaram um COP superior ao R32, com pequena diferença em relação ao conjunto 1 de testes. Apesar da capacidade de refrigeração ter reduzido com menor carga (C2), o consumo de energia do compressor também reduziu ligeiramente. Essas diferenças são pequenas, ficando dentro da faixa de incerteza de medição na maioria dos casos. O fluido N2, apresentou um valor do COP ligeiramente inferior aos outros 3 fluidos, podendo

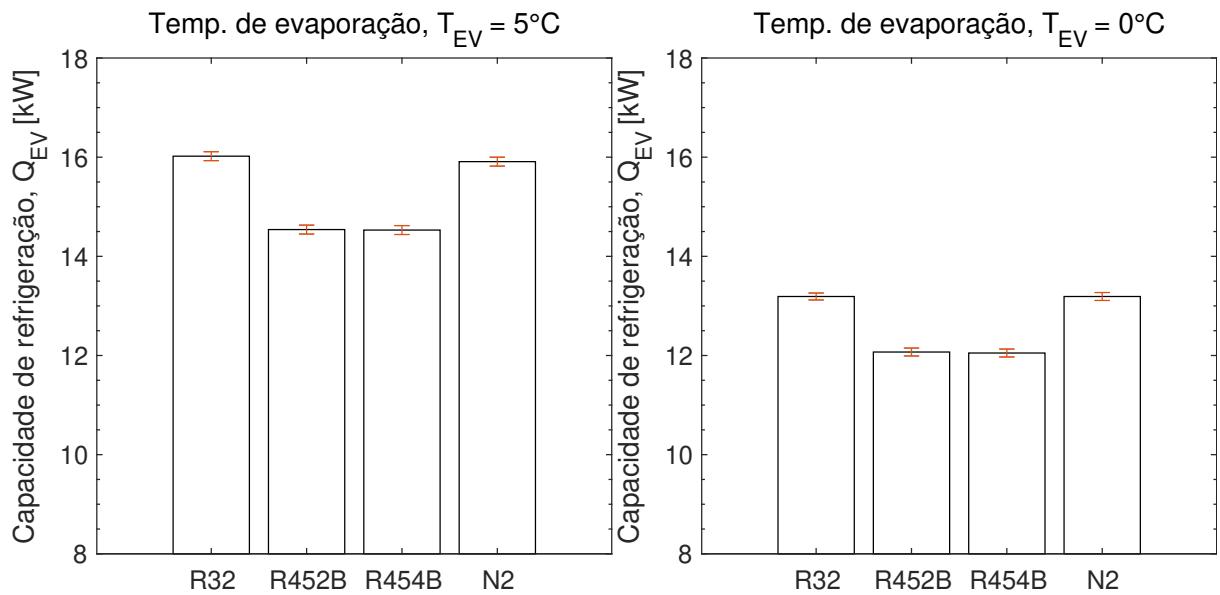


Figura 4.26 – Gráfico comparativo de Q_{EV} para $f = 60$ Hz, 2º conjunto

ser considerado semelhante, quando considerado a incerteza do valor. Para o segundo conjunto de testes, o R454B apresentou o melhor resultado entre os 4 fluidos testados na maior faixa de resultados, variando de posição com o R452B em alguns pontos.

O fluido N2, apesar de apresentar uma alta capacidade de refrigeração, exigiu maior consumo de energia do compressor, ocasionado entre outros, pela sua elevada pressão de descarga e maior relação de pressão. Enquanto os outros fluidos alternativos possuem relação de pressão de condensação e evaporação próximo de 2,67 ($T_{CD} = 41^{\circ}\text{C}$ e $T_{EV} = +5^{\circ}\text{C}$), o fluido N2 apresentou a maior relação, 2,71. Essa relação pode ser reduzida com a manipulação dos valores percentuais dos componentes R134a e CO₂ de forma a otimizarmos os resultados. A Fig. 4.27 apresenta o gráfico do COP em relação à T_{EV} para os fluidos testados no C2.

Assumindo a condição de fluido inflamável, pode-se realizar variações nas proporções dos componentes de N2 para melhorar o seu desempenho termodinâmico e ambiental. A Tab. 4.16 apresenta uma comparação das propriedades físicas dos fluidos testados e duas variações possíveis para o fluido proposto N2.

Utilizando-se dessas otimizações é possível obter com os mesmos componentes mas em proporções ligeiramente diferentes, um fluido com menor valor de glide, maior capacidade de refrigeração volumétrica, uma relação de pressão e GWP inferiores quando comparados às

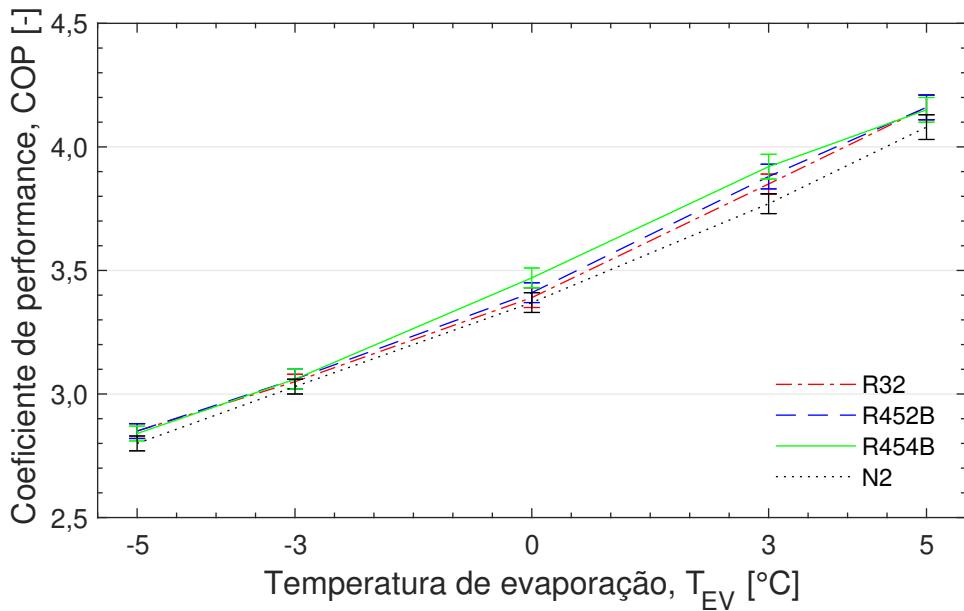


Figura 4.27 – Gráfico comparativo do COP para $f = 60$ Hz, 2º conjunto

Tabela 4.16 – Principais propriedades físicas para variações do fluido N2

Propriedade	N2 ^a	N2A ^b	N2B ^c	R32	R452B	R454B
GWP	753,8	716,8	708,4	675	676	467
Peso molar [kg/kmol]	59,09	56,62	55,7	52,02	63,5	62,6
Normal Boiling Point [°C]	-57,15	-57,29	-56,89	-51,66	-50,9	-50,73
Pressão Crítica [kPa]	5895	5948	-	5784	-	-
Temperatura crítica [°C]	78,74	78,05	94,47	78,11	75,7	77,0
ρ_l ^d [kg/m ³]	997,9	988,1	934,8	977	1010	1001
h_{fg} ^e [kJ/kg]	363,5	371,2	400	381,9	311,5	315,9
c_{pl} ^f [kJ/Kg K]	1,852	1,877	2,010	1,896	1,753	1,763
c_{pv} ^g [kJ/Kg K]	0,8433	0,8432	0,8421	0,8435	0,8538	0,8600
Q_{VOL} ^h [kJ/kg]	6393	6653	7123	6966	6283	6192
Glide [K], $T_{EV} = 5^\circ\text{C}$	6,2	5,3	3,2	0	1,2	1,5
P_2 [kPa]	2578	2638	2719	2539	2356	2330
\Pr^i [-]	2,72	2,69	2,66	2,67	2,67	2,67

^a R32(80)/R134a(14,95)/CO₂(5,05)

^b R32(85)/R134a(10)/CO₂(05)

^c R32(88)/R134a(08)/CO₂(04)

^d ρ_l = densidade do líquido à 21,1°C e x = 0

^e h_{fg} = Entalpia de vaporização (NBP)

^f c_{pl} = Calor específico a pressão constante do líquido à 21,1°C e x = 0

^g c_{pv} = Calor específico a pressão constante do vapor à 21,1°C e 1 atm

^h Q_{VOL} = Capacidade de refrigeração volumétrica à 0°C, SA = SR = 0 k

ⁱ \Pr = Relação das pressões de condensação e evaporação, $T_{EV} = 5^\circ\text{C}$ e $T_{CD} = 41^\circ\text{C}$

Fonte: EES e CoolProp

propriedades do fluido proposto N2. A limitação observada pela análise das propriedades será a maior pressão de condensação e, provavelmente a temperatura de descarga do compressor.

A análise do TEWI, utilizou os mesmos índices e localidades apresentados na análise do conjunto 1. A Fig. 4.28 apresenta a comparação dos resultados do conjunto 2.

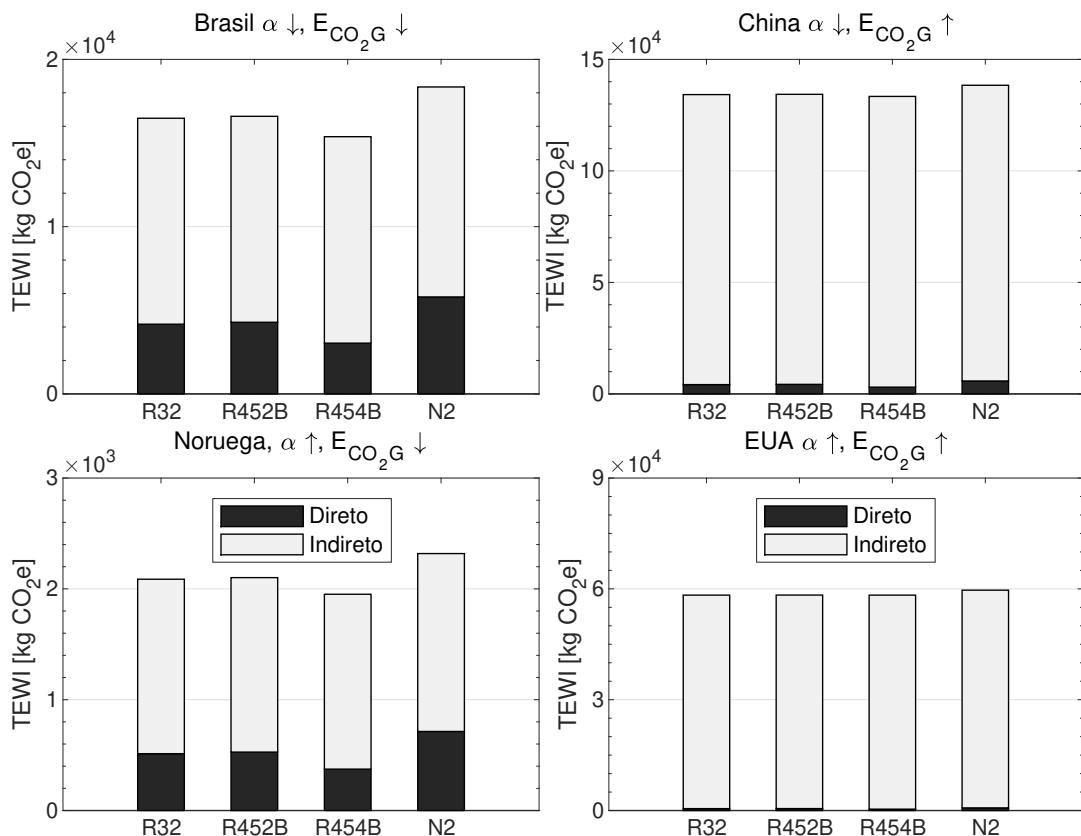


Figura 4.28 – Gráfico comparativo do TEWI, conjunto 2

Tabela 4.17 – Resultados do sistema de refrigeração utilizados para cálculo do TEWI ^a, conjunto 2

