

FRANK WILIAM ADOLFO BLANCO OJEDA

**AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DE FLUIDOS
REFRIGERANTES ALTERNATIVOS AO R134a EM
UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO CASCATA COM CO₂**



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA

2021

FRANK WILIAM ADOLFO BLANCO OJEDA

**AVALIAÇÃO EXPERIMENTAL DE FLUIDOS REFRIGERANTES
ALTERNATIVOS AO R134a EM UM CICLO DE REFRIGERAÇÃO
CASCATA COM CO₂**

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

Área de Concentração: **Transferência de calor e Mecânica dos fluidos**

Orientador: Prof. Dr. Enio Pedone Bandarra Filho

UBERLÂNDIA - MG

2021

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

O39 2021	<p>Ojeda, Frank Wiliam Adolfo Blanco, 1993- Avaliação Experimental de Fluidos Refrigerantes Alternativos ao R134a em um Ciclo de Refrigeração Cascata com CO2 [recurso eletrônico] : Avaliação Experimental de Fluidos Refrigerantes Alternativos ao R134a em um Ciclo de Refrigeração Cascata com CO2 / Frank Wiliam Adolfo Blanco Ojeda. - 2021.</p> <p>Orientador: Enio Pedone Bandarra Filho. Dissertação (Mestrado) - Universidade Federal de Uberlândia, Pós-graduação em Engenharia Mecânica. Modo de acesso: Internet. Disponível em: http://doi.org/10.14393/ufu.di.2021.316 Inclui bibliografia. Inclui ilustrações.</p> <p>1. Engenharia mecânica. I. Bandarra Filho, Enio Pedone ,1970-, (Orient.). II. Universidade Federal de Uberlândia. Pós-graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.</p>
-------------	--

CDU: 621

Bibliotecários responsáveis pela estrutura de acordo com o AACR2:

Gizele Cristine Nunes do Couto - CRB6/2091


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:	Dissertação de Mestrado Acadêmico, nº 589, COPEM				
Data:	02/07/2021	Hora de início:	14:00	Hora de encerramento:	15:50
Matrícula do Discente:	11912EMC008				
Nome do Discente:	Frank Wiliam Adolfo Blanco Ojeda				
Título do Trabalho:	Avaliação Experimental de Fluidos Refrigerantes Alternativos ao R134a em um Ciclo de Refrigeração Cascata com CO ₂				
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 videoconferência a Banca Examinadora, designada pelo Colegiado do Programa de Pós-graduação em Engenharia Mecânica, assim composta: Professores Doutores: Daniel Dall'Onder dos Santos - FEMEC/UFU; José Alberto dos Reis Parise - PUC-Rio; e Enio Pedone Bandarra Filho - FEMEC/UFU, orientador do candidato. Ressalta-se que os Prof. Enio Pedone Bandarra Filho, Daniel Dall'Onder dos Santos e o Discente participaram da defesa por meio de videoconferência desde a cidade de Uberlândia/MG, e o Prof. José Alberto dos Reis Parise desde a cidade do Rio de Janeiro/RJ, 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, 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(às) 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.

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

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 **Enio Pedone Bandarra Filho, Professor(a) do Magistério Superior**, em 02/07/2021, às 16:01, 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 **Daniel Dall'Onder dos Santos, Professor(a) do Magistério Superior**, em 02/07/2021, às 16:02, 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 **José Alberto Reis Parise, Usuário Externo**, em 02/07/2021, às 16:18, 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 **2877558** e o código CRC **DAECCC96**.

AGRADECIMENTOS

Este trabalho é dedicado aos meus pais Jairo Blanco e Marlen Ojeda, que sempre me motivaram e apoiaram ao longo desta jornada. Mesmo em meio às dificuldades e desafios, foram a minha principal fonte de incentivo.

Ao meu irmão Joel Blanco, por sua atenção e preocupação pelo processo, gerando força necessária mesmo na distância para eu sempre continuar e nunca desistir.

Meus profundos agradecimentos ao mestre David Marcucci, pela paciência, apoio e ajuda durante o desenvolvimento deste projeto, assim como também por seus conselhos e tardes de desabafo.

Ao Marcus Queiroz e Pedro Silva pela grande colaboração e parceria ao longo desta etapa.

Aos meus amigos Edwin e Daniel pelo companheirismo, apoio, pelos momentos de descontração, assim como também as noites de comida e música colombiana que tanto nos brindaram alegrias.

Ao Abdul e Elena, que com gentileza foram as pessoas que acolheram a minha chegada no Brasil, me dão conselhos e são os meus exemplos a seguir.

Ao prof. Dr Enio Pedone Bandarra Filho pela confiança depositada na execução do meu trabalho, colaboração e suas palavras de motivação.

E por último quero agradecer o apoio, parceria e fomento fornecido pelo Sr. Marcos Euzebio e Sr. Eduardo Almeida - Bitzer, Sr. Roberto Possebon Junior - Carel, Sr. Felipe Evangelinos e Sr. Tomasso – RAC e Sr. Arthur Ngai – Chemours que contribuíram no desenvolvimento da bancada experimental.

Blanco, F.W.A, Avaliação Experimental de Fluidos Refrigerantes Alternativos ao R134a em um Ciclo de Refrigeração Cascata com CO₂. 2021. 114 f. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, Minas Gerais, Brasil.

Resumo

Este trabalho avaliou as possíveis alternativas de *drop-in* tomando o R134a como referência de fluido no ciclo de alta temperatura, em sistemas de refrigeração comercial tipo cascata, utilizando o CO₂ como fluido refrigerante no lado de baixa temperatura. O objetivo dessa dissertação foi verificar experimentalmente o melhor par refrigerante para o CO₂ operando em climas tropicais, sob o ponto de vista energético e ambiental, testando os principais fluidos alternativos ao R134a. Assim, a compatibilidade do tipo de óleo lubrificante, bem como questões de segurança, inflamabilidade, toxicidade, características químicas, estabilidade e compatibilidade com os materiais, além da disponibilidade do fluido foram consideradas. Os fluidos refrigerantes escolhidos foram o R513A, R1234yf e R436A (mistura de R600a e R290), propostos para substituir o R134a no ciclo de alta temperatura, operando em condições similares no sistema de refrigeração em cascata. Os resultados para o cenário brasileiro, por intermédio de uma análise global, visando eficiência energética e um menor impacto ambiental, mostraram que os fluidos R1234yf e R436A, podem ser substitutos com melhor desempenho ao R134a. O R436A mostrou-se mais eficiente que o R134a em termos energéticos, enquanto o R1234yf apresentou valores levemente inferiores ao R134a, obtendo valores de consumo de potência cerca de 5 % maiores e dentro de uma faixa de até 10 % na redução dos valores de COP. Por último, o R513A apresentou valores energéticos similares ao obtido testando o R1234yf. Contudo, levando em consideração o TEWI, esse fluido refrigerante apresentou uma redução de 35 %, justificada pelo valor de GWP significativamente menor. Vale ressaltar que o R513A, mesmo apresentando resultados inferiores de eficiência energética, pode ser utilizado em um processo *drop-in* do R134a, além de ser classificado como não inflamável.

Palavras chave: Refrigeração, cascata, R744, R134a, R436A, R1234yf, drop-in e TEWI.

Blanco, F.W.A, Experimental Evaluation of Alternative Refrigerants to R134a in a CO₂ Cascade Refrigeration Cycle. 2021. 114 p. Masters Dissertation, Federal University of Uberlândia, Uberlândia, Minas Gerais, Brasil.

Abstract

This work evaluated the possible drop-in alternatives taking R134a as a fluid reference in the high temperature cycle, in commercial cascade refrigeration systems, using CO₂ as the refrigerant fluid on the low temperature side. The aim of this work was to experimentally verify the best refrigerant pair for CO₂ operating in tropical climates, under the energetic and environmental point of view, testing the main alternative fluids to R134a. Thus, the compatibility of the type of lubricating oil, as well as issues of safety, flammability, toxicity, chemical characteristics, stability and compatibility with materials, in addition to fluid availability were considered. The chosen refrigerants were R513A, R1234yf and R436A (mixture of R600a and R290), proposed to replace R134a in the high temperature cycle, operating under similar conditions in the cascade refrigeration system. The results for the Brazilian scenario, through a global analysis, aiming at energy efficiency and a lower environmental impact, showed that R1234yf and R436A fluids can be substitutes with better performance for R134a. R436A proved to be more energy efficient than R134a, while R1234yf presented values slightly lower than R134a, obtaining power consumption values around 5% higher and within a range of up to 10% in the reduction of COP values. Finally, R513A had similar energy values to those obtained by testing R1234yf. However, taking into account the TEWI, this refrigerant showed a 35% reduction, justified by the significantly lower GWP value. It is noteworthy that R513A, even with lower energy efficiency results, can be used in an R134a drop-in process, in addition to being classified as non-flammable.

Keywords: *Refrigeration, cascade, R744, R134a, R436A, R1234yf, drop-in and TEWI.*

LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 a) Quotas para redução global dos HFC's da emenda de Kigali b) aumento do custo dos HFC's mais relevantes. Mota-Babiloni et al., (2020).....	6
Figura 2.2 Diagrama de fases do R744. Fonte: Adaptado de (Ashrae, 2018).	10
Figura 2.3 a) Pressão vapor à temperatura de saturação e b) Capacidade frigorífica à temperatura de saturação. Curvas obtidas no software EES.	11
Figura 2.4 Diagramas P-H dos diferentes fluidos implementados no ciclo de refrigeração em cascata. Curvas obtidas no software CoolProp.....	14
Figura 2.5 Ciclo de refrigeração por compressão a vapor a) ciclo básico e b) diagrama P-h.	15
Figura 2.6 Ciclo de refrigeração cascata a) ciclo de refrigeração básico e b) Diagramas P-h para os ciclos de alta e baixa temperatura.....	17
Figura 2.7 a) Ciclo de refrigeração com a implementação do TCI, pontos 1-2 grau de superaquecimento, pontos 4-5 grau de subresfriamento b) diagrama P-h.	22
Figura 2.8 Configuração com TCI no ciclo de alta e baixa temperatura.	23
Figura 2.9 Configuração com TCI no ciclo de baixa temperatura.	25
Figura 2.10 Configuração com TCI no ciclo de alta temperatura.....	27
Figura 2.11 Ciclo de refrigeração a) cascata com ejetor b) ciclo P-h. (Adaptado de Megdoui et al. 2017).....	29
Figura 2.12 Ciclo de refrigeração em cascata com dois evaporadores no ciclo de baixa temperatura: a) dupla evaporação direta b) dupla evaporação inundada c) evaporador de meia temperatura inundado. Fonte: Adaptados de (Mylona et al. 2017), (Sawalha, 2008) e (Sawalha e Rogstam, 2016), respectivamente.	33
Figura 2.13 Ciclo de refrigeração em cascata com evaporador de meia temperatura no ciclo de alta temperatura. Fonte: Adaptado de (Tsamis et al. 2017).	36

Figura 2.14 Ciclo de refrigeração em cascata com sistema de refrigeração indireto com Etilenoglicol no ciclo de alta temperatura. Fonte: Adaptado de (Sánchez et al. 2016).....	38
Figura 2.15 Número de trabalhos publicados nos ciclos de refrigeração em cascata. Fonte: Portal Science Direct e Elsevier.	41
Figura 3.1 Ciclo de refrigeração em cascata a) configuração utilizado na presente pesquisa b) diagramas P-h do ciclo de refrigeração estudado.	43
Figura 3.2 Fotografia da bancada experimental. Fonte: próprio autor.	44
Figura 3.3 Compressores alternativos utilizados na bancada experimental a) compressor Bitzer para R744 b) Compressor Bitzer para R134a. Fonte: a) próprio autor b) catálogo do fabricante.....	45
Figura 3.4 Separadores de óleo a) separador de óleo modelo temprite para R744 b) separador de óleo da RAC para R134. Fonte: catalogo do fabricante.	46
Figura 3.5 Condensadora do ciclo de alta temperatura b) válvula de segurança do ciclo de baixa temperatura. Fonte: próprio autor.....	47
Figura 3.6 Medidor de vazão utilizado no ciclo de alta e baixa temperatura. Fonte: catalogo do fabricante.....	47
Figura 3.7 a) Válvula solenoide do ciclo de alta temperatura b) pressostatos utilizados em ambos ciclos. Fonte: catalogo do fabricante	48
Figura 3.8 a) Válvula de controlador b) Controlador da EVD c) sensor piezoresistivo utilizado para mensurar a pressão. Fonte: catálogo do fabricante	49
Figura 3.9 a) Trocador de calor intermediário b) trocador de calor em cascata. Fonte: catálogo do fabricante.....	49
Figura 3.10 Separador de liquido utilizado em ambos ciclos b) tanque de liquido utilizado para armazenar o R744 e garantir liquido na entrada da válvula. Fonte: Catálogo do fabricante .	50
Figura 3.11 Câmara de fria. Fonte: próprio autor.	50
Figura 3.12 Analisador de potência utilizado nos ciclos. Fonte: próprio autor	51
Figura 3.13 Sistema de monitoramento desenvolvido em labVIEW	52

Figura 3.14 Diagrama P&ND proposto para o controle de temperatura de condensação. ...	54
Figura 3.15 Controlador de temperatura implementado em LabVIEW.	55
Figura 3.16 Diagrama P&ND do sistema de controle de temperatura utilizado para os ensaios de condutância a traves do fluxo de calor reverso.	57
Figura 3.17 Cálculo térmica total VS Capacidade frigorífica.....	58
Figura 4.1 Capacidade de refrigeração de acordo com a temperatura da câmara fria para cada um dos refrigerantes estudados em função da carga térmica e grau de superaquecimento BT.....	77
Figura 4.2 Fluidos alternativos testados a) temperatura de descarga do ciclo AT b) temperatura de descarga BT para diversas temperaturas de condensação em função da carga térmica e grau de superaquecimento BT.....	78
Figura 4.3 Refrigerantes testados a) consumo de potência AT b) consumo de potência BT para diversas temperaturas de condensação avaliando-se ao mesmo tempo os efeitos da carga térmica ou grau de superaquecimento BT.....	79
Figura 4.4 Consumo de potência testados nos fluidos refrigerantes alternativos em função da temperatura de condensação, carga térmica e grau de superaquecimento.	79
Figura 4.5 Comportamento dos fluidos refrigerantes de acordo com a capacidade de refrigeração temperatura de condensação, carga térmica e superaquecimento.	80
Figura 4.6 Valores do COP a) no ciclo AT b) ciclo BT são apresentados em função temperatura de condensação, carga térmica e grau de superaquecimento	81
Figura 4.7 COP total do sistema de acordo com os valores de temperatura de condensação, carga térmica e grau de superaquecimento	82
Figura 4.8 Gráfico do COP e capacidade de refrigeração normalizados para o R134a, em função do grau de superaquecimento e carga térmica, para cada fluido refrigerante.	83
Figura 4.9 Gráfico do COP e consumo de potência normalizados para o R134a, em função do grau de superaquecimento e carga térmica, para cada fluido refrigerante.	84
Figura 4.10 Análise <i>TEWI</i> para os cenários do Brasil e os Estados Unidos para cada para de refrigerante proposto no trabalho.....	85

LISTA DE TABELAS

Tabela 2.1 Resumo dos estudos teóricos e experimentais dos sistemas de refrigeração em cascata.	20
Tabela 2.2 - Resumo dos estudos teóricos e experimentais dos sistemas de refrigeração em cascata que funcionam com trocador de calor interno.	27
Tabela 2.3 – Resumo de trabalhos experimentais e teóricos dos sistemas de refrigeração que utilizam ejetor como dispositivo de expansão	31
Tabela 2.4 Resumo dos trabalhos teóricos e experimentais dos ciclos de refrigeração em cascata utilizados na aplicação de supermercados	39
Tabela 3.1 Placas utilizadas no sistema de aquisição em LabVIEW.....	53
Tabela 3.2 Principais balanços de energia utilizados no ciclo de refrigeração em cascata ..	59
Tabela 3.3 Incertezas das principais variáveis do ciclo de refrigeração em cascata	60
Tabela 3.4 Principais parâmetros utilizados para o cálculo <i>TEWI</i>	61
Tabela 4.1 Resultados obtidos para o ciclo de baixa temperatura com o sistema operando com o par R134a/R744.....	64
Tabela 4.2 Resultados obtidos para o ciclo de alta temperatura com o sistema operando com o par R134a/R744.	65
Tabela 4.3 Resultados obtidos para o ciclo de baixa temperatura com o sistema operando com o par R513A/R744.	69
Tabela 4.4 Resultados obtidos para o ciclo de alta temperatura com o sistema operando com o par R513A/R744.	70
Tabela 4.5 Resultados obtidos para o ciclo de baixa temperatura com o sistema operando com o par R1234yf/R744.	72
Tabela 4.6 Resultados obtidos para o ciclo de alta temperatura com o sistema operando com o par R1234yf/R744.....	73

Tabela 4.7 Resultados obtidos para o ciclo de baixa temperatura com o sistema operando com o par R436A/R744	75
Tabela 4.8 Resultados obtidos para o ciclo de alta temperatura com o sistema operando com o par R436A/R744	76
Tabela 4.9 Tabela de cálculo TEWI para os cenários do Brasil e os Estados Unidos.	86

SIMBOLOGIA

Arábicos

CO_2	Dióxido de carbono
Q_{Evap}	Capacidade de refrigeração do sistema
$TEWI_{DIRETO}$	Parcela dos impactos diretos do CO_2 sobre o meio-ambiente
$TEWI_{INDIRETO}$	Parcela dos impactos indiretos do CO_2 sobre o meio-ambiente
W_{AT}	Potência consumida do ciclo de alta temperatura
W_{BT}	Potência consumida do ciclo de baixa temperatura
P_{Suc}	Pressão de evaporação
P_{Desc}	Pressão de condensação
\dot{m}	Vazão mássica
T_{Ar}	Temperatura do Ar
SA_{total}	Grau de superaquecimento total BT
T_{Evap}	Temperatura de evaporação
T_{Cond}	Temperatura de condensação
T_{Suc}	Temperatura de sucção
T_{Desc}	Temperatura de descarga
$T_{Ent\ cd}$	Temperatura de entrada condensador
$T_{Sai\ cd}$	Temperatura de saída condensador
UA_g	Coefficiente de condutância global
L_{anual}	Taxa de vazamentos

Gregos

β	Fator de emissões diretas
α_{rec}	Fator de recolhimento do fluido ao final de sua vida útil

ρ Massa específica

Siglas

CFC	Clorofluorcarbono
HCFC	Hidroclorofluorcarbonetos
HFC	Hidrofluorcarbonetos
HFO	Hidrofluorolefina
HC	Hidrocarboneto
HVACR	Setor de aquecimento, ventilação, ar condicionado e refrigeração
IIR	International Institute of Refrigeration
LEST- NANO	Laboratório de Energia, Sistemas Térmicos e Nanotecnologia
COP	Coeficiente de desempenho
EVD	Driver da válvula de expansão eletrônica
GWP	Potencial de aquecimento global
ODP	Potencial de destruição do ozônio
DT	Diferença de temperaturas no trocador de calor em cascata
ASHRAE	Sociedade americana de engenheiros do setor de aquecimento, refrigeração e ar condicionado
AT	Alta temperatura
BT	Baixa temperatura
CRC	Ciclo de refrigeração em cascata
TCI	Trocador de calor intermediário
SC	Grau de subresfriamento
SA	Grau de superaquecimento
MMA	Ministério do meio ambiente
TEWI	Impacto total equivalente
VEE	Válvula de expansão eletrônica.
CT	Carga térmica
Cond	Temperatura de condensação

SUMÁRIO

CAPÍTULO I.....	1
Motivação.....	1
Objetivos.....	2
Estrutura da dissertação	2
CAPÍTULO II.....	4
2.1. Principais tratados e os efeitos no meio ambiente.....	4
2.2. Propriedades dos fluidos refrigerantes	7
2.3. Ciclo de refrigeração por compressão a vapor	14
2.4. Ciclo de refrigeração em cascata	16
2.5. Trocador de calor interno	22
2.5.1 Trocador de calor interno empregado nos ciclos de alta e baixa temperatura 23	
2.5.2 Trocador de calor interno utilizado no ciclo de baixa temperatura	25
2.5.3 Trocador de calor interno empregado no ciclo de alta temperatura	26
2.6. Sistemas de expansão com ejetor	29
2.7. Aplicação em supermercados	32
2.7.1 Sistema de refrigeração com evaporador de média temperatura no ciclo de baixa temperatura.....	32
2.7.2 Sistema de refrigeração com evaporador de média temperatura no ciclo de alta temperatura	35
2.7.3 Sistema de refrigeração com R744 com expansão indireta.....	37
CAPÍTULO III.....	42
3.1 Bancada Experimental.....	42
3.2 Sistema de monitoramento e aquisição de dados.....	51
3.3 Controle da temperatura de condensação	53
3.4 Quantidade de massa ideal do fluido refrigerante.....	55

3.5	Análise de condutância da câmara fria	56
3.6	Equacionamento utilizado para a avaliação energética do ciclo de refrigeração em cascata.....	58
3.7	Análise de incerteza	60
3.8	Análise de impacto ambiental	61
CAPÍTULO IV		62
4.1	Sistema de refrigeração original (R134a/R744)	62
4.2.	Fluidos refrigerantes alternativos	66
4.2.1	R513A/R744	67
4.2.2	R1234yf/R744	71
4.2.3	R436A/R744	74
4.3	Análise de resultados.....	77
4.4	Análise de impacto ambiental (TEWI)	84
CAPÍTULO V		88
Conclusões e Trabalhos futuros.....		88
Referências BIBLIOGRÁFICAS		90
ANEXO I.....		99
ANEXO II.....		100

CAPÍTULO I

Motivação

As mudanças climáticas e a falta de recursos naturais têm sido grandes desafios ao longo dos últimos anos. Revendo algumas cifras, a situação é crítica, pois o planeta teve um aumento de temperatura de 1 °C desde 1850 na era industrial. Um aumento de temperatura de 2 °C é considerado o limite de aquecimento global no qual os danos são irreparáveis. Em efeito, tem se observado uma conscientização cada vez maior das empresas sobre a necessidade de preservação do meio ambiente, o setor de Aquecimento, Ventilação, Ar Condicionado e Refrigeração (HVACR) e as indústrias químicas fabricantes de fluidos refrigerantes estão em contínua evolução de seus produtos com o intuito de obter sistemas energeticamente eficientes e que não poluam o meio ambiente.

Desde esse ponto de vista, existe grande preocupação no setor da refrigeração, pois, ainda nos dias atuais, são utilizados fluidos refrigerantes, tais como Clorofluorocarbonetos (CFCs) e Hidroclorofluorocarbonetos (HCFCs), que contribuem na destruição da camada de ozônio e nos gases de efeito estufa. Embora os Hidrofluorocarbonetos (HFCs) não destruam a camada de ozônio, essa família ainda contribui com os gases de efeito estufa. Conseqüentemente, é imprescindível substituir estas substâncias por fluidos alternativos que não prejudiquem o meio ambiente, assim como realizar possíveis modificações aos equipamentos novos e aos já existentes.

Com as problemáticas mencionadas anteriormente, em janeiro de 2019, entrou em vigor a Emenda Kigali, que foi aprovada mundialmente por 197 países incluindo o Brasil, contribuindo de forma significativa para desacelerar o aquecimento global e a mudança climática, introduzindo etapas para a redução global na produção e consumo de HFCs.

A principal justificativa deste trabalho é a necessidade de procurar soluções aos danos causados ao meio ambiente, fornecendo dados experimentais que contribuam com a tomada de decisões para a substituição dos fluidos sintéticos. Para isso, é proposto um drop-in na bancada experimental no ciclo de alta temperatura, alterando o fluido refrigerante originalmente projetado para trabalhar com R134a por diversos fluidos alternativos com baixo GWP, visando o coeficiente de desempenho, a capacidade frigorífica e o consumo de potências dos compressores. Para cumprir com este objetivo, é feita uma revisão do estado da arte das diferentes configurações nos sistemas de refrigeração em cascata com R744.

Objetivos

O principal objetivo deste trabalho foi avaliar experimentalmente o desempenho em um ciclo de refrigeração em cascata subcrítico que opera com R744, o qual originalmente foi projetado para operar com R134a. Este fluido será substituído por intermédio do processo de *drop'in* com intuito de avaliar fluidos alternativos no ciclo de alta temperatura que possam, inclusive, melhorar o desempenho e as condições ambientais no ciclo de refrigeração em cascata. Os dados experimentais servirão de apoio para o entendimento do ciclo de refrigeração em cascata e de como as propriedades de cada fluido interferem na eficiência energética do mesmo. Finalmente, será levado em consideração o cálculo do impacto total equivalente de aquecimento (TEWI, do inglês: *Total Equivalent Warming Impact*) para os diversos fluidos alternativos testados no ciclo alta temperatura sob as mesmas condições de operação. Serão desenvolvidas as seguintes etapas:

- Realização de um levantamento bibliográfico sobre os ciclos de refrigeração em cascata, principalmente em dispositivos ou fluidos refrigerantes alternativos no ciclo de alta temperatura que permitam aprimorar a eficiência no ciclo de refrigeração em cascata.
- Readequação da bancada experimental para realização dos testes.
- Instrumentação da bancada com o sistema de aquisição com LabVIEW, com o objetivo de realizar uma análise mais rigorosa das diferentes variáveis no ciclo de refrigeração em cascata.
- Confecção do controle da temperatura de condensação, evitando as grandes variações da temperatura ambiente no sistema, proporcionando ensaios nas mesmas condições de operação para os diferentes fluidos testados.
- Avaliação experimental do desempenho do ciclo de refrigeração em cascata testando diversos fluidos alternativos no ciclo de alta temperatura.
- Análise TEWI no ciclo de refrigeração em cascata verificando o impacto ambiental para os diferentes fluidos alternativos.

Estrutura da dissertação

O presente trabalho está organizado em etapas de forma sequencial com o intuito de atingir o objetivo principal proposto. Nesse sentido, o presente documento é composto por cinco capítulos que especificam detalhadamente as características de execução do trabalho.

O Capítulo II apresenta o levantamento bibliográfico com uma breve introdução à problemática relacionada ao uso de fluidos refrigerantes que poluem o meio ambiente. Posteriormente, são apresentadas as características dos fluidos refrigerantes utilizados no ciclo de refrigeração em cascata e o estado da arte dos ciclos de refrigeração subcríticos com a implementação do trocador de calor interno e o ejetor. Por último, a aplicação do ciclo de refrigeração em cascata em supermercados.

O Capítulo III relata as principais características dos componentes da bancada experimental que está localizada no Laboratório de Energia, Sistemas Térmicos e Nanotecnologia (LEST-NANO) da Universidade Federal de Uberlândia. Também é apresentada a interface em LabVIEW, utilizada para realizar uma análise mais rigorosa e melhorar a aquisição de dados que, anteriormente, era composta por um sistema embarcado fornecido pela CAREL. Por fim, são apresentadas as etapas do cálculo e implementação do controlador de temperatura, para manter a temperatura de condensação no ciclo de alta temperatura.

O Capítulo IV apresenta as análises referentes aos resultados experimentais obtidos no ciclo de refrigeração subcrítico que foi projetado para trabalhar com R134a/R744 para os ciclos de alta e baixa temperatura, respectivamente. Em seguida, são apresentados os resultados de drop-in com diversos fluidos alternativos no ciclo de alta temperatura a fim de avaliar a sua eficiência energética. Por fim, é apresentada a análise TEWI, com o intuito de avaliar os impactos ambientais dos diversos fluidos testados no ciclo em cascata.

No Capítulo V, são apresentadas as principais conclusões deste trabalho.

CAPÍTULO II

Neste capítulo, é apresentada uma revisão da problemática relacionada ao uso de fluidos refrigerantes que agredem o meio ambiente e os fluidos refrigerantes envolvidos na presente pesquisa, com suas principais características e propriedades termofísicas. Em seguida, serão explicados os fundamentos referentes ao ciclo básico e cascata por compressão a vapor. Posteriormente, é realizado um breve levantamento bibliográfico sobre a aplicação do trocador de calor interno e o ejetor nos ciclos de refrigeração em cascata com o objetivo de melhorar o desempenho do sistema. Por último, é apresentado o estado da arte referente à aplicação do ciclo de refrigeração em cascata em supermercados.

2.1. Principais tratados e os efeitos no meio ambiente

Os sistemas de refrigeração têm um impacto significativo no meio ambiente através das emissões diretas e indiretas. As emissões diretas ocorrem pelo vazamento do fluido refrigerante e as emissões indiretas ocorrem pela geração de gases de efeito estufa que são produzidos durante a geração de energia. Portanto, nas últimas décadas, foram estudados os fluidos refrigerantes sintéticos, tais como clorofluorcarbonetos (CFCs) e hidroclorofluorcarbonetos (HCFCs), que causam problemas ambientais associados à degradação da camada de ozônio e ao efeito estufa. Embora os hidrofluorcarbonetos (HFCs) não destruam a camada de ozônio, eles ainda contribuem com os gases de efeito de estufa. Consequentemente, é necessário substituir estas substâncias por fluidos alternativos que não prejudiquem o meio ambiente, para interromper as mudanças climáticas. Além disso, trazer modificações nos equipamentos novos e já existentes.

A camada de ozônio começou a sofrer os efeitos da crescente poluição provocada pela industrialização mundial, em especial com a utilização de produtos químicos como Halon, Tetracloro de Carbono (CTC), Clorofluorcarbono (CFC), Hidrofluorcarbono (HCFC) e Brometo de Metila. Essas substâncias, quando liberadas no meio ambiente, se deslocam na atmosfera, degradando a camada de ozônio devido à reação química sucedida pelos átomos de cloro com a molécula de ozônio (Programa Brasileiro de Eliminação dos HCFCs, 2019). Para estimar o poder da destruição da camada de ozônio, criou-se o potencial de destruição do ozônio (ODP, do inglês, *Ozone Depletion Potential*). Este parâmetro é calculado tomando como referência o R11, tendo como valor base a unidade.

Os últimos seis anos foram os mais quentes registrados desde 1880, sendo 2016, 2019 e 2020 os três primeiros, de acordo com o comunicado de imprensa da Organização Meteorológica Mundial (OMM) em 15 de janeiro. O ano 2020 teve um aumento de temperatura de 1,2 °C em comparação à era pré-industrial Programa das Nações Unidas para o Meio Ambiente. (2021). O aumento da temperatura global é causado pelos gases de efeito estufa que retêm o calor na camada superior da atmosfera. Isto contribui com o aumento das calotas polares, elevando o nível dos oceanos. Adicionalmente, um maior aquecimento da terra pode produzir mudanças no clima, além de gerar impactos de grande magnitude na florestação, animais e seres humanos.

Para estimar o poder de contribuição dos gases de efeito estufa, criou-se o potencial de aquecimento global (GWP, do inglês, *Global Warming Potential*). O GWP é calculado para um determinado período de tempo (20, 50 ou 100 anos) levando em consideração a capacidade de absorção dos raios infravermelhos. Este parâmetro é calculado tomando como referência o CO₂ sendo estabelecido como a unidade, representando a força radioativa em quilogramas de um determinado fluido com o equivalente em toneladas de CO₂.

Em julho de 2002, foi realizada a 37ª reunião do comitê executivo do fundo multilateral para a implementação do Protocolo de Montreal (FML), representando o compromisso do Governo Brasileiro em eliminar o consumo dos CFCs em todos os setores no país até 1º de janeiro de 2010. Suas ações abrangeram investimentos nos setores de refrigeração priorizando o banimento de substâncias como R11, R12, R113, R114 e R115, com o foco de implementação de projetos de conversão tecnológica e gerenciamento dos equipamentos antigos por meio de instalação de centrais de regeneração e unidades de reciclagem para recolhimento e reciclagem do CFC (Ministério de Meio Ambiente, 2002).

Como medida de prevenção e conservação do meio ambiente, a União Europeia (EU) aprovou o Regulamento N.º 517/2014 do Parlamento Europeu, também conhecida como F-gas, que estabelece as etapas para contenção, uso, recuperação e destruição dos gases fluorados. Além disso, a regulamentação impõe os limites de comercialização e condições de utilização deste tipo de substâncias. Por outro lado, em janeiro de 2019, entrou em vigor a Emenda de Kigali, surgindo para corrigir o problema decorrente do Protocolo de Montreal, provendo uma solução aos gases de efeito estufa que são produzidos pelos CFCs, HCFCs e HFCs.

A Emenda de Kigali foi aprovada mundialmente por 197 países incluindo o Brasil, trazendo uma contribuição significativa para desacelerar o aquecimento global e a mudança climática, introduzindo etapas de redução global na produção e consumo dos HFCs (Polonara,

Kuijpers e Peixoto, 2017). Na Fig. 2.1a, são apresentadas as cotas estabelecidas pela Emenda de Kigali na Europa. Na sequência (ver Fig. 2.1b), é apresentado o aumento significativo de preço dos fluidos refrigerantes HFCs convencionalmente utilizados.

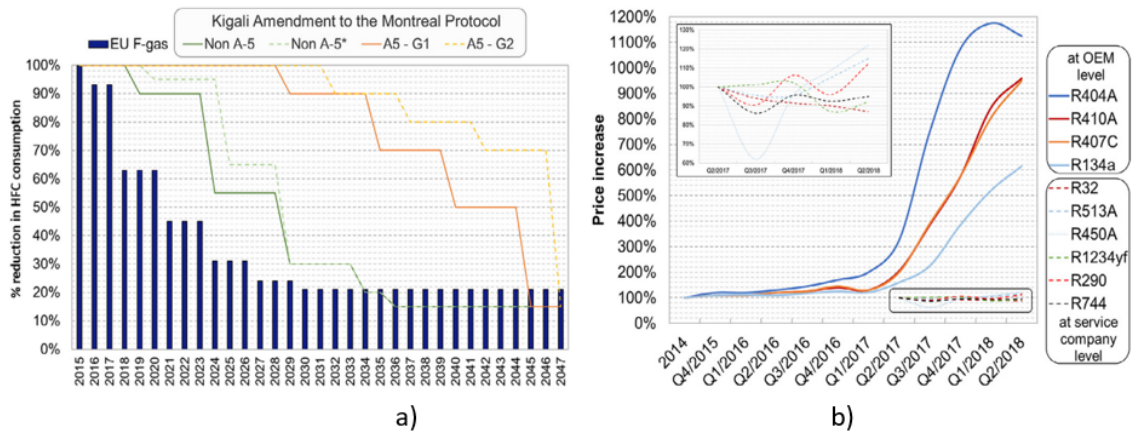


Figura 2.1 a) Quotas para redução global dos HFC's da emenda de Kigali b) aumento do custo dos HFC's mais relevantes. Mota-Babiloni et al., (2020).

O compromisso adotado pela Emenda de Kigali irá prevenir os gases de efeito estufa, fortalecendo a luta contra a mudança climática, e contribuirá para o cumprimento das metas do Acordo de Paris. A implementação dos compromissos pelos países em desenvolvimento será apoiada por recursos do fundo Multilateral do Protocolo de Montreal. Isso beneficiará diretamente centenas de empresas brasileiras, que contarão com o suporte financeiro para seus processos de reconversão tecnológica (Ministério das Relações Exteriores, 2016). Em 14 de fevereiro de 2018, o Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis publicou a instrução Normativa nº 4, que dispõe sobre o controle das importações de HCFC e de misturas contendo HCFC, em atendimento à decisão XIX/6 do Protocolo de Montreal (IBAMA, 2021)

Após as medidas impostas pela Emenda de Kigali, o setor da refrigeração e os centros de pesquisa uniram forças com o intuito de procurar novas alternativas com sistemas que atinjam alta eficiência energética em conjunto com a redução do impacto ambiental, dessa forma, o setor da refrigeração voltou ao uso de refrigerantes naturais, tais como propano (R290), amônia (R717) e dióxido de carbono (CO₂). Esses fluidos estão sendo altamente impulsionados pela indústria e centros de pesquisa para substituir os fluidos refrigerantes convencionais, em razão de serem fluidos ecológicos que não geram danos ao meio ambiente. Nesse sentido, o cientista Lorentzen (1994a, 1994b) sugeriu a utilização do dióxido de carbono (R744) como fluido refrigerante, por ser um fluido natural com ODP nulo e GWP

unitário, é atóxico e não inflamável, além disso é de baixo custo em comparação aos refrigerantes sintéticos.

As hidrofluoroolefinas (HFOs) são considerados os fluidos refrigerantes da quarta geração e são constituídos por átomos de carbono, hidrogênio e flúor. Este fluido é utilizado em sistemas de ar condicionado de veículos e em chillers, em aplicações de média e baixa temperatura. Estas substâncias são misturadas com HFCs com o intuito de diminuir a sua inflamabilidade. Possuem ODP nulo e baixo GWP pois permanecem pouco tempo na atmosfera.