	<i>Nº horas</i> ^b	<i>Q_{EV}</i> [kW]	COP [-]	<i>E_{annual}</i> [kWh/ano]
R32	8,00	16,02	4,16	11245
R452B	8,81	14,54	4,16	11245
R454B	8,82	14,53	4,15	11272
N2	8,06	15,91	4,08	11465

^a Características para f = 60 Hz e $T_{EV} = 5^\circ\text{C}$

^b Número de horas de operação diária

Os dados de capacidade de refrigeração, COP e massa de refrigerante foram atualizados com os resultados do segundo conjunto de testes e são apresentados na Tab. 4.17. Devido ao seu menor GWP, o R454B apresentou o melhor resultado nos casos onde o E_{CO_2G}

possui valores mais baixos, fazendo assim com que a parcela de emissão direta seja mais considerável no TEWI total. Nas localidades onde a produção de energia elétrica acarreta em maior geração de CO₂, a parcela do TEWI proveniente da emissão direta torna-se menos importante. Desta forma, a componente da emissão indireta praticamente determina o resultado final da avaliação do TEWI. Como os quatro fluidos apresentaram valores de COP similares, o impacto total causado pelo sistema de refrigeração é próximo para todos os fluidos. Em países onde o percentual de recuperação do fluido ao final de vida útil é elevada e as perdas de fluido refrigerante por vazamentos são baixas, característica encontrada de forma mais frequente em países desenvolvidos, a parcela de emissão direta é ainda menos significante e a diferenciação entre os fluidos se torna menor.

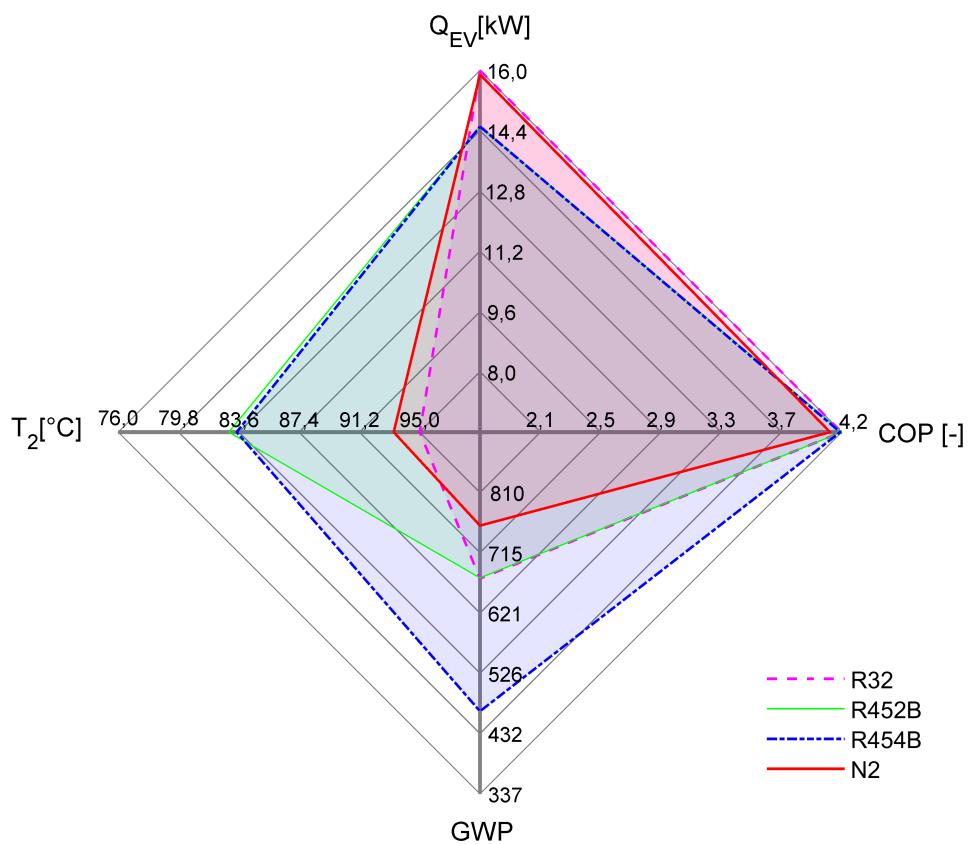


Figura 4.29 – Comparativo entre os resultados do segundo conjunto de testes

A Fig. 4.29 apresenta o resultado final comparativo dos fluidos testados no segundo conjunto de testes. A maior área projetada para o R454B sugere melhores resultados mas essa análise deve ser realizada em conjunto com a ponderação de qual eixo é mais importante.

CAPÍTULO V

CONCLUSÕES E TRABALHOS FUTUROS

5.1 Conclusões

A necessidade do desenvolvimento de um fluido alternativo ao R410A que reduza o impacto ao meio ambiente, mais especificamente no efeito estufa, motivou o início dessa pesquisa e orientou os trabalhos durante toda sua evolução. Desde que o R410A teve sua utilização intensificada, sabe-se da necessidade de identificar um substituto. Desta forma vários outros trabalhos tem sido desenvolvido.

Os resultados obtidos durante o progresso da pesquisa nos permitiram analisar quais os fluidos possuem as melhores características para substituir o fluido R410A de forma a reduzir o impacto dos sistemas de refrigeração ao meio ambiente. Durante o primeiro conjunto de testes foi realizado o mapeamento do fluido base R410A e posteriormente os testes experimentais dos fluidos alternativos.

Para esse trabalho foram selecionados os fluidos mais citados na revisão bibliográfica. O R32 sozinho ou como componente está fortemente relacionado com o desenvolvimento do próximo fluido alternativo.

Durante os testes do conjunto 1, percebe-se que o R410A ainda apresenta os melhores resultados em relação a capacidade de refrigeração, COP e principalmente quando avaliado a temperatura de descarga do compressor. A maior faixa de operação também requer des-

taque para o R410A, uma vez que os fluidos alternativos apresentaram elevada temperatura de descarga para T_{EV} inferiores a -10°C. Para que os fluidos alternativos ampliem a área de trabalho, será necessário desenvolvimento de novos processos ou tecnologia para redução da temperatura de descarga, como por exemplo a redução no superaquecimento, haja visto os melhores controles atuais. A utilização de óleos lubrificantes para refrigeração com maior temperatura de operação também é uma opção que pode permitir essa ampliação da faixa de trabalho.

O R32 foi o único fluido que apresentou resultado superior ao R410A, porém apenas para a capacidade de refrigeração. Coeficiente de performance, consumo de energia elétrica, temperatura de descarga, vazão mássica, todos foram inferiores. Os fluidos R452B e R454B também apresentaram desempenho inferior ao R410A, porém, trazem como vantagem em relação ao R32 a temperatura de descarga menor, devido principalmente à maior vazão mássica desses fluidos em relação ao R32 e um COP ligeiramente superior em algumas condições de teste. Em comparação com o R410A, a vazão mássica foi inferior e a temperatura de descarga mais elevada.

Entre os fluidos alternativos, o R32 apresentou a maior capacidade de refrigeração o que pode proporcionar menores equipamentos e menor massa de fluido refrigerante. A otimização dessa variável pode impactar positivamente na análise do TEWI.

Os fluidos R452 e R454 apresentam melhores resultados com relação ao consumo de energia no compressor e COP ligeiramente superior. Além da menor T_2 , já mencionada. O R454B possui a vantagem de dispor do menor GWP, importante propriedade para o fluido alternativo, principalmente nas localidades onde o impacto direto é mais relevante.

O fato do fluido R32 não ser uma mistura, facilita sua utilização devido a ausência de glide, similar os R410A que é um fluido quase-azeotrópico. As duas misturas avaliadas no conjunto 1 apresentam, mesmo que pequena uma temperatura de glide que pode provocar fracionamento do fluido.

Com relação aos riscos operacionais, todos os fluidos alternativos analisados apresentam restrições e requerem maiores cuidados quando comparados ao R410A. A adição do R1234yf nas misturas reduz a sua velocidade laminar de chama mas ainda assim, os fluidos

não podem ser classificados como A1. O fluido R452B apresenta a menor velocidade laminar de chama entre os fluidos testados pois possui uma porcentagem de fluido não inflamável em sua constituição.

O fluido N1 teve sua análise fortemente prejudicada devido a escolha das temperaturas de evaporação e condensação, de forma que a conclusão sobre o seu desempenho pela análise dos resultados é desapropriada. Vale apenas apontar a possibilidade de substituição do R32 por um hidrocarboneto como fluido base na busca de novas alternativas, mesmo em outra faixa de pressão.

Com relação ao impacto ambiental, a análise inverte e os três fluidos alternativos testados apresentam melhores resultados que o R410A em praticamente todos os cenários. O elevado GWP do R410A aumenta demasiadamente a componente do impacto direto nas localidades onde a matriz energética tem maior proporção de geração de energia por fontes renováveis (menor E_{CO_2G}). Localidades onde o impacto indireto é mais relevante, o seu melhor COP compensa o GWP (na análise realizada nesse trabalho), tornando seu desempenho similar aos fluidos alternativos. Cabe destaque nesta avaliação para o fluido R454B que possui um valor de GWP menor que os outros candidatos e desempenho ligeiramente superior (menor TEWI). Novas etapas de otimização da massa ideal podem melhorar mais os resultados dos fluidos alternativos.

O segundo conjunto de testes abre uma nova oportunidade de fluido alternativo. A utilização do CO₂ como componente na mistura, mesmo que em pequenas proporções, apresentou uma melhoria nos resultados do fluido proposto N2. A utilização do CO₂ havia ocorrido no primeiro fluido proposto N1, porém de forma desbalanceada, produzindo uma temperatura de glide elevada. A maior observação da curva de saturação e ponto normal de ebulação resultou em uma mistura mais equilibrada, de forma que o glide apresentou valor muito inferior ao N1, dentro da faixa de glide verificado em outros fluidos refrigerantes comerciais.

O fluido N2 apresentou resultados próximos aos outros fluidos refrigerantes com capacidade de refrigeração superior ao R452B e R454B, temperatura de descarga inferior ao R32 (porém superior ao fluidos R452B e R454B) e COP ligeiramente inferior aos outros fluidos, dentro da faixa de incerteza de medição. Com relação à análise do TEWI, o N2

apresenta resultados similares aos outros fluidos alternativos para todos os cenários. Pode-se ainda verificar que as maiores capacidades de refrigeração dos fluidos R32 e N2, mesmo que em pequenas proporção, torna possível a redução dos equipamentos de refrigeração e a carga de refrigerante. Além de reduzir o TEWI, a diminuição da massa de refrigerante no equipamento de ar condicionado é muito importante em operação com fluidos inflamáveis. Os testes realizados com menor massa de refrigerante mantiveram o COP dos fluidos R452B e R454B, e reduziram o impacto ambiental direto quando comparado com o primeiro conjunto de testes. O R454B novamente apresentou o menor impacto ambiental entre os fluidos testados.

Como mencionado durante a etapa de resultados, vale destacar que o fluido N2 apresenta a maior proporção de fluidos não inflamáveis (20%) entre os fluidos refrigerante experimentados (exceção ao R410A e N1). Esse fluido possui quase 3 vezes mais fluidos não inflamáveis que o R452B (7% de R125). Apenas esse parâmetro não é suficiente para considerá-lo mais seguro que os outros refrigerantes, testes como os descritos pela ASHRAE 34 são necessário para essa conclusão, porém se apresenta como uma alternativa quando se prioriza a segurança para operação. A substituição parcial do R32 por outro fluido, como por exemplo o próprio R1234yf pode reduzir ainda mais a inflamabilidade da mistura e permitir maiores proporções de outros fluido não inflamáveis, até a obtenção de um fluido A1.

5.2 Trabalhos futuros

As variações nas concentrações, como comentado anteriormente, proporciona um vasto campo para o desenvolvimento de futuros estudos no âmbito da refrigeração. Pode-se escolher duas direções claras, a primeira é a otimização em busca de um fluido com maior percentual de componentes não inflamáveis, na tentativa de se obter um fluido que seja classificado como A1. Outra direção possível é a variação dos componentes otimizando as suas propriedades termodinâmicas, resultando em melhor capacidade de refrigeração, consumo de EE, temperatura de descarga e COP. Em ambos os casos minimizando o impacto ambiental.

Uma outra possibilidade de trabalho futuro é aprimorar as premissas do primeiro fluido proposto (N1) onde se utilizou um hidrocarbonetos como componente. A substituição

do R600a pelo R1270, em teoria, produzirá um fluido com maior capacidade de refrigeração e um menor glide. Esse fluido pode operar em uma faixa de pressão diferente do R410A com compressores mais leves.

A utilização do LCCP para análise do impacto ambiental proporcionará uma investigação mais completa dos fluidos alternativos, visto que toda a cadeia produtiva, transporte e destinação final não são desconsiderados na análise do TEWI.

A se continuar com o R32 como base dos novos fluidos alternativas, o desenvolvimento de estudos e novas tecnologias para redução da temperatura de descarga do compressor será fortemente necessário. Trabalhos com óleos lubrificante de maior resistência térmica ou que possam auxiliar a dissipação de calor do fluido refrigerante, como a utilização de nanopartículas, podem abrir novas frentes para pesquisa.

Outra possibilidade é a otimização dos trocadores de calor para fluidos refrigerantes com maiores valores de glide, visto que essa particularidades de alguns fluidos refrigerantes é sempre mencionada nos trabalhos e pode colaborar na melhoria da eficiência energética e capacidade térmica. O desenvolvimento de equipamentos que reduzam o risco de fracionamento do fluido serão necessário caso ocorra a utilização de fluidos zeotrópicos.

Pode-se ainda verificar o fato dos fluidos alternativos ao R410A apresentarem flammabilidade, itens de segurança na operação e manutenção e redução da massa de refrigerante necessitarão de mais desenvolvimento. Nesse item, uma oportunidade pouco explorada é utilização de líquidos intermediários de forma a retirar os fluidos inflamáveis de dentro dos ambientes climatizados. Sistemas em cascata possuem propriedades particulares que podem substituir os fluidos de alto impacto ao meio ambiente associando fluidos inflamáveis com CO₂ ou outros fluidos.

O desenvolvimento de métodos de cálculo teóricos e computacionais para a determinação de inflamabilidade colaborarão na otimização de fluidos alternativos não inflamáveis. Vários trabalhos estão sendo desenvolvidos mas ainda necessitam de validações experimentais.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- ABBOT, J.; MAROHASY, J. The application of machine learning for evaluating anthropogenic versus natural climate change. **GeoResJ**, Elsevier Ltd, v. 14, p. 36–46, 2017. ISSN 22142428. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.asr.2013.07.039>>.
- ABDELAZIZ, O.; SHRESTHA, S.; MUNK, J.; LINKOUS, R.; GOETZLER, W.; GUERNSEY, M.; KASSUGA, T. **Alternative refrigerant evaluation for high-ambient-temperature environments: R-22 and R-410A alternatives for mini-split air conditioners**. Oak Ridge, 2015. Disponível em: <<https://doi.org/10.2172/1209213>>.
- ABDELAZIZ, O.; SHRESTHA, S.; SHEN, B.; ELATAR, A.; LINKOUS, R.; GOETZLER, W.; GUERNSEY, M.; BARGACH, Y. **Alternative refrigerant evaluation for environments: R-22 and R-410A alternatives for rooftop air conditioners**. [S.I.], 2016. Disponível em: <<https://doi.org/10.2172/1326522>>.
- AIR-CONDITIONING, HEATING, AND REFRIGERATION INSTITUTE. **AHRI low-GWP alternative refrigerants evaluation program (Low-GWP AREP)**. Arlington, 2015. 1–116 p.
- AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. **ANSI/ASHRAE Standard 34-2013 Designation and safety classification of refrigerants**. [S.I.], 2013. 1–46 p.
- ANDRESEN, U. C.; GARIMELLA, S.; MITRA, B.; JIANG, Y.; FRONK, B. M. Pressure drop during near-critical-pressure condensation of refrigerant blends. **International Journal of Refrigeration**, v. 59, p. 1–13, 2015. ISSN 01407007. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.07.016>>.
- ASSOCIATION OF EUROPEAN REFRIGERATION COMPONENT MANUFACTURERS. **Refrigerant glide and effect on performances declaration**. 2015. 1–11 p.
- BARVE, A.; CREMASCHI, L. Drop-in performance of low GWP refrigerants in a heat pump system for residential applications. **International Refrigeration and Air Conditioning Conference at Purdue**, v. 2197, 2012. Disponível em: <<http://docs.lib.purdue.edu/iracc/1211>>.
- BEER, J.; MENDE, W.; STELLMACHER, R. The role of the sun in climate forcing. **Quaternary Science Reviews**, v. 19, p. 403–415, 2000. Disponível em: <[https://doi.org/10.1016/S0277-3791\(99\)00072-4](https://doi.org/10.1016/S0277-3791(99)00072-4)>.
- BELL, I. H.; DOMANSKI, P. A.; MCLINDEN, M. O.; LINTERIS, G. T. The hunt for nonflammable refrigerant blends to replace R-134a. **International Journal of Refrigeration**, v. 104,

p. 484–495, 2019. ISSN 01407007. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.05.035>>.

BISWAS, A.; CREMASCHI, L. Performance and capacity comparison of two new LGWP refrigerants alternative to R410A in residential air conditioning applications. **International Refrigeration and Air conditioning conference**, v. 2196, n. 1210, 2012. Disponível em: <<http://docs.lib.purdue.edu/iracc/1210>>.

BITZER KUHLMASCHINENBAU GMBH. **Refrigerant report 20**. [S.I.], 2018. 44 p.

BLATZ, N.; BROUGHTON, J.; POULSEN, R. D.; LEGAY, T. **Retrofit and high glide refrigerants**. [S.I.], 2016.

BURNS, L.; CHEN, C. **System drop-in tests of refrigerant blends ARM-71a, DR-5A (R-454B), HPR2A, L-41-1 (R-446A), L-41-2 (R-447A) in a R-410A split system heat pump**. Indianapolis, IN, 2015.

CAI, B.; OTTINGER, D. A. **Refinement to the 2006 IPCC Guidelines for National Greenhouse Gas Inventories**. [S.I.], 2019. Industrial, n. Chapter 1.

CALLEJA-ANTA, D.; NEBOT-ANDRÉS, L.; CATALÁN-GIL, J.; SÁNCHEZ, D.; CABELLO, R.; LLOPIS, R. Thermodynamic screening of alternative refrigerants for R290 and R600a. **Results in Engineering**, v. 5, 2020. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.rineng.2019.100081>>.

CALM, J. M. Options and outlook for chiller refrigerants. **International Journal of Refrigeration**, v. 25, n. 6, p. 705–715, 2002. Disponível em: <[https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(01\)00068-8](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(01)00068-8)>.

CHEN, W. A comparative study on the performance and environmental characteristics of R410A and R22 residential air conditioners. **Applied Thermal Engineering**, v. 28, p. 1–7, 2008. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2007.07.018>>.

CHEN, X.; YANG, J.; LIU, C.; CHEN, J. Heating performance comparison of R410A and its substitutions in air-to-water heat pumps with vapor injection. **International Journal of Refrigeration**, Elsevier Ltd, v. 96, p. 78–87, 2018. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.09.007>>.

COMISSÃO EUROPÉIA. Regulamento (UE) No 517/2014 do Parlamento Europeu e do Conselho de 16 de abril de 2014 relativo aos gases fluorados com efeito de estufa e que revoga o Regulamento (CE) n.º 842/2006. **Jornal Oficial da União Europeia**, p. 195–230, 2014.

CORBERÁN, J. M.; MARTÍNEZ-GALVÁN, I.; MARTÍNEZ-BALLESTER, S.; GONZÁLVEZ-MACIÁ, J.; ROYO-PASTOR, R. Influence of the source and sink temperatures on the optimal refrigerant charge of a water-to-water heat pump. **International Journal of Refrigeration**, v. 34, p. 881–892, 2011. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.01.009>>.

CORBERÁN, J. M.; MARTÍNEZ, I. O.; GONZÁLVEZ, J. Charge optimisation study of a reversible water-to-water propane heat pump. **International Journal of Refrigeration**, v. 31, p. 716–726, 2008. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.12.011>>.

- CROWLEY, T. J. Causes of Climate Change Over the Past 1000 Years. **Science**, v. 289, p. 270–277, 2000. Disponível em: <<https://doi.org/10.1126/science.289.5477.270>>.
- DERGACHEV, V. A.; RASPOPOV, O. M. Reconstruction of the Earth's surface temperature based on data of deep boreholes, global warming in the last millennium, and long-term solar cyclicity. Part 1. Experimental data. **Geomagnetism and Aeronomy**, v. 50, n. 3, p. 383–392, 2010. ISSN 00167932. Disponível em: <<https://doi.org/10.1134/S0016793210030138>>.
- DEVOTTA, S.; WAGHMARE, A. V.; SAWANT, N. N.; DOMKUNDWAR, B. M. Alternatives to HCFC-22 for air conditioners. **Applied Thermal Engineering**, v. 21, p. 703–715, 2001. Disponível em: <[https://doi.org/10.1016/S1359-4311\(00\)00079-X](https://doi.org/10.1016/S1359-4311(00)00079-X)>.
- DONAIRE, D. A internalização da gestão ambiental na empresa. **Revista de Administração**, São Paulo, v. 31, n. 1, p. 44–51, 1996.
- DOWNEY, T.; PROCTOR, J. What can 13,000 air conditioners tell us? **ACEEE Summer Study on Energy Efficiency in Building**, v. 1, p. 53–68, 2002.
- Emerson Climate Technologies. **Application engineering bulletin AE4-1331 R7**. 2015. 1–18 p.
- EUROPEAN ENVIRONMENT AGENCY. **Annual European Union greenhouse gas inventory 1990 2017 and inventory report 2019**. [S.I.], 2019. 962 p.
- EUROPEAN PARLIAMENT AND THE COUNCIL OF THE EUROPEAN UNION. Regulation (EC) No 2037/2000 of the European Parliament and of the Council of 29 June 2000 on substances that deplete the ozone layer. **Official Journal of the European Union**, n. 244, p. 1–24, 2000.
- EUROPEAN PARLIAMENT AND THE COUNCIL OF THE EUROPEAN UNION. Directive 2006/40/EC Of The European Parliament and Of The Council of 17 May 2006 relating to emissions from air-conditioning systems in motor vehicles and amending Council Directive 70/156/EEC. **Official Journal of the European Union**, n. 161, p. 12–18, 2006.
- F-Chart Software. **Engineering Equation Solve**, v. 9.944-3D, 2015.
- FREE, M.; ROBOCK, A. Global warming in the context of the Little Ice Age. **Jurnal of Geophysical Research**, v. 104, n. D16, p. 19057–19070, 1999. Disponível em: <<https://doi.org/10.1029/1999JD900233>>.
- FUJITAKA, A.; SHIMIZU, T.; SATO, S.; KAWABE, Y. Application of low global warming potential refrigerants for room air conditioner. **International Symposium on Next-generation Air Conditioning and Refrigeration Technology**, Tokyo, 2010.
- GARIMELLA, S.; MITRA, B.; ANDRESEN, U. C.; JIANG, Y.; FRONK, B. M. Heat transfer and pressure drop during supercritical cooling of HFC refrigerant blends. **International Journal of Heat and Mass Transfer**, v. 91, p. 477–493, 2015. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijheatmasstransfer.2015.07.024>>.
- HANNA, R.; ORTEGO, E.; ZOUGHAIB, A. **System drop-in test of refrigerants R32 , DR-5A , L-41-1 and L-41-2 in a water chiller**. Palaiseau, 2015.