Os hidrocarbonetos (HCs) são cada vez mais usados na refrigeração comercial. Segundo o programa MMA, países como Alemanha, Austrália, Cuba, França, Itália, Holanda, Reino Unido, entre outros, comercializam uma ampla gama de produtos de refrigeração e ar condicionado com HCs. Esses refrigerantes são caracterizados por suas boas propriedades e sua alta inflamabilidade, portanto, ações necessárias de segurança devem ser tomadas durante sua manipulação, fabricação e serviço técnico (Koh, Zakaria e Veerasamy, 2017). Em 9 maio de 2019, foi alterada a norma 60335-2-89 estabelecida pela Comissão Eletrônica Internacional (IEC, do inglês: *International Electrotechnical Commission*), que especifica os requisitos de segurança para aparelhos de refrigeração comercial, permitindo alterar a carga de 150 g para 500 g para fluidos A3. No entanto, demanda cuidados especiais quanto à localização dos componentes elétricos e de segurança, requerendo sensores, alarmes, ferramentas e equipamentos à prova de explosão, treinamentos de segurança e emergência, além da capacitação dos técnicos encarregados na fabricação, instalação e manutenção Programa Brasileiro de eliminação dos HCFCs. (2019).

2.2. Propriedades dos fluidos refrigerantes

Um dos fatores mais importantes no estudo dos fluidos refrigerantes é a quantidade de carga necessária para que o ciclo frigorífico funcione sob condições ótimas. Uma elevada carga ocasiona um elevado custo e contribui diretamente em perigos ambientais, como no caso dos CFCs, HCFCs e HFCs, que contribuem na destruição da camada de ozônio e no efeito estufa, além disso, também acarreta questões de segurança no caso dos fluidos refrigerantes naturais tais como: R744 (alta pressão), R290 (inflamável) e R717 (tóxico). Portanto, é desejável, em qualquer dos cenários, diminuir a carga de fluido refrigerante ao mínimo possível. Na comunidade científica, a redução da carga de fluido refrigerante tem se tornado um aspecto de muito interesse, para reduzir de forma direta os impactos no

aquecimento global; complementarmente, a redução da carga permite o projeto de trocadores de calor de menor tamanho, contribuindo na utilização de menores insumos na hora da construção desses equipamentos.

No projeto de um sistema de refrigeração, deve-se levar em consideração diversos aspectos relevantes como: capacidade de refrigeração, faixa de temperaturas, tipo de aplicação, custo, serviço disponível, eficiência energética, temperatura ambiente, segurança e regulamentos (Ciconkov, 2018). Adicionalmente, para a seleção do fluido refrigerante no ciclo de alta temperatura se devem levar em consideração as seguintes características:

- Massa específica [kg/m^3]: este parâmetro impacta na capacidade frigorífica e tamanho do compressor.
- Efeito da pressão de saturação [Bar]: este parâmetro é importante para a escolha da espessura das paredes do tubo de cobre e o dimensionamento do evaporador e condensador.
- Entalpia de vaporização [kJ/kg]: uma alta entalpia de vaporização permite sistemas com menor vazão e menor volume de refrigerante.
- Condutividade térmica [W/K.m]: esta propriedade avalia a condução de calor de um material; quanto maior a condutividade térmica, maior é o coeficiente de transferência de calor.
- Relação de pressão: é a razão entre a pressão de condensação e evaporação, quanto maior for este parâmetro, menor será a eficiência do compressor.
- Temperatura de descarga: uma alta temperatura de descarga pode ocasionar que o compressor funcione em condições críticas, fazendo que diminua a sua eficiência. Além disso, o óleo lubrificante perde sua capacidade de lubrificar.
- Ponto normal de ebulição (NPB): este parâmetro indica a temperatura de saturação à pressão de 1 atm. Este parâmetro indica a temperatura limite que permite que o sistema de refrigeração trabalhe numa pressão positiva.
- Queda de pressão por atrito (ΔP): estas perdas são inerentes ao ciclo de refrigeração, são causadas pelas perdas de energia cinética e potencial do fluido refrigerante ao longo do sistema. Uma elevada queda de pressão pode ocasionar uma queda de temperatura considerável, resultando que o fluido se encontre no estado bifásico, gerando numa condição desfavorável.
- Temperatura e pressão crítica: estes parâmetros são indispensáveis para a escolha do fluido refrigerante, pois estabelecem a faixa de temperatura e pressão no qual o fluido refrigerante opera na condição de saturação. Esta

condição é muito favorável, uma vez que os processos com mudança de fase possuem maiores coeficientes de transferência de calor.

Nos últimos anos, tem sido desenvolvidas misturas de fluidos refrigerantes (blends) com o intuito de diminuir o impacto dos fluidos refrigerantes CFCs, HCFCs e HFCs. Estas misturas geralmente são compostas por fluidos refrigerantes que possuem um elevado GWP com fluidos refrigerantes naturais ou sintéticos que têm um baixo GWP, formando, dessa forma, um fluido refrigerante que contribui em menor proporção no impacto do meio ambiente. Além disso, são desenvolvidas visando obter refrigerantes cujas pressões e temperaturas sejam próximas ao fluido refrigerante a substituir. Numa mistura, deve-se avaliar a compatibilidade dos componentes do sistema de refrigeração tais como: miscibilidade do óleo com o refrigerante alternativo, compatibilidade com o isolamento do motor elétrico, temperatura de descarga do compressor e tubulação do sistema.

Entretanto, as misturas podem ser zeotrópicas (ocorre uma reação química entre os fluidos refrigerantes envolvidos), de modo que apresentam temperatura de saturação ou ebulição diferentes, fazendo com que o processo de mudança de fase à mesma pressão tenha uma temperatura final diferente da temperatura inicial (processo não isotérmico). A diferença de temperaturas final e inicial é conhecida na literatura como temperatura glide. Este parâmetro é muito importante pelo fato de que o fluido pode não evaporar completamente, causando a entrada de líquido na sucção do compressor, o que causaria sua ineficiência.

2.3.1 R744

Nos últimos anos, o CO₂ (R744) tornou-se novamente um fluido de grande interesse. O R744 é uma substância natural com GWP unitário e ODP nulo, sendo classificado como não tóxico e não inflamável. Este refrigerante pode ser encontrado na atmosfera e sua concentração no ar atmosférico é de 400 ppm. O R744 é um refrigerante puro, ou seja, não tem temperatura glide. Além disso, é considerado um fluido refrigerante especial devido a seu ponto crítico e ponto triplo. Na Fig. 2.2, é apresentado o diagrama do R744. Observa-se que o ponto crítico se encontra a uma temperatura de 30,9 °C à pressão a 73,7 Bar, tendo uma pressão alta em comparação aos outros fluidos refrigerantes. Porém, devido às altas pressões de trabalho, o R744 demanda protocolos e normas de segurança que se tornam o principal problema no projeto dos compressores (Bansal e Jain, 2007).

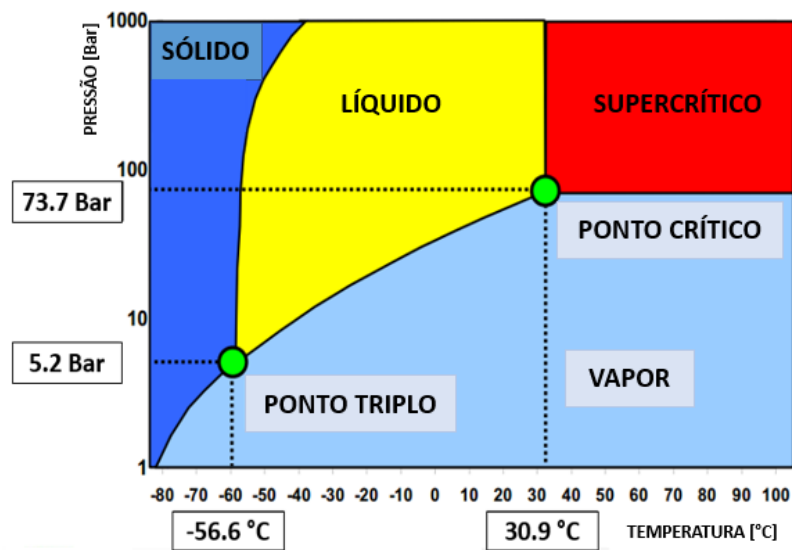


Figura 2.2 Diagrama de fases do R744. Fonte: Adaptado de (Ashrae, 2018).

A atração pelo uso do R744 em sistemas de refrigeração é baseada em suas propriedades termofísicas: reduzida viscosidade, elevada condutividade térmica e massa específica na fase vapor. Essas propriedades levam a intensificar a transferência de calor nos principais componentes do ciclo de refrigeração, tais como: evaporadores, condensadores e resfriadores de gás. O R744 possui uma elevada massa específica, o que permite a utilização de componentes de menor tamanho, tais como: trocadores de calor, compressores e tubulação em comparação aos elementos utilizados com os fluidos refrigerantes sintéticos (ASHRAE, 2018). Além disso, o R744 apresenta alta miscibilidade com os lubrificantes e é de baixo custo quando comparado com os fluidos refrigerantes sintéticos (Niu e Zhang 2006).

Uma característica importante do R744 em comparação aos demais fluidos refrigerantes é que possui uma maior pressão de saturação a baixas temperaturas, apresentando uma maior inclinação perto do ponto crítico, causando uma menor sensibilidade à queda de pressão (Bansal, 2011, Kim; Pettersen, Bullard, 2004). Este comportamento é apresentado na Fig. 2.3a. Em seguida, é ilustrada a capacidade de refrigeração volumétrica do R744 em comparação aos demais fluidos refrigerantes. Esse parâmetro é obtido pelo produto entre a massa específica e entalpia de vaporização (ver Fig. 2.3b); para o caso do R744, a máxima capacidade de refrigeração volumétrica é obtida a 22 °C.

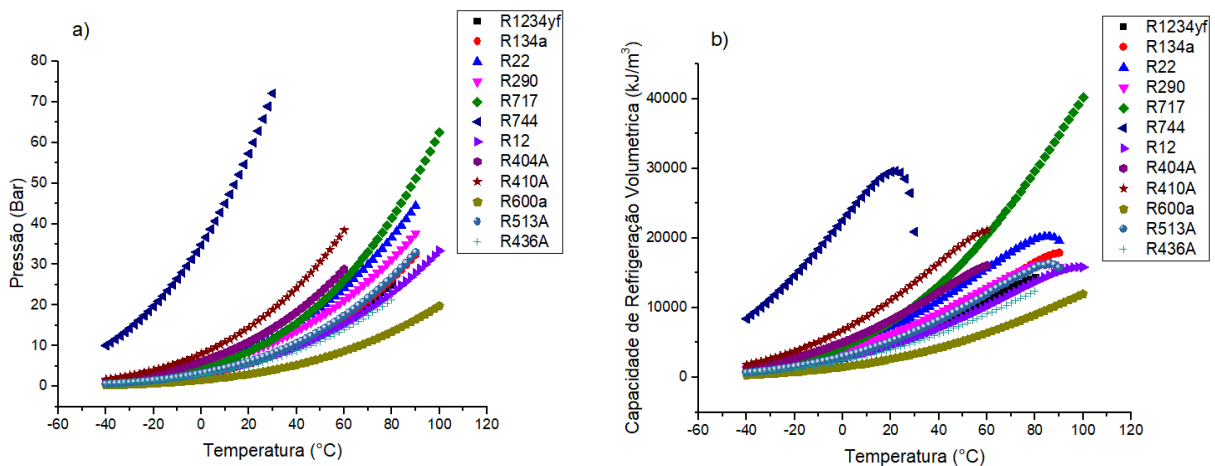


Figura 2.3 a) Pressão vapor à temperatura de saturação e b) Capacidade frigorífica à temperatura de saturação. Curvas obtidas no software EES.

2.3.2 R134a

Este tipo de fluido não destrói a camada de ozônio pelo fato de ter um ODP nulo, no entanto, contribui fortemente no efeito estufa por seu elevado GWP, com valor equivalente a ~1430 kg de CO₂. Este fluido refrigerante possui classificação de segurança A1, outorgada pela norma ASHRAE 34, que indica baixa inflamabilidade e baixa toxicidade. O R134a, por ser um HFC, tem baixa miscibilidade com o óleo mineral, por isso, sua utilização requer o uso de refrigerantes sintéticos (POE). Complementarmente, o R134a possui uma temperatura crítica de 101,1 °C e pressão crítica de 40,59 Bar.

O R134a é amplamente utilizado em aplicações domésticas e em refrigeração comercial em média temperatura, especialmente em máquinas de sorvete, resfriadores de garrafas, máquinas de venda automática ou vendedores com porta de vidro (Sánchez et al. 2017b). Entretanto, a utilização do R134a em aplicações comerciais é limitada devido a seu ponto de ebulição normal, que é de aproximadamente -26 °C; abaixo desta temperatura, a pressão dentro do sistema de refrigeração será inferior à pressão atmosférica. Devido ao alto índice de vazamento em alguns sistemas de refrigeração, a intenção da comissão europeia é limitar a quantidade de fluidos refrigerantes fluorados, fazendo a substituição direta do R134a por fluidos refrigerantes alternativos (Regulamento 2006/40/EC, 2014).

No entanto, com a aprovação da Emenda de Kigali, que propõe as etapas para a redução e consumo de fluidos refrigerantes HFCs que contribuem ao efeito estufa, e devido ao elevado GWP do R134a, é necessário substituí-lo por diversos fluidos refrigerantes alternativos, e, dessa forma, diminuir o impacto no meio ambiente. Por esta razão, esta

pesquisa busca testar diferentes fluidos alternativos no ciclo de alta temperatura do CRC, com o intuito de testar a sua eficiência energética no ciclo geral e na contribuição dos impactos do meio ambiente.

2.3.3 R513A

Este tipo de fluido é uma mistura azeotrópica entre HFC e HFO constituída por R1234yf e R134a com 56% e 44% de massa. Esta mistura possui um ODP nulo e um GWP com valor equivalente a ~631 kg de CO₂. Segundo a ASHRAE 34, sua classificação de segurança é A1, caracterizada por ter baixa toxicidade e não é inflamável. Sua utilização requer o uso de óleo tipo POE. Complementarmente, o R513A possui uma temperatura crítica de 94,91 °C e uma pressão crítica de 36,48 Bar. Além disso, possui um ponto de ebulição normal de -29,47 °C.

Mota-Babiloni et al. (2019) analisaram a influência em um trocador de calor interno em um ciclo por refrigeração a vapor utilizando o R513A e R134a como fluidos refrigerantes. Com a implementação do trocador de calor interno, os autores observaram um aumento na temperatura de descarga no compressor de 26 K para os fluidos testados. Apesar disso, eles tiveram um aumento de COP de até 8% para o R513A e 4% para o R134a, acompanhado de um aumento de capacidade frigorífica de 5,6% e 3% na capacidade de refrigeração do R513A e do R134a, respectivamente.

Yang et al. (2019) avaliaram experimentalmente o R513A como fluido refrigerante substituto do R134a numa geladeira, variando a carga de fluido refrigerante fazendo teste de congelamento, testes de pull down e teste de consumo de energia de 24 horas. Nos principais resultados, nos testes com R513A em comparação aos de R134a, houve uma redução de 3,5% no consumo de energia de 24 horas.

2.3.4 R1234yf

Este tipo de fluido é um HFO com ODP nulo e GWP com valor equivalente a ~4 kg de CO₂. Segundo a ASHRAE 34, sua classificação de segurança é A2L, é levemente inflamável e não é tóxico. Sua utilização requer o uso de óleo tipo POE. Complementarmente, o R1234yf possui uma temperatura crítica de 94,70 °C e uma pressão crítica de 33,82 Bar. Além disso, possui um ponto de ebulição normal de -28,49 °C.

O R1234yf possui características muito boas, desde o ponto de vista energético é um fluido refrigerante eficiente e possui um ODP zero e GWP muito baixo. Adicionalmente, o R1234yf tem sido muito utilizado em aplicações de condicionadores de ar móveis porque suas propriedades termofísicas são semelhantes ao R134a. No entanto, é ligeiramente inflamável. Segundo Kasaeian et al. (2018) o R1234yf tem um bom coeficiente de transferência de calor

e melhor desempenho tribológico em comparação ao R134a. Além disso, o R1234yf tem uma boa estabilidade térmica e compatibilidade de material. No entanto, possui um alto preço no mercado.

Pabon et al. (2020) realizaram uma revisão bibliográfica do R1234yf em sistemas de aquecimento, ar condicionado e refrigeração. Os autores observaram que a utilização do R1234yf tem um bom desempenho de energia em sistemas de ar condicionado em sistemas automotivos ou em dispositivos de pequeno porte, porém, para aplicações de grande porte, os autores aconselham melhorias no ciclo de refrigeração para atingir uma maior eficiência energética em comparação ao R134a. Por esse motivo, eles recomendam o uso do trocador de interno, a otimização dos trocadores do calor bem como do compressor e a implementação do ejetor como dispositivo de expansão como estratégias para que o R1234yf possa elevar a sua eficiência energética.

2.3.5 R436A

O R436A é uma mistura zeotrópica de HCs composta por Isobutano e Propano com 46 e 54% de massa. Esta mistura possui um ODP nulo e GWP com valor equivalente a ~3 kg de CO₂. Segundo a ASHRAE 34, sua classificação de segurança é A3, caracterizada por ser altamente inflamável e por não ser tóxico. Complementarmente, o R436A possui uma temperatura crítica de 115,9 °C e uma pressão crítica de 42,73 Bar. Esta mistura compensa a alta pressão do R290 com a baixa pressão do R600a, oferecendo um fluido refrigerante substituto ao R134a, também é importante destacar que este fluido possui uma temperatura glide média de 5,62 K e um ponto de ebulição normal de -34,26 °C.

Os hidrocarbonetos (HCs) possuem propriedades termodinâmicas de alta qualidade e boa compatibilidade com os componentes. Adicionalmente, a cargas baixas, permitem pequenos trocadores de calor. As principais preocupações com os HCs estão relacionadas à sua inflamabilidade e à frequência de ignição. Apesar de sua inflamabilidade, os HCs foram introduzidos como substitutos diretos em unidades herméticas domésticas e comerciais porque são compatíveis com cobre e oferecem uma excelente miscibilidade com óleo sintético. Além disso, os hidrocarbonetos, quando comparados com os fluidos refrigerantes sintéticos, possuem um elevado calor latente e elevada massa específica, o que permite a redução de carga de fluido refrigerante até a metade.

Rasti, Aghamiri e Hatamipour. (2013) avaliaram a eficiência energética de um refrigerador doméstico fazendo o drop in do R134a com o R436A como fluido refrigerante alternativo. Nos resultados, os autores conseguiram uma diminuição no consumo de potência de 14 % e obtiveram uma redução de 43% da quantidade de carga de fluido refrigerante.

Como pode-se observar na Fig. 2.4, os diferentes fluidos testados estão na mesma faixa de pressão. Além disso, comprovou-se que o efeito de refrigeração do R134a, quando comparado com os fluidos alternativos propostos no trabalho, é maior em comparação ao R513a e R1234yf para a mesma temperatura de mudança de fase. No entanto, existe uma grande diferença do efeito de refrigeração do R436A em comparação aos demais fluidos, porém esta propriedade é uma característica esperada pois o R436A é constituído totalmente por hidrocarbonetos.

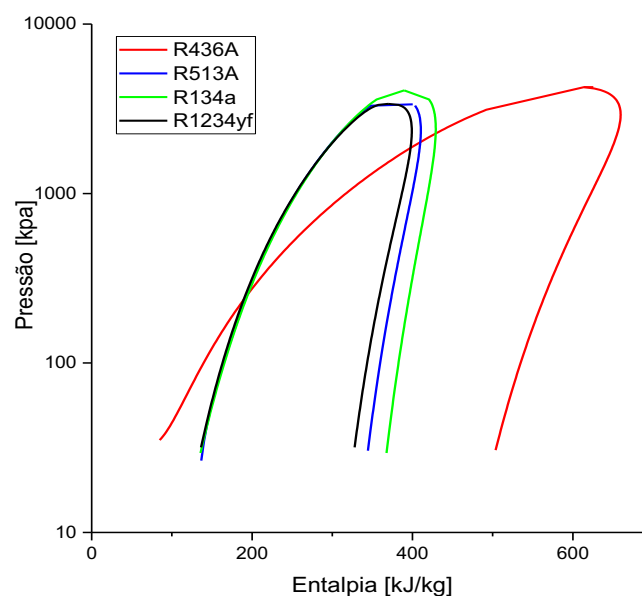


Figura 2.4 Diagramas P-H dos diferentes fluidos implementados no ciclo de refrigeração em cascata. Curvas obtidas no software CoolProp.

2.3. Ciclo de refrigeração por compressão a vapor

Pela experiência cotidiana sabe-se que a troca de calor ocorre naturalmente de um corpo de maior temperatura para um corpo de menor temperatura. Contudo, o processo inverso não ocorre naturalmente. Um dos sistemas que efetua a transferência de calor de uma temperatura menor a um de maior temperatura é o ciclo de refrigeração por compressão de vapor. Nesse ciclo, o fluido refrigerante é vaporizado e condensado alternadamente, sendo a compressão realizada na fase vapor (Çengel e Boles, 2001). Os sistemas de refrigeração são amplamente utilizados para conservação de alimentos, climatização, processos industriais e criogenia. O ciclo de refrigeração por compressão a vapor é constituído por quatro processos:

1-2 Compressão isentrópica num compressor

2-3 Rejeição de calor a pressão constante num condensador

3-1 Expansão do fluido numa válvula

4-1 Absorção de calor a pressão constante num evaporador

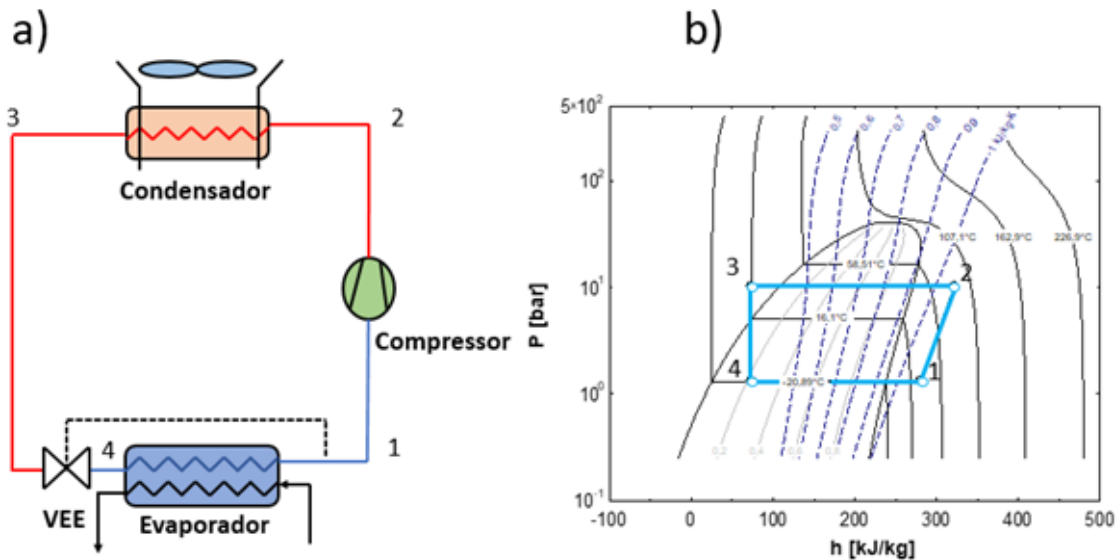


Figura 2.5 Ciclo de refrigeração por compressão a vapor a) ciclo básico e b) diagrama P-h.

Na Fig. 2.5a, observam-se os quatro componentes associados ao ciclo de refrigeração; os quatro processos que constituem o ciclo são analisados em escoamento de regime permanente. As variações das energias cinética e potencial são geralmente pequenas. Dessa forma, podem ser desprezadas, pois não contribuem significativamente em termos de trabalho ou transferência de calor. Na Fig. 2.5b, é apresentado o diagrama pressão entalpia do ciclo de refrigeração por compressão a vapor, com os pontos correspondentes para cada propriedade do ciclo.

Um dos principais problemas nos ciclos de refrigeração por compressão a vapor é a compressão do fluido quando coexistem as fases de líquido e vapor, sendo conhecida comumente como compressão úmida. Um dos grandes problemas da presença de refrigerante líquido é a diluição de óleo de lubrificação nas paredes dos cilindros em compressores alternativos, acarretando uma significativa diminuição da eficiência de lubrificação do óleo. Outro grande problema é a possibilidade de erosão nas válvulas dos compressores alternativos. Esses problemas geralmente acontecem quando existe um excesso de carga de fluido refrigerante ou o dispositivo de expansão foi projetado erroneamente, ocasionando a entrada de líquido no compressor.

2.4. Ciclo de refrigeração em cascata

Em aplicações onde há uma diferença muito grande entre a temperatura ambiente e o espaço refrigerado, os ciclos de refrigeração simples ou de duplo estágio se tornam insuficientes, sendo necessária a implementação de um circuito de refrigeração de dois ciclos de refrigeração (Nebot-Andrés et al. 2017). Para isso, é utilizado um ciclo de refrigeração em cascata que permite trabalhar com dois fluidos refrigerantes separados, operando com pressões e temperaturas diferentes para cada ciclo, permitindo que múltiplos compressores funcionem sob condições mais aceitáveis devido ao fato de que cada estágio opera com uma relação de compressão mais baixa, resultando numa diminuição de consumo de trabalho (Da Silva, 2011). Adicionalmente, o ciclo de refrigeração em cascata permite uma redução na quantidade de fluido refrigerante no ciclo de alta temperatura, possibilitando o uso de fluidos fluorados com GWP<1500 (Mota-Babiloni et al. 2015). Além disso, a diminuição da quantidade de fluido minimiza o custo no investimento e o risco de vazamento, caso seja um fluido refrigerante inflamável (Ouadha et al. 2007). Os sistemas de refrigeração em cascata são usados principalmente em aplicações de clima quente, sempre e quando se leve em consideração a pressão e segurança operacional (Zhang et al. 2020). Devido à alta pressão do R744, o sistema deve possuir um tanque de expansão com o intuito de propiciar um volume elevado, de modo que o refrigerante possa ser armazenado na fase de vapor à pressão máxima de projeto (Stoecker e Saiz 2018).

O ciclo de refrigeração em cascata contém dois estágios. Os dois ciclos encontram-se ligados por um trocador de calor, colocado no meio, que serve como evaporador para o ciclo superior (ciclo de alta temperatura) e como condensador para o ciclo inferior (ciclo de baixa temperatura). Assumindo que o trocador de calor esteja bem isolado, a transferência de calor do fluido inferior deve ser igual à transferência de calor do fluido superior. No ciclo de refrigeração em cascata os dois se sobrepõem, pois, é necessário haver uma diferença de temperatura entre os dois fluidos para ocorrer transferência de calor (Çengel e Boles, 2001).

A diferença de temperatura é um parâmetro muito importante no estudo do ciclo de refrigeração em cascata, pois desempenha um papel significativo que impacta diretamente no coeficiente de desempenho (COP) (Sachdeva et al. 2014). O valor da diferença de temperatura é refletido no consumo de potência nos compressores do ciclo de alta e baixa temperatura; um equilíbrio razoável para manter o baixo consumo é a utilização de uma diferença de temperatura entre 2,5 °C e 5 °C (Bansal e Jain, 2007; Nebot-Andrés et al. 2017).

Na Fig. 2.6a, é apresentado o ciclo de refrigeração em cascata. Na Fig. 2.6b, é ilustrado o diagrama pressão entalpia do ciclo de refrigeração em cascata, com os pontos correspondentes para cada propriedade do ciclo. Basicamente, a função principal do ciclo de alta temperatura é manter as condições do R744 operando em modo subcrítico, ou seja, abaixo da pressão e temperatura do ponto crítico, 73.77 Bar e 30.98 °C, respectivamente.

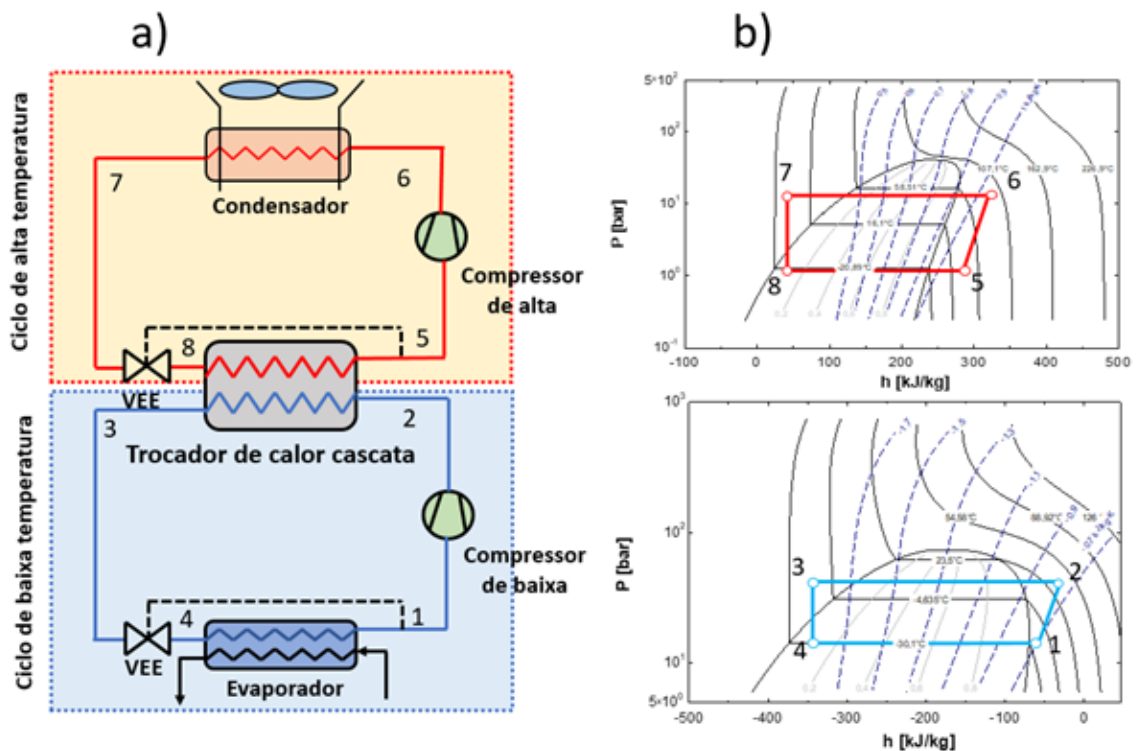


Figura 2.6 Ciclo de refrigeração cascata a) ciclo de refrigeração básico e b) Diagramas P-h para os ciclos de alta e baixa temperatura.

No ciclo de refrigeração em cascata são estudados os refrigerantes adequados para o ciclo de alta temperatura, que proporciona a maior eficiência no ciclo. Para isso, são utilizados diferentes refrigerantes como: R22, R404A, R290, R717, R1270, R12, R134a. (Kilicarslan e Hososz, 2010; Lee, Liu e Chen, 2006; Sun et al. 2016). A seguir são apresentados os principais trabalhos publicados na literatura sob sistemas de refrigeração em cascata.

Lee, Liu e Chen. (2006) realizaram a análise termodinâmica do ciclo de refrigeração que opera com R717/R744. Os autores desenvolveram um modelo exérgico para otimizar a temperatura de condensação do trocador em cascata de modo que permita obter o máximo COP sob determinadas condições. Além disso, concluíram que a diferença de temperatura ótima para obter o COP_{Max} de 1,15 foi de 5 °C, para as condições de operação de $T_{E,BT} = -50$

$^{\circ}\text{C}$, $T_{C,BT}=-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $T_{C,AT}=35\text{ }^{\circ}\text{C}$. Também observaram que o COP do ciclo de alta temperatura aumenta com o acréscimo da temperatura de condensação do ciclo de baixa temperatura, no entanto, este efeito causa o decréscimo do COP do ciclo de baixa temperatura. Um resumo detalhado dos ciclos de refrigeração em cascata é apresentado na Tab. 2.1 com as principais pesquisas e análises dos trabalhos mencionados anteriormente.

Getu e Bansal. (2007) analisaram termodinamicamente o ciclo de refrigeração em cascata que opera com R717/R744 avaliando parâmetros tais como: temperatura de evaporação e graus de subresfriamento e superaquecimento para os ciclos de alta e baixa temperatura, bem como a diferença de temperaturas no trocador de calor em cascata. Os autores observaram um aumento de COP conforme o grau de superaquecimento e subresfriamento é diminuído e aumentado, respectivamente.

Dopazo et al. (2008) analisaram teoricamente um sistema de refrigeração em cascata com R717/R744. Os autores obtiveram os seguintes comportamentos: o COP incrementa 70 % quando a temperatura de evaporação (temperatura do R744) varia de $-55\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$; também observaram que o COP diminui quando a temperatura de condensação (temperatura do R717) aumenta de 25 a $50\text{ }^{\circ}\text{C}$. Além disso, os autores propuseram uma correlação para determinar o COP_{max} em função da diferença de temperaturas e as temperaturas de evaporação e condensação do ciclo de alta e baixa, respectivamente. Uma vez conhecido o comportamento do sistema, os autores Dopazo e Fernández-Seara (2010) construíram uma bancada para avaliar experimentalmente o ciclo de refrigeração R717/R744 em comparação ao ciclo de refrigeração de duplo estágio que opera com R717. O sistema em cascata opera com capacidade de refrigeração de 9 kW a temperaturas de evaporação de $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$, $-45\text{ }^{\circ}\text{C}$, $-40\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $-35\text{ }^{\circ}\text{C}$ e condensação de $-17,5\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $-7,5\text{ }^{\circ}\text{C}$. Os autores obtiveram um aumento de 19,5 % do COP no ciclo de refrigeração em cascata em relação ao ciclo de duplo estágio de R717.

Messineo. (2011) comparou teoricamente o ciclo de refrigeração em cascata que opera com R717/R744 com um ciclo de refrigeração de duplo estágio que opera com R404A. O autor concluiu que, em termos de eficiência energética, os dois sistemas têm um comportamento muito similar (o sistema de duplo estágio de R404A é ligeiramente mais eficiente). No entanto, o autor sugere a utilização do R717/R744, pois é um sistema que contribui em menor proporção na poluição do meio ambiente.

Sachdeva, Jain e Kachhwaha. (2014) desenvolveram um modelo termodinâmico em regime permanente de um sistema de refrigeração em cascata, testando como fluidos substitutos o R717 (amônia), R290 (propano), R1270 (propileno), R404A em comparação ao

ciclo originalmente proposto R12/R744. Os autores concluíram que o R290 proporciona alta capacidade frigorífica e alta pressão em comparação com o R12, no entanto, o custo do sistema é maior em comparação com o sistema equivalente R404A. Desta maneira, os autores propõem como substituto do R12 o R717 pelo fato de que o custo do equipamento é menor em comparação aos demais refrigerantes, e de que também possui um COP maior (1,299) a temperaturas de condensação e evaporação de 52,2 °C e -31,28 °C, respectivamente.

Sanz-Kock et al. (2014) avaliaram experimentalmente um ciclo de refrigeração em cascata com resfriador a gases que trabalha com R134a e R744; nos testes, trabalharam com temperaturas de evaporação de -40 a -30 °C e temperaturas de condensação de 30 a 50 °C. Os autores analisaram o ciclo focando na diferença de temperaturas do trocador de calor em cascata, a capacidade frigorífica, COP e as temperaturas de descarga do compressor. Além disso, observaram a dependência da temperatura de condensação do ciclo de baixa temperatura, provocando aumentos de COP quando este último parâmetro é aumentado.

Rawat et al. (2015) analisaram teoricamente o ciclo de refrigeração que opera com R717/R744 e observaram um aumento do COP com um grau de subresfriamento de 10 K e a um grau de superaquecimento de 0 K. Ao mesmo tempo, os autores observaram o efeito contrário, uma vez que o COP diminui com o aumento do grau de superaquecimento (10 K) e diminuição do grau de subresfriamento (0 K). O máximo COP que os cientistas obtiveram foi de 1,83 para temperaturas de condensação do ciclo de baixa temperatura de -10 °C e diferença de temperaturas no trocador em cascata de 4 °C.

Cabello et al. (2016), realizaram uma comparação experimental de um ciclo de refrigeração em cascata originalmente projetado para trabalhar com R134a/R744 com o ciclo de refrigeração em cascata R152a/R744, realizando a substituição do refrigerante (drop in) no ciclo de alta temperatura. Foram desenvolvidos testes com temperaturas de condensação de 30 °C, 40 °C e 50 °C a temperaturas de evaporação de -30 °C, -35 °C e -45 °C, mudando a diferença de temperaturas no trocador de calor em cascata. Os autores concluíram que o fluido refrigerante R152a no ciclo de alta temperatura não difere muito em comparação ao ciclo original, mas é viável desde o ponto de vista ambiental, porque é um fluido que tem um impacto muito menor em comparação com o R134a.

Nebot-Andrés et al. (2017) avaliaram um ciclo de refrigeração transcrito que opera com subresfriamento mecânico operando com R1234yf, em comparação ao ciclo em cascata que funciona com R1234yf/R744. Os autores observaram um melhor desempenho do COP

no ciclo de refrigeração em cascata em temperaturas ambientes superiores a 28 °C e níveis de temperatura abaixo de -20 °C de evaporação.