HÖGBERG, M.; VAMLING, L.; BERNTSSON, T. Calculation methods for comparing the performance of pure and mixed working fluids in heat pump applications. **International Journal of Refrigeration**, v. 16, n. 6, p. 403–413, 1993. Disponível em: <[https://doi.org/10.1016/0140-7007\(93\)90057-F](https://doi.org/10.1016/0140-7007(93)90057-F)>.

HU, X.; WEI, H. Experimental investigation of laminar flame speeds of propane in O₂/CO₂ atmosphere and kinetic simulation. **Fuel**, v. 268, n. 117347, 2020. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.fuel.2020.117347>>.

HU, X.; ZHANG, Z.; YAO, Y.; WANG, Q. Experimental analysis on refrigerant charge optimization for cold storage unit. **Procedia Engineering**, v. 205, p. 1108–1114, 2017. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.proeng.2017.10.179>>.

HUGHES, H. M.; DULANEY, W. P.; BROUSSARD, R. L. A refrigerant producer's experience in manufacturing zeotropic blends. **International Refrigeration and Air Conditioning Conference**, n. 308, p. 101–106, 1996. Disponível em: <<https://docs.lib.psu.edu/iracc/308/>>.

HUNDY, G.; VITTA, R. Compressor performance definition for refrigerants with glide. **International Refrigeration and Air Conditioning Conference**, v. 510, p. 415–424, 2000. Disponível em: <<https://docs.lib.psu.edu/iracc/510/>>.

INTERGOVERNMENTAL PANEL ON CLIMATE CHANGE. **Safeguarding the ozone layer and the global climate system: Issues related to hydrofluorocarbons and perfluorocarbons**. [S.I.], 2005.

INTERGOVERNMENTAL PANEL ON CLIMATE CHANGE. **2006 IPCC guidelines for national greenhouse gas inventories**. Hayama, 2006. v. 1.

INTERGOVERNMENTAL PANEL ON CLIMATE CHANGE. **Climate change 2007: The physical science basis. Contribution of working group I to the fourth assessment report of the Intergovernmental Panel on Climate Change**. Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA., 2007. 996 p.

INTERGOVERNMENTAL PANEL ON CLIMATE CHANGE. **Climate change 2013: The physical Science basis. Contribution of working group I to the fifth assessment report of the Intergovernmental Panel on Climate Change**. Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA.: Cambridge University Press, 2013.

INTERGOVERNMENTAL PANEL ON CLIMATE CHANGE. **Climate change 2014: Mitigation of climate change. Contribution of working group III to the fifth assessment report of the Intergovernmental Panel on Climate Change**. Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA.: Cambridge University Press, 2015. Disponível em: <<https://doi.org/10.1017/CBO9781107415416>>.

INTERGOVERNMENTAL PANEL ON CLIMATE CHANGE. Refinement to the 2006 IPCC guidelines for national greenhouse gas inventories. In: **IPCC Guidelines for National Greenhouse Gas Inventories**. [S.I.], 2019. v. 3: Industrial Processes and Product Use (IPPU), cap. 7.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **CO2 emissions from fuel combustion highlights.** Paris, 2013. 158 p.

INTERNATIONAL INSTITUTE FOR SUSTAINABLE DEVELOPMENT. **Workshop on HFC management | Highlights for friday.** [S.I.], 2014. 1–6 p.

KAZAKOV, A.; MCLINDEN, M. O.; FRENKEL, M. Computational design of new refrigerant fluids based on environmental, safety, and thermodynamic characteristics. **Industrial and Engineering Chemistry Research (IEC)**, v. 51, n. 38, p. 12537–12548, 2012. Disponível em: <<https://doi.org/10.1021/ie3016126>>.

KIM, M. S.; MULROY, W. J.; DIDION, D. A. Performance evaluation of two azeotropic refrigerant mixtures of HFC-134a with R-290 (Propane) and R-600a (Isobutane). **Journal of Energy Resources Technology**, v. 116, p. 148–154, 1994. Disponível em: <<https://doi.org/10.1115/1.2906020>>.

KIM, W.; BRAUN, J. E. Impacts of refrigerant charge on air conditioner and heat pump performance. **International Refrigeration and Air Conditioning Conference**, n. 1122, 2010. ISSN 01407007. Disponível em: <<https://docs.lib.purdue.edu/iracc/1122/>>.

LEAN, J.; BEER, J.; BRADLEY, R. Reconstruction of solar irradiance since 1610 : Implications for climate change. **Geophysical Research Letters**, v. 22, n. 23, p. 3195–3198, 1995. Disponível em: <<https://doi.org/10.1029/95GL03093>>.

LECK, T. J. New high performance, low GWP refrigerants for stationary AC and refrigeration. **International Refrigeration and Air Conditioning Conference**, n. 1032, 2010. Disponível em: <<http://docs.lib.purdue.edu/iracc/1032>>.

LI, Z.; JIANG, H.; CHEN, X.; LIANG, K. Optimal refrigerant charge and energy efficiency of an oil-free refrigeration system using R134a. **Applied Thermal Engineering**, v. 164, n. 114473, 2020. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.114473>>.

LIM, H.-G.; YEH, S.-W.; KIM, J.-W.; PARK, R. J. Contributions of solar and greenhouse gases forcing during the present warm period. **Meteorology and Atmospheric Physics**, v. 126, n. October, p. 71–79, 2014. Disponível em: <<https://doi.org/10.1007/s00703-014-0324-6>>.

Linde Gases Division. **Guide to updated EU f-gas regulation (517/2014).** Pullach, 2014. 1–32 p.

LIU, Q.; LI, Y.; GAO, W.; ZHANG, K.; HUANG, L.; BI, M. Hazard evaluation of R32/R1234ze(E) cloud explosion. **International Journal of Refrigeration**, v. 111, p. 159–167, 2020. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.11.025>>.

MAKHNATCH, P.; KHODABANDEH, R. The role of environmental metrics (GWP, TEWI, LCCP) in the selection of low GWP refrigerant. **Energy Procedia**, Taipei, v. 61, p. 2460–2463, 2014. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.egypro.2014.12.023>>.

MCLINDEN, M. O.; KAZAKOV, A. F.; BROWN, J. S.; DOMANSKI, P. A. A thermodynamic analysis of refrigerants: Possibilities and tradeoffs for Low-GWP refrigerants. **International Journal of Refrigeration**, v. 38, p. 80–92, 2014. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2013.09.032>>.

MCLINDEN, M. O.; RADERMACHER, R. Methods for comparing the performance of pure and mixed refrigerants in the vapour compression cycle. **International Journal of Refrigeration**, v. 10, n. 6, p. 318–325, 1987. Disponível em: <[https://doi.org/10.1016/0140-7007\(87\)90117-4](https://doi.org/10.1016/0140-7007(87)90117-4)>.

MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE. **Plano Nacional de Eliminação de CFCs, Relatório 2007**. [S.I.], 2007.

MOTA-BABILONI, A.; NAVARRO-ESBRÍ, J.; BARRAGÁN, Á.; MOLÉS, F.; PERIS, B. Theoretical comparison of low GWP alternatives for different refrigeration configurations taking R404A as baseline. **International Journal of Refrigeration**, v. 44, p. 81–90, 2014. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.04.015>>.

MOTA-BABILONI, A.; NAVARRO-ESBRÍ, J.; BARRAGÁN-CERVERA, Á.; MOLÉS, F.; PERIS, B. Analysis based on EU Regulation No 517/2014 of new HFC/HFO mixtures as alternatives of high GWP refrigerants in refrigeration and HVAC systems. **International Journal of Refrigeration**, v. 52, p. 21–31, 2015. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.12.021>>.

OGURTSOV, M.; LINDHOLM, M.; JALKANEN, R.; VERETENENKO, S. V. New evidence of solar variation in temperature proxies from Northern Fennoscandia. **Advances in Space Research**, COSPAR, v. 52, n. 9, p. 1647–1654, 2013. ISSN 02731177. Disponível em: <<http://dx.doi.org/10.1016/j.asr.2013.07.039>>.

OLIVIER, J. G. J.; SCHURE, K. M.; PETERS, J. A. H. W. **Trends in global CO₂ and total greenhouse gas emissions: 2017 Report**. [S.I.], 2017.

PARDO, P.; CHARBONNIER, L.; MONDOT, M. Evaluation of R-410A refrigerant alternatives in a residential reversible air to water heat pump. **International Refrigeration and Air conditioning conference**, Purdue University, v. 2103, n. 1604, p. 1–6, 2016. Disponível em: <<https://docs.lib.purdue.edu/iracc/1604>>.

PARK, Y. C.; KIM, Y.; CHO, H. Thermodynamic analysis on the performance of a variable speed scroll compressor with refrigerant injection. **International Journal of Refrigeration**, v. 25, p. 1072–1082, 2002. Disponível em: <[https://doi.org/10.1016/S0140-7007\(02\)00007-5](https://doi.org/10.1016/S0140-7007(02)00007-5)>.

PHAM, H. M.; RAJENDRAN, R. R32 and HFOs as low-GWP refrigerants for air conditioning. **International Refrigeration and Air Conditioning Conference**, n. 1235, p. 1–10, 2012. Disponível em: <<https://docs.lib.purdue.edu/iracc/1235>>.

RITCHIE, H. Ozone layer. **Our World in Data**, 2018. Acessado em maio de 2020. Disponível em: <<https://ourworldindata.org/ozone-layer>>.

SCHULTZ, K. Performance of R410A and R22 alternative lower GWP refrigerants in a small (~5 RT) water chiller. **ASHRAE Transactions 120.1**, p. 1–11, 2014. Disponível em: <<https://docs.lib.purdue.edu/iracc/1462>>.

SHEN, B.; ABDELAZIZ, O.; LIU DAHL, L. Assessment of DR-55 as a drop-in replacement for R-410A. **International Refrigeration and Air Conditioning Conference**, United States, n. 1708, 2016. Disponível em: <<https://docs.lib.purdue.edu/iracc/1708>>.

The Chemours Company. **Chemours Refrigerant Expert**, v. 1.0, 2016.

The Chemours Company. **Opteon XL41 (R454B) - Informações do produto**. [S.I.], 2016.

The Chemours Company. **Opteon XL55 (R452B) - Informações do produto**. [S.I.], 2016.

TIAN, Q.; CAI, D.; REN, L.; TANG, W.; XIE, Y.; HE, G.; LIU, F. An experimental investigation of refrigerant mixture R32/R290 as drop-in replacement for HFC410A in household air conditioners. **International Journal of Refrigeration**, v. 57, p. 216–228, 2015. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.05.005>>.