Yilmaz, Mancuhan e Erdonmez (2018) analisaram teoricamente o ciclo de refrigeração que opera com R717/R744. Os autores conseguiram correlações em função das temperaturas de condensação, evaporação e diferença de temperaturas no trocador de calor em cascata que permitem a obtenção com grande precisão do COP dentro da faixa de operação estabelecida. Os pesquisadores obtiveram COPs máximos de 1,68, 2,05 e 2,37 para temperaturas de evaporação de -40 °C, -31 °C e -25 °C, respectivamente à temperatura de condensação de 25 °C.

Bellos e Tzivanidis (2019) fizeram um modelo matemático no software EES, para a comparação energética de um ciclo de refrigeração em cascata com diferentes fluidos refrigerantes no ciclo de alta temperatura. Os autores concluíram que os fluidos refrigerantes promissórios para o ciclo de alta temperatura são os R152a, R717, R1270, R600, R600a e R290, fornecendo ganhos de COP de 10% até 80% em relação ao ciclo proposto como base de comparação (R744/R744). Também analisaram o impacto TEWI para cada configuração tomando 10 anos como base de cálculo, e observaram que o ciclo R744/R744 apresenta maior impacto com 1659,2, o que é justificado pelo baixo COP do sistema causando maior impacto pelas emissões indiretas.

Zhang et al. (2020) determinaram experimentalmente a eficiência de um sistema de refrigeração que trabalha com R1270/R744. Nos resultados obtidos, os autores concluíram que o R1270 é uma boa alternativa para a substituição do R290 e R717 no ciclo de alta temperatura, conseguindo, nos resultados experimentais, acréscimos de capacidade frigorífica de 2,03kW a 4,11kW e COP de 0,59 a 0,97.

Tabela 2.1 Resumo dos estudos teóricos e experimentais dos sistemas de refrigeração em cascata.

Autores	Trabalho analisado	Refrigerantes testados	Observações
Lee, Liu e Chen. (2006)	T	R717/R744	Avaliação teórica COP _{max} =1,15
Getu e Bansal. (2007)	T	R717/R744	Análise teórica e otimização na temperatura de evaporação BT COP _{max} =1,34
Dopazo et al. (2008)	T	R717/R744	Avaliação Teórica COP _{max} =1,45
Dopazo e Fernández-Seara. (2010)	E	R717/R744 R717 CRDE	Avaliação experimental do R717/R744 com CRDE com R717 Qevap,BT=9 kW

			↑19,5 % do COP do CRC ao CRDE de R717
Messineo. (2011)	T	R717/R744 R404A CRDE	Comparação entre os dois sistemas do CRC ao CRDE com SUB=0 °C e 10 °C, respectivamente ↓8,84% do COP ↓10,31% do COP
Sachdeva, Jain e Kachhwaha. (2014)	T	R717/R744 R290/R744 R1270/R744 R404A/R744	Comparação dos fluidos refrigerantes em relação ao sistema R12/R744 COP _{max} =1,299
Sanz-Kock et al. (2014)	E	R134a/R744	Avaliação experimental do ciclo com gás cooler na saída do compressor BT COP _{max} =1,69
Rawat et al. (2015)	T	R717/R744	Modelagem para conhecer os efeitos dos diferentes parâmetros COP _{max} =1,83
Cabello et al. (2016)	E	R134a/R744 R152a/R744	Comparação de fluidos refrigerantes no ciclo de alta temperatura com gás cooler na saída do compressor BT COP _{max,R134a} =1,597 COP _{max,R152a} =1,591
Nebot-Andrés et al. (2017)	E	R1234yf/R744 R744 transcrito CRSM com R1234yf	Comparação das diferentes configurações T _{Cond,AT} >28 °C e T _{Evap,BT} <-20 °C o CRC apresenta um maior COP em relação ao R744 transcrito com SM
Yilmaz, Mancuhan e Erdonmez. (2018)	T	R717/R744	Análise teórica e otimização na temperatura de condensação e evaporação COP _{totais,max} =1,68, 2,05 e 2,37 respectivamente
Bellos e Tzivanidis. (2019)	T	R152a/R744 R717/R744 R1270/R744 R600/R744 R600a/R744 R290/R744	Modelagem matemática para comparação energética dos diferentes fluidos refrigerantes testados no ciclo AT ↑10% até 60% do COP do R717/R744 em comparação ao R744/R744
Zhang et al. (2020)	E	R1270/R744 R717/R744 R290/R744	Comparação de fluidos refrigerantes no ciclo de alta temperatura Q _{evap,BT} =2,03kW a 4,11kW COP _{Total} =0,59 a 0,97

Legenda:

T: Teórico

CRSM: Ciclo de refrigeração com subresfriamento mecânico

E: Experimental

CRC: Ciclo de refrigeração em cascata

AT: Alta temperatura

CRDE: Ciclo de refrigeração de duplo estágio

BT: Baixa temperatura

2.5. Trocador de calor interno

Nos sistemas de refrigeração convencionais, são utilizados equipamentos que permitem obter um maior rendimento; um deles é o trocador de calor interno (TCI), dispositivo utilizado na saída do evaporador e entrada do compressor para o fluido frio e na saída do condensador e entrada da válvula de expansão para o fluido quente. A implementação do TCI proporciona um grau de superaquecimento na linha de baixa temperatura e subresfriamento na linha de alta temperatura. O grau de subresfriamento melhora o desempenho do ciclo de refrigeração devido à redução do flash-gás, garantindo líquido na válvula de expansão, causando o aumento da capacidade de refrigeração específica no sistema de refrigeração. Além disso, o grau de subresfriamento pode fornecer uma diminuição do diâmetro nas linhas de líquido entre o condensador e dispositivo de expansão, causando uma diminuição da carga do fluido refrigerante nessa linha (Pottker e Hrnjak, 2015). Na Fig. 2.7, é apresentado o ciclo de refrigeração por compressão a vapor com a implementação de um TCI.

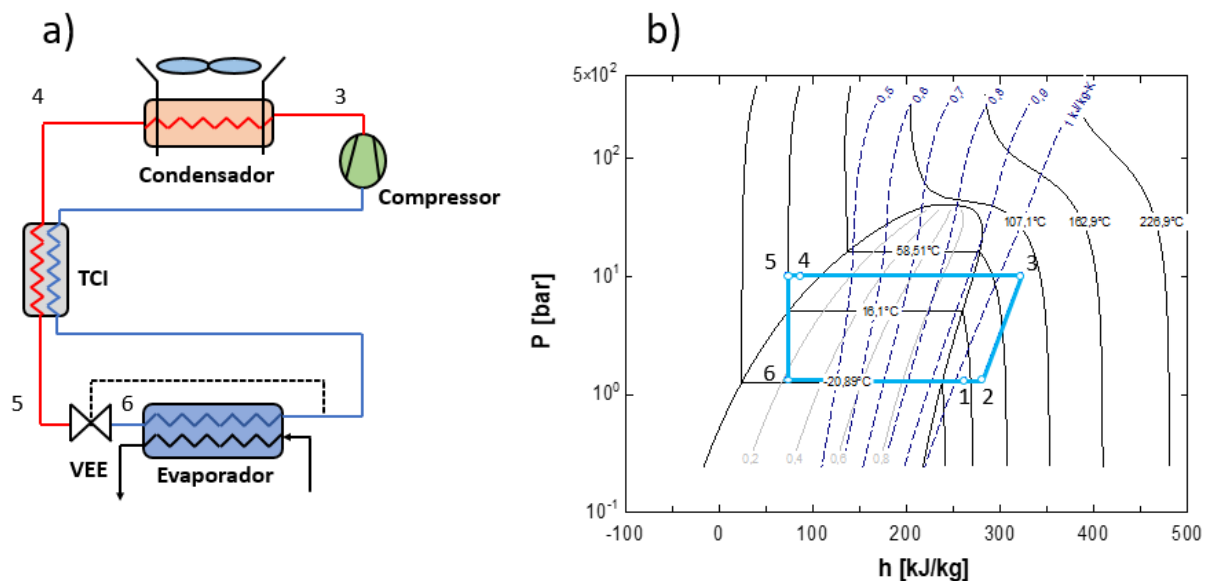


Figura 2.7 a) Ciclo de refrigeração com a implementação do TCI, pontos 1-2 grau de superaquecimento, pontos 4-5 grau de subresfriamento b) diagrama P-h.

No entanto, o TCI proporciona um grau de subresfriamento menor em comparação ao grau de superaquecimento, influenciando em uma maior temperatura na sucção do compressor, ocasionando um aumento na temperatura de descarga do compressor. Selbaş, Kizilkan e Şencan (2006) fizeram um estudo termoeconômico para determinar o grau de subresfriamento e superaquecimento em um sistema de refrigeração, sendo os valores ótimos para obter um maior rendimento no sistema de refrigeração de 9°C e 5°C , respectivamente.

Porém um elevado grau de subresfriamento no condensador reduz a transferência de calor, uma vez que o fluido se encontra na fase líquida, em comparação à troca de calor com mudança de fase, na qual a transferência de calor é maior.

Entretanto a implementação do trocador de calor interno produz uma redução da vazão de refrigerante devido ao aumento do volume específico na sucção do compressor, além disso, produz um incremento na temperatura de descarga do compressor, diminuindo sua vida útil. Porém, nos trabalhos de Rigola et al., 2010; Sánchez et al., 2017a; Torrella et al., 2011; Zhang et al., (2010) para aplicações transcíticas em sistemas de refrigeração com R744, é observado que o uso do TCI incrementa a capacidade de refrigeração específica vencendo a redução de vazão de refrigerante, aumentando a capacidade frigorífica de até 10 % (Llopis et al., 2018). O TCI é vantajoso quando é utilizado em sistemas que operam com fluidos refrigerantes que possuem uma elevada capacidade frigorífica.

2.5.1 Trocador de calor interno empregado nos ciclos de alta e baixa temperatura

O uso do trocador de calor interno nos ciclos de alta e baixa temperatura é apresentado na Fig. 2.8.

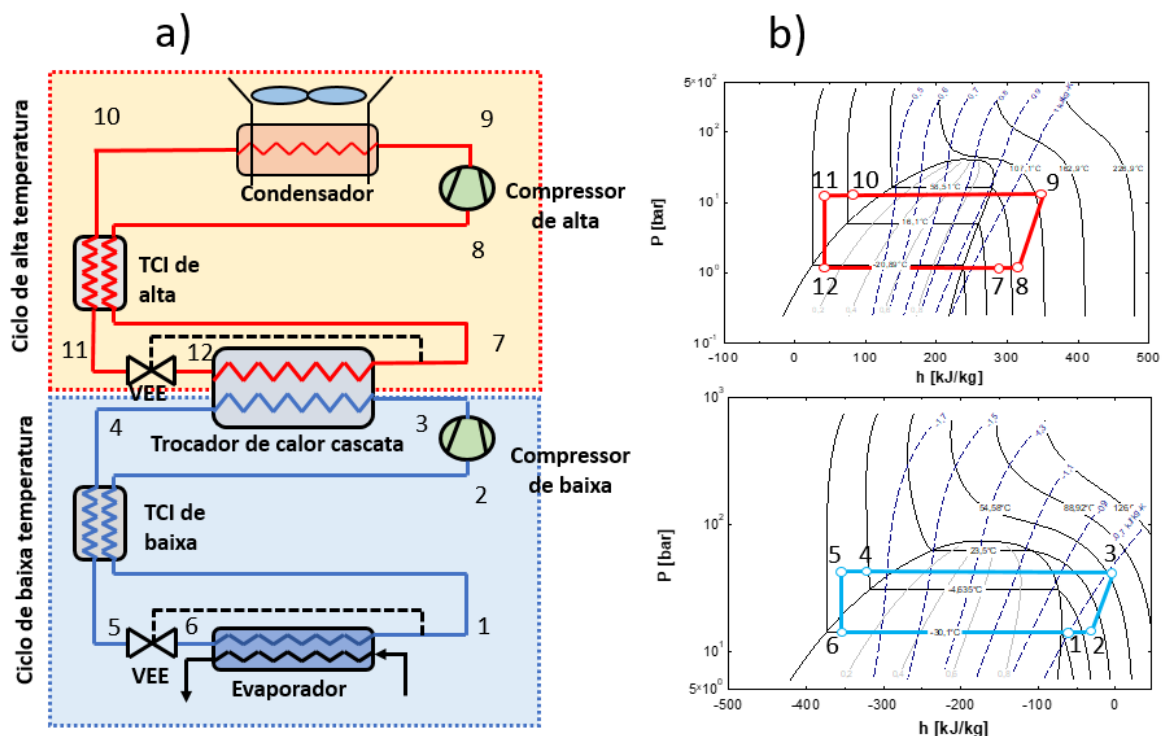


Figura 2.8 Configuração com TCI no ciclo de alta e baixa temperatura.

Sarkar, Bhattacharyya e Gopal (2004) analisaram termodinamicamente o ciclo de refrigeração que opera com R744/R717 e R717/R744 nos ciclos de alta e baixa temperatura, respectivamente. Os autores observaram um decaimento no COP e na eficiência exergética do ciclo, conforme aumenta a diferença de temperaturas no trocador de calor em cascata. Os cientistas compararam os ciclos de refrigeração em cascata com o ciclo de refrigeração de simples estágio de R717 e R744, e concluíram que os sistemas em cascata são mais eficientes em comparação aos ciclos de simples estágio, obtendo COP_{max} de 3,98 e 3,94 para R744/R717 e R717/R744, respectivamente.

Bhattacharyya et al (2005) fizeram a análise termodinâmica para otimizar o ciclo de refrigeração em cascata que opera com R744/R290 para os ciclos de alta e baixa temperatura, respectivamente. Os autores mantiveram a eficiência dos trocadores de calor internos em 0,6 para analisar o comportamento do COP em função da diferença de temperaturas no trocador de calor em cascata. Nos resultados, obtiveram um COP_{max} de 3,6 a 2,7 para diferença de temperaturas no gás cooler de 0 a 20 K.

Bhattacharyya, Garai e Sarkar (2008) realizaram o estudo termodinâmico de um ciclo de refrigeração em cascata que funciona com R744/R744a e R744a/R744 para os ciclos de alta e baixa temperatura, respectivamente. Os autores analisaram o limite de temperatura inferior no evaporador do ciclo AT e observaram que o aumento da mesma causa uma redução do COP_{BT} e ao mesmo tempo causa o aumento COP_{AT} . Esses comportamentos causam um decaimento no $COP_{sis.}$. O COP_{max} obtido pelos autores foi de 2,52 e 2,51 para as configurações R744a/R744 e R744/R744a, respectivamente.

Dubey, Kumar e Agrawal. (2014) fizeram a análise termodinâmica de um ciclo de refrigeração que opera com R744/R1270. Os mesmos autores estudaram a temperatura de saída do gás cooler, temperatura de evaporação e a diferença de temperatura no trocador de calor em cascata, obtendo acréscimos no COP com o aumento da temperatura de evaporação e decaimentos do COP com o aumento da diferença de temperaturas no trocador de calor em cascata. O COP_{max} obtido foi de 3,56 para uma temperatura intermediária ou de acoplamento (limite inferior de temperatura no ciclo de alta temperatura) de 25 °C.

2.5.2 Trocador de calor interno utilizado no ciclo de baixa temperatura

Em aplicações abaixo de $-30\text{ }^{\circ}\text{C}$, recomenda-se o uso do trocador de calor interno no ciclo de baixa temperatura, com o intuito de incrementar a temperatura de sucção no compressor, reduzindo a possibilidade de ter líquido na entrada do mesmo.

No entanto, a implementação do TCI no ciclo de baixa temperatura reduz a capacidade frigorífica, devido à diminuição da vazão mássica, causando, ao mesmo tempo, a redução de calor no trocador de calor em cascata e a diminuição, por consequência, da vazão mássica do ciclo de alta temperatura. O uso do trocador de calor interno no ciclo de baixa temperatura é apresentado na Fig. 2.9. A seguir, são ilustrados os principais trabalhos com a implementação do trocador de calor interno no ciclo de baixa temperatura.

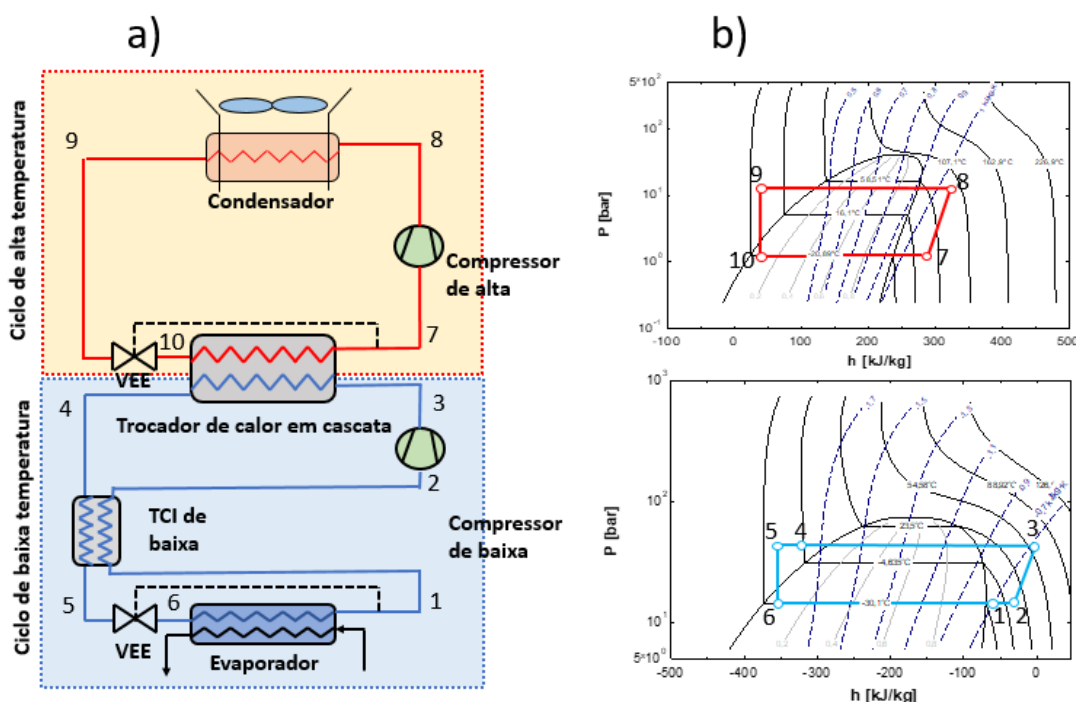


Figura 2.9 Configuração com TCI no ciclo de baixa temperatura.

Bingming et al. (2009) avaliaram experimentalmente o rendimento de um ciclo de refrigeração em cascata que opera com R717 e R744 com os ciclos de refrigeração simples e duplo estágio de R717. Os autores avaliaram os efeitos da diferença da temperatura no trocador de calor em cascata e o grau de superaquecimento. Esses parâmetros levam a uma diminuição da capacidade frigorífica e, por consequência, do COP. Os autores concluíram que o ciclo em cascata teve um incremento de COP de 19,3% e 9,1% para os ciclos simples e duplo estágio do R717.

Di Nicola et al. (2011) estudaram um ciclo de refrigeração em cascata que opera com R717 e misturas de hidrocarbonetos com R744, para os ciclos de alta e baixa temperatura, respectivamente. Os autores misturaram o R744 com HCs com o intuito de trabalhar a temperaturas de evaporação abaixo do ponto triplo, obtendo valores máximos de COP de 0,93 e 0,91 para misturas as R744-R170 e R744-R1150, respectivamente.

Llopis et al. (2015) avaliaram experimentalmente um ciclo de refrigeração em cascata que opera com R134a/R744 em combinação com um resfriador a gases no ciclo de baixa temperatura. Os autores observaram um efeito positivo no COP melhorando de 0.15 até 2.91 %. Esses acréscimos são observados a temperaturas de -40 e -35 °C, em que a implementação do TCI é mais conveniente, devido à redução do calor rejeitado no ciclo de alta temperatura.

Llopis et al. (2016) quantificaram os efeitos causados pelo trocador interno em um ciclo de refrigeração em cascata que opera com R134a e R744 com um resfriador de gases no ciclo de baixa temperatura. Os autores incorporaram um resfriador de gás na descarga do compressor para diminuir a temperatura de descarga do mesmo, obtendo um aumento máximo de 3,7 % no COP.

Singh e Dasgupta (2016) fizeram a análise termodinâmica em um ciclo de refrigeração em cascata que opera com temperaturas de evaporação e condensação de -40 °C e 50 °C com fluidos refrigerantes R1234yf e R744 para os ciclos de alta e baixa temperatura, respectivamente. Os autores concluíram que a implementação do TCI não produz melhoras no COP do sistema. O COP_{max} do ciclo foi de 1,85 à temperatura de condensação de 30 °C.

2.5.3 Trocador de calor interno empregado no ciclo de alta temperatura

A aplicação do trocador de calor interno no ciclo de alta temperatura pode contribuir no aumento de rejeição de calor no ciclo de alta temperatura. Esta configuração é apresentada na Fig. 2.10.

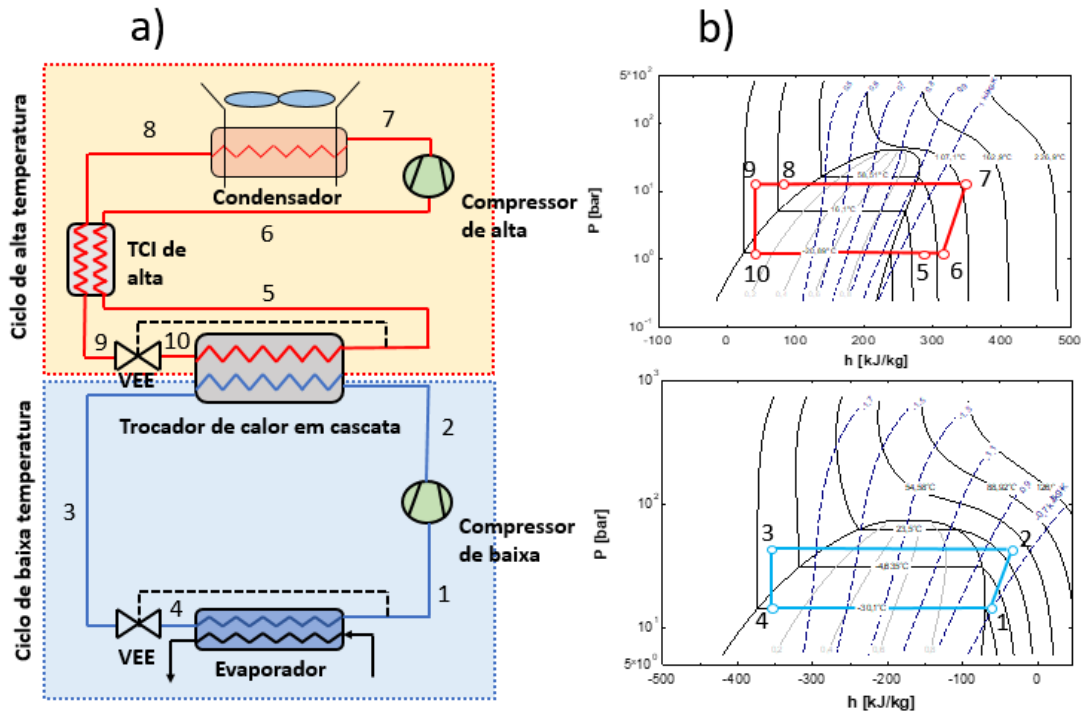


Figura 2.10 Configuração com TCI no ciclo de alta temperatura.

Messineo e Panno (2012) realizaram a análise termodinâmica do ciclo de refrigeração em cascata. O sistema está composto com R744 no ciclo de baixa temperatura e foram testados o R717, R290, R600, R404A, R410A e R134a, com e sem trocador interno no ciclo de alta temperatura. Os autores concluíram que, para o ciclo de refrigeração em cascata sem TCI, o par de fluido que apresentou maior índice desempenho foi o R717/R744 com um COP de 1,71; com a implementação do TCI, o R600 apresentou melhor desempenho com um COP_{max} de 1,75. Na Tab. 2.2, são sumarizados os trabalhos focados na aplicação do trocador interno no ciclo de refrigeração em cascata, com suas principais pesquisas e análises dos trabalhos mencionados anteriormente.

Tabela 2.2 - Resumo dos estudos teóricos e experimentais dos sistemas de refrigeração em cascata que funcionam com trocador de calor interno.

Autores	Trabalho analisado	Refrigerantes testados	Posição do TCI	Observações
Sarkar, Bhattacharyya e Gopal (2004)	T	R744/R717 R717/R744	AT BT	Comparação teórica dos ciclos propostos COP _{max} =3,98 e 3,94 para os ciclos de R744/R717 e R717/R744, respectivamente.
Bhattacharyya et al. (2005)	T	R744/R290	AT BT	Otimização da diferença de temperaturas no trocador em cascata e gás cooler COP _{max} =3,6
Bhattacharyya, Garai e Sarkar (2008)	T	R744a/R744 R744/R744a	AT BT	Comparação teórica dos sistemas propostos COP _{max} =2,52 e 5,51 para R744a/R744 e R744/R744a, respectivamente.
Bingming et al. (2009)	E	R717/R744 R717 CRSE R717 CRDE	BT	Avaliação dos diferentes ciclos propostos ↑19,3% e ↑9,1 % do COP do CRC em comparação ao R717 SE e R717 DE
Di Nicola et al. (2011)	T	R717/R744-R170 R717/R744-R290 R717/R744-R1150	BT	Análise teórico COP _{max} =0,93 e 0,91 para as misturas R717/R744-R170 e R717/R744-R1150, respectivamente
Messineo e Panno (2012)	T	R717/R744 R290/R744 R600/R744 R404A/R744 R410A/R744 R134a/R744	AT	Análise dos fluidos refrigerantes propostos Sem TCI COP _{max} = 1,71 para o para R717/R744 Com TCI COP _{max} =1,75 para o par R600/R744
Dubey, Kumar e Agrawal (2014)	T	R744/R1270	AT BT	Análise teórica do R744/R1270 COP _{max} =3,56
Llopis et al. (2015)	E	R134a/R744	BT	Avaliação do ciclo proposto ↑0,15% até 2,91% para temperaturas de evaporação de -40 °C e -35 °C
Singh e Dasgupta (2016)	T	R1234yf/R744	BT	Análise termodinâmica do ciclo de refrigeração COP _{max} =1,85
Llopis et al. (2016)	E	R134a/R744	BT	Avaliação do R134a/R744 com e sem TCI ↑3,7 % COP e ↓1,1% ↓2,4% Q _{evap} com a implementação do TCI

Legenda:

T: Teórico

TCI: Trocador de calor interno

CRDE: Ciclo de refrigeração de duplo estágio

E: Experimental

CRC: Ciclo de refrigeração em cascata

BT: Baixa temperatura

AT: Alta temperatura

CRSE: Ciclo de refrigeração de simples estágio

2.6. Sistemas de expansão com ejetor

O ejetor é usado geralmente no ciclo de alta temperatura ou em ambos os ciclos de um sistema de refrigeração em cascata. Nos ciclos de refrigeração em cascata, muita atenção foi dedicada à melhoria do desempenho do sistema. Nesse sentido, é de grande importância a seleção de pares de refrigerantes capazes de melhorar o desempenho do sistema, considerando fatores ambientais e custo. Assim, diversos estudos encontrados na literatura focaram no estudo dos fluidos refrigerantes a fim de obter alta eficiência (Kilicarslan e Hosoz, 2010; Messineo e Panno, 2012). Na Fig. 2.11, é apresentado o ciclo de refrigeração em cascata que opera com ejetor no ciclo de alta e baixa temperatura com os diagramas pressão-entalpia correspondentes do ciclo de refrigeração.

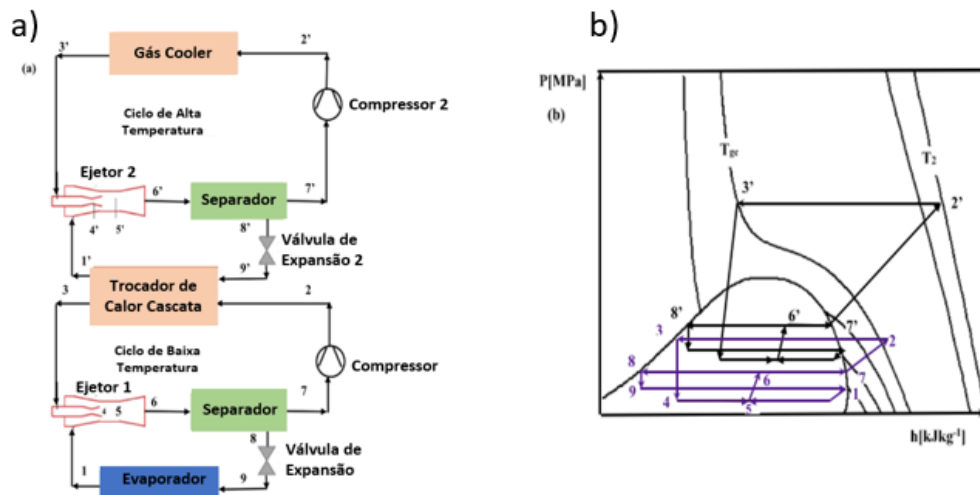


Figura 2.11 Ciclo de refrigeração a) cascata com ejetor b) ciclo P-h. (Adaptado de Megdoui et al. 2017).

Yari e Mahmoudi (2011) fizeram a análise do ciclo de refrigeração que opera com R744 trabalhando no modo transcrito e subcrítico. Os autores observaram ganhos no COP de 17,2 % em comparação ao ciclo em cascata convencional. Isso acontece com o aumento da temperatura de evaporação, ocasionando uma menor taxa de compressão, reduzindo o consumo de potência do compressor. Na Tab. 2.3 são sumarizadas as pesquisas e análises da aplicação do ejetor em sistemas de refrigeração em cascata com as principais pesquisas e análises dos trabalhos que foram citados anteriormente.

Ejemni et al. (2012) analisaram o sistema de refrigeração com uma simulação em Fortran, examinando diferentes fluidos refrigerantes: R717, R290, R134a, R125, R143a e R152a, no ciclo de alta temperatura. Os autores obtiveram o melhor COP testando o R290 no

ciclo de alta temperatura, com a implementação do ejetor nos ciclos de alta e baixa temperatura do sistema de refrigeração em cascata, obtendo um COP máximo de 1,8.

Dokandari et al. (2014) analisaram termodinamicamente o sistema de refrigeração em cascata que trabalha com R717 no ciclo de alta temperatura. Os autores obtiveram ganhos no COP de até 7 % em comparação com o ciclo de refrigeração convencional, a temperaturas de evaporação e condensação de $-45\text{ }^{\circ}\text{C}$, $30\text{ }^{\circ}\text{C}$, respectivamente, com diferença de temperatura no trocador em cascata de $3\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Megdouli et al. (2016) estudaram teoricamente o ciclo de refrigeração que opera com R744/R744 fazendo análises energéticas e exegéticas. Os autores concluíram que os parâmetros mais significativos no sistema de refrigeração são a pressão e a temperatura de saída do gás cooler, obtendo aumentos de COP de até 37% com uma pressão ideal do gás cooler de 10.4 MPa sobre o ciclo de refrigeração em cascata convencional. O principal motivo para o aprimoramento do COP é devido à grande temperatura no resfriador de gás que é usado como fluido de trabalho para acionar o ejetor.

Megdouli et al. (2017) simularam em Fortran o sistema refrigeração em cascata que opera com R744/R717, no ciclo de alta temperatura e baixa temperatura, respectivamente. Obtendo um valor ótimo da pressão no resfriador de gás de 9,6 Mpa com um COP máximo de 1,2, a temperaturas de evaporação e resfriador a gás de $-45\text{ }^{\circ}\text{C}$ e $40\text{ }^{\circ}\text{C}$, respectivamente.

Li et al. (2018) avaliaram experimentalmente o consumo energético do ciclo de refrigeração que opera com R290/R170 em conjunto com um freezer para atingir temperaturas ultrabaixas e utilizaram um ejetor no ciclo de alta temperatura. Os autores concluíram que a taxa de arrasto é insensível à mudança da temperatura ambiente e a contrapressão aumenta com o aumento da temperatura ambiente. Além disso, o consumo do sistema de refrigeração em cascata com ejetor reduz 4,77% em comparação ao ciclo de refrigeração em cascata convencional.

Golbaten Mofrad. et al. (2020) fizeram simulações desde o ponto de vista energético e exergético, dos ciclos de refrigeração em cascata e o ciclo de refrigeração em cascata com recuperação de calor. Esses ciclos de refrigeração operam com R744/R744A para o ciclo de alta e baixa temperatura, respectivamente. Nos resultados de análise de energia, os autores observaram que o ciclo de refrigeração em cascata com recuperação de calor aumenta o COP em 7,6 % em comparação ao ciclo em cascata.

Tabela 2.3 – Resumo de trabalhos experimentais e teóricos dos sistemas de refrigeração que utilizam ejetor como dispositivo de expansão

Autores	Tipo de ejetor	Posição do ejetor	Trabalho analisado	Fluidos testados	Observações
Yari e Mahmoudi (2011)	EMAC	AT	T	R744/R744	Análise do ciclo proposto ↑17,2 % do COP do que o CRC convencional
Ejemni et al. (2012)	EMPC	AT BT	T	R717/R744 R290/R744 R134a/R744 R125/R744 R143a/R744 R152a/R134a	Análise dos diferentes fluidos propostos COP _{max} =1,8 para o sistema R290/R744
Dokandari et al. (2014)	EMPC	AT BT	T	R717/R744	Análise termodinâmico ↑7 % do COP do que o CRC convencional
Megdouli et al. (2016)	EMAC	AT	T	R744/R744	Análise do ciclo proposto ↑37 % do COP do que o CRC convencional P _{opt} =10,4 Mpa
Megdouli et al. (2017)	EMPC	AT BT	T	R744/R717	Análise do ciclo proposto COP _{max} =1,2 P _{opt} =9,6 Mpa
Li et al. (2018)	EMAC	AT	E	R290/R170	Avaliação do ciclo para temperaturas ultrabaixas ↓ 4,77 % do consumo de potência do que CRC convencional
Golbaten Mofrad. et al. (2020)	-	AT BT	T	R744/R744A R744/R744A com RC	Comparação dos ciclos propostos ↑7,6 % do COP do R744/R744A com RC em relação ao R744/R744A

Legenda:

EMAC: Ejetor de mistura com área constante

BT: Baixa temperatura

E: Experimental

EMPC: Ejetor de mistura a pressão constante

AT: Alta temperatura

T: Teórico

EMCC: Ejetor de mistura cônico-cilíndrica

CRC: Ciclo de refrigeração em cascata

EMC: Ejetor de mistura cilíndrica

RC: Ciclo de refrigeração com recuperação de calor

2.7. Aplicação em supermercados

Na atualidade, é muito importante a conservação de alimentos refrigerados durante o processamento, transporte e varejo, sendo as aplicações de supermercados as responsáveis por entre 3% até 4% do consumo anual de energia nos países industrializados (Tassou et al., 2011). Além da refrigeração, as plantas de aquecimento, ventilação e ar condicionado (HVAC) representam aplicações no setor de varejo de alimentos, consumindo elevadas taxas de consumo de potência, que contribuem nas emissões indiretas de gases de efeito estufa (Gullo et al., 2018). Esses argumentos sustentam o principal motivo da troca de refrigerantes halogênios usados em sistemas de refrigeração convencionais por fluidos refrigerantes naturais, neste caso R744. Em aplicações de supermercados, são requeridos dois níveis de temperatura para produtos resfriados e congelados, com temperaturas de 3 °C e -20 °C, respectivamente. A seguir, são apresentadas as diferentes configurações dos ciclos de refrigeração em cascata que são utilizados em supermercados.

2.7.1 Sistema de refrigeração com evaporador de média temperatura no ciclo de baixa temperatura

O circuito de refrigeração em cascata que utiliza evaporadores de baixa e média temperatura no ciclo de baixa temperatura é apresentado na Fig. 2.12.

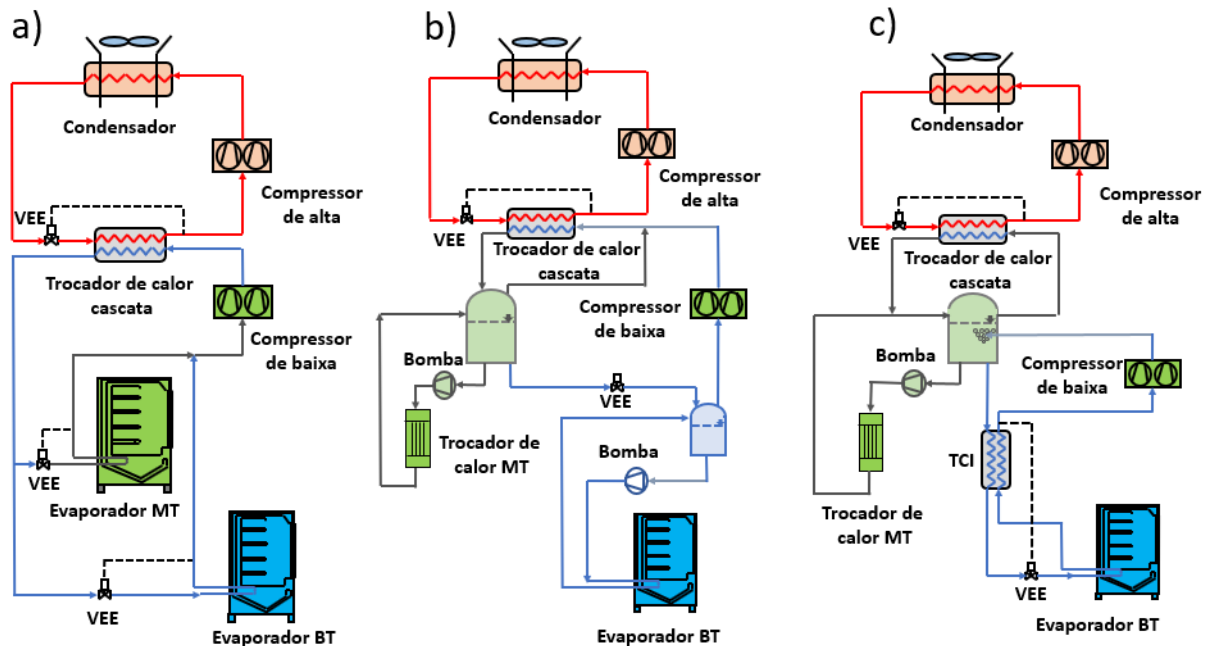


Figura 2.12 Ciclo de refrigeração em cascata com dois evaporadores no ciclo de baixa temperatura: a) dupla evaporação direta b) dupla evaporação inundada c) evaporador de meia temperatura inundado. Fonte: Adaptados de (Mylona et al. 2017), (Sawalha, 2008) e (Sawalha e Rogstam, 2016), respectivamente.

Zhang (2006) modelou o ciclo de refrigeração com compressão paralela com R404A, expansão indireta com água/glicol e ciclo de refrigeração em cascata com R290/R744, avaliando os sistemas desde o ponto de vista da eficiência energética e TEWI. O autor concluiu que os sistemas distribuídos apresentam menor consumo de energia entre 6 a 9 %.

Da Silva, Bandarra e Antunes (2012) avaliaram experimentalmente a eficiência energética e o rendimento do ciclo de refrigeração em cascata que opera R404A/R744 com os sistemas de expansão direta com R404A e R22. Os autores concluíram que o sistema em cascata com R404A/R744, em comparação com os sistemas de expansão direta, apresenta uma redução do consumo de energia elétrica de 13 % a 24 %.

Mylona et al. (2017) fizeram o estudo de consumo energético e impacto ambiental de três tipos de topologias utilizadas em refrigeração em supermercados: ciclo de refrigeração com compressão paralela com R134a, ciclo de refrigeração transcrito e CRC com R134a/R744 para os ciclos de refrigeração de alta e baixa temperatura, respectivamente. Os autores concluíram que o ciclo de refrigeração em cascata tem um melhor desempenho na estação de verão em comparação ao ciclo transcrito e de compressão paralela. Entretanto, o ciclo de refrigeração transcrito apresenta uma redução no consumo de potência de 17%

alinhado com uma redução de impacto total de TEWI de 44% em comparação ao ciclo de refrigeração que opera com R404A.

Amaris et al. (2017) fizeram a análise termodinâmica de um ciclo de refrigeração em cascata que opera com R717/R744. Esse sistema opera com compressor de duplo estágio no ciclo de baixa temperatura. Nos resultados obtidos, o COP varia de 2.19 a 1.56 para temperaturas ambientes de 7 a 40 °C.

Amaris, Tsamos e Tassou (2018) fizeram o estudo termodinâmico para o ciclo de refrigeração booster, compressão paralela e ciclo de refrigeração em cascata booster que opera com R717/R744. Nos resultados obtidos, os sistemas com compressão booster e compressão paralela apresentam maior COP, porém o sistema de refrigeração em cascata apresenta melhor desempenho para capacidades frigoríficas menores 30 kW, obtendo um $COP_{max}=2,25$ a temperaturas ambientes maiores a 26 °C. Isso pode ser explicado porque o circuito de baixa temperatura é isolado para o ciclo de alta temperatura.

Tsamos et al. (2019) avaliaram teoricamente, em termos de capacidade frigorífica e impacto total do aquecimento global (TEWI), três tipos de topologias usadas em refrigeração em supermercados, analisando os seguintes ciclos de refrigeração: ciclo de refrigeração com compressão booster, ciclo com compressão paralela e ciclo de refrigeração em cascata que opera com R717/R744 para os ciclos de alta e baixa temperaturas, respectivamente. Os autores concluíram que o CRC apresenta uma melhor eficiência energética, obtendo uma diminuição de consumo de energia entre 11,6 e 9,2 % em comparação ao ciclo de ciclo de refrigeração tipo booster e compressão paralela, respectivamente.

Em alguns sistemas, é utilizada a técnica de evaporação inundada, isto quer dizer que a “evaporação” do R744 ocorre em líquido. Para isso, o evaporador trabalha em conjunto com uma bomba de recirculação que o inunda de líquido, fazendo que o coeficiente de transferência de calor seja mais alto em comparação aos sistemas de evaporação direta. Esses sistemas são apresentados na Fig. 2.12b e Fig.2.12c.

Sharma, Fricke e Bansal (2014) investigaram diferentes topologias empregadas em sistemas de refrigeração em cascata que operam com R404A/R744, que operam com CO₂ com evaporação inundada para diferentes zonas climáticas em oito cidades nos Estados Unidos. Nos resultados obtidos, o sistema de refrigeração em cascata mostrou-se mais eficiente nas cidades de Duluth, Minneapolis e Chicago, com COPs anuais médios de 3,46, 3,31 e 3,27, respectivamente.

Purohit, Gullo e Dasgupta (2017) analisaram teoricamente os seguintes sistemas de refrigeração: sistema de refrigeração em cascata R1234ze/R744, funcionando com os dois

evaporadores inundados; sistema tipo booster com compressão paralela trabalhando com R717; e sistema tipo booster com R717 operando com R290 com subresfriamento mecânico. Os autores concluíram que o ciclo em cascata permite um melhor desempenho do sistema em climas quentes (temperaturas ambientes maiores a 30 °C), em comparação aos sistemas de refrigeração tipo booster.

Karampour e Sawalha (2018) fizeram o estado da arte de diferentes sistemas de refrigeração com R744 em aplicação para supermercados, tais como ciclos de refrigeração em cascata que funcionam com R290/R744 e R717/R744, operando o CO₂ com evaporação inundada no ciclo de baixa temperatura. Os autores concluíram que a evaporação inundada com bomba de recirculação em média temperatura é uma solução promissória em climas quentes. O máximo COP do ciclo de refrigeração em cascata com evaporação inundada foi de 2,8 operando com R717/R744 a uma temperatura ambiente de 30 °C.

2.7.2 Sistema de refrigeração com evaporador de média temperatura no ciclo de alta temperatura

O circuito de refrigeração em cascata que utiliza um evaporador no ciclo de baixa temperatura e evaporador de média temperatura no ciclo de alta temperatura é apresentado na Fig. 2.13a. Na Fig. 2.13b, é apresentado o ciclo que opera com evaporador de meia temperatura inundado.

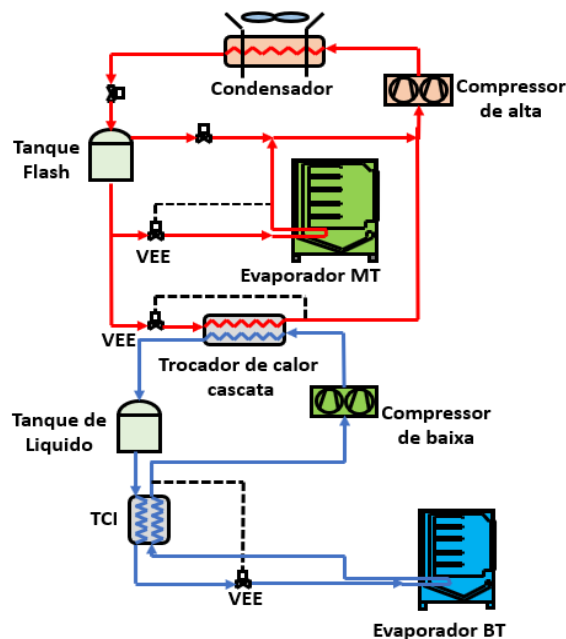


Figura 2.13 Ciclo de refrigeração em cascata com evaporador de meia temperatura no ciclo de alta temperatura. Fonte: Adaptado de (Tsamos et al. 2017).

Ge e Tassou (2014) modelaram o sistema de refrigeração em cascata, com o intuito de implementar um sistema de controle para a otimização na recuperação de calor. Os mesmos autores obtiveram que o controle de pressão pode satisfazer a demanda de calor do supermercado com a recuperação de calor do sistema de refrigeração, porém, ao aumentar a recuperação de calor, incrementa o consumo de energia do compressor.

Gullo, Elmegaard e Cortella (2016) analisaram teoricamente, em termos de consumo energético e impacto ambiental, os seguintes sistemas de refrigeração empregados em refrigeração comercial: ciclo em cascata R134a/R744, ciclo booster com R744, ciclo booster R744 com subresfriamento mecânico utilizando R290. Os autores concluíram que o sistema de refrigeração com R744 tipo booster que opera com 15 °C de subresfriamento apresenta maior COP. Além disso, apresenta menor impacto ambiental com 10.6 % e 25.3 % do total do TEWI em Atenas e Espanha, respectivamente.

Tsamos et al. (2017) avaliaram 4 tipos de sistemas de refrigeração que operam com R744, sendo os seguintes: ciclo de refrigeração booster, ciclo em cascata R744/R744, ciclo de refrigeração tipo booster com compressão paralela e ciclo em cascata tipo booster com compressão paralela. Os autores concluíram que o sistema de refrigeração em cascata tipo booster que opera com compressão paralela apresenta aprimoramentos de COP de 3.6 % e

2.1% em climas quentes e moderados. Isso pode ser explicado pela redução da potência no compressor de alta temperatura.

Catalán-Gil et al. (2018) desenvolveram diferentes modelos de sistemas de refrigeração comercial tais como: CRC básico com resfriador de gases na saída no compressor de baixa temperatura, sistema booster transcrito que opera com R744, sistema booster transcrito com compressão paralela que opera com R744, sistema booster transcrito que opera com ejetor, CRC tipo booster e CRC tipo booster com compressão paralela. Os ciclos de refrigeração em cascata operam com R513A/R744, para os ciclos de alta e baixa temperatura, respectivamente. Nos resultados, os autores observaram que as configurações em cascata apresentam maiores ganhos de COP. Para temperaturas ambientes acima de 14 °C, a configuração básica com resfriador de gases na saída do compressor de baixa temperatura comprovou ser a mais eficiente em comparação aos ciclos propostos, enquanto a temperaturas ambientes abaixo de 12 °C as configurações em cascata tipo booster com e sem compressão paralela apresentaram maior COP em relação às demais configurações.

Sooben et al. (2019) fizeram a análise energética dos seguintes sistemas de refrigeração: ciclo de refrigeração transcrito, ciclo transcrito tipo booster com subsfriamento e ciclo de refrigeração em cascata. Nos resultados obtidos, os sistemas de refrigeração em cascata com R134a/R744 e R1234ze/R744 apresentam o maior COP, no entanto, o sistema com R1234ze/R744 proporciona uma redução de cerca de 42,6 % do impacto TEWI, provando ser uma alternativa na substituição do R134a.

2.7.3 Sistema de refrigeração com R744 com expansão indireta

Desde 1995, o R744 tem sido estudado como fluido refrigerante alternativo para substituir os fluidos refrigerantes sintéticos convencionais. Esse fluido refrigerante foi amplamente utilizado em países nórdicos como fluido secundário, em aplicações de supermercados com sistemas indiretos. Os aspectos de segurança, as boas propriedades termofísicas do R744 e a boa transferência de calor implicam a redução do tamanho da tubulação, sendo apropriado em sistemas indiretos Kim, Pettersen e Bullard, (2004). Além disso, o sistema de refrigeração indireto permite a redução da carga dos fluidos refrigerantes HCFC's HFC's. Consequentemente, reduz a taxa anual de vazamentos, permitindo que as emissões indiretas sejam reduzidas Llopis et al., (2018).

Entretanto, a implementação de um sistema de expansão indireta implica um aumento no consumo de energia, devido à implementação da bomba secundária. Algumas plantas de

refrigeração que operavam com fluidos refrigerantes convencionais tais como R12 ou R502 tiveram que reconverter seus sistemas trocando sua tubulação, trocadores de calor nos congeladores para utilizar o R744 em aplicação indireta com R290 ou R717 Sawalha e Palm, (2003). Na Fig. 2.14, é apresentado o sistema indireto que opera no ciclo de alta temperatura, com Etilenoglicol como fluido secundário. Outra vantagem dos sistemas indiretos é o custo.

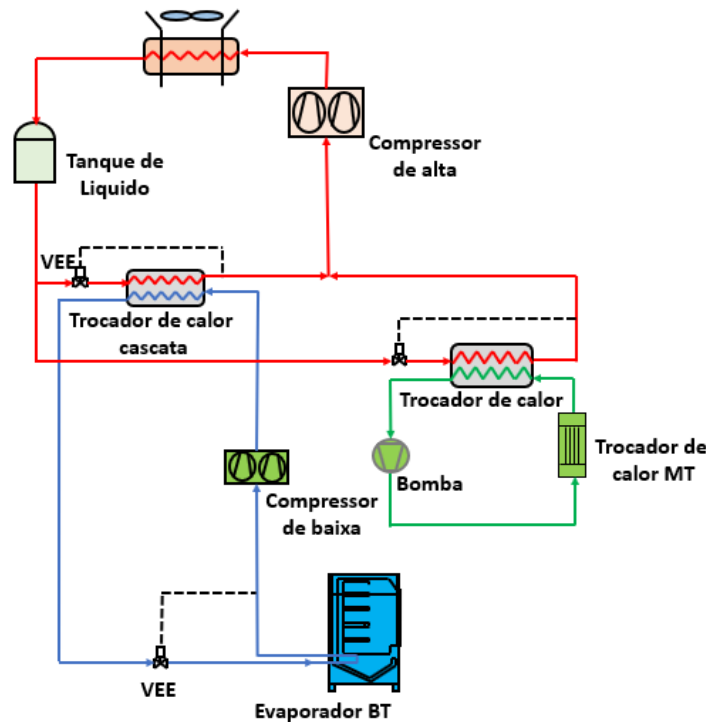


Figura 2.14 Ciclo de refrigeração em cascata com sistema de refrigeração indireto com Etilenoglicol no ciclo de alta temperatura. Fonte: Adaptado de (Sánchez et al. 2016).

Sánchez et al. (2017a) analisaram experimentalmente o impacto no consumo de energia em um ciclo de refrigeração em cascata, quando é convertido de sistema direto para um sistema de refrigeração indireto. O ciclo de refrigeração direto está composto por R134a/R744 e o ciclo de refrigeração indireto está constituído por uma cabina de média temperatura que utiliza como fluidos secundários: Temper®-20 e uma mistura de propilenoglicol-água com concentrações de volume de 60 e 40 %, respectivamente. Os autores concluíram que os dois sistemas indiretos apresentam aumentos de energia de 11.11% e 14 % para os fluidos secundários Temper®-20 e propilenoglicol-água, respectivamente.

Sánchez et al. (2019) avaliaram experimentalmente o impacto ambiental e o consumo de energia de um sistema de refrigeração em cascata que opera com R134a/R744, convertendo-o para um sistema que opera com expansão direta e indireta trabalhando com

R152a, R1234ze, R290 e R1270; o fluido secundário para evaporação indireta é o Temper®-20. Os autores concluíram que o uso do sistema indireto reduz levemente a temperatura de descarga de ambos compressores. Além disso, determinaram que o melhor par de fluido refrigerante para o ciclo de alta temperatura é o R152a, uma vez que seu consumo de potência aumenta levemente de -2,5% e 3,4% a 2,5% e 4,4%, para os sistemas de expansão direta e indireta. Um resumo detalhado da aplicação do ciclo de refrigeração em cascata em supermercados é apresentado na Tab. 2.4, com as pesquisas e análises mencionadas anteriormente.

Tabela 2.4 Resumo dos trabalhos teóricos e experimentais dos ciclos de refrigeração em cascata utilizados na aplicação de supermercados

Autores	Trabalho analisado	Fluidos testados	Configuração do ciclo	Aplicação	Observações
Da Silva, Bandarra e Antunes (2012)	E	R404A R22 R404A/R744	CR CRC	EMTCBT	Avaliação dos ciclos 11,6%↓ e 9,2%↓ no consumo de potência para os CR de R404A e R22.
Sharma, Fricke e Bansal (2014)	T	R404A/R744	CRC	CREI	Análise do ciclo COP _{max} =3,46
Gullo, Elmegaard e Cortella (2016)(GE; TASSOU, 2014)	T	R134a/R744 R744	CRC CRB CRBSM	EMTCAT	Comparação dos ciclos propostos CRBSM mais eficiente do que CRC e CRB COP _{max} =1,98
Mylona et al. (2017)	T	R134a/R744 R744 R134a	CRC Transcrítico CRCP	EMTCBT	Comparação energética dos ciclos propostos ↓17% no consumo de potência para o ciclo transcrito
Amaris et al. (2017)	T	R717/R744	CRCB	EMTCBT	Análise do ciclo proposto COP _{max} =2,19 para T _{amb} =7 °C
Tsamos et al. (2017)	T	R744/R744 R744	CRC CRCB CRB CRBCP	EMTCAT	Comparação dos ciclos propostos ↑3,6% e 2,1% do COP CRCB
Purohit, Gullo e Dasgupta (2017)	T	R1234ze/R744 R717	CRC CRB CRBCP	CREI	Comparação dos sistemas propostos CRC mais eficiente do que o CRB e CRBCP para T _{amb} >30 °C
Sánchez et al. (2017a)		R134a/R744	CRC	EMTCAT	Avaliação experimental dos ciclos propostos

	E	R134a/R744- etilenoglicol	CRCI		↓14% no consumo de potência do CRC em comparação ao CRCI
Catalán-Gil et al. (2018)	T	R513A/R744 R744	CRCRG CRCB CRCBCP transcrítico	EMTCAT	↑48% do COP do CRCRG a $T_{amb}>12$ °C em comparação aos sistemas transcíticos propostos ↑56% do COP do CRCB e CRCBCP a $T_{amb}<12$ °C em comparação aos sistemas transcíticos propostos
Amaris, Tsamos e Tassou (2018)	T	R717/R744 R717	CRCB CRB CRBCP	EMTCBT	Comparação dos ciclos propostos CRCB é mais eficiente para $T_{amb}>26$ °C $COP_{max}=2,25$
Karampour e Sawalha (2018)	T	R290/R744 R717/R744 R404A	CRC CRI CRD	CREI	Análise teórico $COP_{max}=2,8$ para o CRC a $T_{amb}=30$ °C
Sooben et al. (2019)	T	R134a/R744 R1234ze/R744 R744	CRC CRB CRBM	EMTCAT	Comparação dos ciclos propostos $COP_{max}=2,25$ R1234/R744 a $T_{amb}=25$ °C
Sánchez et al. (2019)	E	R134a/R744 R152a/R744 R1234ze/R744 R290/R744 R1270/R744	CRC CRCI	EMTCAT	Avaliação experimental dos ciclos propostos R152a/R744 é o melhor substituto para o R134a/R744 em termos de consumo de potência
Tsamos et al. (2019)	T	R717/R744 R744	CRCB CRB CRBCP	EMTCBT	Comparação dos ciclos propostos ↑11,6% e 9,2% do COP do CRC em comparação CRB e CRBCP, respectivamente

Legenda:

T: Teórico

E: Experimental

AT: Alta temperatura

CRCB: Ciclo de refrigeração em cascata tipo
booster**CRCBCP:** Ciclo de refrigeração em cascata tipo
booster com compressão paralela**EMTCBT:** Ciclo de refrigeração com evaporador de
média temperatura no ciclo de baixa temperatura**CRB:** Ciclo de refrigeração tipo booster**CRBCP:** Ciclo de refrigeração tipo
booster com compressão paralela**CRD:** Ciclo de refrigeração com
evaporação direta

BT: Baixa temperatura

EMTCAT: Ciclo de refrigeração com evaporador de média temperatura no ciclo de alta temperatura

CRI: Ciclo de refrigeração com evaporação indireta

CRC: Ciclo de refrigeração em cascata

CREI: Ciclo de refrigeração com evaporação inundada

CRCI: Ciclo de refrigeração em cascata com evaporador de média indireto

CRCRG: ciclo de refrigeração em cascata com resfriador de gases

CRBSM: Ciclo de refrigeração booster com subresfriamento mecânico

Muitas pesquisas tanto experimentais como teóricas têm-se dedicado ao estudo de diversos parâmetros, que influenciam na eficiência energética dos ciclos de refrigeração que funcionam com R744. Como pode ser visto na Fig. 2.15 são apresentados o número de publicações e as áreas que são objeto de pesquisa nos ciclos de refrigeração em cascata, desde o ano 2010.



Figura 2.15 Número de trabalhos publicados nos ciclos de refrigeração em cascata. Fonte: Portal Science Direct e Elsevier.

CAPÍTULO III

Para atingir o objetivo geral proposto que consiste em analisar o desempenho energético e ambiental do ciclo de refrigeração em cascata, foram executadas previamente uma série de etapas que são apresentadas neste capítulo. A primeira seção do capítulo descreve detalhadamente o sistema de refrigeração em cascata existente, também será apresentado o sistema de aquisição de dados utilizado para a avaliação energética do ciclo de refrigeração, bem como o sistema de controle utilizado para manter constante a temperatura de condensação. Posteriormente é apresentada a metodologia utilizada para calcular a carga de fluido refrigerante, para cada um dos fluidos, assim como o estudo de condutância na câmara fria para a validação da bancada experimental. Por último, a análise de incerteza e do impacto ambiental do sistema de refrigeração em cascata.

3.1 Bancada Experimental

A bancada experimental foi desenvolvida e construída no Laboratório de Energia, Sistemas Térmicos e Nanotecnologia da Faculdade de Engenharia Mecânica, na Universidade Federal de Uberlândia. Esta bancada foi concebida para operar em aplicações de refrigeração tipicamente comercial, normalmente utilizada em supermercados, contendo a inovação de ser operada e monitorada em climas tropicais. O sistema de refrigeração trabalha com dois ciclos de refrigeração, onde o ciclo de baixa temperatura, composto por um compressor alternativo para o R744 e uma válvula de expansão eletrônica que promove a evaporação direta do CO₂, no interior de uma câmara fria com dimensões de 2,3m x 2,6 m x 2,5m. Este sistema de refrigeração destina-se ao estudo de uma câmara fria, onde são realizados testes à carga térmica constante, sendo este tema pouco aprofundado em sistemas de refrigeração em cascata. Além disso, conforme observado na revisão bibliográfica, verifica-se que na grande maioria de estudos o trocador de calor interno é encontrado no ciclo de alta temperatura, baixa temperatura ou em ambos os ciclos. No sistema de refrigeração em cascata investigado foi proposto o uso de um trocador de calor intermediário que faz a comunicação entre o ciclo de baixa e alta temperatura, proporcionando um grau de superaquecimento e subresfriamento, respectivamente. Sendo essa uma abordagem diferente às propostas na literatura.

Conforme foi evidenciado na seção anterior, o R744 é um fluido com propriedades diferentes dos demais, principalmente com relação à pressão de operação. Logo diversos equipamentos a serem utilizados no lado BT devem ser projetados para aplicação especial com CO₂. Tipicamente as espessuras da parede de tubulações, vasos de pressão e componentes gerais do lado BT devem ser mais resistentes. (Da Silva, 2011). O Ciclo de refrigeração utilizado no laboratório é apresentado na Fig. 3.1.

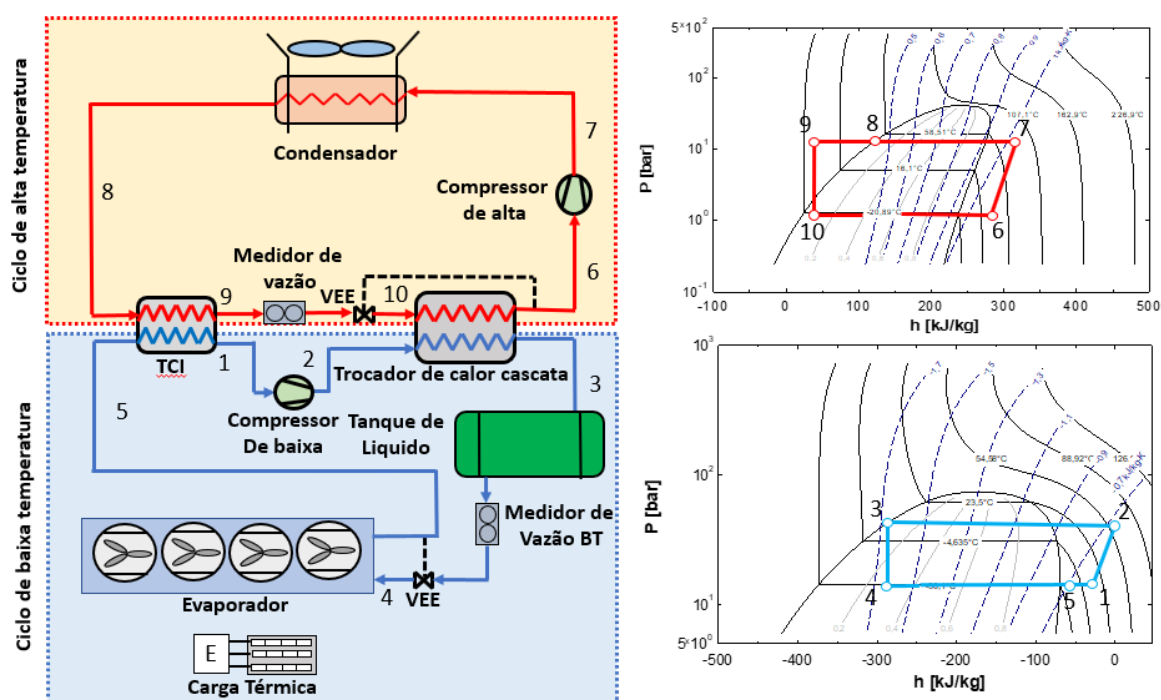


Figura 3.1 Ciclo de refrigeração em cascata a) configuração utilizado na presente pesquisa b) diagramas P-h do ciclo de refrigeração estudado.

O ciclo de baixa temperatura (BT) funciona da seguinte forma, no (ponto 2) o R744 deixa o compressor no estado de vapor superaquecido, após condensado (no ponto 3) o fluido encontra-se em líquido saturado, em seguida, é armazenado em um tanque de líquido. Ao deixar o tanque de líquido o fluido passa pelo medidor de vazão tipo Coriolis, entrando o líquido dentro da válvula, expandindo o fluido na unidade evaporadora (ponto 4); posteriormente, o R744 é evaporado (ponto 5), e em seguida atravessa o trocador de calor intermediário, superaquecendo o fluido, aumentando ainda mais o grau de superaquecimento. Por fim, o CO₂ retorna à sucção do compressor (ponto 1).

O ciclo de alta temperatura (AT) é constituído por um compressor alternativo para o R134a, um condensador resfriado a ar, um medidor de vazão Coriolis e uma válvula de

expansão eletrônica (EVD, do inglês, *Electronic Expansion Valve*). No ciclo de alta temperatura, o R134a deixa o compressor no estado de vapor superaquecido (ponto 7), na sequência o R134a é completamente condensado (ponto 8) e, em seguida, é subresfriado pela ação de um trocador de calor intermediário, incrementando o grau de subresfriamento (ponto 9). O fluido é expandido (ponto 10) e adentra no evaporador (ponto 6), absorvendo a carga térmica na câmara frigorífica. A Fig. 3.2 apresenta uma imagem frontal da bancada experimental, excetuando-se a câmara fria, a unidade condensadora a ar do ciclo AT e as válvulas de segurança que se encontram na parte externa ao laboratório.



Figura 3.2 Imagem da bancada experimental. Fonte: próprio autor.

Quando o ciclo BT se encontra desligado, uma condição de segurança deve ser estabelecida, visto que se a temperatura do tanque de CO₂ atinge a temperatura ambiente, as pressões de saturação do R744 alcançarão os 65 Bar. Portanto, o ciclo de alta temperatura deve manter o tanque refrigerado, de forma que a temperatura no interior do tanque de líquido permaneça em condições de segurança (entre 15 e 21 Bar). Para isso uma sequência lógica de pressostatos foi organizada, de forma que sempre que o tanque atingir 21 Bar o sistema de alta temperatura é acionado, refrigerando o trocador de calor em cascata; que por sua vez refrigera por convecção natural o tanque de líquido, reduzindo sua pressão. Ao atingir a pressão de segurança de 15 bar, o pressostato de baixa temperatura é acionado, desativando a válvula solenoide do ciclo AT, cortando a ligação do condensador com a válvula de expansão. Assim, a sucção do compressor tendo a sua conexão fechada, reduz a pressão

até atingir o ponto limite de 0,3 bar, desarmando o compressor pelo pressostato de baixa pressão do ciclo AT. Esta operação garante que o tanque de líquido de R744 seja mantido em níveis de pressões seguras quando é desligado. A seguir, apresenta-se alguns dos elementos que compõem o sistema de refrigeração em cascata.

O compressor do ciclo BT, é um compressor alternativo de dois pistões semihermético compacto para R744, da marca Bitzer, linha OCTAGON, modelo 2MSL-07K-20D. Apresenta cabeçote refrigerado a ar, alimentado em 220 V trifásico, e frequência de operação nominal de 60 Hz. Pelos dados técnicos do fabricante, este possui um deslocamento volumétrico, a 1750 RPM, de $1,96 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, diâmetro de cilindros de 30 mm e curso de 13,2 mm. As pressões máximas de operação de baixa / alta pressão são de 30 / 53 bar. O compressor opera com lubrificantes do tipo POE, sendo recomendado o óleo BSE85K.

O compressor do ciclo AT, é um compressor alternativo de dois pistões semi-hermético desenhado para R134a, da marca Bitzer, modelo 2CC-4.2Y-20D. Apresenta cabeçote refrigerado a ar, alimentado em 220 V trifásico, e frequência de operação nominal de 60 Hz. Pelos dados técnicos do fabricante, este possui um deslocamento volumétrico a 1750 RPM de $19,60 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. As pressões máximas de operação de baixa / alta pressão são de 19 / 25 bar. Esse compressor opera com lubrificantes do tipo POE, sendo recomendado o óleo BSE32. Nas Figs. 3.3a e 3.3b são apresentados os compressores utilizados no ciclo de baixa e alta temperatura, respectivamente.



Figura 3.3 Compressores alternativos utilizados na bancada experimental a) compressor Bitzer para R744 b) Compressor Bitzer para R134a. Fonte: a) próprio autor b) catálogo do fabricante.

No ciclo de refrigeração por compressão de vapor, o compressor descarrega o vapor superaquecido no condensador. Contudo, normalmente no processo de compressão o óleo é carregado juntamente com o vapor superaquecido, o que se não for controlado, pode levar ao baixo nível de óleo do compressor além de inundar os trocadores de calor com óleo, o que não é desejado. Logo, um componente deve ser instalado após o compressor, este é o separador de óleo.

O sistema de BT possui um separador do fabricante Temprite, modelo 922R, para aplicações em instalações subcríticas com pressões até 44,8 bar, dotado de reservatório de óleo. No caso do sistema de AT, o separador é do fabricante RAC, modelo SO 1/2 "S que visa reter o óleo e retorná-lo para o cárter do compressor. Esses equipamentos operam por redução de velocidade do fluido/óleo e pela retenção de gotículas pela tela aramada, além de um sistema mecânico, por meio de uma boia, a qual abre uma válvula quando necessário para alimentar o cárter com o óleo separado. Na Fig.3.4a e 6.4b são mostrados os separadores de óleo utilizados nos ciclos de alta e baixa temperatura.



Figura 3.4 Separadores de óleo a) separador de óleo modelo temprite para R744 b) separador de óleo da RAC para R134. Fonte: catalogo do fabricante.

O condensador a ar do ciclo AT, é o modelo LH84-30. Na parte de baixo do condensador, podem ser observadas as quatro válvulas de segurança instaladas de fora do laboratório. Em caso ocorrer uma falta de energia ao ponto da pressão do ciclo BT atingir 40 Bar, estas abrirão liberando o vapor de R744 como medida de segurança. As válvulas de segurança são da marca RAC. Na Fig. 3.5a e 3.5b são apresentados o condensador do ciclo de alta temperatura e a válvula de segurança.

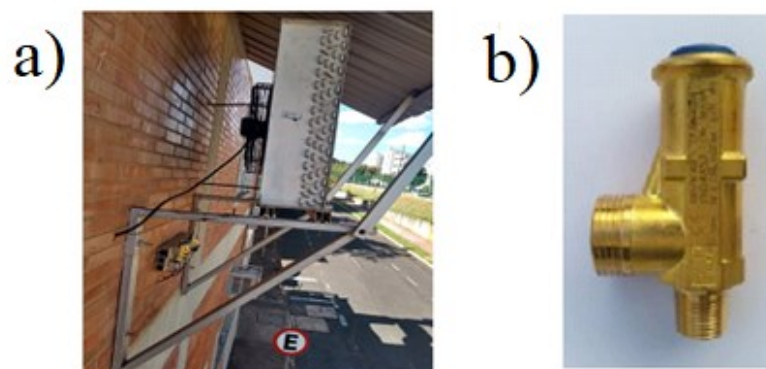


Figura 3.5 Condensadora do ciclo de alta temperatura b) válvula de segurança do ciclo de baixa temperatura. Fonte: próprio autor.

Os ciclos de alta e baixa temperatura possuem medidores de vazão tipo Coriolis do mesmo fabricante, O modelo RHM06-1FS1SS faz a medição para o R744, enquanto o modelo RHM03-4FS1PN para o fluido R134a. A diferença entre os dois medidores está na faixa de medição. Para o R744, a faixa de vazão é entre 0,0042 a 0,0417 kg/s e para o fluido no ciclo de alta temperatura está na faixa de 0,0017 a 0,0833 kg/s. Na Fig 3.6 é apresentado o medidor de vazão tipo corolis com sua unidade eletrônica e transmissor. O modelo do conversor de sinais é o mesmo para os dois ciclos, CMM01 -290DACDCB.

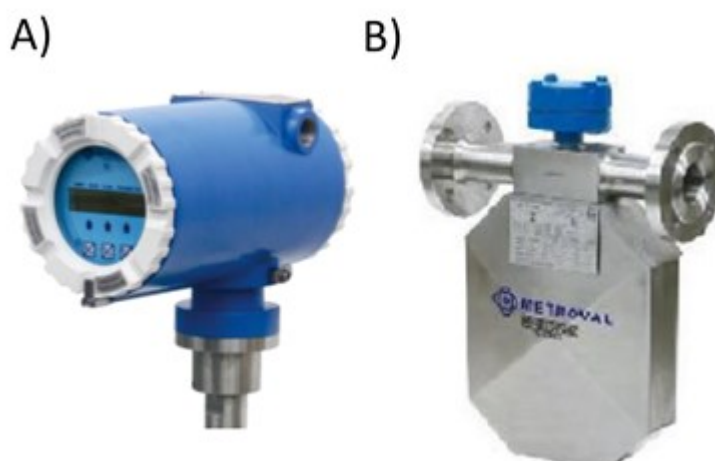


Figura 3.6 Medidor de vazão utilizado no ciclo de alta e baixa temperatura. Fonte: catalogo do fabricante.

A válvula solenoide é do fabricante RAC, modelo VSD-3. Os pressostatos que armam o desarmam os compressores de alta ou baixa temperatura são da Danfoss, são do modelo KP 6W e KP 15. O pressostato KP 6W aciona ou desarma a válvula (este pressostato está

conectado no ciclo de baixa, visando a pressão no tanque de líquido), enquanto o modelo KP 15 está conectado no ciclo de alta temperatura e é o encarregado de armar ou desarmar o compressor por baixa pressão. Na Fig. 3.7 é apresentada a válvula solenoide utilizada no ciclo de alta temperatura e o pressostato da Danfoss utilizados em ambos ciclos como dispositivo de segurança para os compressores.

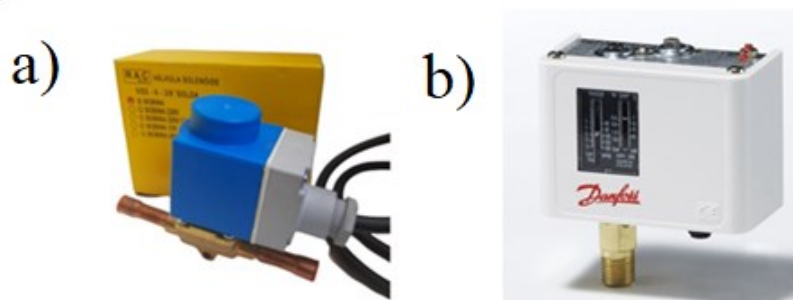


Figura 3.7 a) Válvula solenoide do ciclo de alta temperatura b) pressostatos utilizados em ambos ciclos. Fonte: catalogo do fabricante.