TORRELLA, E.; CABELLO, R.; SÁNCHEZ, D.; LARUMBE, J. A.; LLOPIS, R. On-site study of HCFC-22 substitution for HFC non-azeotropic blends (R417A, R422D) on a water chiller of a centralized HVAC system. **Energy and Buildings**, v. 42, n. 9, p. 1561–1566, 2010. ISSN 03787788. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.enbuild.2010.04.001>>.

UNITED NATIONS. **Report of the Conference of the Parties on its twenty-first session, held in Paris from 30 November to 13 December 2015 - Part two: Action taken by the Conference of the Parties at its twenty-first session**. [S.I.], 2016. 36 p.

UNITED NATIONS. **Report of the Twenty-Eighth Meeting of the Parties to the Montreal Protocol on substances that deplete the ozone layer**. Kigali, 2016. 72 p.

UNITED NATIONS ENVIRONMENT PROGRAMME. **Legislative and policy options to control hydrofluorocarbons**. [S.I.], 2018.

UNITED NATIONS ENVIRONMENT PROGRAMME AND TECHNOLOGY AND ECONOMIC ASSESSMENT PANEL. **The implications to the Montreal Protocol of the inclusion of HFCs and PFCs in the Kyoto Protocol**. [S.I.], 1999. 204 p.

USELTON, D.; CRAWFORD, T. **System drop-in test of R-32 and refrigerant blends ARM-71a, HPR2A, L-41-2 and DR-5A in a five-ton R-410A rooftop packaged unit**. Carrollton, 2015.

VJACHESLAV, N.; ROZHENTSEV, A.; WANG, C. C. Rationally based model for evaluating the optimal refrigerant mass charge in refrigerating machines. **Energy Conversion and Management**, v. 42, p. 2083–2095, 2001. Disponível em: <[https://doi.org/10.1016/S0196-8904\(00\)00164-3](https://doi.org/10.1016/S0196-8904(00)00164-3)>.

WANG, X.; AMRANE, K. AHRI low global warming potential alternative refrigerants evaluation program (Low-GWP AREP) Summary of phase II testing results. **International Refrigeration and Air Conditioning Conference**, v. 2064, n. 1586, 2016.

WESTRA, D. G. COP improvement of refrigerator / freezers, air-conditioners, and heat pumps using nonazeotropic refrigerant mixtures. In: **The Third National Technology Transfer Conference and Exposition**. [S.I.: s.n.], 1993. v. 2, p. 164–173.

WU, X.; YANG, Z.; WANG, X.; LIN, Y. Experimental and theoretical study on the influence of temperature and humidity on the flammability limits of ethylene (R1150). **Energy**, v. 52, p. 185–191, 2013. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.energy.2013.01.042>>.

YOOBI-IDRISSI, M.; BONJOUR, J. The effect of oil in refrigeration: Current research issues and critical review of thermodynamic aspects. **International Journal of Refrigeration**, v. 31, p. 165–179, 2008. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.09.006>>.

YOOBI-IDRISSI, M.; BONJOUR, J.; TERRIER, M. F.; MARVILLET, C.; MEUNIER, F. Oil presence in an evapoator: experimental validation of a refrigerant/oil mixture enthalpy calculation model. **International Journal of Refrigeration**, v. 27, p. 215–224, 2004. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2003.11.001>>.

ZHAI, R.; YANG, Z.; FENG, B.; LV, Z.; ZHAO, W.; CHEN, Y. Research on miscibility performances of refrigerants with mineral lubricating oils. **Applied Thermal Engineering**, v. 159, n. 113811, 2019. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2019.113811>>.

ZHAO, L.; ZENG, W.; YUAN, Z. Reduction of potential greenhouse gas emissions of room air-conditioner refrigerants: A life cycle carbon footprint analysis. **Journal of Cleaner Production**, v. 100, p. 262–268, 2015. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2015.03.063>>.

ZHAO, Y.; BIN, L.; HAIBO, Z. Experimental study of the inert effect of R134a and R227ea on explosion limits of the flammable refrigerants. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 28, p. 557–563, 2004. Disponível em: <<https://doi.org/10.1016/j.expthermflusci.2003.06.005>>.

ANEXO I

6.1 RESULTADOS DOS TESTES PARA DETERMINAÇÃO DA MASSA IDEAL R410A E R32

Tabela 6.1 – Resultados obtidos nos teste de determinação da massa ideal, $T_{EV} = 5^\circ\text{C}$, $T_{CD} = 41^\circ\text{C}$, fluido R410A e $F_{CP} = 60 \text{ Hz}$

m [g]	T_1 [°C]	T_2 [°C]	T_3 [°C]	T_{SA} [°C]	T_{SR} [°C]	P_1 [kPa]	P_2 [kPa]	\dot{m} [kg/s]	W_{CP} [kW]	Q_{EV} [kW]	COP
1850	14,8±0,5	74,4±0,9	34,5±0,6	9,9±0,8	6,5±0,9	931,5±19	2486±40	86,00±0,13	3,66±0,04	15,30±0,11	4,18±0,05
1950	14,9±0,5	74,4±0,9	34,0±0,6	9,8±0,8	7,1±0,9	935,1±19	2490±40	86,62±0,13	3,65±0,04	15,49±0,11	4,24±0,05
2050	15,0±0,5	74,5±0,9	32,3±0,6	10,0±0,8	8,7±0,9	933,3±19	2485±40	86,50±0,13	3,65±0,04	15,74±0,11	4,31±0,05
2150	14,7±0,5	74,4±0,9	30,9±0,6	9,7±0,8	10,1±0,9	932±19	2484±40	86,29±0,13	3,67±0,04	15,89±0,11	4,33±0,05
2250	14,9±0,5	74,6±0,9	30,5±0,6	10,0±0,8	10,5±0,9	929,8±19	2484±40	85,95±0,13	3,63±0,04	15,91±0,11	4,38±0,05
2350	14,9±0,5	74,9±0,9	30,6±0,6	9,8±0,8	10,5±0,9	934,8±19	2492±40	86,03±0,13	3,65±0,04	15,90±0,11	4,36±0,05
2450	14,9±0,5	74,5±0,9	30,6±0,6	9,9±0,8	10,4±0,9	933,8±19	2485±40	86,02±0,13	3,61±0,04	15,90±0,11	4,40±0,05
2550	14,9±0,5	74,4±0,9	30,4±0,6	9,9±0,8	10,7±0,9	934,5±19	2489±40	85,97±0,13	3,59±0,04	15,92±0,11	4,43±0,05
2650	15,0±0,5	74,4±0,9	30,5±0,6	10,1±0,8	10,4±0,9	931±19	2481±40	85,79±0,13	3,59±0,04	15,89±0,11	4,43±0,05
2750	15,0±0,5	74,5±0,9	30,3±0,6	10,0±0,8	10,6±0,9	932,6±19	2478±40	85,64±0,13	3,61±0,04	15,89±0,11	4,40±0,05
2850	14,9±0,5	74,3±0,9	30,4±0,6	9,8±0,8	10,7±0,9	935,4±19	2491±40	86,16±0,13	3,62±0,04	15,95±0,11	4,41±0,05
2950	15,0±0,5	74,1±0,9	30,6±0,6	9,9±0,8	10,3±0,9	934,8±19	2481±40	86,14±0,13	3,61±0,04	15,93±0,11	4,41±0,05
3050	14,9±0,5	74,1±0,9	30,7±0,6	9,9±0,8	10,2±0,9	933,5±19	2482±40	86,43±0,13	3,62±0,04	15,96±0,11	4,41±0,05
3150	14,9±0,5	75,1±0,9	29,7±0,6	9,8±0,8	12,1±0,9	934,9±19	2531±40	86,54±0,13	3,65±0,04	16,13±0,11	4,42±0,05
3250	14,9±0,5	75,1±0,9	29,7±0,6	9,8±0,8	12,0±0,9	935,1±19	2528±40	86,48±0,13	3,65±0,04	16,12±0,11	4,42±0,05

m: Massa de refrigerante no sistema

A_{VEE} : Grau de abertura da VEE

T_1 : Tpt de sucção do compressor

T_2 : Tpt de descarga do compressor

T_3 : Tpt de saída do condensador

\dot{m} : Vazão mássica de refrigerante

P_1 : Pressão de descarga do compressor

P_2 : Pressão de sucção do compressor

W_{CP} : Potência do compressor

T_{SA} : Grau de superaquecimento

T_{SR} : Grau de subresfriamento

Tabela 6.2 – Resultados obtidos nos teste de determinação da massa ideal, $T_{EV} = 1^{\circ}\text{C}$, $T_{CD} = 41^{\circ}\text{C}$, fluido R410A e $F_{CP} = 60 \text{ Hz}$

m [g]	T_1 [°C]	T_2 [°C]	T_3 [°C]	T_{SA} [°C]	T_{SR} [°C]	P_1 [kPa]	P_2 [kPa]	\dot{m} [kg/s]	W_{CP} [kW]	Q_{EV} [kW]	COP
1850	10,9±0,5	78,1±0,9	31,9±0,6	9,8±0,9	9,1±0,9	824,9±19	2483±40	74,79±0,11	3,67±0,04	13,54±0,10	3,69±0,05
1950	11,1±0,5	78,3±0,9	31,3±0,6	10,0±0,9	9,7±0,9	825±19	2484±40	75,04±0,11	3,68±0,04	13,68±0,10	3,72±0,05
2050	11,0±0,5	78,2±0,9	29,9±0,6	10,1±0,9	11,0±0,9	822,5±19	2483±40	74,76±0,11	3,65±0,04	13,81±0,10	3,79±0,05
2150	10,9±0,5	78,5±0,9	29,4±0,6	10,0±0,9	11,6±0,9	822,8±19	2485±40	74,59±0,11	3,70±0,04	13,84±0,10	3,74±0,05
2250	10,9±0,5	78,3±0,9	29,4±0,6	9,9±0,9	11,6±0,9	824,5±19	2485±40	74,68±0,11	3,69±0,04	13,85±0,10	3,76±0,05
2350	10,9±0,5	78,7±0,9	29,4±0,6	9,9±0,9	11,7±0,9	825,3±19	2487±40	74,42±0,11	3,63±0,04	13,81±0,10	3,81±0,05
2450	10,9±0,5	78,1±0,9	29,1±0,6	9,9±0,9	11,9±0,9	825,4±19	2483±40	74,67±0,11	3,57±0,04	13,89±0,10	3,89±0,05
2550	11,0±0,5	78,0±0,9	29,1±0,6	10,0±0,9	11,6±0,9	823,8±19	2471±40	74,10±0,11	3,54±0,04	13,79±0,10	3,89±0,05
2650	10,9±0,5	78,3±0,9	29,2±0,6	10,0±0,9	11,8±0,9	823±19	2486±40	74,40±0,11	3,57±0,04	13,83±0,10	3,88±0,05
2750	11,0±0,5	78,3±0,9	29,1±0,6	10,0±0,9	11,9±0,9	823,3±19	2485±40	74,34±0,11	3,56±0,04	13,83±0,10	3,89±0,05
2850	11,0±0,5	78,3±0,9	29,3±0,6	10,0±0,9	11,7±0,9	822,1±19	2485±40	74,45±0,11	3,64±0,04	13,84±0,10	3,81±0,05
2950	10,9±0,5	78,3±0,9	29,3±0,6	10,0±0,9	11,7±0,9	821,7±19	2485±40	74,45±0,11	3,64±0,04	13,83±0,10	3,80±0,05
3050	10,9±0,5	77,8±0,9	30,0±0,6	9,9±0,9	10,9±0,9	824±19	2479±40	74,77±0,11	3,59±0,04	13,80±0,10	3,84±0,05
3150	10,7±0,5	77,8±0,9	29,1±0,6	9,7±0,9	11,9±0,9	824,4±19	2485±40	74,95±0,11	3,62±0,04	13,93±0,10	3,85±0,05
3250	10,7±0,5	77,9±0,9	29,4±0,6	9,7±0,9	11,5±0,9	824,6±19	2480±40	74,83±0,11	3,61±0,04	13,86±0,10	3,85±0,05

Tabela 6.3 – Resultados obtidos nos teste de determinação da massa ideal com $T_{EV} = 5^{\circ}\text{C}$, $T_{CD} = 41^{\circ}\text{C}$, fluido R32 e $F_{CP} = 60 \text{ Hz}$

m [g]	T_1 [°C]	T_2 [°C]	T_3 [°C]	T_{SA} [°C]	T_{SR} [°C]	P_1 [kPa]	P_2 [kPa]	\dot{m} [kg/s]	W_{CP} [kW]	Q_{EV} [kW]	COP
1600	15,0±0,5	96,8±0,9	32,9±0,6	10,0±0,8	8,1±0,9	952±19	2539±40	58,34±0,09	3,89±0,04	15,61±0,09	4,01±0,05
1700	15,0±0,5	97,2±0,9	31,5±0,6	10,1±0,8	9,5±0,9	950±19	2538±40	58,10±0,09	3,85±0,04	15,72±0,09	4,08±0,05
1800	15,0±0,5	97,3±0,9	31,3±0,6	10,1±0,8	9,8±0,9	950±19	2545±40	58,22±0,09	3,84±0,04	15,77±0,09	4,10±0,05
1900	15,0±0,5	97,1±0,9	31,0±0,6	10,0±0,8	10,1±0,9	951±19	2546±40	58,23±0,09	3,83±0,04	15,81±0,09	4,13±0,05
2000	15,1±0,5	96,9±0,9	31,2±0,6	10,0±0,8	9,9±0,9	954±19	2543±40	58,50±0,09	3,90±0,04	15,86±0,09	4,07±0,05
2100	15,0±0,5	96,4±0,9	31,2±0,6	10,0±0,8	9,9±0,9	950±19	2544±40	58,51±0,09	3,91±0,04	15,86±0,09	4,05±0,05
2200	15,0±0,5	96,9±0,9	31,2±0,6	10,1±0,8	9,8±0,9	950±19	2537±40	58,36±0,09	3,93±0,04	15,82±0,09	4,03±0,05
2300	15,0±0,5	96,7±0,9	31,3±0,6	10,0±0,8	9,7±0,9	950±19	2542±40	58,41±0,09	3,92±0,04	15,82±0,09	4,04±0,05
2400	15,0±0,5	97,9±0,9	31,3±0,6	10,0±0,8	10,3±0,9	951±19	2575±40	58,34±0,09	3,94±0,04	15,80±0,09	4,01±0,05

Tabela 6.4 – Resultados obtidos nos teste de determinação da massa ideal com $T_{EV} = 1^{\circ}\text{C}$, $T_{CD} = 41^{\circ}\text{C}$, fluido R32 e $F_{CP} = 60 \text{ Hz}$

m [g]	T_1 [°C]	T_2 [°C]	T_3 [°C]	T_{SA} [°C]	T_{SR} [°C]	P_1 [kPa]	P_2 [kPa]	\dot{m} [kg/s]	W_{CP} [kW]	Q_{EV} [kW]	COP
1600	10,9±0,5	104,0±0,9	32,4±0,6	9,9±0,9	8,5±0,9	839±19	2530±40	50,43±0,08	3,91±0,04	13,49±0,08	3,45±0,04
1700	11,0±0,5	104,3±0,9	30,2±0,6	10,1±0,9	10,8±0,9	838±19	2538±40	50,34±0,08	3,83±0,04	13,70±0,08	3,57±0,04
1800	11,0±0,5	104,3±0,9	30,1±0,6	10,0±0,9	10,9±0,9	839±19	2540±40	50,42±0,08	3,82±0,04	13,73±0,08	3,59±0,04
1900	11,0±0,5	104,4±0,9	30,2±0,6	10,1±0,9	10,9±0,9	838±19	2543±40	50,36±0,08	3,87±0,04	13,70±0,08	3,54±0,04
2000	10,9±0,5	104,2±0,9	30,9±0,6	10,1±0,9	10,0±0,9	835±19	2534±40	50,23±0,08	3,94±0,04	13,60±0,08	3,45±0,04
2100	11,0±0,5	104,6±0,9	30,8±0,6	10,1±0,9	10,2±0,9	838±19	2542±40	50,34±0,08	3,93±0,04	13,64±0,08	3,47±0,04
2200	11,0±0,5	104,1±0,9	31,1±0,6	10,0±0,9	9,9±0,9	840±19	2538±40	50,55±0,08	3,93±0,04	13,66±0,08	3,48±0,04
2300	11,0±0,5	104,3±0,9	30,9±0,6	10,0±0,9	10,2±0,9	839±19	2543±40	50,47±0,08	3,92±0,04	13,66±0,08	3,49±0,04
2400	10,9±0,5	103,9±0,9	30,5±0,6	9,9±0,9	10,4±0,9	840±19	2533±40	50,57±0,08	3,83±0,04	13,72±0,08	3,58±0,04

6.2 RESULTADOS DOS TESTES DE MAPEAMENTO DESEMPENHO DOS FLUIDOS REFRIGERANTES

Tabela 6.5 – Resultados obtidos nos teste de mapeamento, R410A, $m = 2550$ g, C1

f [Hz]	T_{EV} [°C]	T_{CD} [°C]	T_1 [°C]	T_2 [°C]	T_3 [°C]	P_1 [kPa]	P_2 [kPa]	\dot{m} [kg/s]	W_{CP} [kW]	Q_{EV} [kW]	COP
40	-5,0±0,8	40,7±0,7	5,0±0,5	94,8±0,9	27,3±0,6	678,6±19	2470±40	36,31±0,05	2,59±0,03	6,79±0,05	2,62±0,03
40	-2,9±0,8	41,0±0,7	7,1±0,5	93,8±0,9	27,2±0,6	726,4±19	2485±40	39,10±0,06	2,60±0,03	7,35±0,05	2,83±0,03
40	0,2±0,7	41,0±0,7	10,0±0,5	87,7±0,9	27,8±0,6	802,1±19	2488±40	44,39±0,07	2,63±0,03	8,34±0,06	3,18±0,04
40	3,1±0,7	40,9±0,7	13,0±0,5	83,0±0,9	28,8±0,6	879,3±19	2478±40	49,57±0,07	2,52±0,03	9,29±0,06	3,68±0,04
40	4,9±0,7	41,0±0,7	14,9±0,5	81,1±0,9	28,8±0,6	931,4±19	2486±40	53,01±0,08	2,59±0,03	9,97±0,07	3,84±0,05
50	-5,1±0,8	41,0±0,7	5,0±0,5	91,8±0,9	27,5±0,6	676,5±19	2487±40	47,33±0,07	3,05±0,03	8,83±0,06	2,89±0,04
50	-3,0±0,8	40,9±0,7	7,1±0,5	88,1±0,9	27,2±0,6	725±19	2480±40	51,48±0,08	2,98±0,03	9,68±0,07	3,24±0,04
50	-0,0±0,7	40,9±0,7	9,9±0,5	83,7±0,9	27,8±0,6	798±19	2478±40	57,72±0,09	3,06±0,03	10,84±0,07	3,55±0,04
50	3,0±0,7	41,0±0,7	13,0±0,5	80,4±0,9	28,2±0,6	876,6±19	2483±40	64,17±0,10	2,99±0,03	12,09±0,08	4,04±0,05
50	5,1±0,7	40,9±0,7	15,0±0,5	77,9±0,9	28,9±0,6	935,4±19	2480±40	69,16±0,10	3,02±0,03	13,00±0,09	4,31±0,05
60	-4,9±0,8	40,9±0,7	5,0±0,5	88,2±0,9	27,5±0,6	679,9±19	2479±40	59,50±0,09	3,58±0,04	11,10±0,08	3,10±0,04
60	-2,9±0,8	41,0±0,7	7,0±0,5	85,2±0,9	28,0±0,6	726,3±19	2484±40	64,34±0,10	3,63±0,04	11,99±0,08	3,31±0,04
60	0,0±0,7	40,9±0,7	10,0±0,5	81,5±0,9	28,8±0,6	798,2±19	2480±40	71,69±0,11	3,66±0,04	13,36±0,09	3,66±0,04
60	3,1±0,7	41,0±0,7	13,0±0,5	78,7±0,9	30,1±0,6	879,6±19	2485±40	79,19±0,12	3,59±0,04	14,65±0,10	4,08±0,05
60	5,0±0,7	41,0±0,7	14,7±0,5	76,4±0,9	30,3±0,6	934,4±19	2488±40	85,53±0,13	3,59±0,04	15,83±0,11	4,41±0,05

Tabela 6.6 – Resultados obtidos nos teste de mapeamento, R32, m = 1900 g, C1

f [Hz]	T_{EV} [°C]	T_{CD} [°C]	T_1 [°C]	T_2 [°C]	T_3 [°C]	P_1 [kPa]	P_2 [kPa]	\dot{m} [kg/s]	W_{CP} [kW]	Q_{EV} [kW]	COP
40	-4,9±0,8	40,5±0,7	5,1±0,5	130,2±0,9	28,2±0,6	693±19	2507±40	24,02±0,04	2,93±0,03	6,59±0,04	2,25±0,03
40	-3,0±0,8	40,7±0,7	7,0±0,5	127,8±0,9	28,6±0,6	737±19	2521±40	25,57±0,04	2,79±0,03	7,01±0,04	2,51±0,03
40	-0,0±0,7	40,8±0,7	10,1±0,5	116,3±0,9	29,1±0,6	813±19	2527±40	29,44±0,04	2,80±0,03	8,07±0,04	2,88±0,03
40	3,0±0,7	40,8±0,7	13,1±0,5	108,2±0,9	30,0±0,6	894±19	2528±40	32,97±0,05	2,73±0,03	9,00±0,05	3,29±0,04
40	5,1±0,6	40,9±0,7	15,0±0,5	102,2±0,9	30,2±0,6	953±19	2532±40	35,81±0,05	2,74±0,03	9,78±0,05	3,57±0,04
50	-5,1±0,8	41,1±0,6	5,1±0,5	121,1±0,9	29,5±0,6	689±19	2545±40	32,66±0,05	3,25±0,03	8,88±0,05	2,73±0,03
50	-3,0±0,8	41,0±0,7	7,1±0,5	114,9±0,9	30,0±0,6	738±19	2537±40	35,37±0,05	3,22±0,03	9,60±0,05	2,98±0,03
50	0,0±0,7	40,9±0,7	9,9±0,5	108,3±0,9	30,4±0,6	814±19	2535±40	39,61±0,06	3,29±0,03	10,74±0,06	3,27±0,04
50	3,0±0,7	41,0±0,6	13,1±0,5	102,2±0,9	31,0±0,6	894±19	2542±40	44,33±0,07	3,26±0,03	12,02±0,07	3,69±0,04
50	5,0±0,6	41,0±0,7	15,0±0,5	97,4±0,9	31,0±0,6	952±19	2537±40	47,95±0,07	3,19±0,03	13,02±0,07	4,07±0,05
60	-5,0±0,8	40,9±0,7	5,0±0,5	115,8±0,9	29,7±0,6	691±19	2536±40	40,78±0,06	3,91±0,04	11,06±0,06	2,83±0,03
60	-3,0±0,8	40,9±0,7	7,1±0,5	110,6±0,9	30,3±0,6	739±19	2531±40	44,22±0,07	3,81±0,04	11,97±0,07	3,14±0,04
60	-0,0±0,7	41,0±0,7	9,9±0,5	104,5±0,9	30,7±0,6	813±19	2539±40	49,59±0,07	3,81±0,04	13,42±0,07	3,52±0,04
60	3,0±0,7	40,9±0,7	13,1±0,5	99,0±0,9	31,3±0,6	895±19	2536±40	54,95±0,08	3,89±0,04	14,86±0,08	3,82±0,04
60	5,0±0,6	41,1±0,6	15,0±0,5	95,6±0,9	31,5±0,6	951±19	2546±40	59,03±0,09	3,90±0,04	15,97±0,09	4,10±0,05