Foram instaladas válvulas de expansão eletrônica para os ciclos de alta e baixa temperatura fornecidas pelo fabricante CAREL. No ciclo de baixa temperatura o modelo utilizado foi a E2V35B enquanto que para o ciclo de baixa temperatura foi utilizada a E2V14B. A vazão mássica de refrigerante é modulada através de um orifício calibrado no interior do qual é posicionado um obturador cônico, movimentado por um motor de passo. O funcionamento da válvula se baseia no controle do grau de superaquecimento do refrigerante. A expansão do fluido refrigerante é controlada pelo *driver*, modelo EVD0000T50, o qual avalia a temperatura de saída no evaporador por meio de um termostato. O Controle de grau de superaquecimento é realizado fazendo a comparação entre a temperatura mensurada na saída do evaporador entre a temperatura de saturação à pressão de evaporação. Os sensores de pressão utilizados na bancada foram do mesmo fabricante e os modelos foram o SPKT0033R0 para o ciclo de baixa temperatura enquanto o modelo SPKT0013RO foi utilizado no ciclo de alta temperatura. A temperatura de saída no evaporador é obtida através de um sensor de temperatura de contato modelo NTC030HF01. Na Fig. 3.8 são mostrados os elementos utilizados para manter o grau de superaquecimento.



Figura 3.8 a) Válvula de controlador b) Controlador da EVD c) sensor piezoresistivo utilizado para mensurar a pressão. Fonte: catálogo do fabricante.

O trocador de calor intermediário é de placas planas, do fabricante SWEP, modelo B5x4H/1P, o qual possui quatro placas. O trocador cascata é também do fabricante SWEP, modelo B25Tx26H/1P, de 26 placas. A diferença entre estes, consiste nas dimensões de cada um, no tipo de placa, na quantidade de placas passíveis de instalação, bem como na vazão. A vazão máxima do B5 é de $4 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$, enquanto do B25T é de $9 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$. A Fig. 3.9 mostra a representação dos trocadores de placas utilizados na bancada.

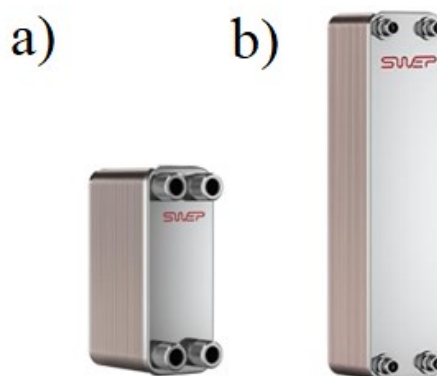


Figura 3.9 a) Trocador de calor intermediário b) trocador de calor em cascata. Fonte: catálogo do fabricante.

Os Ciclos de alta e baixa temperatura possuem um separador de líquido, com o intuito de não permitir a sucção de líquido pelo compressor. O ciclo de R744 tem um tanque de líquido na saída do trocador cascata. O tanque de líquido (vaso de pressão) é da marca Bitzer, modelo F302K podendo acumular até 30 kg de refrigerante a uma pressão máxima de trabalho equivalente a 45 bar. Este elemento garante uma segurança adicional ao sistema permitindo

a expansão de vapor em momentos de parada. Conforme mostrado na Fig. 3.10 são mostrados o separador de líquido e o tanque de líquido.

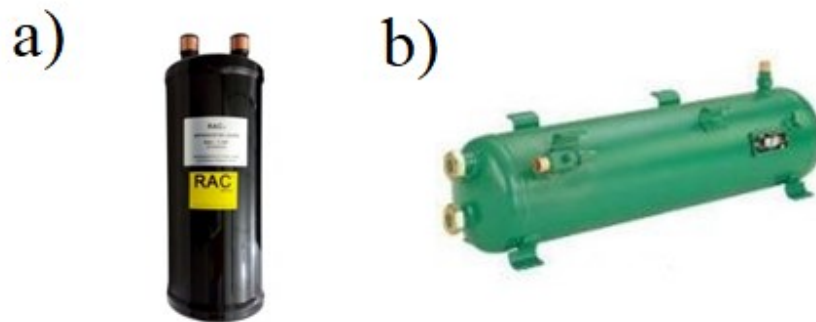


Figura 3.10) Separador de líquido utilizado em ambos ciclos b) tanque de líquido utilizado para armazenar o R744 e garantir líquido na entrada da válvula. Fonte: Catálogo do fabricante

Na Fig. 3.11 é mostrada a câmara fria, na parte inferior da figura, pode ser observado o banco de resistências elétricas o qual pode dissipar de 1,5 kW até 3,5 kW de calor no ar, utilizado para simulação da carga térmica. O evaporador do fabricante Guntner, modelo CDL 0168.0X7A CO₂, é equipado com ventiladores VT01173U, e opera com degelo acionado por resistência elétrica. O volume interno da câmara é de 15 m³, e as paredes possuem 12,7 cm de espessura.



Figura 3.11 Câmara fria. Fonte: próprio autor.

A potência consumida pelos compressores (potência ativa) foi medida com a ajuda de um analisador de energia trifásico EP Pro do fabricante ClimaCheck, o analisador de energia utilizado possui uma faixa de medição entre 10 e 100 A para medição de corrente e uma faixa de 110 e 480V para medição de tensão. Na Fig. 3.12 é apresentado o equipamento utilizado.



Figura 3.12 Analisador de potência utilizado nos ciclos. Fonte: próprio autor

No entanto a operação da bancada exige alguns cuidados, principalmente nos momentos de partida dos compressores. No ANEXO I, é apresentado o fluxograma de operação da bancada experimental.

3.2 Sistema de monitoramento e aquisição de dados

Para realizar o monitoramento e aquisição dos dados necessários para avaliação energética do sistema de refrigeração, foi desenvolvido no software LabVIEW uma interface homem-máquina que permite a comunicação entre os equipamentos existentes na bancada experimental com o operador que está monitorando o processo. Através desta interface as informações são coletadas dos instrumentos instalados na bancada experimental.

O sistema de monitoramento desenvolvido possui como característica principal a aquisição e armazenamento de informação proveniente dos sensores. Além disso, permite entender de forma intuitiva o comportamento das variáveis do sistema de refrigeração em cascata, permitindo ver de forma direta as temperaturas de evaporação e condensação dos ciclos AT e BT, assim como a diferença de temperaturas no trocador de calor em cascata e o comportamento do trocador de calor intermediário.

Na Fig. 3.13 é apresentada a interface em LabVIEW para o monitoramento das variáveis. Se pode constatar no painel os indicadores luminosos de cor azul, verde e vermelho. O indicador azul indica que os ciclos de alta ou baixa temperatura desarmaram porque atingiram a condição de pressão limite inferior no compressor, enquanto a luz verde indica o bom funcionamento dos ciclos de refrigeração e a condição mais crítica ou de alerta é representada pelo indicador vermelho, indicando a condição limite superior de pressão no sistema, consequentemente são ativadas as válvulas de segurança.

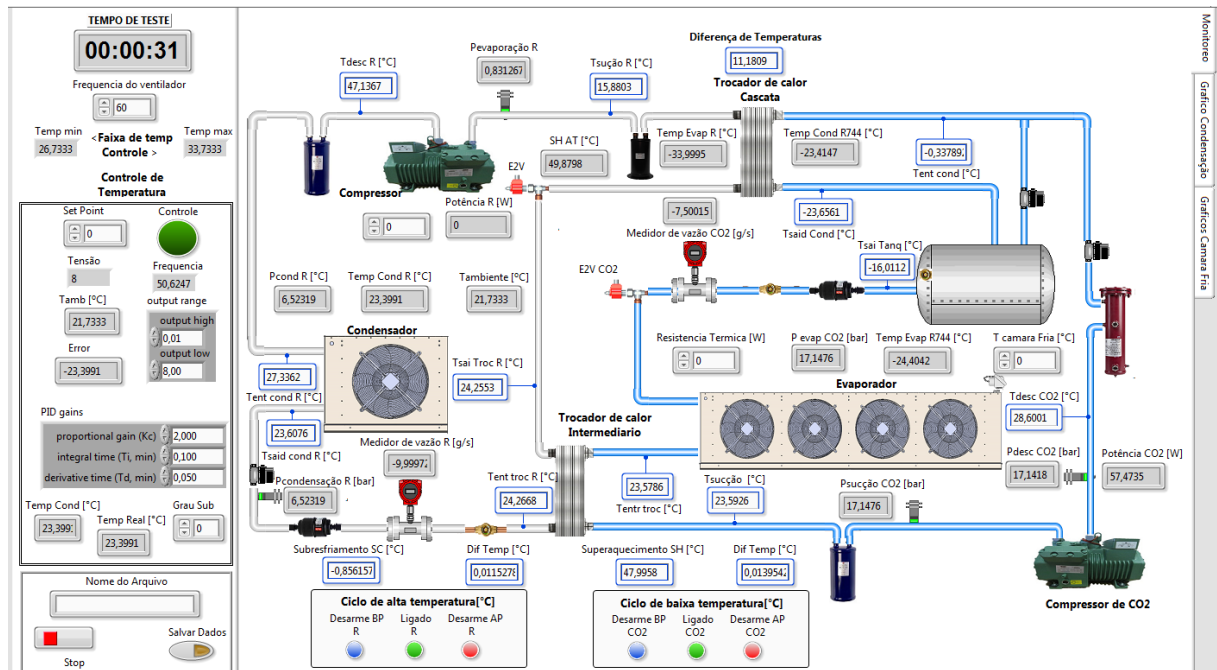


Figura 3.13 Sistema de monitoramento desenvolvido em LabVIEW

O sistema de aquisição de dados é composto por um computador com o software LabVIEW e um chassi NIcDAQ-9178, no qual estão alojados os módulos de aquisição dados. Essas placas geram os sinais condicionados, transformando a informação das variáveis físicas do processo em forma de tensão, corrente ou frequência. É importante salientar que o sistema registra uma leitura cada 3 segundos e os dados são armazenadas em forma sequencial em uma tabela de texto em formato “.txt” para seu processamento. Na Tab. 3.1 é apresentada uma lista dos módulos utilizados para o monitoramento das variáveis no ciclo de refrigeração em cascata. No Anexo II é apresentado diagrama P&ND com a localização de cada sensor no ciclo de refrigeração em cascata.

Tabela 3.1 Placas utilizadas no sistema de aquisição em LabVIEW.

Modulo	Instrumento	Quantidade de sensores	Seção
NI9213	Termopar	12	Sensores de temperatura no ciclo AT e BT
NI9207	PT100	2	Sensores de temperatura dentro da câmara fria
NI9217	Medidor de vazão	2	Medidores de vazão no ciclo AT e BT.
NI9217	Sensores de pressão	4	Pressões de evaporação e condensação do ciclo AT e BT
NI9264	Saída de tensão	1	Saída de tensão para controle da temperatura de condensação

3.3 Controle da temperatura de condensação

Nesta etapa foi projetado um algoritmo de controle para manter estável a temperatura de condensação do ciclo de alta temperatura, durante a realização dos testes. Este parâmetro é um fator fundamental no ciclo de refrigeração em cascata, pois representa a temperatura na qual o calor vai ser rejeitado, refletindo de forma direta na eficiência do sistema.

O desenho do controlador funciona da seguinte forma: inicialmente são levantados dados de pressão de condensação para medir de forma indireta a temperatura de saturação (Temperatura de condensação do sistema AT), com isso é feita a diferença de temperaturas no algoritmo de controle entre a temperatura desejada e a temperatura de saturação à pressão dada. Para realizar o controle da temperatura de condensação foi utilizado um inversor de frequência que permite modular a potência no ventilador. Dessa forma, com o aumento ou diminuição da potência do ventilador se controla a temperatura de condensação do ciclo de alta temperatura. Na Fig. 3.14 é proposto o diagrama P&ND para controlar a temperatura de condensação, é importante ressaltar que para cada fluido refrigerante testado no ciclo de alta temperatura foi obtido um polinômio de quinta ordem para calcular a temperatura de saturação à pressão de condensação.

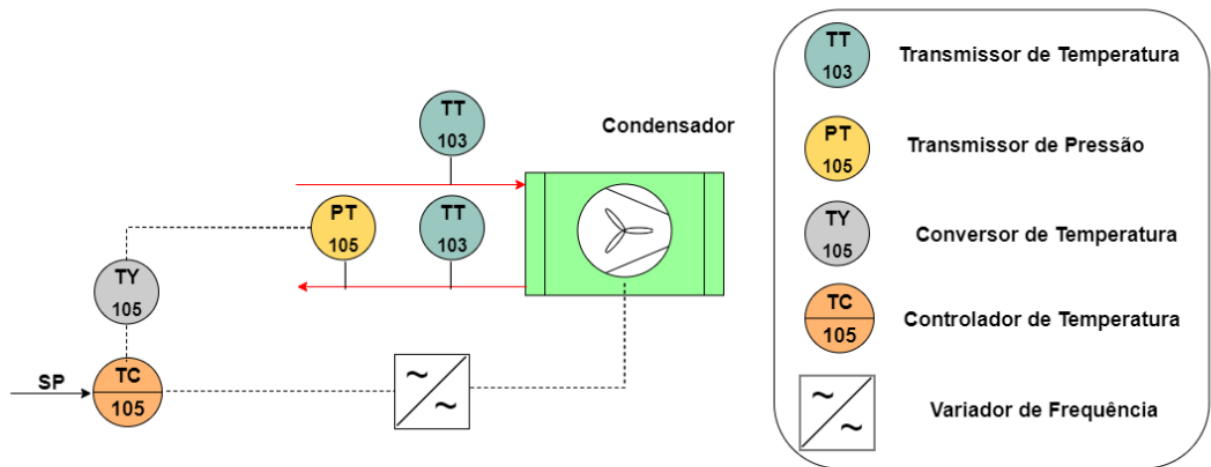


Figura 3.14 Diagrama P&ND proposto para o controle de temperatura de condensação.

Para executar o projeto do controlador, é importante conhecer a planta, para isso foi realizado o reconhecimento do sistema, obtendo a função de transferência da planta, estudando especificamente o condensador do ciclo de alta temperatura. Para efetuar este procedimento primeiramente foram coletados dados de pressão e temperatura na saída do condensador obtendo dados do sistema em regime permanente, uma vez o sistema atingiu essa condição é aumentada a velocidade de rotação do ventilador, para obter a curva de resposta do sistema de refrigeração. Na sintonização do sistema de controle foram sintonizados os seguintes valores no controlador de temperatura: $K_p=2$, $T_I=0,150$ $T_D=0,05$.

No controle de temperatura de condensação é importante ressaltar que para obter a modulação de potência no inversor, foi utilizada uma placa da *National Instruments* com saída de tensão analógica, para normalizar a voltagem de saída do controlador com a potência do ventilador. Além disso, a implementação do controlador foi realizada no software LabVIEW.

Dado que o sistema de refrigeração possui um condensador com remoção de calor a ar, foi observado que a transferência de calor no condensador depende fortemente da temperatura ambiente. Nas experiências obtidas no desenho do controlador foi constatado que temperatura de condensação opera em uma faixa de temperaturas de 8 °C a 16 °C acima da temperatura ambiente. Em outras palavras, a uma temperatura ambiente de 25 °C, a mínima temperatura de condensação que o sistema pode atingir trabalhando, o ventilador a máxima potência é de 3 °C, enquanto a máxima temperatura de condensação que o sistema pode atingir trabalhando em mínima potência é de 41 °C, ou seja o sistema de controle pode manter a temperatura de condensação em uma faixa entre 33 °C e 41 °C. No entanto, devido à grande variação da temperatura ambiente no transcurso do dia, alguns testes que requerem

baixa temperatura de condensação foram realizados de noite com o intuito de ter menor influência da temperatura ambiente no controlador do sistema.

Na Fig. 3.15 foi implementado o controle na interface em LabVIEW para manter a temperatura, onde a linha vermelha representa a temperatura desejada ou *set point*, a linha em azul representa a temperatura de condensação e a linha verde corresponde à tensão de saída do controlador. Também é constatado o comportamento da temperatura de condensação no sistema de refrigeração quando o sistema de controle está ativado e desativado. No caso, quando o sistema de controle está desativado é verificado que mesmo o ventilador da condensadora funcionando a máxima potência, a temperatura de condensação possui uma oscilação de ± 1 °C. Por outro lado, quando é ligado o controlador é observado que a oscilação da temperatura é de $\pm 0,3$ °C.

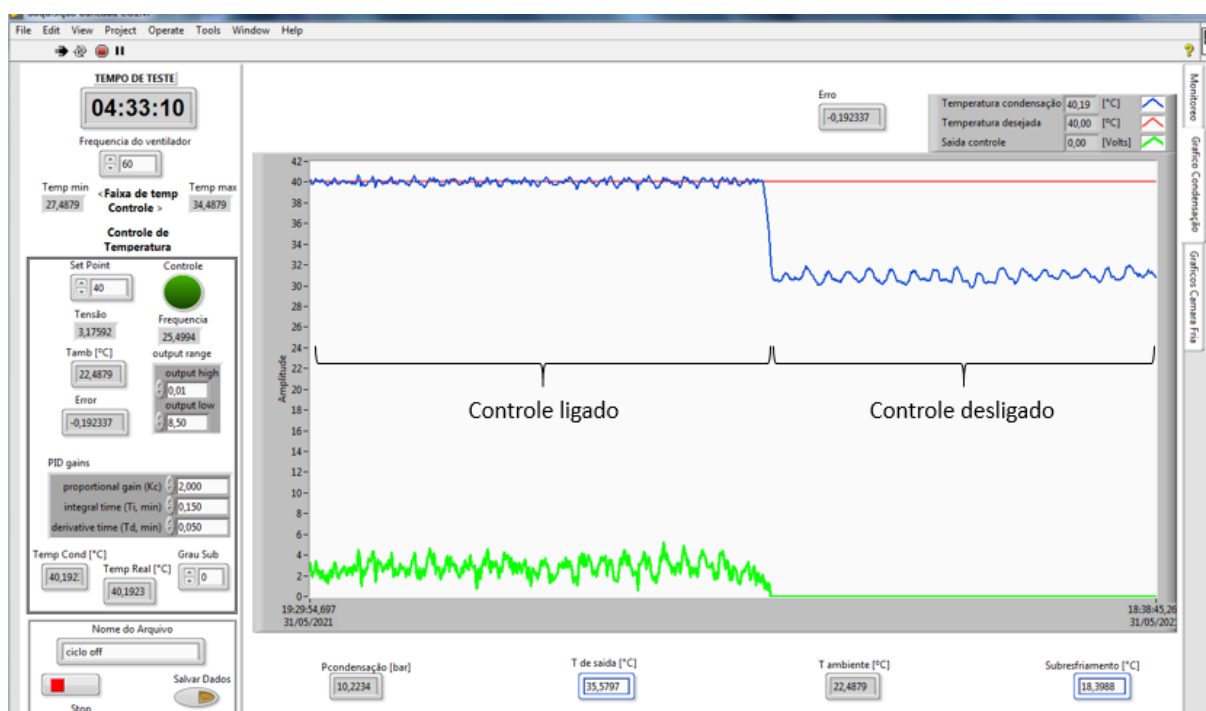


Figura 3.15 Controlador de temperatura implementado em LabVIEW.

3.4 Quantidade de massa ideal do fluido refrigerante

A quantidade de carga ideal é fundamental para o correto funcionamento do sistema pois um valor incorreto da carga pode aumentar a potência do compressor e por consequência reduzir a eficiência do sistema. A carga de refrigerante deve ser ótima com o intuito de não prejudicar a comparação dos fluidos refrigerantes substitutos com o fluido refrigerante original,

pois se carga selecionada não for a correta não será avaliada da melhor forma as possíveis potencialidades do fluido.

No estudo dos refrigerantes alternativos no ciclo de alta temperatura, a determinação da carga do refrigerante substituo é apresentada na Eq. 3.1. Onde m_{ref} é a massa de refrigerante do sistema original, $\rho_{ref,liq}$ e $\rho_{sub,liq}$ são as massas específicas na fase líquida do refrigerante de referência e substituo, respectivamente. Esta equação foi utilizada no trabalho de doutorado de Panato (2020) e permite calcular de melhor forma a quantidade da carga necessária dos refrigerantes alternativos, de modo que estes fluidos atendam com as condições projetadas na bancada experimental.

$$m_{sub,opt} = m_{ref} \cdot \frac{\rho_{sub,liq}}{\rho_{ref,liq}} \quad (3.1)$$

3.5 Análise de condutância da câmara fria

O sistema de refrigeração em cascata foi avaliado variando carga térmica em dois níveis, sendo de 2kW e 3kW. No entanto realizando os balanços de energia no evaporador, é observado que a taxa de transferência de calor é maior do que os valores de resistência térmica, isto pode ser explicado pelo fato de que apesar que as paredes da câmara serem bem isoladas, as trocas de calor por condução nas mesmas, no piso e no teto, além do calor de radiação são inerentes ao processo de evaporação do R744. Para isso foi utilizada a metodologia de Boeng (2012) que calculou a transmissão de calor nas paredes de uma geladeira, fazendo uma análise de condutância.

O consumo de energia do equipamento está diretamente ligado à quantidade de calor que o mesmo deve retirar do ambiente interno em questão. Essa quantidade de calor é denominada como carga térmica, e é composta pela contribuição de todos os componentes internos da câmara fria, no caso a contribuição dos ventiladores do evaporador e a resistência que simula a carga térmica. Na condição de regime permanente, a carga térmica total da câmara fria é dada pela Eq. 3.2.

$$\dot{Q}_t = UA_g(T_a - T_g) + \dot{W}_{vent} + \dot{W}_{CT} \quad (3.2)$$

Onde UA_g é o coeficiente de condutância global da câmara fria, T_a é a temperatura da sala de testes, T_g é a temperatura interna dentro da câmara fria, \dot{W}_{vent} é o calor dissipado

pelos motores dos ventiladores do evaporador e \dot{W}_{CT} é o calor dissipado pela resistência elétrica.

A condutância global é determinada através de testes de fluxo de calor reverso, onde a câmara fria é mantida em uma temperatura superior à temperatura ambiente, através da ação da resistência elétrica. A potência dissipada pelas resistências é controlada por um controlador ON/OFF o qual controla com uma diferença de temperatura de 0,1 °C, além disso a potência é aferida com um analisador de potência. A temperatura da sala de testes é mantida constante a 20 °C. Os testes são realizados com o sistema de refrigeração desligado. O sistema de controle de temperatura para realizar o teste de condutância na câmara fria é apresentado na Fig. 3.16.

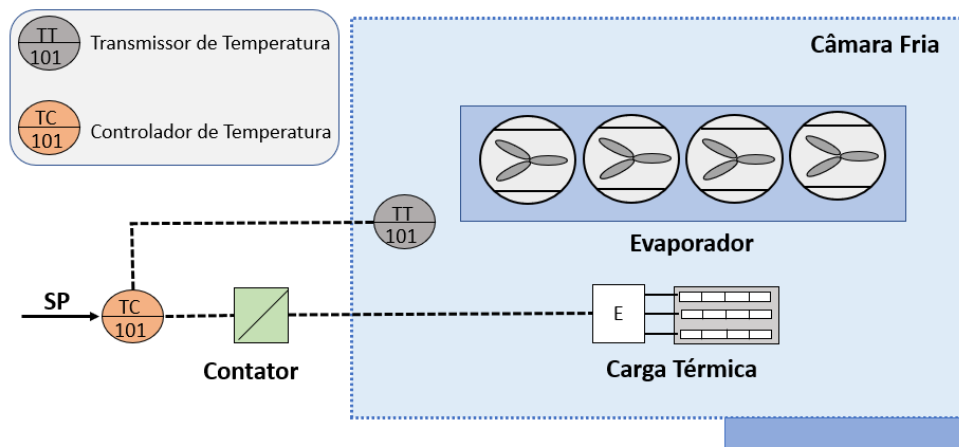


Figura 3.16 Diagrama P&ND do sistema de controle de temperatura utilizado para os ensaios de condutância a través do fluxo de calor reverso.

A condutância térmica da câmara fria é determinada através da equação da conservação da energia para sistemas em regime permanente. Para tanto, foi utilizada a Eq. 3.3.

$$UA_g(T_a - T_g) = \dot{W}_{vent} + \dot{W}_{CT} \quad (3.3)$$

Uma vez realizados os ensaios na câmara fria, se obteve o valor da condutância de 17,4 IC \pm 0,6 W/K para um intervalo de confiança de 95 %. Com este parâmetro foram realizados testes no sistema de refrigeração em cascata com R134a/R744, para determinar a quantidade de energia total que realmente é inserida dentro da câmara. Na Fig. 3.17 são

mostrados os valores de carga térmica total estando localizado no eixo das abcissas enquanto o calor calculado no evaporador encontra-se no eixo das ordenadas, como podem ser verificados, os valores se encontram dentro da faixa de mais o menos o 10%.

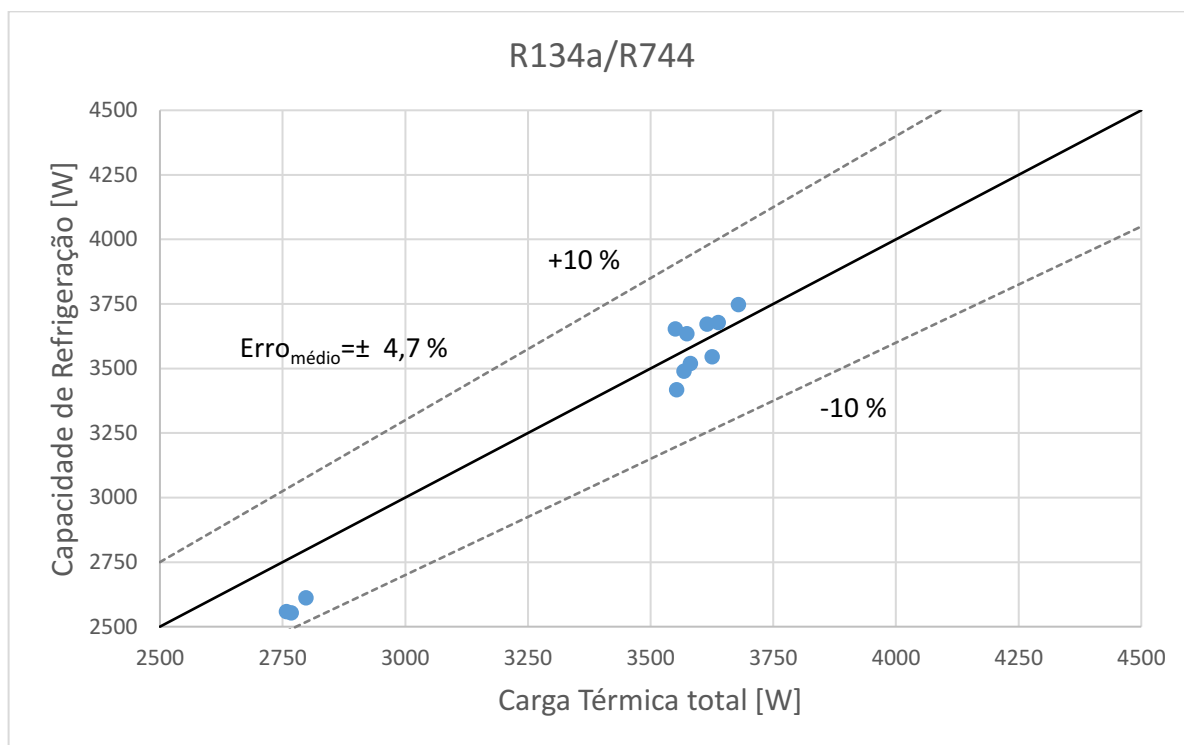


Figura 3.17 Cálculo térmica total VS Capacidade frigorífica

3.6 Equacionamento utilizado para a avaliação energética do ciclo de refrigeração em cascata

Para fazer a análise energética do sistema de refrigeração, a bancada foi posta em funcionamento de modo que o sistema realize a redução da temperatura do ar dentro da câmara fria (*pull-down*), este teste dura em média quatro horas. Uma vez que o sistema atingiu esta condição é ligada a resistência e são ajustados os valores de grau de superaquecimento e temperatura de condensação. Na realização dos testes foi observado que o sistema atingiu o regime permanente quando se tem uma oscilação de 2 % nas variáveis do processo (pressão, temperatura e vazão mássica), empiricamente foi constatado que a bancada demora em média 2 horas para atingir cada condição de teste. O levantamento de dados foi realizado em regime permanente tomando um dado a cada 3 segundos durante 20 minutos.

Quando o sistema atingiu a estabilidade na condição de teste estipulada, foram coletados os dados através do sistema de aquisição, esses dados foram registrados a cada 3 segundos em um intervalo de tempo de 20 minutos. Uma vez registrados os dados, estes deverão ser analisados de forma que permitam avaliar o desempenho do sistema de refrigeração em cascata. Para isso foi estipulado que todos os componentes são assumidos em regime permanente e de fluxo constante, as trocas por energia potencial e energia cinética são negligenciados em ambos ciclos de refrigeração, os processos de expansão são assumidos como isoentálpicos, as perdas de pressão e transferência de calor ao ambiente na tubulação são negligenciadas. Na Tab. 3.2 são apresentados os principais balanços energéticos utilizados para a avaliação do ciclo de refrigeração em cascata, tomando como referência a Fig. 3.1.

Tabela 3.2 Principais balanços de energia utilizados no ciclo de refrigeração em cascata

Componente	Balanço de massa	Balanço de energia
Válvula de expansão BT	$\dot{m}_3 = \dot{m}_4$	$h_3 = h_4$
Evaporador BT	$\dot{m}_4 = \dot{m}_1$	$\dot{Q}_{Evap,BT} = \dot{m}_4(h_1 - h_4)$
Válvula de expansão AT	$\dot{m}_7 = \dot{m}_8$	$h_7 = h_8$
Condensador AT	$\dot{m}_6 = \dot{m}_7$	$\dot{Q}_{Cond,AT} = \dot{m}_6(h_6 - h_7)$
Trocador de calor em cascata	$\dot{m}_2 = \dot{m}_3$ $\dot{m}_8 = \dot{m}_5$	$\dot{Q}_{Cond,BT} = \dot{m}_2(h_2 - h_3)$ $\dot{Q}_{Evap,AT} = \dot{m}_5(h_5 - h_8)$

Para a avaliação de desempenho do ciclo de refrigeração em cascata foram realizados os cálculos dos valores de COP total, de alta temperatura e baixa temperatura, por meio das Eq. 3.4 Eq. 3.5 e Eq. 3.6. Onde $\dot{Q}_{Evap,BT}$ representa a taxa de transferência de calor na câmara fria, $\dot{Q}_{Evap,AT}$ representa a taxa de transferência de calor no evaporador do ciclo de alta temperatura, $\dot{W}_{Comp,AT}$ representa o consumo de potência do compressor do ciclo de alta temperatura e $\dot{W}_{Comp,BT}$ ilustra o consumo de potência do ciclo de baixa temperatura.

$$COP_{Total} = \frac{\dot{Q}_{Evap,BT}}{\dot{W}_{Comp,AT} + \dot{W}_{Comp,BT}} \quad (3.4)$$

$$COP_{AT} = \frac{\dot{Q}_{Evap,AT}}{\dot{W}_{Comp,AT}} \quad (3.5)$$

$$COP_{BT} = \frac{\dot{Q}_{Evap,BT}}{\dot{W}_{Comp,BT}} \quad (3.6)$$

3.7 Análise de incerteza

A avaliação de incerteza foi realizada pelo método da lei de propagação de incertezas, e foi determinada pelo software EES, que fundamenta seus cálculos no método proposto por (Moffat, 1988), segundo o qual, se y , for um parâmetro secundário dependente de parâmetros primários obtidos através de medições independentes, $x_1, x_2, x_3, \dots, x_n$, temos que:

$$y = f(x_1, x_2, x_3, \dots, x_n) \quad (3.7)$$

Sendo, cada um dos parâmetros x_i , for escrita como:

$$y = x_{mi} \pm \delta x_i \quad (3.8)$$

Onde, x_{mi} , é o valor médio do parâmetro, x_i , e δx_i é a incerteza de sua medida, portanto a incerteza do parâmetro, y é dada por:

$$\delta x_i = \sqrt{[(Sx_1)(\delta x_1)]^2 + [(Sx_2)(\delta x_2)]^2 + [(Sx_3)(\delta x_3)]^2 \dots + [(Sx_n)(\delta x_n)]^2} \quad (3.9)$$

Onde, Sx_1 , é a denominada sensibilidade de y com relação ao parâmetro x_1 , expressado por:

$$Sx_1 = \frac{\partial y}{\partial x_i} \quad (3.10)$$

Na Tab. 3.3 são apresentadas as incertezas das variáveis que constituem o sistema de refrigeração em cascata, é importante ressaltar que o intervalo de confiança adotado para as incertezas foi de 95 %.

Tabela 3.3 Incertezas das principais variáveis do ciclo de refrigeração em cascata.

Variável	Sensor	Incerteza
Temperatura	Termopar	$\pm 0,1$ °C
Pressão de evaporação AT	Transdutor piezoresistivo	$\pm 0,6$ %
Pressão de condensação AT	Transdutor piezoresistivo	$\pm 0,9$ %
Vazão mássica AT	Sensor Coriolis	$\pm 0,9$ %
Consumo de Potência AT	Analisador de potência	± 3 %
Pressão de evaporação BT	Transdutor piezoresistivo	$\pm 1,6$ %
Pressão de condensação BT	Transdutor piezoresistivo	$\pm 1,6$ %
Vazão mássica BT	Sensor Coriolis	$\pm 0,7$ %
Consumo de Potência BT	Analisador de potência	± 3 %
Carga térmica	Conjunto de resistências	± 5 %

3.8 Análise de impacto ambiental

Para a análise do impacto ambiental foi utilizada a metodologia TEWI (Aprea, Greco e Maiorino, 2012), este estudo é apresentado na Eq. 3.11 Este método considera os impactos diretos e indiretos associados ao uso de fluidos refrigerantes em aplicações no setor HVACR. No TEWI direto são analisados os vazamentos anuais (operações normais, perdas catastróficas e serviços de manutenção) enquanto o TEWI indireto é associado à geração de energia elétrica para o consumo de potência do sistema de refrigeração como segue:

$$TEWI = GWP_{100}m_{ref}L_{anual}n + GWP_{100}m_{ref}(1-\alpha_{rec}) + E_{anual}\beta n \quad (3.11)$$

Onde GWP_{100} representa o potencial de aquecimento global considerado para um horizonte de 100 anos, m_{ref} representa a carga de fluido refrigerante do sistema, L_{anual} representa a taxa de vazamentos, n descreve a vida útil do equipamento em anos, α_{rec} é o fator de recolhimento do fluido ao final de sua vida útil, E_{anual} é o consumo de energia anual pelo sistema em kWh/ano e β é o fator de emissões indiretas. Na Tab. 3.4 são apresentados os parâmetros relacionados ao cálculo *TEWI* referentes ao Brasil e os Estados Unidos.

Tabela 3.4 Principais parâmetros utilizados para o cálculo *TEWI*.

Parâmetro <i>TEWI</i>	Brasil	Estados Unidos
L_{anual} [%]	15	1
n [anos]	15	10
α_{rec} [%]	0	70
β [$kg\ CO_2\ kW^{-1}$]	0,073	0,514

Na análise do impacto *TEWI* é observado que uma forma de contribuir na diminuição dos níveis de poluição, se dá pela redução da carga do fluido refrigerante. Também é observado que a eficiência no ciclo de refrigeração possui um papel importante, uma vez o ciclo de refrigeração possui um elevado COP, tem-se uma redução no impacto ambiental, contribuindo diretamente em um menor consumo de potência do sistema.

CAPÍTULO IV

Neste capítulo, serão abordadas a análise e discussão de resultados, tendo como objetivo principal a avaliação dos fluidos refrigerantes alternativos desde o ponto de vista energético e de impacto ambiental. Nesse sentido, o presente capítulo é composto por quatro etapas com o intuito de determinar qual ou quais são os fluidos refrigerantes que podem substituir o R134a num ciclo de refrigeração em cascata. Na primeira etapa é abordado o sistema de refrigeração que foi originalmente projetado, que opera com R134a/R744 para o ciclo de alta e baixa temperatura, respectivamente. Na segunda etapa, são abordados os fluidos refrigerantes alternativos: R436A, R1234yf e R513A, os quais foram testados no ciclo de alta temperatura por meio de *drop-in*. Nessa etapa são ainda comentadas algumas das experiências e influências desses fluidos no ciclo de refrigeração em cascata. Na terceira etapa são realizadas análises comparativas dos fluidos alternativos tendo como parâmetro de referência o R134a. Por fim, é feita uma análise comparativa de impacto ambiental com os fluidos refrigerantes abordados na etapa anterior.