Tabela 6.7 – Resultados obtidos nos teste de mapeamento, R452B, m = 2380 g, C1

f [Hz]	T_{EV} [°C]	T_{CD} [°C]	T_1 [°C]	T_2 [°C]	T_3 [°C]	P_1 [kPa]	P_2 [kPa]	\dot{m} [kg/s]	W_{CP} [kW]	Q_{EV} [kW]	COP
40	-5,2±0,9	40,8±0,7	5,0±0,5	101,5±0,9	30,5±06	641±19	2347±40	29,32±0,04	2,67±0,03	6,22±0,04	2,33±0,03
40	-3,1±0,8	41,0±0,7	7,0±0,5	103,1±0,9	29,3±06	687±19	2355±40	31,39±0,05	2,69±0,03	6,76±0,04	2,51±0,03
40	-0,2±0,8	41,1±0,7	10,1±0,5	98,5±0,9	31,2±06	757±19	2359±40	35,16±0,05	2,67±0,03	7,49±0,05	2,80±0,03
40	3,0±0,7	41,0±0,7	13,0±0,5	92,2±0,9	30,8±06	834±19	2356±40	36,64±0,05	2,64±0,03	8,55±0,05	3,24±0,04
40	5,1±0,7	41,0±0,7	15,0±0,5	86,6±0,9	30,2±06	889±19	2356±40	43,46±0,07	2,59±0,03	9,41±0,06	3,63±0,04
50	-5,1±0,9	41,0±0,7	5,0±0,5	102,2±0,9	30,7±06	643±19	2355±40	38,72±0,06	3,15±0,03	8,20±0,05	2,60±0,03
50	-3,0±0,8	41,0±0,7	6,9±0,5	97,7±0,9	31,0±06	688±19	2355±40	42,14±0,06	3,14±0,03	8,94±0,06	2,85±0,03
50	0,1±0,8	41,0±0,7	10,0±0,5	89,5±0,9	30,0±06	761±19	2355±40	48,42±0,07	3,12±0,03	10,42±0,07	3,34±0,04
50	3,0±0,7	41,0±0,7	13,0±0,5	86,1±0,9	30,4±06	834±19	2355±40	53,69±0,08	3,11±0,03	11,56±0,07	3,72±0,04
50	5,0±0,7	41,0±0,7	15,0±0,5	83,6±0,9	30,6±06	888±19	2357±40	57,55±0,09	3,06±0,03	12,42±0,08	4,05±0,05
60	-5,0±0,9	41,0±0,7	5,0±0,5	98,1±0,9	30,7±06	645±19	2356±40	48,38±0,07	3,68±0,04	10,25±0,07	2,78±0,03
60	-3,0±0,8	41,0±0,7	7,1±0,5	93,7±0,9	30,7±06	690±19	2353±40	52,90±0,08	3,68±0,04	11,25±0,07	3,06±0,04
60	0,0±0,8	41,0±0,7	9,9±0,5	89,4±0,9	31,0±06	759±19	2354±40	59,06±0,09	3,66±0,04	12,59±0,08	3,44±0,04
60	3,0±0,7	41,0±0,7	13,1±0,5	85,4±0,9	31,3±06	834±19	2355±40	65,68±0,10	3,64±0,04	14,05±0,09	3,86±0,05
60	4,9±0,7	41,0±0,7	14,6±0,5	81,7±0,9	31,6±06	886±19	2355±40	70,69±0,11	3,62±0,04	15,09±0,10	4,17±0,05

Tabela 6.8 – Resultados obtidos nos teste de mapeamento, R454B, $m = 2357$ g, C1

f [Hz]	T_{EV} [°C]	T_{CD} [°C]	T_1 [°C]	T_2 [°C]	T_3 [°C]	P_1 [kPa]	P_2 [kPa]	\dot{m} [kg/s]	W_{CP} [kW]	Q_{EV} [kW]	COP
40	-4,9±0,9	41,0±0,7	4,9±0,5	108,5±0,9	31,9±06	641±19	2328±40	28,29±0,04	2,69±0,03	6,03±0,04	2,24±0,03
40	-2,8±0,9	41,0±0,7	7,0±0,5	103,3±0,9	31,9±06	687±19	2329±40	30,91±0,05	2,67±0,03	6,61±0,04	2,48±0,03
40	0,0±0,8	41,0±0,7	10,1±0,5	97,1±0,9	31,9±06	751±19	2330±40	34,71±0,05	2,62±0,03	7,47±0,05	2,85±0,03
40	3,0±0,7	41,0±0,7	13,0±0,5	92,6±0,9	31,1±06	826±19	2331±40	38,74±0,06	2,61±0,03	8,43±0,05	3,24±0,04
40	5,0±0,7	41,0±0,7	15,0±0,5	89,2±0,9	31,4±06	878±19	2329±40	41,66±0,06	2,58±0,03	9,08±0,06	3,52±0,04
50	-5,0±0,9	41,0±0,7	5,1±0,5	101,1±0,9	29,9±06	639±19	2330±40	38,07±0,06	3,13±0,03	8,26±0,05	2,64±0,03
50	-3,1±0,9	41,0±0,7	6,9±0,5	97,6±0,9	31,3±06	681±19	2329±40	41,28±0,06	3,13±0,03	8,88±0,06	2,84±0,03
50	0,1±0,8	41,0±0,7	10,2±0,5	92,0±0,9	30,9±06	754±19	2329±40	46,53±0,07	3,10±0,03	10,11±0,06	3,26±0,04
50	2,9±0,7	41,0±0,7	13,1±0,5	88,1±0,9	30,7±06	823±19	2329±40	51,08±0,08	3,07±0,03	11,18±0,07	3,65±0,04
50	4,9±0,7	41,0±0,7	15,1±0,5	85,2±0,9	31,2±06	876±19	2330±40	55,20±0,08	3,06±0,03	12,07±0,08	3,94±0,05
60	-5,0±0,9	41,0±0,7	5,0±0,5	98,7±0,9	32,1±06	638±19	2329±40	47,47±0,07	3,65±0,04	10,11±0,07	2,77±0,03
60	-3,1±0,9	41,0±0,7	7,0±0,5	95,4±0,9	31,1±06	681±19	2329±40	51,48±0,08	3,66±0,04	11,10±0,07	3,04±0,04
60	0,0±0,8	40,9±0,7	10,2±0,5	90,2±0,9	33,1±06	750±19	2326±40	57,01±0,09	3,62±0,04	12,16±0,08	3,36±0,04
60	3,0±0,7	41,0±0,7	12,8±0,5	86,0±0,9	30,9±06	826±19	2330±40	63,65±0,10	3,61±0,04	13,87±0,09	3,85±0,05
60	5,0±0,7	41,0±0,7	15,1±0,5	83,8±0,9	31,2±06	878±19	2331±40	67,87±0,10	3,58±0,04	14,82±0,09	4,14±0,05

6.3 RESULTADOS DOS TESTES ADICIONAIS

Tabela 6.9 – Resultados obtidos nos teste de variação da T_{CD} , fluido R410A, massa = 2550 g e f = 50 Hz

A_{VEE} [%]	T_{EV} [°C]	T_{CD} [°C]	T_1 [°C]	T_2 [°C]	T_3 [°C]	P_1 [kPa]	P_2 [kPa]	\dot{m} [kg/s]	W_{CP} [kW]	Q_{EV} [kW]	COP
47,9	5,2±0,7	38,3±0,7	14,8±0,5	73,1±0,9	29,5±0,6	938±19	2329±40	70,65±0,11	2,88±0,03	13,18±0,09	4,58±0,06
47,5	5,1±0,7	38,9±0,7	14,8±0,5	74,2±0,9	29,5±0,6	935±19	2363±40	70,42±0,11	2,89±0,03	13,14±0,09	4,56±0,06
47,5	5,1±0,7	39,9±0,7	14,9±0,5	75,7±0,9	29,6±0,6	936±19	2420±40	70,24±0,11	2,94±0,03	13,09±0,09	4,45±0,05
46,0	5,1±0,7	40,9±0,7	14,9±0,5	77,1±0,9	29,9±0,6	935±19	2478±40	70,06±0,11	3,03±0,03	13,04±0,09	4,31±0,05

ANEXO II

7.1 RESULTADOS DO SEGUNDO CONJUNTO DE TESTES

Tabela 7.10 – Resultados obtidos nos teste de mapeamento, R32, $m = 1900 \text{ g}$, $F_{CP} = 60 \text{ Hz}$, C2

T_{EV} [°C]	T_{CD} [°C]	T_1 [°C]	T_2 [°C]	T_3 [°C]	P_1 [kPa]	P_2 [kPa]	\dot{m} [kg/s]	W_{CP} [kW]	Q_{EV} [kW]	COP
5,0±0,6	41,0±0,7	14,7±0,5	95,4±0,9	31,1±0,6	951±19	2539±40	59,15±0,09	3,85±0,04	16,02±0,09	4,16±0,05
3,0±0,7	41,0±0,7	13,3±0,5	99,4±0,9	30,5±0,6	895±19	2539±40	54,65±0,08	3,86±0,04	14,88±0,08	3,85±0,04
-0,1±0,7	41,0±0,7	10,1±0,5	106,0±0,9	31,0±0,6	810±19	2539±40	48,80±0,07	3,89±0,04	13,19±0,07	3,39±0,04
-3,1±0,8	41,0±0,7	7,1±0,5	111,7±0,9	30,5±0,6	736±19	2538±40	43,50±0,07	3,86±0,04	11,76±0,07	3,05±0,03
-4,9±0,8	41,0±0,7	5,1±0,5	115,7±0,9	30,1±0,6	693±19	2540±40	40,75±0,06	3,87±0,04	11,02±0,06	2,85±0,03

m : Massa de refrigerante no sistema

A_{VEE} : Grau de abertura da VEE

T_1 : Tpt de sucção do compressor

T_2 : Tpt de descarga do compressor

T_3 : Tpt de saída do condensador

\dot{m} : Vazão mássica de refrigerante

P_1 : Pressão de descarga do compressor

P_2 : Pressão de sucção do compressor

W_{CP} : Potência do compressor

T_{SA} : Grau de superaquecimento

T_{SR} : Grau de subresfriamento

Tabela 7.11 – Resultados obtidos nos teste de mapeamento, R452B, $m = 1950$ g, $F_{CP} = 60$ Hz, C2