4.1 Sistema de refrigeração original (R134a/R744)

Nesta primeira etapa é analisado o ciclo de refrigeração em cascata originalmente projetado, este sistema opera com R134a no ciclo de alta temperatura e R744 no ciclo de baixa temperatura. É importante enfatizar que o compressor é otimizado e desenhado especificamente para o R134a e que algumas alterações no projeto do compressor ou do sistema podem aumentar o COP dos refrigerantes alternativos. Portanto este sistema de refrigeração foi avaliado para conhecer as suas potencialidades em termos de temperatura dentro da câmara fria, eficiência, consumo energético, capacidade de refrigeração e temperaturas de descarga dos compressores de alta e baixa temperatura.

Para conhecer as potencialidades do ciclo de refrigeração, são alterados os seguintes parâmetros: grau de superaquecimento útil no ciclo de baixa temperatura sendo de 6 K, 9 K e 12 K, temperatura de condensação no ciclo de alta temperatura variando os parâmetros desde 34 °C, 37 °C e 40 °C e por fim é alterada a carga térmica variando em níveis de 2 kW e 3 kW.

O grau de superaquecimento útil do ciclo de baixa temperatura, foi controlado através do driver EVD que modula a abertura da VEE, fazendo a comparação entre a temperatura de

saída do evaporador com a temperatura de saturação à pressão de evaporação. A temperatura de condensação do ciclo de alta temperatura foi controlada pelo algoritmo de controle ilustrado anteriormente no Capítulo 3.3. Por fim, a carga térmica foi variada mudando a posição em série ou paralelo do conjunto de resistências, de modo que permitam obter a potência desejada.

O compressor do ciclo de alta temperatura funcionou para todos os testes a 60 Hz, enquanto a EVD foi ajustada a uma abertura de 22 % e 16,6 %, para as cargas térmicas de 3 kW e 2 kW, respectivamente. A abertura da EVD foi fixada de modo que permita garantir um grau de superaquecimento acima de 18 K, para cada condição de carga térmica. Estes parâmetros foram escolhidos de modo que permitam garantir a temperatura de condensação do ciclo de baixa temperatura, garantindo as condições de projeto do ciclo de refrigeração.

A carga de R744 no ciclo de baixa temperatura foi de 28 quilogramas, esta carga foi determinada observando o nível de líquido no visor do tanque acima do 70 %, isto é feito de modo que o R744 permaneça na fase líquida, garantindo o líquido subresfriado no medidor de vazão, bem como as condições necessárias manter corretamente alimentados os trocadores de calor de forma que permita atingir valores positivos de subresfriamento e superaquecimento. A carga de R134a foi de 3,7 quilogramas, esta quantidade de fluido foi determinada observando que o visor esteja totalmente cheio de líquido e em condição de fluxo constante. Essa condição permite que o R134a garanta a condensação do ciclo de baixa temperatura, mantendo uma diferença de temperaturas no trocador de calor em cascata em valores positivos.

Nas Tab. 4.1 e Tab. 4.2 são apresentados os conjuntos de dados do sistema de refrigeração, com as respectivas informações coletadas e os parâmetros calculados que permitem avaliação energética do ciclo.

No sistema originalmente projetado é observado pelos testes realizados que o estágio de baixa opera em uma faixa de temperatura de evaporação de $-33,4\text{ }^{\circ}\text{C}$ até $-25\text{ }^{\circ}\text{C}$, com temperaturas de condensação de $-14,6\text{ }^{\circ}\text{C}$ até $-8,7\text{ }^{\circ}\text{C}$, também é constatado o efeito do grau de superaquecimento total de 64,6 K até 48,3 K no trocador de calor intermediário.

Tabela 4.1 Resultados obtidos para o ciclo de baixa temperatura com o sistema operando com o par R134a/R744.

TESTES	Fatores			T _{Suc}	T _{Desc}	T _{Ent Cd}	T _{Sai Cd}	T _{Sai Tan}	T _{En tr}	P _{Suc}	P _{desc}	\dot{m}	\dot{W}	Q _{Evap}	Q _{CT}	T _{Ar}	DT	Q _{Troc}	T _{Evap}	T _{Cond}
	CT	Cond	SA	R744	R744	R744	R744	R744	R744	R744	R744	R744	R744	BT	Total	R744	-	R744	R744	R744
	[kW]	[°C]	[K]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[bar]	[bar]	[g/s]	[W]	[W]	[W]	[°C]	[°C]	[W]	[°C]
1	2,0	34,0	6,0	23,6	82,5	76,4	-15,7	-14,0	-20,0	13,5	23,6	9,3	722,3	2612	2798	-22,0	3,1	398,6	-31,6	-14,0
2	2,0	34,0	9,0	24,4	85,0	78,3	-16,4	-14,3	-17,9	13,1	23,3	8,5	729,7	2397	2757	-17,7	3,3	346,6	-32,5	-14,4
3	2,0	34,0	12,0	24,7	86,7	79,4	-16,9	-14,5	-15,8	12,8	23,2	8,4	722,8	2447	2693	-19,7	3,2	332,6	-33,3	-14,6
4	2,0	37,0	6,0	26,3	85,1	78,5	-15,4	-13,3	-20,1	13,5	24,1	9,1	739,6	2558	2758	-22,0	3,2	417,0	-31,6	-13,3
5	2,0	37,0	9,0	27,2	87,8	80,7	-15,7	-13,6	-17,7	13,2	23,9	8,6	740,6	2481	2753	-17,3	3,0	382,8	-32,3	-13,6
6	2,0	37,0	12,0	27,8	89,4	82,0	-15,7	-13,9	-15,4	13,0	23,7	8,7	739,5	2465	2706	-20,0	3,2	359,6	-32,8	-13,9
7	2,0	40,0	6,0	29,5	88,3	81,0	-14,3	-12,8	-19,9	13,5	24,4	9,2	749,1	2554	2768	-22,0	2,8	443,7	-31,6	-12,9
8	2,0	40,0	9,0	30,5	92,0	83,8	-15,2	-13,3	-18,1	12,9	24,1	8,7	750,9	2459	2703	-20,0	3,0	409,4	-32,9	-13,3
9	2,0	40,0	12,0	31,2	93,7	85,3	-15,4	-13,6	-15,7	12,7	23,9	8,3	749,1	2373	2708	-18,6	3,0	374,5	-33,4	-13,6
10	3,0	34,0	6,0	22,4	72,8	69,0	-11,7	-10,6	-16,1	16,3	26,3	13,4	756,7	3672	3615	-16,1	3,8	533,2	-25,9	-10,3
11	3,0	34,0	9,0	22,9	74,0	70,4	-11,3	-10,3	-13,3	16,3	26,3	12,9	754,4	3546	3625	-12,1	4,4	476,3	-26,0	-10,3
12	3,0	34,0	12,0	23,2	75,2	71,0	-12,1	-11,0	-11,6	15,8	25,8	12,2	749,0	3418	3553	-9,7	4,1	430,2	-26,9	-10,9
13	3,0	37,0	6,0	25,2	75,4	71,4	-10,5	-9,5	-15,8	16,7	27,0	13,9	768,1	3747	3679	-15,7	3,8	587,6	-25,2	-9,3
14	3,0	37,0	9,0	27,5	78,0	73,8	-11,7	-10,4	-13,4	16,2	26,4	12,8	753,4	3520	3581	-13,0	3,8	530,6	-26,2	-10,1
15	3,0	37,0	12,0	26,4	77,9	73,5	-11,2	-10,4	-11,1	16,1	26,4	12,5	763,7	3490	3568	-9,4	3,7	475,6	-26,4	-10,1
16	3,0	40,0	6,0	28,1	78,2	74,0	-9,7	-8,8	-15,0	16,8	27,5	13,7	788,7	3678	3638	-15,7	3,7	606,2	-25,0	-8,7
17	3,0	40,0	9,0	30,0	81,1	76,4	-10,4	-9,1	-13,0	16,4	27,2	13,3	777,1	3635	3574	-12,6	3,6	582,3	-25,8	-9,1
18	3,0	40,0	12,0	29,8	81,6	77,3	-10,1	-9,2	-10,1	16,4	27,2	13,2	774,3	3653	3550	-9,5	3,7	533,9	-25,9	-9,1

CT: Carga térmica

Cond: Temperatura de condensação

SA= Grau de superaquecimento BT

T_{Suc}: Temperatura sucção

T_{Desc}: Temperatura de descarga

T_{Ent Cd}: Temperatura entrada condensador

T_{Sai Cd}: Temperatura de saída condensador

T_{Sai tanq}: Temperatura de saída do tanque

\dot{W} : Consumo de potencia

P_{Suc}: pressão de sucção

P_{Desc}: Pressão de descarga

\dot{m} : vazão mássica

T_{En tr}: Temperatura de entrada trocador

Q_{Evap}: Capacidade frigorífica

T_{Ar}: Temperatura do ar

DT: Diferença de temperaturas no trocador

Q_{Troc}: Calor trocador intermediário

T_{Evap}: Temperatura de evaporação

T_{Cond}: Temperatura de evaporação

Q_{CT}: Carga térmica total da câmara fria

Tabela 4.2 Resultados obtidos para o ciclo de alta temperatura com o sistema operando com o par R134a/R744.

TESTE	Fatores			T _{Suc}	T _{Desc}	T _{En Cd}	T _{Sai Cd}	T _{Ent tro}	T _{Sai tro}	P _{Suc}	P _{Desc}	ṁ	Ẇ	Q _{Evap}	Q _{Troc}	COP	COP	COP	SC	T _{Evap}
	CT	Cond	SA	R134a	R134a	R134a	R134a	R134a	R134a	R134a	R134a	R134a	R134a	AT	AT	AT	BT	Total	R134a	R134a
	[kW]	[°C]	[K]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[bar]	[bar]	[g/s]	[W]	[W]	[W]	-	-	-	[°C]	[°C]
1	2,0	34,0	6,0	8,1	84,3	79,6	29,3	29,5	16,1	1,5	8,6	25,0	2570,0	4689	474,8	1,825	3,616	0,793	17,9	-17,1
2	2,0	34,0	9,0	5,3	82,4	77,9	29,5	29,7	17,4	1,5	8,6	24,5	2510,0	4529	431,7	1,783	3,316	0,735	15,8	-17,7
3	2,0	34,0	12,0	2,2	79,5	75,1	29,2	29,5	18,2	1,5	8,6	24,7	2540,0	4402	392,6	1,754	3,353	0,755	16,6	-17,8
4	2,0	37,0	6,0	3,0	81,8	77,7	32,1	32,3	18,7	1,5	9,4	26,0	2580,0	4666	506,2	1,808	3,459	0,771	18,3	-16,5
5	2,0	37,0	9,0	2,2	80,4	76,3	32,4	32,6	20,1	1,5	9,4	25,3	2530,0	4529	456,9	1,715	3,356	0,734	15,8	-16,8
6	2,0	37,0	12,0	1,2	79,8	75,8	32,4	32,7	21,2	1,5	9,4	25,6	2640,0	4417	416,8	1,746	3,328	0,754	16,9	-16,9
7	2,0	40,0	6,0	-1,4	80,1	76,7	35,3	35,5	21,8	1,6	10,2	26,8	2640,0	4588	528,5	1,738	3,410	0,754	18,2	-15,7
8	2,0	40,0	9,0	-3,2	77,6	74,1	35,7	35,9	23,6	1,6	10,2	26,2	2620,0	4383	463,4	1,673	3,275	0,730	16,3	-16,3
9	2,0	40,0	12,0	-3,2	77,7	74,2	35,9	36,1	24,7	1,5	10,2	25,9	2640,0	4294	428,8	1,627	3,167	0,700	15,3	-16,6
10	3,0	34,0	6,0	15,5	85,2	81,5	30,1	30,1	14,8	1,7	8,6	28,9	2580,0	5623	620,6	2,179	4,853	1,101	19,2	-14,1
11	3,0	34,0	9,0	24,7	93,3	87,7	30,4	30,3	15,6	1,7	8,6	27,6	2610,0	5560	571,6	2,130	4,701	1,054	18,4	-14,6
12	3,0	34,0	12,0	20,8	90,1	84,5	29,9	29,8	16,3	1,6	8,6	27,4	2570,0	5413	522,0	2,106	4,564	1,030	17,7	-15,0
13	3,0	37,0	6,0	13,9	84,3	80,6	33,4	33,3	17,6	1,8	9,4	30,0	2710,0	5674	670,7	2,094	4,878	1,077	19,4	-13,1
14	3,0	37,0	9,0	20,4	90,1	85,7	35,4	35,4	19,7	1,7	9,4	28,4	2640,0	5468	641,5	2,071	4,672	1,037	17,4	-13,9
15	3,0	37,0	12,0	19,7	91,0	86,0	33,5	33,4	19,3	1,7	9,4	28,4	2670,0	5454	573,9	2,043	4,570	1,016	17,7	-13,9
16	3,0	40,0	6,0	10,2	82,0	79,6	36,5	36,4	20,3	1,8	10,2	31,0	2740,0	5659	714,7	2,065	4,663	1,042	19,7	-12,4
17	3,0	40,0	9,0	10,2	83,1	79,5	37,8	37,8	22,3	1,8	10,2	30,6	2710,0	5492	684,4	2,027	4,678	1,042	17,7	-12,6
18	3,0	40,0	12,0	11,3	84,7	82,0	36,9	36,8	22,6	1,8	10,2	30,5	2770,0	5496	627,3	1,984	4,717	1,031	17,4	-12,7

CT: Carga térmica

T_{En Cd}: Temperatura entrada condensador

Ẇ: Consumo de potencia

T_{Desc}: Temperatura de descargaT_{Evap}: Temperatura de evaporação

Cond: Temperatura de condensação

T_{Sai Cd}: Temperatura de saída condensadorP_{Suc}: pressão de sucçãoQ_{Evap}: Capacidade frigoríficaQ_{Troc}: Calor trocador intermediário

SA= Grau de superaquecimento BT

T_{Ent Tro}: Temperatura entrada trocadorP_{Desc}: Pressão de descarga

SC: Grau de subresfriamento

T_{Suc}: Temperatura sucçãoT_{Sai Tro}: Temperatura saída trocador

ṁ: vazão mássica

DT: Diferença de temperaturas no trocador

No estágio de alta temperatura é observado que o sistema opera em uma temperatura de evaporação de $-17,8\text{ °C}$ até $-12,4\text{ °C}$, mantendo uma diferença de temperatura no trocador de calor em cascata de $2,8\text{ °C}$ até $4,4\text{ °C}$, garantindo a condensação no ciclo BT. Da mesma forma, é observado o efeito do grau de subresfriamento no ciclo AT obtendo valores entre $19,7\text{ K}$ e $15,8\text{ K}$ garantido o líquido subresfriado na válvula de expansão.

4.2. Fluidos refrigerantes alternativos

Além de buscar fluidos refrigerantes que cumpram as limitações do GWP, é necessário utilizar fluidos refrigerantes seguros que confirmam um baixo consumo de energético atendendo as condições de operação do sistema originalmente projetado. Dessa forma, deve se levar em conta a relação de compressão do compressor, as temperaturas e pressões de saturação do fluido candidato e as propriedades termofísicas do fluido, principalmente a capacidade frigorífica. Em caso de misturas de fluidos refrigerantes, leva-se em conta as condições anteriormente mencionadas e a temperatura *glide* do fluido.

A operação *drop-in* refere-se ao processo de substituição simples do fluido refrigerante original por outro fluido refrigerante com diferentes propriedades e composição química. O *drop-in* pode ser realizado de forma direta ou indireta, a forma indireta acontece quando o óleo lubrificante não é compatível com o fluido refrigerante a substituir, havendo a necessidade de trocar o óleo lubrificante. O processo *drop-in* está sendo altamente impulsionado nos últimos tempos devido aos protocolos estabelecidos, procurando novos fluidos que possam ser utilizados no lugar dos refrigerantes convencionais.

A continuação é apresentada as etapas para realização do *drop-in* direto dos fluidos alternativos na bancada experimental.

- Antes de trocar o fluido refrigerante no ciclo de alta temperatura, deve-se garantir que as pressões no tanque de líquido de R744, estejam abaixo de 12 Bar (-35 °C) com o propósito de ter o tempo suficiente para realizar o vácuo no sistema e carregamento do fluido alternativo.
- Durante a troca do fluido refrigerante deve-se recolher e reciclar o fluido refrigerante a ser substituído utilizando equipamentos adequados para evitar qualquer vazamento de fluido.

- Realizar o vácuo no sistema de refrigeração, para garantir o bom funcionamento do ciclo de refrigeração evitando a presença de umidade ou gases condensáveis, que afetam a qualidade do fluido refrigerante.
- Atingir um nível de vácuo no sistema, de forma que a leitura vacuométrica no *manifold* alcance valores de 40mmHg, indicando que os níveis de umidade do óleo POE são quase nulos.
- Nos sistemas de refrigeração que operam com hidrocarbonetos é necessário realizar quebra de vácuo com nitrogênio seco, com objetivo de eliminar qualquer parte remanescente, a fim de diminuir a risco de inflamabilidade e garantir a retirada da umidade total no sistema.
- Uma vez terminado o processo de vácuo no sistema, é carregado o fluido refrigerante alternativo no ciclo de alta de temperatura, este fluido é pesado em uma balança de forma que se garanta a carga exata de fluido refrigerante.

Na análise comparativa do R134a com os fluidos refrigerantes propostos, são realizados testes com os mesmos níveis de grau de superaquecimento no ciclo de baixa temperatura, temperatura de condensação no ciclo de alta temperatura e carga térmica. Desta maneira, são avaliadas a temperatura da câmara fria, consumo energético, desempenho, capacidade de refrigeração e temperatura de descarga dos compressores de alta e baixa.

Este trabalho visa uma análise experimental em sistemas de refrigeração em cascata, gerando dados relevantes na literatura sobre os possíveis fluidos refrigerantes alternativos a serem utilizados em uma bancada que opera em regime subcrítico, podendo desta forma aproveitar a vida útil do ciclo e ao mesmo tempo contribuir diminuindo o impacto ambiental e possivelmente na melhoria da eficiência energética do ciclo.

4.2.1 R513A/R744

Na realização do processo *drop-in* do R513A no ciclo de alta temperatura, foi utilizada uma carga de refrigerante de 3,345 kg esta carga foi determinada pela Eq. 3.1. O compressor do ciclo de alta temperatura operou em todos os testes a 60 Hz, enquanto a EVD foi ajustada a 155 e 130 passos para as cargas térmicas de 3 kW e 2kW. Os passos da EVD foram fixados de modo que permitam garantir um grau de superaquecimento acima de 18 K, obedecendo aos fatores dispostos na seção anterior.

A análise do sistema de refrigeração com R513A/R134a, foi realizada baseada em fatores similares aos utilizados para avaliar o R134a. Observou-se com o sistema original que para as condições de temperaturas de condensação de 34 °C e 37 °C e carga térmica de 3 kW, o sistema não atingiu a condição de 6 K do grau de superaquecimento útil, encontrando-se desta forma a condição limite inferior de funcionamento dos equipamentos que constituem a bancada experimental, pois mesmo a válvula estando totalmente aberta não conseguiu-se manter o *set point* desejado no controlador. Sendo assim, 16 testes foram realizados para a análise do par R513A/R744, exibidos nas Tab. 4.3 e Tab. 4.4 para os ciclos de alta e baixa temperatura respectivamente.

Pelos resultados obtidos, observam-se valores mínimos e máximos, fazendo a comparação das variáveis com o sistema originalmente projetado, percebendo-se que a vazão mássica do R513A teve um acréscimo médio de 18,2 %. Da mesma forma são explorados os efeitos no trocador de calor intermediário, verificando-se que o grau de superaquecimento teve um aumento de 6,8 %, enquanto o grau de subresfriamento teve uma redução de 22,7 %. No entanto, apesar desses efeitos a temperatura de descarga no compressor não se viu comprometida quando comparada com os testes de R134a, sendo 8,7 °C inferior.

Tabela 4.3 Resultados obtidos para o ciclo de baixa temperatura com o sistema operando com o par R513A/R744.

TESTE	Fatores			T _{Suc}	T _{Desc}	T _{Ent Cd}	T _{Sai Cd}	T _{Sai Tan}	T _{Ent tr}	P _{Suc}	P _{Desc}	ṁ	Ẇ	Q _{Evap}	Q _{CT}	T _{Ar}	DT	Q _{Troc}	T _{Evap}	T _{Cond}
	CT	Cond	SA	R744	R744	R744	R744	R744	R744	R744	R744	R744	R744	R744	BT	Total	R744	-	R744	R744
	[kW]	[°C]	[K]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[bar]	[bar]	[g/s]	[W]	[W]	[W]	[°C]	[°C]	[W]	[°C]	[°C]
1	2,0	34,0	6,0	27,2	83,3	76,9	-16,9	-15,2	-20,4	13,3	22,7	8,7	707,2	2474	2788	-19,6	3,1	405,8	-32,2	-15,3
2	2,0	34,0	9,0	28,1	84,1	77,5	-16,9	-15,3	-17,9	13,2	22,7	8,7	705,1	2501	2736	-22,0	3,2	389,9	-32,4	-15,4
3	2,0	34,0	12,0	29,3	86,9	79,6	-17,5	-15,8	-15,9	12,7	22,4	8,0	705,1	2322	2683	-17,7	3,1	347,4	-33,5	-15,8
4	2,0	37,0	6,0	31,8	87,5	80,1	-16,1	-14,6	-20,5	13,2	23,2	8,6	721,7	2431	2755	-23,0	3,0	437,5	-32,4	-14,7
5	2,0	37,0	9,0	32,5	89,9	81,9	-16,6	-15,1	-18,4	12,8	22,9	8,1	720,7	2320	2713	-20,0	2,9	397,5	-33,4	-15,1
6	2,0	37,0	12,0	32,9	91,6	83,0	-16,9	-15,3	-16,1	12,4	22,7	7,8	723,4	2276	2668	-18,6	2,9	368,9	-34,1	-15,4
7	2,0	40,0	6,0	34,5	89,3	82,0	-14,7	-13,2	-19,6	13,7	24,1	9,4	735,9	2645	2728	-22,0	3,0	501,2	-31,3	-13,3
8	2,0	40,0	9,0	35,3	92,4	84,4	-15,2	-13,8	-17,6	13,2	23,7	8,6	733,8	2447	2691	-19,9	2,9	441,5	-32,5	-13,8
9	2,0	40,0	12,0	35,3	93,6	85,2	-15,7	-14,0	-15,2	12,9	23,6	8,5	736,3	2444	2626	-17,3	2,9	413,6	-33,1	-14,1
10	3,0	34,0	9,0	25,7	74,3	70,4	-12,7	-11,6	-13,5	16,0	25,3	12,6	725,7	3518	3646	-13,3	3,9	503,5	-26,5	-11,6
11	3,0	34,0	12,0	26,3	76,2	71,8	-13,3	-12,1	-11,5	15,6	25,0	11,8	724,0	3351	3541	-10,7	3,7	449,0	-27,4	-12,1
12	3,0	37,0	9,0	29,2	78,2	73,7	-12,1	-11,1	-13,5	16,0	25,8	12,4	745,3	3447	3557	-12,8	3,7	537,6	-26,6	-11,0
13	3,0	37,0	12,0	29,4	79,1	74,5	-12,2	-11,2	-10,8	15,9	25,7	12,4	741,4	3469	3578	-9,4	3,7	499,9	-26,7	-11,1
14	3,0	40,0	6,0	32,1	79,8	75,1	-10,7	-9,7	-15,4	16,6	26,8	13,2	763,8	3573	3591	-15,3	3,8	639,4	-25,4	-9,5
15	3,0	40,0	9,0	32,6	81,6	76,7	-11,0	-10,1	-13,1	16,3	26,5	12,7	766,0	3496	3542	-12,5	3,6	587,3	-26,1	-9,9
16	3,0	40,0	12,0	33,3	82,9	77,8	-11,1	-10,3	-10,6	16,1	26,4	12,5	762,9	3482	3557	-9,3	3,6	551,3	-26,4	-10,1

CT: Carga térmica

Cond: Temperatura de condensação

SA= Grau de superaquecimento BT

T_{Suc}: Temperatura sucção

T_{Desc}: Temperatura de descarga

T_{Ent cd}: Temperatura entrada condensador

T_{Sai cd}: Temperatura de saída condensador

T_{Sai tanq}: Temperatura de saída do tanque

Ẇ: Consumo de potencia

P_{Suc}: pressão de sucção

P_{Desc}: Pressão de descarga

ṁ: vazão mássica

T_{Ent troc}: Temperatura de entrada trocador

Q_{Evap}: Capacidade frigorífica

T_{Ar}: Temperatura do ar

DT: Diferença de temperaturas no trocador

Q_{Troc}: Grau de superaquecimento total

T_{Evap}: Temperatura de evaporação

T_{Cond}: Temperatura de evaporação

Q_{CT}: Carga térmica total

Tabela 4.4 Resultados obtidos para o ciclo de alta temperatura com o sistema operando com o par R513A/R744.

TESTE	Fatores			T _{Suc}	T _{Desc}	T _{Ent Cd}	T _{Sai Cd}	T _{Ent tro}	T _{Sai tro}	P _{Suc}	P _{Desc}	ṁ	Ẇ	Q _{Evap}	Q _{Troc}	COP	COP	COP	SC	T _{Evap}
	CT	Cond	SA	R513a	R513a	R513a	R513a	R513a	R513a	R513a	R513a	R513a	R513a	R513a	AT	AT	AT	BT	Total	R513A
	[kW]	[°C]	[K]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[bar]	[bar]	[g/s]	[W]	[W]	[W]	-	-	-	[°C]	[°C]
1	2,0	34,0	6,0	1,7	81,1	76,3	33,1	33,0	19,7	1,6	9,2	29,7	2570	4645	567,6	1,76	3,51	0,74	14,7	-18,5
2	2,0	34,0	9,0	2,9	82,6	77,5	33,5	33,6	20,8	1,6	9,2	29,9	2630	4585	540,8	1,78	3,54	0,76	13,7	-18,5
3	2,0	34,0	12,0	0,2	80,3	75,4	33,9	34,2	22,5	1,6	9,2	29,2	2570	4388	487,6	1,70	3,29	0,71	12,0	-18,9
4	2,0	37,0	6,0	0,1	79,8	75,4	37,3	37,5	24,4	1,7	10,1	30,7	2640	4509	579,4	1,70	3,37	0,72	13,4	-17,7
5	2,0	37,0	9,0	-0,9	79,0	74,4	37,4	37,6	25,8	1,7	10,1	30,2	2620	4365	516,3	1,66	3,22	0,69	12,0	-18,0
6	2,0	37,0	12,0	-2,5	77,9	73,4	37,4	37,6	26,6	1,6	10,1	30,0	2610	4263	478,1	1,63	3,15	0,68	11,2	-18,3
7	2,0	40,0	6,0	2,4	83,1	78,4	40,4	40,7	26,8	1,8	11,0	31,9	2740	4643	644,3	1,69	3,59	0,76	14,3	-16,3
8	2,0	40,0	9,0	-0,4	81,2	76,5	40,5	40,8	28,1	1,7	11,0	31,6	2720	4456	583,8	1,63	3,34	0,71	13,0	-16,7
9	2,0	40,0	12,0	-1,1	80,8	76,2	40,1	40,4	28,5	1,7	10,9	31,2	2710	4362	537,7	1,60	3,32	0,71	12,3	-17,0
10	3,0	34,0	9,0	11,9	84,6	79,9	32,4	32,3	19,5	1,8	9,2	33,8	2740	5534	613,6	2,02	4,85	1,02	15,0	-15,5
11	3,0	34,0	12,0	9,0	82,7	78,3	32,3	32,1	20,3	1,8	9,2	33,6	2700	5381	561,3	1,99	4,63	0,98	14,2	-15,8
12	3,0	37,0	9,0	8,6	82,6	78,5	36,0	35,9	22,7	1,9	10,1	35,0	2770	5465	657,7	1,97	4,62	0,98	15,0	-14,7
13	3,0	37,0	12,0	9,5	83,1	78,9	35,7	35,5	23,2	1,9	10,1	34,8	2820	5434	610,6	1,92	4,68	0,97	14,4	-14,8
14	3,0	40,0	6,0	10,0	84,5	80,5	39,7	39,7	25,1	2,0	11,0	36,5	2910	5613	766,2	1,92	4,68	0,97	16,0	-13,4
15	3,0	40,0	9,0	8,3	83,6	79,6	39,5	39,4	25,9	2,0	11,0	36,2	2870	5483	709,1	1,91	4,56	0,96	15,2	-13,6
16	3,0	40,0	12,0	9,2	84,4	80,2	39,7	39,7	26,9	2,0	11,0	35,9	2890	5414	666,9	1,87	4,56	0,95	14,2	-13,7

CT: Carga térmica

Cond: Temperatura de condensação

SA= Grau de superaquecimento BT

T_{Suc}: Temperatura sucçãoT_{Ent cd}: Temperatura entrada condensadorT_{Sai cd}: Temperatura de saída condensadorT_{Ent Troc}: Temperatura entrada trocadorT_{Sai Troc}: Temperatura saída trocador

Ẇ: Consumo de potencia

P_{Suc}: pressão de sucçãoP_{Desc}: Pressão de descarga

ṁ: vazão mássica

T_{Desc}: Temperatura de descargaQ_{Evap}: Capacidade frigorífica

SC: Grau de subresfriamento

DT: Diferença de temperaturas no trocador

T_{Evap}: Temperatura de evaporação

4.2.2 R1234yf/R744

Na realização do processo *drop-in* do R1234yf no ciclo de alta temperatura, foi utilizada uma carga de refrigerante de 3,42 kg, essa carga foi determinada pela relação de massa específica, descrita anteriormente. O compressor do ciclo de alta temperatura funcionou para todos os testes a 60 Hz, enquanto a EVD foi ajustada a 37,9 % e 30,2 % de abertura para as cargas térmicas de 3 kW e 2kW. A abertura da EVD foi projetada de modo que permita garantir um grau de superaquecimento acima de 18 K, obedecendo aos fatores dispostos na seção anterior.

Na análise do sistema de refrigeração com R1234yf/R134a, foram utilizados os mesmos fatores para avaliar o R134a, sendo assim, foram realizados 18 testes para a análise do par R1234yf/R744, os ensaios são exibidos nas Tab. 4.5 e Tab. 4.6 para os ciclos de alta e baixa temperatura respectivamente.

Nos resultados, analisados nas tabelas são observados os valores mínimos e máximos, fazendo a comparação das variáveis com o sistema originalmente projetado, percebe-se que a vazão mássica do R1234yf teve um aumento em média de 27,7 %. No mesmo modo são explorados os efeitos no trocador de calor intermediário, verificando-se que o grau de superaquecimento teve um aumento de 1,3 %, enquanto o grau de subresfriamento teve uma diminuição de 14,0 %. No entanto, apesar desses efeitos a temperatura de descarga no compressor não se viu comprometida quando comparada com os testes de R134a, sendo de 12,3 °C inferior.

Tabela 4.5 Resultados obtidos para o ciclo de baixa temperatura com o sistema operando com o par R1234yf/R744.

TESTE	Fatores			T _{Suc}	T _{Desc}	T _{Ent Cd}	T _{Sai Cd}	T _{Sai Tan}	T _{Ent tro}	P _{Suc}	P _{Desc}	m	W	Q _{Evap}	Q _{CT}	Tar	DT	Q _{Troc}	T _{Evap}	T _{Cond}	
	CT	Cond	SA	R744	R744	R744	R744	R744	R744	R744	R744	R744	R744	R744	BT	Total	R744	-	R744	R744	R744
	[kW]	[°C]	[K]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[bar]	[bar]	[g/s]	[W]	[W]	[W]	[W]	[°C]	[°C]	[W]	[°C]	[°C]
1	2,0	34,0	6,0	26,2	82,2	76,1	-16,5	-14,7	-20,1	13,5	23,1	8,9	706,5	2512	2778	-22,0	4,2	403,8	-31,7	-14,7	
2	2,0	34,0	9,0	27,1	85,4	78,6	-17,1	-15,5	-18,1	12,9	22,6	8,2	699,9	2356	2757	-19,7	3,9	359,2	-33,0	-15,5	
3	2,0	34,0	12,0	27,1	86,5	79,3	-17,2	-15,7	-15,8	12,7	22,4	7,9	698,4	2293	2705	-16,7	3,8	326,4	-33,4	-15,8	
4	2,0	37,0	6,0	29,1	85,5	78,9	-15,8	-14,1	-19,9	13,5	23,5	8,9	718,2	2502	2730	-21,0	3,9	426,7	-31,7	-14,1	
5	2,0	37,0	9,0	29,8	88,4	81,0	-16,3	-14,7	-18,0	13,0	23,1	8,2	716,3	2341	2726	-19,6	3,7	379,8	-32,8	-14,7	
6	2,0	37,0	12,0	30,4	90,7	82,7	-16,7	-15,1	-15,9	12,6	22,9	7,8	718,0	2250	2652	-17,1	3,8	346,1	-33,7	-15,0	
7	2,0	40,0	6,0	31,1	88,5	81,5	-14,8	-13,4	-19,8	13,6	24,0	9,1	731,7	2546	2758	-22,0	3,7	453,3	-31,5	-13,4	
8	2,0	40,0	9,0	33,0	92,0	84,1	-15,4	-13,9	-17,7	13,1	23,7	8,5	733,1	2414	2719	-19,8	3,7	417,3	-32,6	-13,9	
9	2,0	40,0	12,0	33,4	92,9	84,9	-15,6	-13,8	-15,0	13,0	23,8	8,2	733,4	2348	2636	-16,2	3,8	382,6	-32,7	-13,7	
10	3,0	34,0	6,0	23,2	71,3	67,9	-11,4	-10,2	-15,1	16,9	26,4	13,6	730,0	3697	3714	-14,9	5,0	538,6	-25,0	-10,1	
11	3,0	34,0	9,0	24,1	74,0	70,1	-12,1	-11,1	-13,4	16,1	25,7	12,7	729,0	3519	3637	-12,8	4,6	484,5	-26,3	-11,1	
12	3,0	34,0	12,0	24,8	76,0	71,7	-12,8	-11,7	-11,4	15,6	25,3	12,0	728,3	3374	3544	-10,9	4,4	436,2	-27,3	-11,6	
13	3,0	37,0	6,0	26,1	74,3	70,6	-10,6	-9,5	-14,8	17,0	27,0	13,9	748,2	3756	3697	-15,1	4,9	587,9	-24,6	-9,3	
14	3,0	37,0	9,0	26,7	76,8	72,8	-11,1	-10,2	-12,9	16,4	26,4	13,1	744,0	3605	3647	-12,8	4,5	528,6	-25,8	-10,1	
15	3,0	37,0	12,0	27,5	78,3	74,0	-11,4	-10,5	-10,6	16,1	26,2	12,7	743,0	3541	3601	-9,6	4,5	488,4	-26,3	-10,4	
16	3,0	40,0	6,0	29,0	77,8	73,7	-10,0	-9,1	-14,8	16,9	27,2	13,8	764,1	3734	3644	-15,5	4,5	623,9	-24,8	-9,1	
17	3,0	40,0	9,0	30,0	80,2	75,6	-10,3	-9,5	-12,8	16,5	26,9	13,0	765,1	3554	3571	-13,0	4,4	564,9	-25,7	-9,5	
18	3,0	40,0	12,0	30,4	81,6	76,9	-10,5	-9,6	-10,3	16,3	26,9	12,8	765,4	3540	3588	-10,0	4,4	525,4	-26,0	-9,5	

Tabela 4.6 Resultados obtidos para o ciclo de alta temperatura com o sistema operando com o par R1234yf/R744.

TESTE	Fatores			T _{Suc}	T _{Desc}	T _{Ent Cd}	T _{Sai Cd}	T _{Ent tro}	T _{Sai tro}	P _{Suc}	P _{Desc}	m	W	Q _{Evap}	Q _{Troc}	COP	COP	COP	SC	T _{Evap}
	CT [kW]	Cond [°C]	SA [K]	R1234yf [°C]	R1234yf [°C]	R1234yf [°C]	R1234yf [°C]	R1234yf [°C]	R1234yf [°C]	R1234yf [bar]	R1234yf [bar]	R1234yf [g/s]	R1234yf [W]	AT [W]	AT [W]	AT -	BT -	Total -	R1234yf [°C]	R1234yf [°C]
1	2,0	34,0	6,0	7,2	79,0	74,8	32,0	31,9	19,1	1,6	8,7	31,7	2580,0	4690	546,2	1,818	3,556	0,764	14,8	-18,9
2	2,0	34,0	9,0	2,8	74,8	71,0	32,2	32,1	20,4	1,5	8,7	31,4	2580,0	4475	499,3	1,734	3,366	0,718	13,6	-19,4
3	2,0	34,0	12,0	1,4	74,3	70,5	31,7	31,6	20,7	1,5	8,7	31,3	2560,0	4406	461,4	1,721	3,283	0,704	13,3	-19,5
4	2,0	37,0	6,0	4,9	77,8	74,2	34,9	34,9	21,9	1,6	9,4	32,8	2590,0	4648	575,8	1,795	3,484	0,756	15,0	-18,0
5	2,0	37,0	9,0	1,3	74,5	70,9	35,0	34,9	23,0	1,6	9,4	32,5	2620,0	4458	528,4	1,702	3,269	0,702	14,0	-18,5
6	2,0	37,0	12,0	-1,3	72,6	69,1	35,0	35,0	23,9	1,6	9,4	32,1	2580,0	4304	486,3	1,668	3,134	0,682	13,1	-18,8
7	2,0	40,0	6,0	2,1	75,8	72,4	37,0	37,0	24,1	1,7	10,2	34,0	2710,0	4633	601,6	1,710	3,479	0,740	15,9	-17,1
8	2,0	40,0	9,0	1,1	75,3	72,0	38,3	38,2	26,0	1,7	10,2	33,3	2660,0	4436	561,4	1,668	3,293	0,711	14,0	-17,5
9	2,0	40,0	12,0	2,5	76,6	73,1	38,4	38,3	26,7	1,7	10,2	33,2	2635,0	4419	529,2	1,677	3,202	0,697	13,2	-17,5
10	3,0	34,0	6,0	15,0	80,8	77,3	30,1	30,1	17,5	1,8	8,7	37,1	2770,0	5799	628,0	2,094	5,065	1,056	16,5	-15,1
11	3,0	34,0	9,0	10,5	76,9	73,5	30,1	30,1	18,6	1,8	8,7	36,8	2730,0	5556	570,9	2,035	4,827	1,017	15,4	-15,7
12	3,0	34,0	12,0	7,7	74,9	71,6	30,3	30,3	19,6	1,8	8,7	36,6	2680,0	5382	524,6	2,008	4,633	0,990	14,4	-16,0
13	3,0	37,0	6,0	13,9	81,0	77,6	33,3	33,3	20,3	1,9	9,4	38,3	2850,0	5802	674,4	2,036	5,020	1,044	16,7	-14,2
14	3,0	37,0	9,0	9,9	77,4	74,2	33,0	33,0	21,1	1,9	9,4	38,1	2820,0	5595	612,4	1,984	4,846	1,012	15,9	-14,6
15	3,0	37,0	12,0	9,2	76,6	73,6	33,2	33,2	22,1	1,8	9,4	37,8	2830,0	5479	568,6	1,936	4,766	0,991	14,9	-14,9
16	3,0	40,0	6,0	9,4	77,0	74,0	36,1	36,1	23,0	1,9	10,2	39,6	2890,0	5704	710,0	1,974	4,887	1,022	17,0	-13,6
17	3,0	40,0	9,0	8,1	76,3	73,4	36,4	36,5	24,2	1,9	10,2	39,3	2890,0	5543	660,4	1,918	4,645	0,972	15,8	-13,8
18	3,0	40,0	12,0	8,6	77,2	74,1	36,4	36,4	24,9	1,9	10,2	39,1	2910,0	5492	614,2	1,887	4,625	0,963	15,0	-13,9

4.2.3 R436A/R744

Na realização do processo *drop-in* do R436A no ciclo de alta temperatura, foi utilizada uma carga de refrigerante de 1,64 kg. O compressor do ciclo de alta temperatura funcionou para todos os testes a 60 Hz, enquanto a EVD foi ajustada a 16,6 % e 10,4 % de abertura para as cargas térmicas de 3 kW e 2kW. A abertura da EVD foi projetada de modo que permita garantir um grau de superaquecimento acima de 18 K, obedecendo aos fatores dispostos na seção anterior.

Na análise do sistema de refrigeração com R436A/R134a, foram os mesmos fatores utilizados para avaliar o R134a, sendo assim, foram realizados 18 testes para a análise do par R436A/R744, os ensaios são exibidos nas Tab. 4.7 e Tab. 4.8 para os ciclos de alta e baixa temperatura respectivamente.

Pelos resultados obtidos, observam-se valores mínimos e máximos, fazendo a comparação das variáveis com o sistema originalmente projetado, percebendo-se que a vazão mássica do R436A teve uma diminuição em média de 46,7 %. No mesmo modo são observados os efeitos no trocador de calor intermediário, verificando-se que o grau de superaquecimento teve uma diminuição de 5,9 %, enquanto o grau de subresfriamento teve um aumento de 12,6 %. Assim como apresentado pelo sistema operando com R513A e R1234yf, a temperatura de descarga no compressor se apresentou até 8,7 °C menor quando comparada ao sistema original.

Tabela 4.7 Resultados obtidos para o ciclo de baixa temperatura com o sistema operando com o par R436A/R744

TESTES	Fatores			T _{Suc}	T _{Desc}	T _{Ent Cd}	T _{Sai Cd}	T _{Sai Tan}	T _{Ent tro}	P _{Suc}	P _{Desc}	m	W	Q _{Evap}	Q _{CT}	T _{Ar}	DT	Q _{Troc}	T _{Evap}	T _{Cond}
	CT	Cond	SA	R744	R744	R744	R744	R744	R744	R744	R744	R744	R744	R744	BT	Total	R744	-	R744	R744
	[kW]	[°C]	[K]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[bar]	[bar]	[g/s]	[W]	[W]	[W]	[°C]	[°C]	[W]	[°C]	[°C]
1	2,0	34,0	6,0	21,9	81,1	75,1	-16,3	-14,1	-20,1	13,4	23,5	9,3	732,0	2615	2778	-22,0	0,3	384,0	-31,8	-14,2
2	2,0	34,0	9,0	21,9	83,1	76,5	-16,7	-15,2	-18,4	12,8	22,8	8,7	719,6	2496	2733	-20,0	-0,1	340,2	-33,3	-15,2
3	2,0	34,0	12,0	22,3	84,8	77,6	-17,2	-15,6	-16,3	12,4	22,5	8,2	720,2	2373	2687	-18,5	-0,2	303,3	-34,1	-15,7
4	2,0	37,0	6,0	24,7	85,9	79,0	-15,5	-14,1	-17,9	13,1	23,6	9,9	747,7	2560	2763	-21,0	0,3	373,4	-32,6	-14,1
5	2,0	37,0	9,0	23,7	82,4	76,3	-15,1	-13,1	-19,7	13,7	24,2	9,0	740,2	2757	2770	-20,0	-0,3	422,9	-31,2	-13,2
6	2,0	37,0	12,0	25,2	87,6	80,1	-16,4	-14,5	-15,8	12,7	23,3	8,2	738,6	2371	2664	-17,8	-0,4	325,6	-33,5	-14,5
7	2,0	40,0	6,0	26,9	85,8	79,2	-13,9	-12,4	-19,4	13,9	24,8	10,1	764,5	2797	2770	-21,0	-0,2	460,7	-30,9	-12,4
8	2,0	40,0	9,0	27,7	87,9	80,8	-14,3	-13,0	-17,3	13,4	24,3	9,5	761,3	2676	2712	-19,4	-0,5	416,9	-31,9	-13,0
9	2,0	40,0	12,0	28,0	90,6	82,8	-14,7	-13,5	-15,3	13,0	24,0	8,8	755,2	2515	2697	-17,4	-0,7	368,5	-32,9	-13,5
10	3,0	34,0	6,0	19,5	69,0	65,4	-11,9	-10,5	-15,8	16,4	26,1	13,0	745,4	3543	3688	-16,3	8,8	473,9	-25,8	-10,6
11	3,0	34,0	9,0	20,5	72,1	68,1	-12,9	-11,6	-14,0	15,7	25,3	12,3	734,3	3423	3632	-14,2	8,5	431,1	-27,1	-11,6
12	3,0	34,0	12,0	20,9	73,3	69,0	-13,1	-12,1	-11,8	15,3	25,0	11,9	734,8	3352	3574	-11,5	8,1	390,7	-28,0	-12,1
13	3,0	37,0	6,0	23,2	73,9	69,7	-11,4	-10,4	-16,1	16,2	26,3	12,9	753,5	3516	3730	-17,0	8,1	519,2	-26,2	-10,4
14	3,0	37,0	9,0	23,5	74,9	70,5	-11,6	-10,7	-13,6	16,0	26,0	12,7	749,0	3510	3690	-14,1	8,1	478,6	-26,7	-10,7
15	3,0	37,0	12,0	23,6	76,3	71,6	-12,0	-11,1	-11,4	15,6	25,8	12,2	751,9	3418	3603	-11,4	7,9	429,5	-27,4	-11,0
16	3,0	40,0	6,0	26,7	77,9	73,3	-10,6	-9,5	-15,9	16,2	27,0	12,8	782,9	3460	3647	-16,8	8,1	556,2	-26,2	-9,3
17	3,0	40,0	9,0	26,8	79,2	74,3	-11,0	-9,8	-13,6	15,9	26,6	12,3	780,1	3374	3632	-14,2	7,7	502,4	-26,9	-9,8
18	3,0	40,0	12,0	27,1	80,6	75,5	-11,1	-10,2	-11,3	15,6	26,4	12,0	778,2	3339	3576	-11,6	7,7	462,6	-27,4	-10,1

Tabela 4.8 Resultados obtidos para o ciclo de alta temperatura com o sistema operando com o par R436A/R744

TESTES	Fatores			T _{Suc}	T _{Desc}	T _{Ent Cd}	T _{Sai Cd}	T _{Ent tro}	T _{Sai tro}	P _{Suc}	P _{Desc}	m	W	Q _{Evap}	Q _{Troc}	COP	COP	COP	SC	T _{Evap}
	CT	Cond	SA	R436A	R436A	R436A	R436A	R436A	R436A	R436A	R436A	R436A	R436A	AT	AT	AT	BT	Total	R436A	R436A
	[kW]	[°C]	[K]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[bar]	[bar]	[g/s]	[W]	[W]	[W]	-	-	-	[°C]	[°C]
1	2,0	34,0	6,0	12,9	89,5	82,2	26,5	26,8	15,5	1,6	7,8	13,1	2370,0	4667	375,0	1,969	3,573	0,843	19,9	-14,6
2	2,0	34,0	9,0	5,6	83,6	77,1	25,8	26,0	16,5	1,6	7,6	13,0	2350,0	4447	315,6	1,892	3,468	0,813	18,2	-15,2
3	2,0	34,0	12,0	4,5	83,0	76,3	25,7	26,0	17,3	1,6	7,6	12,8	2320,0	4328	281,6	1,865	3,295	0,781	17,3	-15,5
4	2,0	37,0	6,0	4,0	84,0	77,7	28,9	29,2	18,6	1,7	8,3	13,4	2460,0	4513	369,4	1,842	3,459	0,803	21,7	-13,8
5	2,0	37,0	9,0	12,9	92,6	85,7	28,8	29,2	16,3	1,7	8,3	13,5	2450,0	4749	440,6	1,931	3,687	0,859	19,4	-13,5
6	2,0	37,0	12,0	1,9	80,8	74,6	28,9	29,3	19,8	1,6	8,3	13,4	2370,0	4377	323,4	1,847	3,211	0,763	18,1	-14,1
7	2,0	40,0	6,0	7,3	86,7	80,3	32,2	32,6	19,2	1,8	9,0	14,1	2560,0	4755	486,7	1,857	3,659	0,841	22,2	-12,2
8	2,0	40,0	9,0	3,3	81,3	75,6	32,3	32,6	21,0	1,7	9,0	14,0	2490,0	4566	421,7	1,834	3,515	0,823	20,5	-12,5
9	2,0	40,0	12,0	-3,0	79,4	73,9	32,1	32,4	21,4	1,7	9,0	14,0	2490,0	4411	400,5	1,772	3,330	0,775	20,1	-12,7
10	3,0	34,0	6,0	13,5	86,8	81,0	25,7	26,0	13,2	1,8	7,7	15,8	2540,0	5725	508,3	2,254	4,753	1,078	15,0	-19,4
11	3,0	34,0	9,0	8,0	78,5	72,9	25,4	25,7	15,4	1,8	7,6	15,7	2500,0	5462	412,1	2,185	4,662	1,058	12,3	-20,1
12	3,0	34,0	12,0	5,5	78,3	72,9	25,4	25,7	16,0	1,8	7,6	15,5	2510,0	5307	380,2	2,114	4,562	1,033	11,8	-20,2
13	3,0	37,0	6,0	4,2	78,6	73,6	29,1	29,5	17,0	1,9	8,4	16,6	2650,0	5594	527,4	2,111	4,666	1,033	14,6	-18,5
14	3,0	37,0	9,0	4,5	78,0	72,8	28,8	29,1	17,8	1,9	8,3	16,3	2640,0	5475	469,6	2,074	4,687	1,036	13,4	-18,8
15	3,0	37,0	12,0	1,6	76,6	71,6	28,4	28,8	18,0	1,8	8,3	16,3	2610,0	5388	447,6	2,064	4,545	1,017	13,2	-19,0
16	3,0	40,0	6,0	6,1	81,2	75,9	32,6	33,0	21,2	1,9	9,1	16,8	2670,0	5538	512,9	2,074	4,419	1,002	13,7	-17,5
17	3,0	40,0	9,0	1,0	77,3	72,3	32,2	32,6	20,9	1,9	9,0	16,8	2670,0	5413	507,3	2,028	4,325	0,978	13,9	-17,7
18	3,0	40,0	12,0	-0,4	76,5	71,6	32,0	32,4	21,5	1,9	9,0	16,7	2660,0	5313	474,0	1,997	4,290	0,971	13,3	-17,8

4.3 Análise de resultados

Na Fig. 4.1 é observado o comportamento das temperaturas da câmara fria em função da capacidade de refrigeração para os pares de refrigerantes considerados neste estudo, como observado no gráfico a capacidade de refrigeração aumenta conforme aumenta a carga térmica, da mesma forma também é constatado que a temperatura dentro da câmara fria é elevada com o acréscimo destes efeitos, esse comportamento é esperado pois um aumento da carga térmica leva a um aumento de vazão mássica e consequentemente maiores temperaturas de evaporação. Por outro lado, é evidenciado o efeito do grau de superaquecimento na temperatura da câmara, quanto maior o grau de superaquecimento, maior a temperatura dentro da câmara, tal comportamento é esperado, pois quanto maior o grau de superaquecimento, a EVD_{BT} fornecerá uma menor vazão mássica consequentemente uma capacidade de refrigeração menor. Além disso, é observado que a temperatura de condensação do ciclo AT não reflete na temperatura da câmara, pois o ciclo de baixa temperatura é isolado da condição de temperatura ambiente pelo trocador de calor cascata.

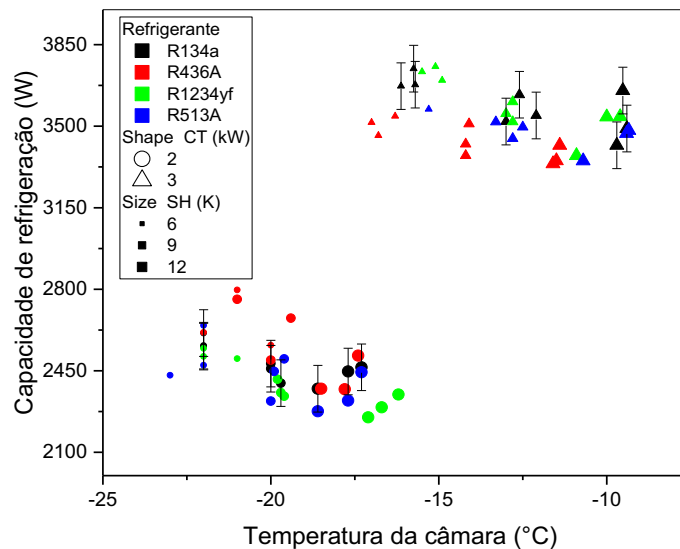


Figura 4.1 Capacidade de refrigeração de acordo com a temperatura da câmara fria para cada um dos refrigerantes estudados em função da carga térmica e grau de superaquecimento BT.

Na Fig. 4.2 são observados os comportamentos da temperatura de descarga no compressor. Na Fig. 4.2a é constatado que a temperatura de descarga AT aumenta conforme diminui a temperatura de condensação, esse comportamento é justificado pelo grau de superaquecimento variável do ciclo AT, pois a válvula permaneceu numa abertura constante dependendo das condições de carga de térmica e o refrigerante testado, pois quanto menor a temperatura de condensação, menor a temperatura de evaporação levando a um maior grau de superaquecimento. Além disso, como foi citado anteriormente, o compressor AT operou a 60 Hz para todos os testes. Por outro lado, é verificado que não existe uma proporcionalidade da temperatura de descarga do ciclo AT com o grau de superaquecimento e a carga térmica do ciclo BT, pois o ciclo de AT é isolado do ciclo BT pelo trocador de calor em cascata. Na fig. 4.2b é evidenciado que a temperatura de descarga BT aumenta proporcionalmente ao grau de superaquecimento e a temperatura de condensação. Além disso, é constatado o mesmo efeito quando a carga térmica é reduzida, estes comportamentos são explicados pelo aumento da relação de compressão.

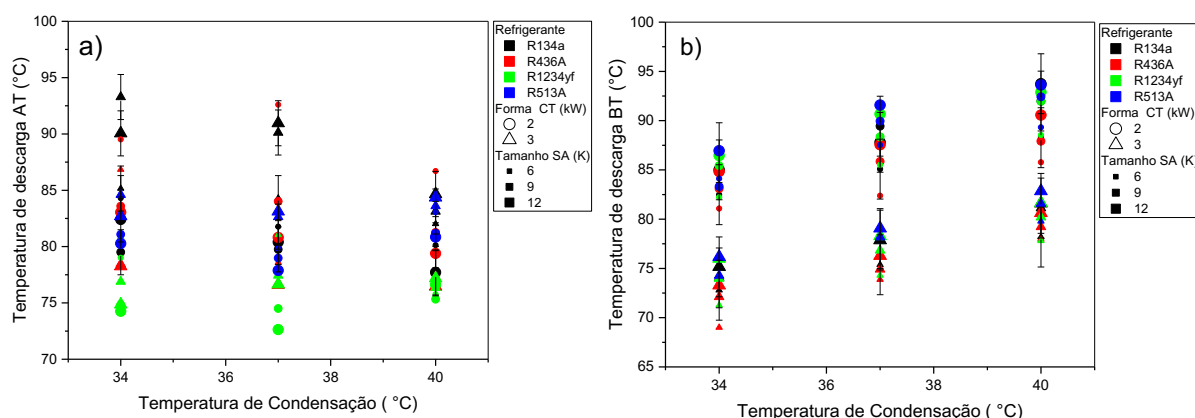


Figura 4.2 Fluidos alternativos testados a) temperatura de descarga do ciclo AT b) temperatura de descarga BT para diversas temperaturas de condensação em função da carga térmica e grau de superaquecimento BT

Na Fig. 4.3 é observado o comportamento de consumo de potência dos ciclos de alta e baixa temperatura, respectivamente. Observa-se que o consumo de potência aumenta proporcionalmente a temperatura de condensação, pois o acréscimo do mesmo reflete no aumento da relação de compressão. Também é constatado que o consumo de potência aumenta quando se reduz o grau de superaquecimento. Por último, observa-se ainda que o consumo de potência aumenta proporcionalmente a carga térmica, fazendo que compressor consuma mais energia para atender a condição.

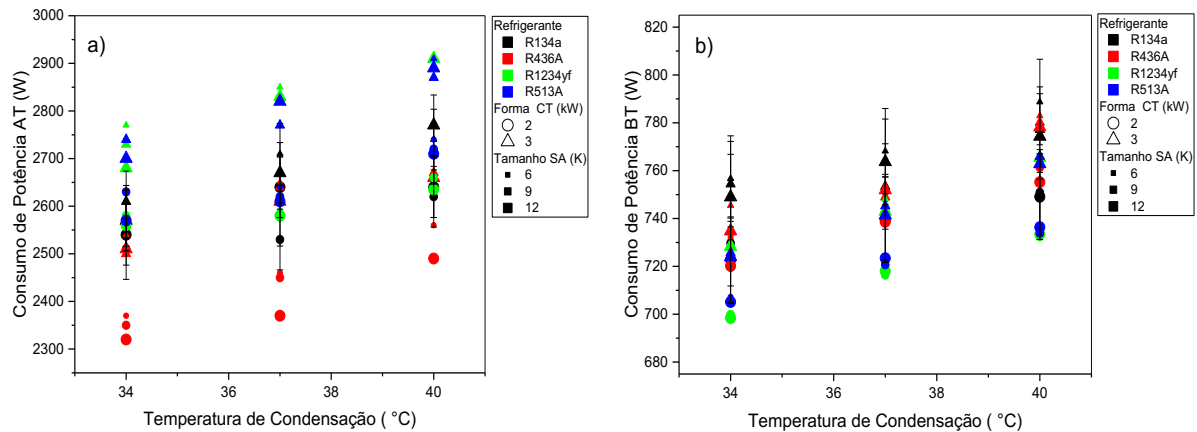


Figura 4.3 Refrigerantes testados a) consumo de potência AT b) consumo de potência BT para diversas temperaturas de condensação avaliando-se ao mesmo tempo os efeitos da carga térmica ou grau de superaquecimento BT.

Na Fig. 4.4 são observados os mesmos comportamentos mencionados anteriormente na Fig. 4.3. Entretanto é constatada uma tendência no consumo de potência total que é predominada principalmente pelo ciclo AT. Tal comportamento é esperado, pois o consumo de potência do ciclo AT possui uma ordem de grandeza maior do que o ciclo BT.

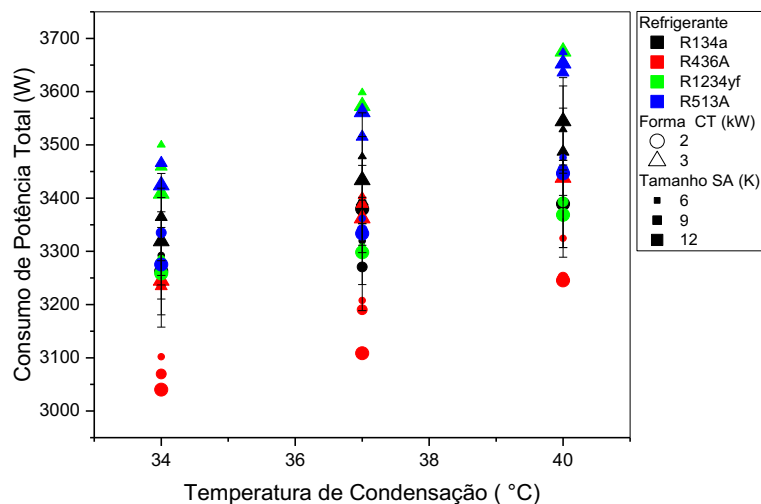


Figura 4.4 Consumo de potência testados nos fluidos refrigerantes alternativos em função da temperatura de condensação, carga térmica e grau de superaquecimento.

Na análise de consumo de potência total foram observados valores máximos de 3,544 kW, 3,452 kW, 3,675 kW e 3,673 kW para os refrigerantes R134a, R436A, R1234yf e R513A,

respectivamente. A diferença no consumo quando comparado com o R134a foi de -2,5 %, 3,6 % e 3,6 % para o R436A, R1234yf e R513A.

Na figura 4.5 é observado que a capacidade de refrigeração possui uma tendência levemente constante conforme é elevada a temperatura de condensação, este comportamento é esperado pois a temperatura de condensação do ciclo de alta temperatura não reflete na capacidade de refrigeração, este comportamento foi evidenciado anteriormente. Pois o ciclo de baixa temperatura é isolado da condição de temperatura ambiente pelo trocador de calor em cascata, além disso a carga térmica é mantida constante como pode ser observado na bateria de testes. Por outro lado, a capacidade de refrigeração aumenta proporcionalmente com a carga térmica. Observa-se ainda que conforme o grau de superaquecimento diminui, a EVD opera com maiores aberturas, levando a uma maior vazão mássica, refletindo em maiores valores de capacidade de refrigeração.

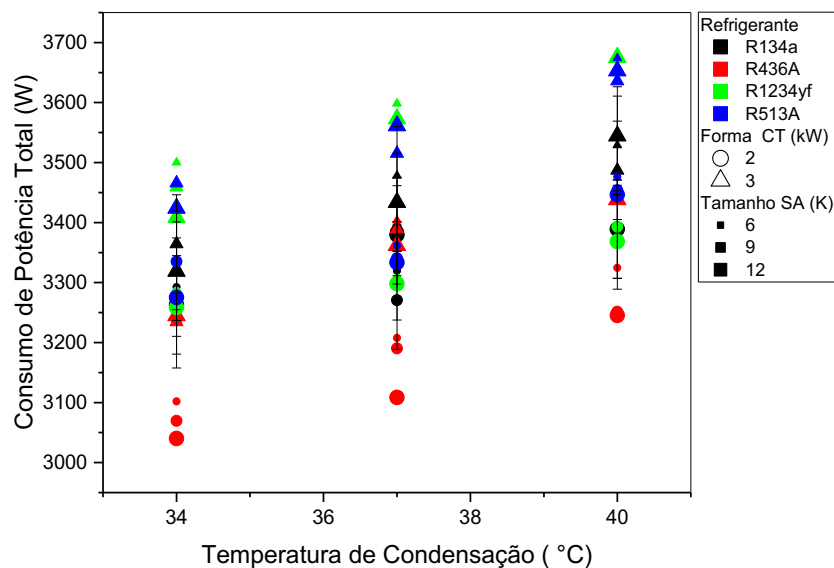


Figura 4.5 Comportamento dos fluidos refrigerantes de acordo com a capacidade de refrigeração temperatura de condensação, carga térmica e superaquecimento.

A máxima capacidade de refrigeração foi de 4,334 kW, 4,035 kW, 4,35 kW e 4,21 kW para os fluidos refrigerantes R134a, R436A, R1234yf e R513a, respectivamente. Com estes valores máximos foi comparada a capacidade de refrigeração do R134a com os fluidos substitutos obtendo -5,4 %, 0,2 % e -4,6 %, para os fluidos R436A, R1234yf e R513A, evidenciando-se um decréscimo da capacidade de refrigeração para os fluidos R436A e R513A.

Na Fig. 4.6 são apresentados os comportamentos do COP para o ciclo de alta e baixa temperatura, respectivamente. Na Fig. 4.6a e 4.6b são observados incrementos no COP conforme o grau de superaquecimento é diminuído e carga térmica é aumentada, justificadas pelo aumento da capacidade de refrigeração. Na Fig. 4.6a é observado que o COP é aumentado conforme a temperatura de condensação é reduzida, enquanto na Fig. 4.6b o COP não apresenta uma variação significativa e proporcional à temperatura de condensação AT, dada a presença do trocador de calor em cascata.

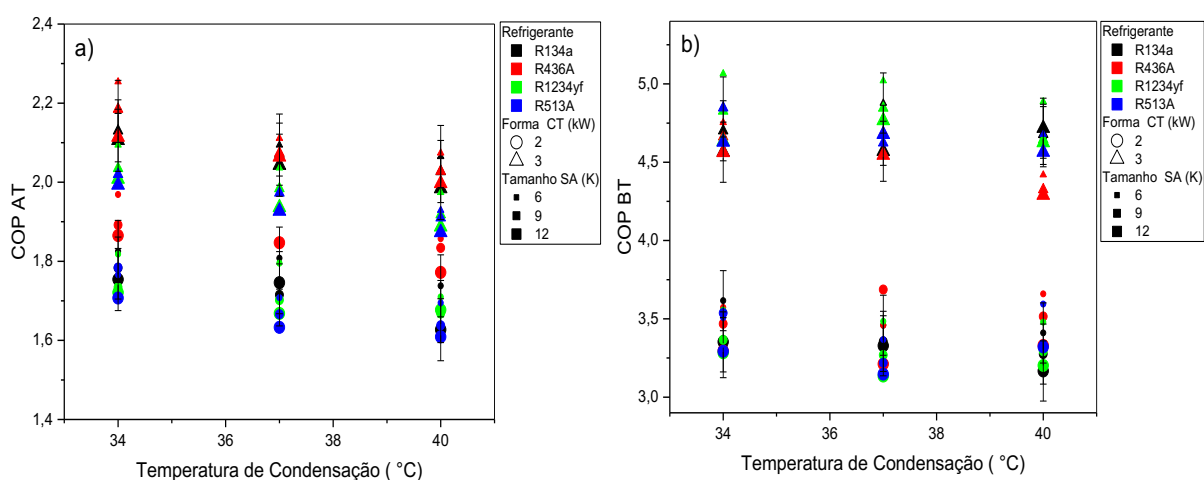


Figura 4.6 Valores do COP a) no ciclo AT b) ciclo BT são apresentados em função temperatura de condensação, carga térmica e grau de superaquecimento

Na Fig. 4.7 são constatadas as mesmas tendências do COP AT e COP BT no COP total, para os efeitos da carga térmica e grau de superaquecimento. Pode ser observado, que o COP total máximo para cada fluido foi de 1,101, 1,078, 1,056 e 1,015 para o R134a, R436A, R1234yf e R513A, a diminuição do COP total tomando como referência o R134a foi de 2,1 %, 4,1 % e 7,8 %, respectivamente.

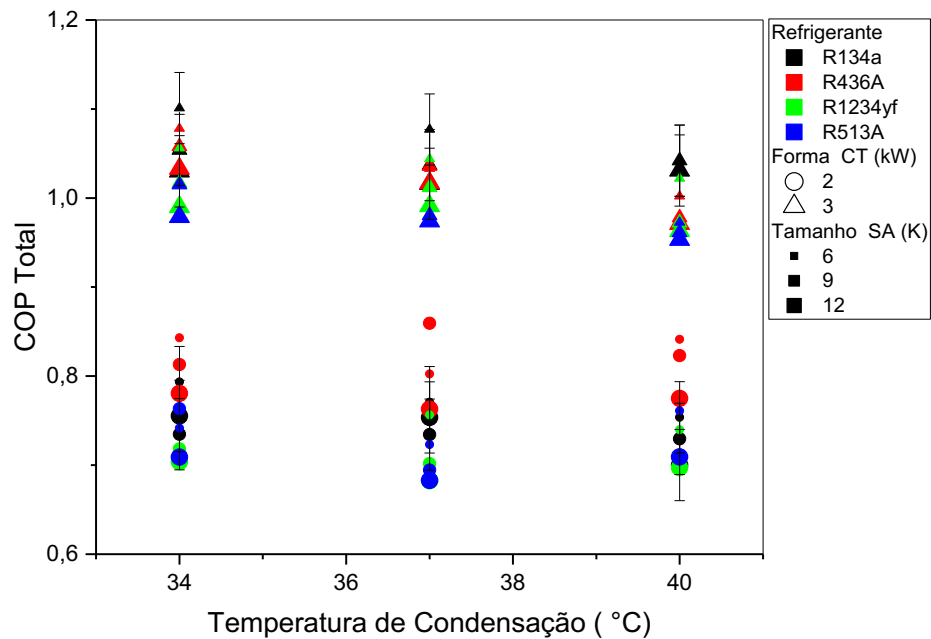


Figura 4.7 COP total do sistema de acordo com os valores de temperatura de condensação, carga térmica e grau de superaquecimento

Na Fig. 4.8 são apresentados os comportamentos dos fluidos refrigerantes alternativos em função do COP total e a capacidade de refrigeração normalizados para o R134a. Essa figura permite analisar de forma mais intuitiva as influências dos parâmetros mencionados anteriormente, onde: (I) quadrante, melhor cenário representa a condição de superior capacidade de refrigeração e COP; (II) quadrante, representa uma condição com capacidade inferior e COP superior; (III) quadrante, pior cenário representa condição de capacidade de refrigeração e COP inferior COP. Na análise da figura apenas o R436A ultrapassa o valor unitário estando nos quadrantes I e II para uma carga térmica de 2kW, enquanto a maioria das condições dos fluidos alternativos são localizados no quadrante III, parâmetro que pode ser considerado como uma condição indesejada, analisando puramente os valores de COP e capacidade de refrigeração. Cumpre ressaltar, que os valores se encontram em uma faixa de redução de COP e capacidade de refrigeração, quando comparadas ao sistema original (R134a), que não extrapolam reduções normalizadas de 10 %.

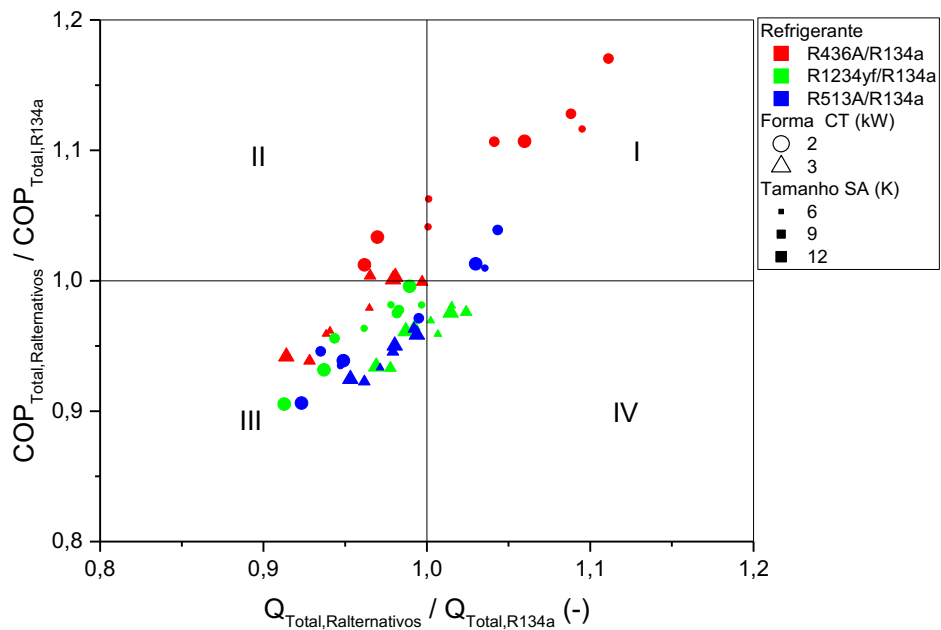


Figura 4.8 Gráfico do COP e capacidade de refrigeração normalizados para o R134a, em função do grau de superaquecimento e carga térmica, para cada fluido refrigerante.

Na Fig. 4.9 são apresentados os comportamentos dos fluidos refrigerantes alternativos em função do COP total e o consumo de potência total normalizados para o R134a. Essa figura permite analisar de forma mais intuitiva as influências dos parâmetros mencionados anteriormente, onde: (I) quadrante, é a condição de superior consumo de potência e COP; (II) quadrante, melhor cenário representa uma condição inferior no consumo de potência e COP superior; (III) quadrante, representa a condição de consumo de potência e COP inferiores e por fim (IV) quadrante, pior cenário retrata a condição de maior consumo de potência e menor COP. Na análise da figura apenas o R436A ultrapassa o valor unitário encontrando-se no quadrante II, enquanto os demais fluidos são localizados praticamente no quadrante IV, parâmetro que pode ser considerado como indesejado. Cumpre novamente ressaltar, que os valores se encontram em uma faixa de aumento de consumo de potência total, comparadas ao sistema original (R134a), que não extrapolam um aumento normalizadas de 9 %.

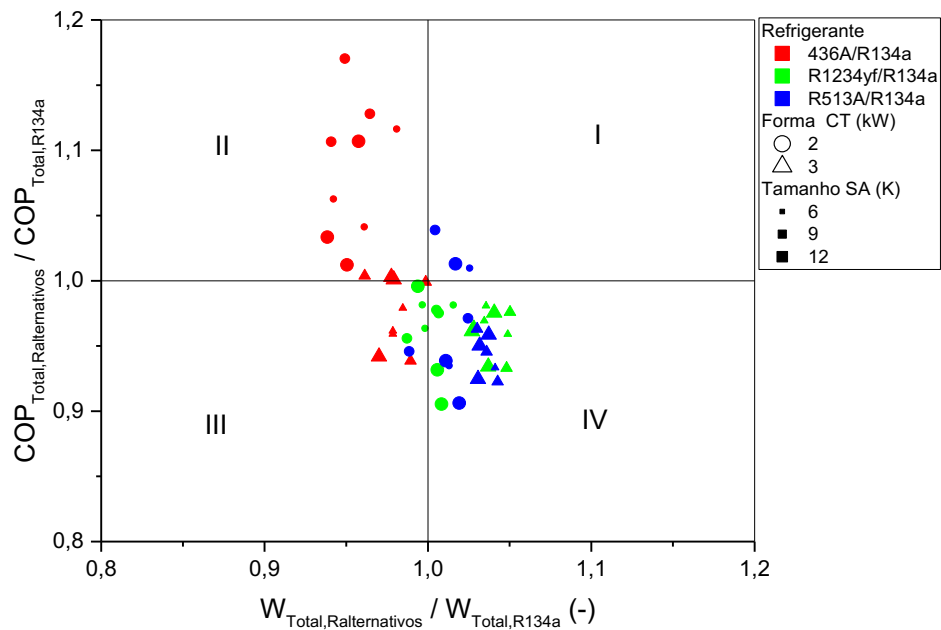


Figura 4.9 Gráfico do COP e consumo de potência normalizados para o R134a, em função do grau de superaquecimento e carga térmica, para cada fluido refrigerante.

Portanto, pode-se concluir que em termos de eficiência energética o R436A pode ser um fluido substituto para o R134a, embora se deva levar em consideração o fator de que é um fluido inflamável requerendo cuidados especiais. Também é observado que o R1234yf e R513A, mesmos estando em condições energeticamente indesejáveis, podem ser utilizados em um processo *drop-in* pelo fato de que o seu rendimento energético é levemente inferior do que o R134a. No entanto para escolha final de um fluido refrigerante além da análise energética, deve-se levar em consideração a análise ambiental, uma vez que o fluido atende ante essas premissas pode ser escolhido como fluido substituto.