T_{EV} [°C]	T_{CD} [°C]	T_1 [°C]	T_2 [°C]	T_3 [°C]	P_1 [kPa]	P_2 [kPa]	\dot{m} [kg/s]	W_{CP} [kW]	Q_{EV} [kW]	COP
5,0±0,7	41,0±0,7	15,0±0,5	83,0±0,9	31,2±0,6	881±19	2357±40	67,70±0,10	3,50±0,04	14,54±0,09	4,16±0,05
3,0±0,7	41,0±0,7	13,1±0,5	85,6±0,9	30,8±0,6	831±19	2357±40	63,25±0,09	3,50±0,03	13,59±0,09	3,88±0,05
0,0±0,8	41,0±0,7	9,8±0,5	89,9±0,9	31,0±0,6	754±19	2358±40	56,60±0,08	3,54±0,04	12,07±0,08	3,41±0,04
-3,0±0,8	41,0±0,7	7,0±0,5	94,1±0,9	31,2±0,6	686±19	2356±40	51,00±0,08	3,53±0,04	10,81±0,07	3,06±0,04
-5,0±0,9	41,0±0,7	5,2±0,5	98,0±0,9	31,2±0,6	642±19	2356±40	47,10±0,07	3,50±0,03	9,95±0,06	2,85±0,03

Tabela 7.12 – Resultados obtidos nos teste de mapeamento, R454B, $m = 2000$ g, $F_{CP} = 60$ Hz, C2

T_{EV} [°C]	T_{CD} [°C]	T_1 [°C]	T_2 [°C]	T_3 [°C]	P_1 [kPa]	P_2 [kPa]	\dot{m} [kg/s]	W_{CP} [kW]	Q_{EV} [kW]	COP
5,0±0,7	41,0±0,7	15,4±0,5	83,5±0,9	30,7±0,6	871±19	2329±40	66,10±0,10	3,50±0,04	14,53±0,09	4,15±0,05
3,0±0,7	41,0±0,7	13,3±0,5	85,9±0,9	30,9±0,6	820±19	2331±40	61,70±0,08	3,44±0,03	13,49±0,09	3,92±0,05
0,0±0,8	41,0±0,7	10,1±0,5	90,0±0,9	31,1±0,6	746±19	2330±40	55,50±0,08	3,47±0,03	12,05±0,08	3,47±0,04
-3,1±0,9	41,0±0,7	7,4±0,5	94,9±0,9	30,9±0,6	675±19	2331±40	49,50±0,07	3,51±0,04	10,72±0,07	3,06±0,04
-5,0±0,9	41,0±0,7	5,2±0,5	98,7±0,9	30,7±0,6	633±19	2330±40	45,90±0,07	3,49±0,03	9,91±0,06	2,84±0,03

Tabela 7.13 – Resultados obtidos nos teste de mapeamento, N2 [R32(80,0)/R134a(14,95)/CO₂(5,05), m = 2375 g, F_{CP} = 60 Hz, C2

T _{EV} [°C]	T _{CD} [°C]	T ₁ [°C]	T ₂ [°C]	T ₃ [°C]	P ₁ [kPa]	P ₂ [kPa]	\dot{m} [kg/s]	W _{CP} [kW]	Q _{EV} [kW]	COP
5,0±0,6	41,05±0,07	15,4±0,5	93,4±0,9	30,6±0,6	949±19	2578±40	62,95±0,09	3,90±0,04	15,91±0,09	4,08±0,05
2,9±0,7	41,08±0,07	13,2±0,5	97,1±0,9	30,2±0,6	889±19	2580±40	58,15±0,09	3,90±0,04	14,69±0,08	3,77±0,04
-0,2±0,7	41,05±0,07	9,5±0,5	101,8±0,9	29,2±0,6	806±19	2578±40	52,15±0,08	3,91±0,04	13,19±0,08	3,37±0,04
-3,0±0,8	41,01±0,07	7,3±0,5	107,1±0,9	29,6±0,6	735±19	2575±40	46,85±0,07	3,90±0,04	11,80±0,07	3,03±0,03
-5,0±0,8	41,07±0,07	5,1±0,5	111,4±0,9	29,6±0,6	689±19	2579±40	43,50±0,07	3,90±0,04	10,92±0,06	2,80±0,03

ANEXO III

8.1 CALIBRAÇÃO DOS SENSORES

Sensor de pressão P₁

Tabela 8.14 – Contribuição de cada variável na incerteza combinada, calibração do sensor P₁

Grandeza	Incerteza Padrão [kPa]	% de cada variável na u_c
Repetibilidade	1,68	3,1%
Resolução do instrumento	0,05	0,0%
Regressão linear	6,58	48,2%
Histerese	04,33	20,9%
Manômetro padrão	5,00	27,8%
Incerteza padrão combinada (u_c) em kPa		9,48
Grau de liberdade efetivo (V_{eff})		5103,22
Fator de abrangência (k) [95%]		1,96
Incerteza Expandida (U) em kPa		18,6

^aCalculado pelos valores individuais

Sensor de pressão P₂

Tabela 8.15 – Contribuição de cada variável na incerteza combinada, calibração do sensor P₂

Grandeza	Incerteza Padrão [kPa]	% de cada variável na u_c
Repetibilidade	3,97	3,8%
Resolução do instrumento	0,05	0,0%
Regressão linear	17,26	71,0%
Histerese	10,25	25,1%
Manômetro padrão	5,00	0,1%
Incerteza padrão combinada (u_c) em kPa		20,45
Grau de liberdade efetivo (V_{eff})		3515,80
Fator de abrangência (k) [95%]		1,96
Incerteza Expandida (U) em kPa		40,1

^aCalculado pelos valores individuais

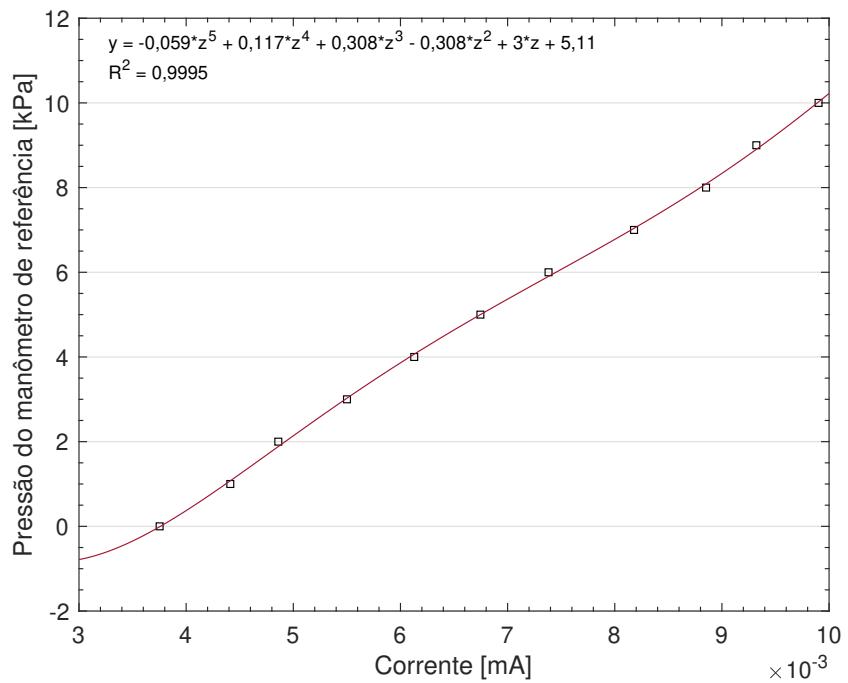


Figura 8.1 – Curva de calibração do sensor de temperatura P₁

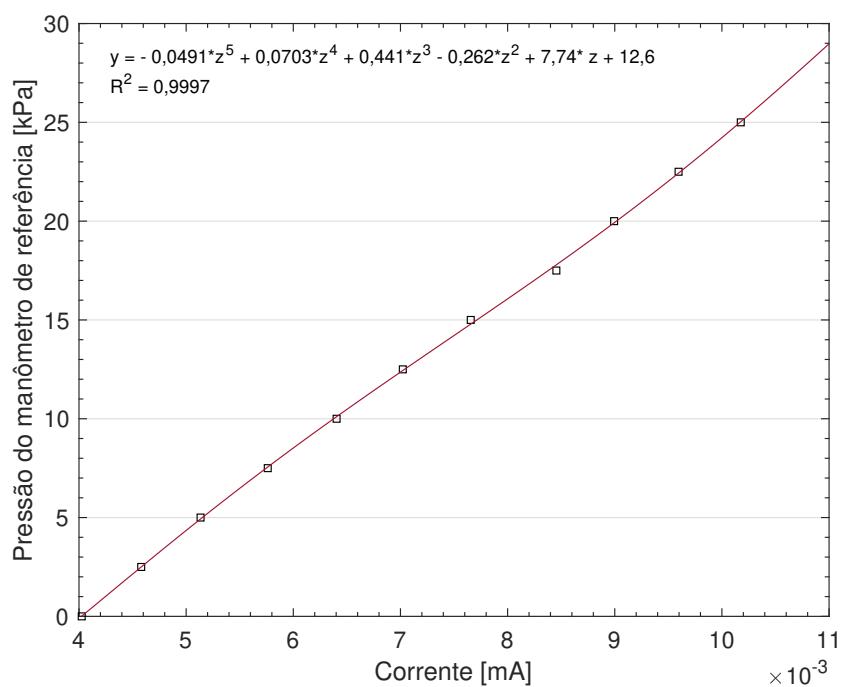


Figura 8.2 – Curva de calibração do sensor de temperatura P₂

Sensor de temperatura T_1

Tabela 8.16 – Contribuição de cada variável na incerteza combinada, calibração do sensor T_1

Grandeza	Incerteza Padrão ($^{\circ}\text{C}$)	% de cada variável na u_c
Repetibilidade	0,1971	82,4%
Não uniformidade do banho	0,0101	0,22%
Incerteza do sensor padrão	0,0808	13,85%
Compensação da junta fria	0,0289	1,77%
Correção devido linearização	0,0289	1,77%
Resolução do instrumento	0,0003	0,00%
Incerteza padrão combinada (u_c) em $^{\circ}\text{C}$		0,2172
Grau de liberdade efetivo (V_{eff})		7,36
Fator de abrangência (k)[95%]		2,36
Incerteza Expandida (U) em $^{\circ}\text{C}$		0,514

Sensor de temperatura T_2

Tabela 8.17 – Contribuição de cada variável na incerteza combinada, calibração do sensor T_2

Grandeza	Incerteza Padrão ($^{\circ}\text{C}$)	% de cada variável na u_c
Repetibilidade	0,3226	92,6%
Não uniformidade do banho	0,0101	0,09%
Incerteza do sensor padrão	0,0808	5,81%
Compensação da junta fria	0,0289	0,74%
Correção devido linearização	0,0289	0,74%
Resolução do instrumento	0,0003	0,00%
Incerteza padrão combinada (u_c) em $^{\circ}\text{C}$		0,3352
Grau de liberdade efetivo (V_{eff})		5,83
Fator de abrangência (k)[95%]		2,57
Incerteza Expandida (U) em $^{\circ}\text{C}$		0,862

Sensor de temperatura T_3

Tabela 8.18 – Contribuição de cada variável na incerteza combinada, calibração do sensor T_3

Grandeza	Incerteza Padrão ($^{\circ}\text{C}$)	% de cada variável na u_c
Repetibilidade	0,2254	86,0%
Não uniformidade do banho	0,0101	0,17%
Incerteza do sensor padrão	0,0808	11,05%
Compensação da junta fria	0,0289	1,41%
Correção devido linearização	0,0289	1,41%
Resolução do instrumento	0,0003	0,00%
Incerteza padrão combinada (u_c) em $^{\circ}\text{C}$		0,2431
Grau de liberdade efetivo (V_{eff})		6,77
Fator de abrangência (k)[95%]		2,45
Incerteza Expandida (U) em $^{\circ}\text{C}$		0,595