4.4 Análise de impacto ambiental (TEWI)

Como foi dito anteriormente o impacto ao meio ambiente será calculado com a metodologia *TEWI*, utilizando a Eq. 3.11 é importante destacar que para cada refrigerante testado o cálculo de energia consumida foi considerado assumindo que o sistema irá operar 8 h por dia, durante todos os dias do ano.

Na metodologia *TEWI*, foram selecionados os resultados que possuem capacidade frigorífica e temperatura dentro da câmara similares entre o sistema original com os sistemas

alternativos, de forma que os sistemas analisados produzam a mesma energia térmica. Uma vez satisfeito essas premissas, o impacto ambiental do sistema em cascata é avaliado. Na Tab. 4.9 são reportados os testes y resultados na avaliação do *TEWI*, como pode-se constatar para cada fluido refrigerante foi avaliado o mesmo grau de superaquecimento e temperatura de condensação em quanto a carga térmica foi variada em dois níveis.

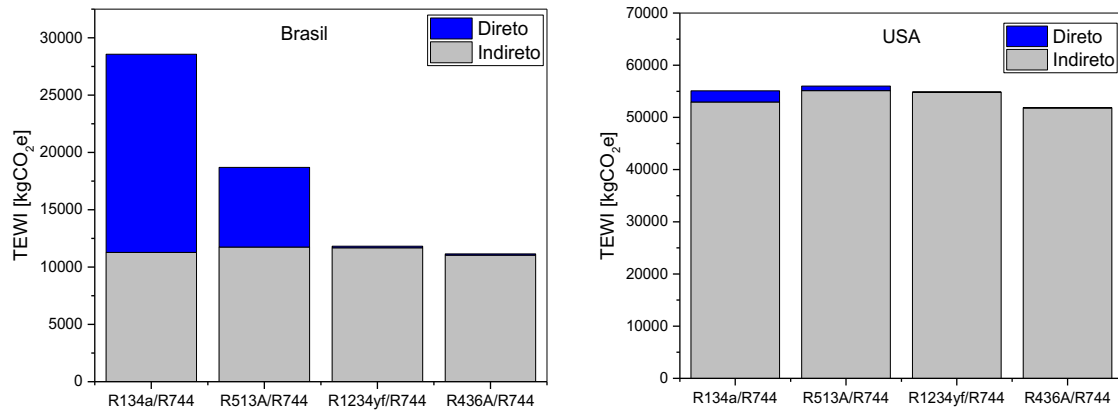


Figura 4.10 Análise *TEWI* para os cenários do Brasil e os Estados Unidos para cada para de refrigerante proposto no trabalho

Uma vez obtido os resultados na Tab. 9 estes foram registrados no gráfico da Fig. 4.10 com o objetivo de ver de forma mais intuitiva o comportamento dos impactos diretos e indiretos para cada fluido refrigerante. Neste gráfico também são analisados os resultados em dois cenários opostos, como no caso de Brasil e os Estados Unidos que possuem parâmetros com valores totalmente diferentes, tais como: taxas de vazamentos, tempo útil do equipamento, fator de recolhimento e de emissões de indiretas.

Como pode se observar nos gráficos as emissões indiretas são mais representativas nos Estados Unidos do que no Brasil, isso pode ser explicado pelo fato de que a matriz energética do Brasil é baseada em hidroelétricas enquanto a matriz energética dos Estados Unidos é baseada em queima de combustíveis fósseis. Da mesma forma é constatado que as emissões diretas são predominantes no Brasil do que nos Estados Unidos, este comportamento é justificado pela baixa eficiência na recuperação dos gases e as altas taxas de perdas de refrigerante durante a sua vida útil. Também é observado que o impacto total *TEWI* é maior nos Estados Unidos do que o Brasil para todos os pares de refrigerantes estudados.

Tabela 4.9 Tabela de cálculo TEWI para os cenários do Brasil e os Estados Unidos.

		Operação do sistema							Impacto ambiental do sistema em diferentes localidades						
Sistema cascata	Fatores			Resultados				TEWI direto e indireto por ciclo AT/BT				TEWI			
	CT	Cond	SA	COP	Q _{Evap}	T _{Ar}	W _{BT}	W _{AT}	TEWI	Brasil		USA		Brasil [kgCO _{2e}]	USA [kgCO _{2e}]
	[kW]	[°C]	[K]	[-]	[kJ]	[°C]	[W]	[W]		AT [kgCO _{2e}]	BT [kgCO _{2e}]	AT [kgCO _{2e}]	BT [kgCO _{2e}]		
R134 R744	3	40	6	1,21	4,284	-15,7	0,789	2,74	Direto	17196	91	2116	11,2	28567	55089
									Indireto	8761	2520	41124	11837		
	2	40	6	0,88	2,998	-22	0,749	2,64	Direto	17196	91	2116	11,2	28123	52992
									Indireto	8441	2395	39623	11242		
R513A R744	3	40	6	1,14	4,212	-15,3	0,764	2,91	Direto	6860	91	844,3	11,2	18697	55995
									Indireto	9304	2442	43676	11464		
	2	40	6	0,90	3,046	-22	0,736	2,74	Direto	6860	91	844,3	11,2	18065	53026
									Indireto	8761	2353	41124	11046		
R1234yf R744	3	40	6	1,19	4,358	-15,5	0,764	2,89	Direto	44,46	91	5,472	11,2	11819	54860
									Indireto	9240	2443	43375	11468		
	2	40	6	0,871	2,99	-22	0,732	2,71	Direto	44,46	91	5,472	11,2	11141	51677
									Indireto	8665	2340	40674	10986		
R436A R744	3	40	6	1,163	4,216	-16,8	0,783	2,67	Direto	15,99	91	1,968	11,2	11147	51837
									Indireto	8537	2503	40073	11750		
	2	40	6	0,980	3,09	-21	0,765	2,56	Direto	15,99	91	1,9568	11,2	10738	49917
									Indireto	8185	2446	38423	11482		

Analisando os valores de TEWI total para o cenário brasileiro, observa-se que os impactos diretos são predominantes na tomada de decisão de escolha de um fluido refrigerante, pois os valores indiretos para os refrigerantes testados mostraram-se dentro de uma mesma faixa de valores, mostrando a importância de boas práticas de refrigeração com a redução de taxas de vazamentos e efetuando o recolhimento do fluido refrigerante de forma correta. Para o cenário dos Estados Unidos, observa-se que os impactos indiretos são predominantes na tomada de decisão de escolha de um fluido refrigerante, sendo justificado pelas elevadas emissões de CO₂ na geração de energia elétrica.

Dos resultados pode-se concluir que a economia de energia é fundamental para reduzir o impacto indireto e conseqüentemente diminuir o impacto total. Como é verificado no gráfico, o R134a proporciona um impacto indireto menor do que o R513A, este comportamento pode ser explicado pois o R513A possui um aumento no consumo de potência de 5,8 % sendo energeticamente menos eficiente do que o R134a. Também é observado que independente do setor, o uso de um fluido refrigerante com menor GWP reduz os impactos diretos.

Nos gráficos é verificado que o R134a possui o maior impacto TEWI, obtendo uma maior parcela no impacto direto, isto é justificado por seu elevado GWP. No caso do R513A é observado que o seu elevado consumo de potência contribui em uma maior proporção nos impactos indiretos. Para os fluidos refrigerantes R1234yf e R436A é constatado que seus impactos diretos são quase imperceptíveis, este resultado é esperado pois os dois refrigerantes possuem um GWP baixo, entretanto para o R1234yf tem um consumo de potência levemente superior ao R134a, refletindo diretamente nos impactos indiretos.

Com estas informações, torna-se evidente que, para capacidades de refrigeração e temperaturas iguais dentro da câmara fria, os pares de fluidos R436A/R744 e R1234yf/R744 possuem um menor impacto equivalente de aquecimento global.

CAPÍTULO V

Conclusões e Trabalhos futuros

O presente trabalho analisou os possíveis fluidos alternativos ao R134a operando como par do CO₂ em sistema cascata, sendo eles o HFO-1234yf, o HC-436A e o HFC-513A. Tais fluidos, possuem valores de GWP de 4, 3 e 631, respectivamente, valores substancialmente menores quando comparados ao valor de GWP do R134a, de 1430.

Foi realizado um estudo para determinar a carga térmica total na câmara fria, levando em consideração a transmissão de calor através das paredes, observou-se que o seu valor ficou muito próximo ao valor da capacidade frigorífica estimado pelo balanço de primeira lei no evaporador, obtendo um erro médio de $\pm 4,7$ %.

A análise energética, levando em consideração o consumo de potência e capacidade frigorífica do R436A se mostrou mais eficiente frente aos demais fluidos. Numa análise global, visando a eficiência energética e um menor impacto ambiental, esse fluido provou ser o fluido substituto com melhor desempenho para substituir o R134a no ciclo de alta temperatura. Contudo, deve-se levar em consideração que é um fluido inflamável requerendo cuidados especiais de instalação, operação e manutenção.

Seguindo a análise, o R1234yf apresentou resultados promissores podendo ser opção para o R134a. O cálculo de TEWI para o cenário brasileiro, indica que o impacto direto desse fluido é irrelevante comparado ao impacto do sistema utilizando R134a, guiado pelo baixo valor de GWP do fluido, assim como apresentado pelo R436A. Embora, mesmo apresentando um baixo impacto de TEWI, analisando em termos de consumo de potência e capacidade frigorífica, esse se mostrou menos eficiente que o R134a, obtendo valores de consumo de potência cerca de 5 % maior e cerca de 10 % na redução dos valores de COP.

Por último, os resultados para o R513A apresentaram valores similares ao obtido com o R1234yf. Contudo, observando-se a análise de impacto ambiental no cenário brasileiro, torna-se claro o significativo aumento quando comparados aos valores obtidos pelo R1234yf e R436A. Já em relação ao R134a, os resultados do TEWI apresentaram uma redução total de 35 %, justificada pelo menor valor de GWP.

Apesar do R513A, estando em condições energeticamente menos eficientes que o R134a, tal fluido pode ser utilizado em um processo *drop-in* pelo fato de que o seu rendimento

energético é levemente inferior comparado ao R134a, seu impacto ambiental mostrou-se menor e por não ser um fluido inflamável.

Os resultados experimentais das operações de *drop-in* não revelaram problemas aparentes para o compressor do ciclo de alta temperatura. É importante mencionar que para todos os casos estudados, os valores da temperatura de descarga foram menores, o que colabora com a vida útil do compressor. Outro ponto observado é a boa compatibilidade dos fluidos escolhidos com o tipo de óleo lubrificante utilizado.

Analisando os valores de TEWI total para o cenário brasileiro, observa-se que os impactos diretos são predominantes na tomada de decisão de escolha de um fluido refrigerante, pois os valores indiretos para os refrigerantes testados mostraram-se dentro de uma mesma faixa de valores. Isso evidencia ainda mais a importância de boas práticas de refrigeração com a redução de taxas de vazamentos e efetuando o recolhimento do fluido refrigerante de forma correta. Para o cenário aplicado aos Estados Unidos, observa-se que os impactos indiretos são predominantes na tomada de decisão de escolha de um fluido refrigerante, sendo justificado pelas elevadas emissões de CO₂ na geração de energia elétrica.

Em relação à continuidade do trabalho, as seguintes sugestões podem ser citadas:

- Implementação do ejetor no ciclo de alta temperatura como dispositivo de expansão com o intuito de diminuir o consumo de potência do compressor.
- Desenvolvimento de um modelo termodinâmico, para estimar a capacidade de refrigeração e COP e, assim realizar a comparação com os dados obtidos experimentalmente nesta dissertação.
- Análise exérgica do ciclo de refrigeração em cascata.
- Avaliação de uma bancada experimental em regime transcrito analisando o desempenho do ciclo, tendo como ponto de partida as experiências adquiridas com o ciclo de refrigeração em cascata.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AMARIS, C. et al. Thermodynamic analysis on the performance of an R717/R744 cascade refrigeration system for food retail applications. **16th International Conference on Sustainable Energy Technologies – SET 2017 17th - 20th of July 2017, Bologna, IT**, n. August, p. 1–10, 2017.

AMARIS, C.; TSAMOS, K. M.; TASSOU, S. A. Analysis of an R744 typical booster configuration, an R744 parallel-compressor booster configuration and an R717/R744 cascade refrigeration system for retail food applications. Part 1: Thermodynamic analysis. **Energy Procedia**, v. 161, n. 2018, p. 259–267, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2019.02.090>

APREA, C.; GRECO, A.; MAIORINO, A. An experimental evaluation of the greenhouse effect in the substitution of R134a with CO₂. **Energy**, v. 45, n. 1, p. 753–761, 2012. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2012.07.015>

ASHRAE. **Refrigeration**. SI Edition ed. Atlanta: [s.n.].

BANSAL, P. A review - Status of CO₂ as a low temperature refrigerant: Fundamentals and R&D opportunities. **Applied Thermal Engineering**, v. 41, p. 18–29, 2011. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.12.006>

BANSAL, P.; JAIN, S. **Cascade systems past, present, and future.**, 2007.

BELLOS, E.; TZIVANIDIS, C. A theoretical comparative study of CO₂ cascade refrigeration systems. **Applied Sciences (Switzerland)**, v. 9, n. 4, 2019. <https://doi.org/10.3390/app9040790>

BHATTACHARYYA, S. et al. Optimization of a CO₂-C₃H₈ cascade system for refrigeration and heating. **International Journal of Refrigeration**, v. 28, n. 8, p. 1284–1292, 2005. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2005.08.010>

BHATTACHARYYA, S.; GARAI, A.; SARKAR, J. Thermodynamic analysis and optimization of a novel N₂O-CO₂ cascade system for refrigeration and heating. **International Journal of Refrigeration**, v. 32, n. 5, p. 1077–1084, 2008. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2008.09.008>

BHATTACHARYYA, S.; MUKHOPADHYAY, S.; SARKAR, J. CO₂-C₃H₈ cascade refrigeration-heat pump system: Heat exchanger inventory optimization and its numerical verification. **International Journal of Refrigeration**, v. 31, n. 7, p. 1207–1213, 2008.

<https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2008.02.003>

BINGMING, W. et al. Experimental investigation on the performance of NH₃/CO₂ cascade refrigeration system with twin-screw compressor. **International Journal of Refrigeration**, v. 32, n. 6, p. 1358–1365, 2009. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.03.008>

BOENG, J. **Uma metodologia para a seleção do par tubo capilar-carga de refrigerante que maximiza o desempenho de refrigeradores domésticos.**

CABELLO, R. et al. Energy evaluation of R152a as drop in replacement for R134a in cascade refrigeration plants. **Applied Thermal Engineering**, v. 110, n. 517, p. 972–984, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.09.010>

CATALÁN-GIL, J. et al. Energy evaluation of multiple stage commercial refrigeration architectures adapted to F-gas regulation. **Energies**, v. 11, n. 7, 2018. <https://doi.org/10.3390/en11071915>

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Termodinâmica**. Terceira e ed. [s.l.] Mc Graw Hill, 2001.

CICONKOV, R. Refrigerants: There is still no vision for sustainable solutions. **International Journal of Refrigeration**, v. 86, p. 441–448, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.12.006>

DA SILVA, A. **Dióxido de Carbono (CO₂) em sistemas de refrigeração comercial e industrial**. 1a edição ed. São Paulo: novatécnica, 2011a.

DA SILVA, A. **Utilização do CO₂ em sistemas de refrigeração para supermercados** BrasíliaBITZER, , 2011b.

DA SILVA, A.; BANDARRA FILHO, E. P.; ANTUNES, A. H. P. Comparison of a R744 cascade refrigeration system with R404A and R22 conventional systems for supermarkets. **Applied Thermal Engineering**, v. 41, p. 30–35, 2012. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2011.12.019>

DI NICOLA, G. et al. Performance of cascade cycles working with blends of CO₂ + natural refrigerants. **International Journal of Refrigeration**, v. 34, n. 6, p. 1436–1445, 2011. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2011.05.004>

DIRECTIVE 2006/40/EC. REGULATION (EU) No 517/2014 OF THE EUROPEAN PARLIAMENT AND OF THE COUNCIL. **Official Journal of the European Union**, p. 36, 2014.

DOKANDARI, D.; HAGH, A.; MAHMOUDI, S. M. S. Thermodynamic investigation and optimization of novel ejector-expansion CO₂/NH₃ cascade refrigeration cycles (novel

CO₂/NH₃ cycle). **International Journal of Refrigeration**, v. 46, n. 94, p. 26–36, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.07.012>

DOPAZO, J. A. et al. Theoretical analysis of a CO₂-NH₃ cascade refrigeration system for cooling applications at low temperatures. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, n. 8–9, p. 1577–1583, 2008. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.07.006>

DOPAZO, J. A.; FERNÁNDEZ-SEARA, J. Experimental evaluation of a cascade refrigeration system prototype with CO₂ and NH₃ for freezing process applications. **International Journal of Refrigeration**, v. 34, n. 1, p. 257–267, 2010. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2010.07.010>

DUBEY, A. M.; KUMAR, S.; AGRAWAL, G. DAS. Thermodynamic analysis of a transcritical CO₂/propylene (R744-R1270) cascade system for cooling and heating applications. **Energy Conversion and Management**, v. 86, p. 774–783, 2014a. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.05.105>

DUBEY, A. M.; KUMAR, S.; AGRAWAL, G. DAS. Thermodynamic analysis of a transcritical CO₂/propylene (R744-R1270) cascade system for cooling and heating applications. **Energy Conversion and Management**, v. 86, p. 774–783, 2014b. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2014.05.105>

EJEMNI, N.; NEHDI, E.; KAIROUANI, L. Use of ejectors in cascade refrigeration systems for exergetic performance improvement. **International Journal of Exergy**, v. 10, n. 2, p. 171–189, 2012. <https://doi.org/10.1504/IJEX.2012.045864>

GE, Y. T.; TASSOU, S. A. Control optimizations for heat recovery from CO₂ refrigeration systems in supermarket. **Energy Conversion and Management**, v. 78, p. 245–252, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2013.10.071>

GETU, H. M.; BANSAL, P. K. Thermodynamic analysis of an R744-R717 cascade refrigeration system. **International Journal of Refrigeration**, v. 31, n. 1, p. 45–54, 2007. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.06.014>

GOLBATEN MOFRAD, K. et al. 4E analyses and multi-objective optimization of cascade refrigeration cycles with heat recovery system. **Thermal Science and Engineering Progress**, v. 19, n. June, p. 100613, 2020. <https://doi.org/10.1016/j.tsep.2020.100613>

GULLO, P.; ELMEGAARD, B.; CORTELLA, G. Energy and environmental performance assessment of R744 booster supermarket refrigeration systems operating in warm climates. **International Journal of Refrigeration**, v. 64, p. 61–79, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2015.12.016>

GULLO, P.; HAFNER, A.; BANASIAK, K. Transcritical R744 refrigeration systems for supermarket applications: Current status and future perspectives. **International Journal of Refrigeration**, v. 93, n. 2018, p. 269–310, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.07.001>

IBAMA. **Protocolo de Montreal**. Disponível em: <<http://www.ibama.gov.br/emissoes/camada-de-ozonio/protocolo-de-montreal>>.

KARAMPOUR, M.; SAWALHA, S. State-of-the-art integrated CO₂ refrigeration system for supermarkets: A comparative analysis. **International Journal of Refrigeration**, v. 86, p. 239–257, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.11.006>

KASAEIAN, A. et al. Applications of eco-friendly refrigerants and nanorefrigerants: A review. **Renewable and Sustainable Energy Reviews**, v. 96, n. July, p. 91–99, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2018.07.033>

KILICARSLAN, A.; HOSOZ, M. Energy and irreversibility analysis of a cascade refrigeration system for various refrigerant couples. **Energy Conversion and Management**, v. 51, n. 12, p. 2947–2954, 2010. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2010.06.037>

KIM, M. H.; PETTERSEN, J.; BULLARD, C. W. **Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems**. [s.l.: s.n.]. v. 30 <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2003.09.002>

KOH, J.; ZAKARIA, Z.; VEERASAMY, D. Overview of the use of hydrocarbon refrigerants in air conditioning systems. **Chemical Engineering Transactions**, v. 56, n. 2013, p. 1849–1854, 2017. <https://doi.org/10.3303/CET1756309>

LEE, T. S.; LIU, C. H.; CHEN, T. W. Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO₂/NH₃ cascade refrigeration systems. **International Journal of Refrigeration**, v. 29, n. 7, p. 1100–1108, 2006. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2006.03.003>

LI, Y. et al. An experimental investigation on a modified cascade refrigeration system with an ejector. **International Journal of Refrigeration**, v. 96, p. 63–69, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.09.015>

LLOPIS, R. et al. Experimental evaluation of an internal heat exchanger in a CO₂ subcritical refrigeration cycle with gas-cooler. **Applied Thermal Engineering**, v. 80, p. 0–11, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2015.01.040>

LLOPIS, R. et al. Effects caused by the internal heat exchanger at the low temperature cycle in a cascade refrigeration plant. **Applied Thermal Engineering**, v. 103, p. 1077–1086, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.04.075>

LLOPIS, R. et al. Subcooling methods for CO₂ refrigeration cycles: A review. **International Journal of Refrigeration**, v. 93, p. 85–107, 2018a. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2018.06.010>

LLOPIS, R. et al. Conversion of a direct to an indirect refrigeration system at medium temperature using R-134a and R-507A: An energy impact analysis. **Applied Sciences (Switzerland)**, v. 8, n. 2, 2018b. <https://doi.org/10.3390/app8020247>

LORENTZEN, G. Revival of carbon dioxide as a refrigerant. **H and V Engineer**, v. 66, n. 721, p. 9–14, 1994a. [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(94\)90059-0](https://doi.org/10.1016/0140-7007(94)90059-0)

LORENTZEN, G. The use of natural refrigerants : a complete solution to the CFC/HCFC predicament. **Int. J. Refrig. Vol.**, v. 18, n. 3, p. 190–197, 1994b. [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(94\)00001-E](https://doi.org/10.1016/0140-7007(94)00001-E)

MEGDOULI, K. et al. Thermodynamic analysis of a novel ejector-cascade refrigeration cycles for freezing process applications and air-conditioning. **International Journal of Refrigeration**, v. 70, p. 108–118, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.06.029>

MEGDOULI, K. et al. Thermodynamic analysis of a novel ejector expansion transcritical CO₂/N₂O cascade refrigeration (NEETCR) system for cooling applications at low temperatures. **Energy**, v. 128, p. 586–600, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2017.04.073>

MESSINEO, A. R744-R717 Cascade refrigeration system: Performance evaluation compared with a HFC two-stage system. **Energy Procedia**, v. 14, p. 56–65, 2011. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2011.12.896>

MESSINEO, A.; PANNO, D. Performance Evaluation of Cascade Refrigeration Systems Using Different Refrigerants. **International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration**, v. 20, n. 03, p. 1250010, 2012. <https://doi.org/10.1142/S2010132512500101>

MINISTÉRIO DAS RELAÇÕES EXTERIORES. **Adoção da Emenda sobre HFCs ao Protocolo de Montreal.** Disponível em: <https://www.gov.br/mre/es/canales_servicio/prensa/notas-a-la-prensa/adopcion-de-la-enmienda-sobre-los-hfc-al-protocolo-de-montreal>.

MINISTERIO DE MEIO AMBIENTE. **Plano Nacional de Eliminação de CFCs - PNC.** Disponível em: <<https://antigo.mma.gov.br/clima/protecao-da-camada-de-ozonio/acoes-brasileiras-para-protecao-da-camada-de-ozonio/plano-nacional-de-eliminacao-de-cfcs-pnc.html>>.

MOFFAT, R. J. Describing the uncertainties in experimental results. **Experimental Thermal and Fluid Science**, v. 1, n. 1, p. 3–17, 1988. <https://doi.org/10.1016/0894->

[1777\(88\)90043-X](#)

MOTA-BABILONI, A. et al. 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. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.12.021>

MOTA-BABILONI, A. et al. Experimental influence of an internal heat exchanger (IHx) using R513A and R134a in a vapor compression system. **Applied Thermal Engineering**, v. 147, n. September 2018, p. 482–491, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.12.021>

MOTA-BABILONI, A. et al. Ultralow-temperature refrigeration systems: Configurations and refrigerants to reduce the environmental impact. **International Journal of Refrigeration**, v. 111, p. 147–158, 2020. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.10.092>

MYLONA, Z. et al. Comparative analysis on the energy use and environmental impact of different refrigeration systems for frozen food supermarket application. **Energy Procedia**, v. 123, p. 121–130, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.07.234>

NEBOT-ANDRÉS, L. et al. CO₂ with mechanical subcooling vs. CO₂ cascade cycles for medium temperature commercial refrigeration applications thermodynamic analysis. **Applied Sciences (Switzerland)**, v. 7, n. 9, 2017a. <https://doi.org/10.3390/app7090955>

NIU, B.; ZHANG, Y. Experimental study of the refrigeration cycle performance for the R744/R290 mixtures. **International Journal of Refrigeration**, v. 30, n. 1, p. 37–42, 2006. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2006.06.002>

OUADHA, A. et al. Performance comparison of cascade and two-stage refrigeration cycles using natural refrigerants. **The 22nd International Congress of Refrigeration**, n. 1998, p. 21–26, 2007.

PABON, J. J. G. et al. Applications of refrigerant R1234yf in heating, air conditioning and refrigeration systems: A decade of researches. **International Journal of Refrigeration**, v. 118, p. 104–113, 2020. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.06.014>

PANATO, V. H. **Análise experimental de fluidos refrigerantes alternativos ao R410A em sistemas de ar condicionado**. [s.l.: s.n.]. <http://doi.org/10.14393/ufu.te.2020.510>

POLONARA, F.; KUIJPERS, L. J. M.; PEIXOTO, R. A. Potential impacts of the montreal protocol kigali amendment to the choice of refrigerant alternatives. **International Journal of Heat and Technology**, v. 35, n. Special Issue 1, p. S1–S8, 2017. <https://doi.org/10.18280/ijht.35Sp0101>

POTTKER, G.; HRNJAK, P. Effect of the condenser subcooling on the performance of

vapor compression systems. **International Journal of Refrigeration**, v. 50, n. 217, p. 156–164, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.11.003>

PROGRAMA BRASILEIRO DE ELIMINAÇÃO DOS HCFC'S. **Fluidos Frigoríficos Alternativos para Equipamentos de Refrigeração Comercial**, 2019.

PROGRAMA DAS NAÇÕES UNIDAS PARA O MEIO AMBIENTE (PNUMA). **O aumento alarmante da temperatura global**. Disponível em: <<https://www.unep.org/pt-br/noticias-e-reportagens/reportagem/o-aumento-alarmante-da-temperatura-global>>.

PUROHIT, N.; GULLO, P.; DASGUPTA, M. S. Comparative Assessment of Low-GWP Based Refrigerating Plants Operating in Hot Climates. **Energy Procedia**, v. 109, n. November 2016, p. 138–145, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.03.079>

RASTI, M.; AGHAMIRI, S.; HATAMIPOUR, M. S. Energy efficiency enhancement of a domestic refrigerator using R436A and R600a as alternative refrigerants to R134a. **International Journal of Thermal Sciences**, v. 74, p. 86–94, 2013. <https://doi.org/10.1016/j.ijthermalsci.2013.07.009>

RAWAT, K. S. et al. Parametric Study of R744-R717 Cascade Refrigeration System. **International Journal for Research in Emerging Science and Technology**, n. 7, p. 101–106, 2015.

RIGOLA, J. et al. Numerical simulation and experimental validation of internal heat exchanger influence on CO₂ trans-critical cycle performance. **International Journal of Refrigeration**, v. 33, n. 4, p. 664–674, 2010. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2009.12.030>

SACHDEVA, G.; JAIN, V.; KACHHWAHA, S. S. Performance Study of Cascade Refrigeration System Using Alternative Refrigerants. **International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering**, v. 8, n. 3, p. 7, 2014. <https://doi.org/10.5281/zenodo.1091148>

SÁNCHEZ, D. et al. Energy performance evaluation of R1234yf, R1234ze(E), R600a, R290 and R152a as low-GWP R134a alternatives. **International Journal of Refrigeration**, v. 74, n. 2017, p. 267–280, 2017a. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.09.020>

SÁNCHEZ, D. et al. Conversion of a direct to an indirect commercial (HFC134a/CO₂) cascade refrigeration system: Energy impact analysis. **International Journal of Refrigeration**, v. 73, p. 183–199, 2017b. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.09.012>

SÁNCHEZ, D. et al. Energy assessment and environmental impact analysis of an R134a/R744 cascade refrigeration plant upgraded with the low-GWP refrigerants R152a, R1234ze(E), propane (R290) and propylene (R1270). **International Journal of Refrigeration**,

v. 104, p. 321–334, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.05.028>

SANZ-KOCK, C. et al. Experimental evaluation of a R134a/CO₂ cascade refrigeration plant. **Applied Thermal Engineering**, v. 73, n. 1, p. 41–50, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.07.041>

SARKAR, J.; BHATTACHARYYA, S.; GOPAL, M. R. Carbon Dioxide based Cascade Systems for Simultaneous Refrigeration and Heating Applications. n. January, 2004.

SAWALHA, S. **Carbon Dioxide in Supermarket**. [s.l: s.n.].

SAWALHA, S.; PALM, B. Energy Consumption Evaluation of Indirect Systems with CO₂ as Secondary Refrigerant In Supermarket Refrigeration. **International Congress of Refrigeration 2003, Washington, D.C.**, n. October 2015, p. 1–8, 2003.

SAWALHA, S.; ROGSTAM, J. Laboratory Tests of NH₃ / CO₂ Cascade System for Supermarket Refrigeration Laboratory Tests of NH₃ / CO₂ Cascade System for Supermarket Refrigeration. n. June, 2016.

SELBAŞ, R.; KIZILKAN, Ö.; ŞENCAN, A. Thermoeconomic optimization of subcooled and superheated vapor compression refrigeration cycle. **Energy**, v. 31, n. 12, p. 2108–2128, 2006. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2005.10.015>

SHARMA, V.; FRICKE, B.; BANSAL, P. Comparative analysis of various CO₂ configurations in supermarket refrigeration systems. **International Journal of Refrigeration**, v. 46, p. 86–99, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.07.001>

SINGH, S.; DASGUPTA, M. S. Thermodynamic Analysis of a Low T_{ewi} (R1234Yf - R744). v. 143521, n. June, p. 1–7, 2016.

SOOBEN, D. et al. R744 refrigeration as an alternative for the supermarket sector in small tropical island developing states: The case of Mauritius. **International Journal of Refrigeration**, v. 103, p. 264–273, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.03.034>

STOECKER, W.; SAIZ, J. **Refrigeração industrial**. 3a edição ed. São Paulo: Blucher, 2018.

SUN, Z. et al. Comparative analysis of thermodynamic performance of a cascade refrigeration system for refrigerant couples R41/R404A and R23/R404A. **Applied Energy**, v. 184, p. 19–25, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.apenergy.2016.10.014>

TASSOU, S. A. et al. Energy consumption and conservation in food retailing. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, n. 2–3, p. 147–156, 2011. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.08.023>

TORRELLA, E. et al. Energetic evaluation of an internal heat exchanger in a CO₂ transcritical refrigeration plant using experimental data. **International Journal of Refrigeration**, v. 34, n. 1, p. 40–49, 2011. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2010.07.006>

TSAMOS, K. M. et al. Energy analysis of alternative CO₂ refrigeration system configurations for retail food applications in moderate and warm climates. **Energy Conversion and Management**, v. 150, p. 822–829, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2017.03.020>

TSAMOS, K. M. et al. Analysis of typical booster configuration, parallel-compressor booster configuration and R717/R744 cascade refrigeration system for food retail applications. Part 2: Energy performance in various climate conditions. **Energy Procedia**, v. 161, p. 268–274, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2019.02.091>

YANG, M. et al. Experimental study on R1234yf/R134a mixture (R513A) as R134a replacement in a domestic refrigerator. **Applied Thermal Engineering**, v. 146, n. September 2018, p. 540–547, 2019. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.09.122>

YARI, M.; MAHMOUDI, S. M. S. Thermodynamic analysis and optimization of novel ejector-expansion TRCC (transcritical CO₂) cascade refrigeration cycles (Novel transcritical CO₂ cycle). **Energy**, v. 36, n. 12, p. 6839–6850, 2011. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2011.10.012>

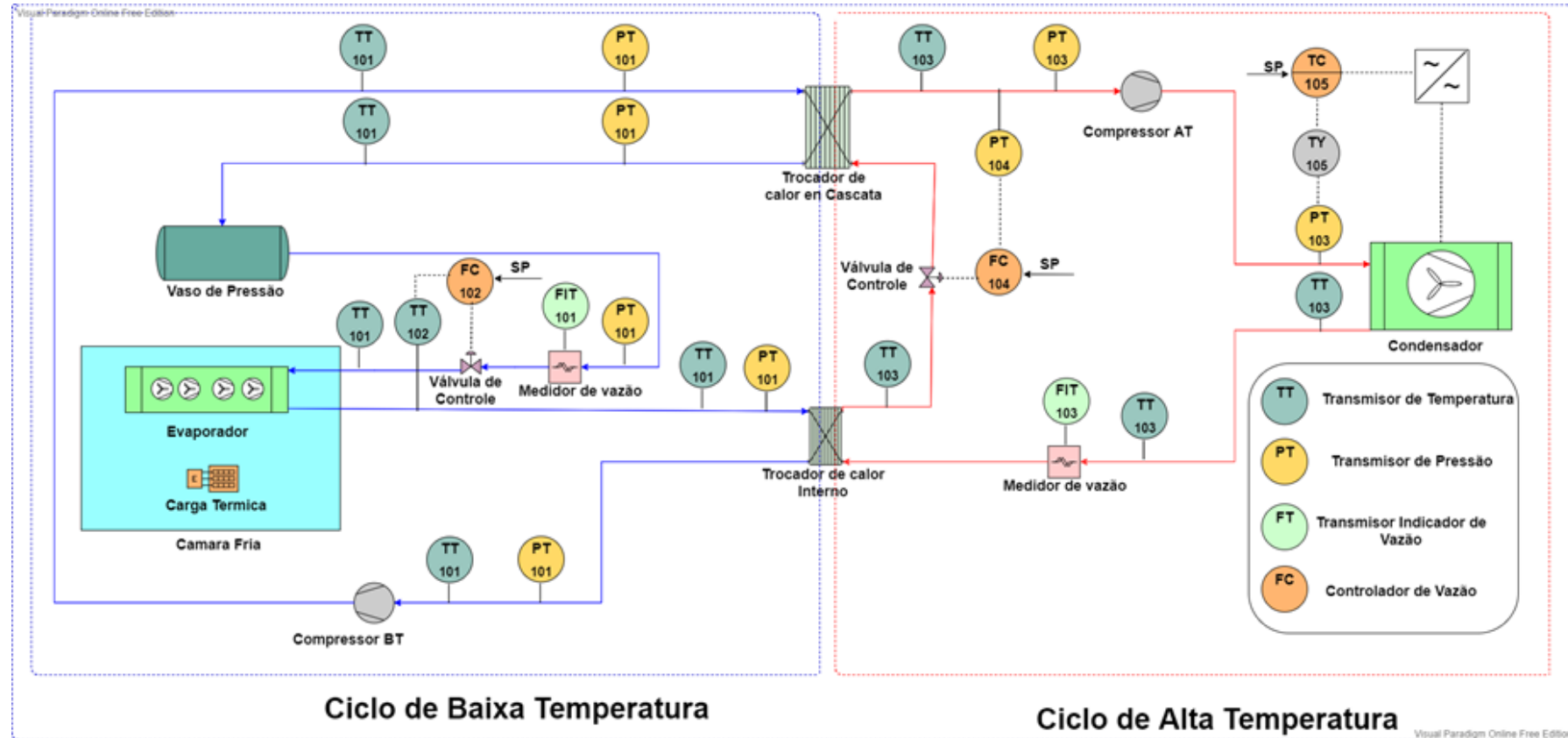
YILMAZ, B.; MANCUHAN, E.; ERDONMEZ, N. A Parametric Study on a Subcritical CO₂/NH₃ Cascade Refrigeration System for Low Temperature Applications. **Journal of Solar Energy Engineering, Transactions of the ASME**, v. 140, n. 9, p. 1–7, 2018. <https://doi.org/10.1115/1.4039976>

ZHANG, F. Z. et al. Efficiencies of subcritical and transcritical CO₂ inverse cycles with and without an internal heat exchanger. **Applied Thermal Engineering**, v. 31, n. 4, p. 432–438, 2010. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2010.09.018>

ZHANG, M. Energy analysis of various supermarket refrigeration systems. **International Refrigeration and Air Conditioning Conference. Paper 856.**, p. 1–8, 2006.

ZHANG, Y. et al. Experimental Investigation of the Performance of an R1270/CO₂ Cascade Refrigerant System. **International Journal of Refrigeration**, 2020. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.02.017>

ANEXO I



ANEXO II

