

**MARCUS VINÍCIUS ALMEIDA QUEIROZ**

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA DE  
REFRIGERAÇÃO CASCATA COMERCIAL COM HFC  
E HFO/R744**



UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
**2022**

**MARCUS VINÍCIUS ALMEIDA QUEIROZ**

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO  
CASCATA COMERCIAL COM HFC E HFO/R744**

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

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

Orientador: Prof. Dr. Enio Pedone Bandarra Filho.

**UBERLÂNDIA - MG**

**2022**

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

Q3 Queiroz, Marcus Vinicius Almeida, 1988-  
2022 Análise experimental de um sistema de refrigeração  
cascata comercial com HFC e HFO/R744 [recurso  
eletrônico] / Marcus Vinicius Almeida Queiroz. - 2022.

Orientador: Enio Pedone Bandarra Filho.  
Tese (Doutorado) - Universidade Federal de Uberlândia,  
Pós-graduação em Engenharia Mecânica.  
Modo de acesso: Internet.  
Disponível em: <http://doi.org/10.14393/ufu.te.2022.110>  
Inclui bibliografia.

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

CDU: 621

Bibliotecários responsáveis pela estrutura de acordo com o AACR2:

Gizele Cristine Nunes do Couto - CRB6/2091



## 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](http://www.posgrad.mecanica.ufu.br) - [secposmec@mecanica.ufu.br](mailto:secposmec@mecanica.ufu.br)



### ATA DE DEFESA - PÓS-GRADUAÇÃO

Programa de Pós-Graduação em:	Engenharia Mecânica			
Defesa de:	Tese de Doutorado Acadêmico, nº 322, COPEM			
Data:	25/02/2022	Hora de início:	09:00	Hora de encerramento:
Matrícula do Discente:	11713EMC012			
Nome do Discente:	Marcus Vinícius Almeida Queiroz			
Título do Trabalho:	ESTUDO EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO TIPO CASCATA OPERANDO COM HFC E HFO/R744			
Área de concentração:	Transferência de Calor e Mecânica dos Fluidos			
Linha de pesquisa:	Geração e Conservação de Energia			
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: Solidônio Rodrigues Carvalho - FEMEC/UFU; Daniel Dall'Onder dos Santos - FEMEC/UFU; Matheus Pereira Porto - UFMG; José Alberto dos Reis Parise - PUC/Rio; e Enio Pedone Bandarra Filho - FEMEC/UFU, orientador do candidato. Ressalta-se que os Prof. Solidônio Rodrigues Carvalho, Daniel Dall'Onder dos Santos, Enio Pedone Bandarra Filho e o Discente participaram da defesa por meio de videoconferência desde a cidade de Uberlândia/MG; Matheus Pereira Porto desde a cidade de Belo Horizonte/MG; e José Alberto dos Reis Parise desde a cidade de 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(as) examinadores(as), que passaram a arguir o(a) candidato(a). Ultimada a arguição, que se desenvolveu dentro dos termos regimentais, a Banca, em sessão secreta, atribuiu o resultado final, considerando o(a) candidato(a):

Aprovado.

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

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

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

---



Documento assinado eletronicamente por **Enio Pedone Bandarra Filho, Professor(a) do Magistério Superior**, em 25/02/2022, às 11:31, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).

---



Documento assinado eletronicamente por **Matheus Pereira Porto, Usuário Externo**, em 25/02/2022, às 11:31, 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 25/02/2022, às 11:31, conforme horário oficial de Brasília, com fundamento no art. 6º, § 1º, do [Decreto nº 8.539, de 8 de outubro de 2015](#).

---



Documento assinado eletronicamente por **Solidonio Rodrigues de Carvalho, Professor(a) do Magistério Superior**, em 25/02/2022, às 12:41, 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 25/02/2022, às 13:27, 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](https://www.sei.ufu.br/sei/controlador_externo.php?acao=documento_conferir&id_orgao_acesso_externo=0), informando o código verificador **3359246** e o código CRC **E2E9989E**.

---

*Aos meus pais, **Denise** e **Sano**, e aos meus irmãos **Patrícia** e **Pedro Henrique** pelo apoio em todas as horas, compreensão e amor incondicional.*

*A meu amor, amiga e companheira **Marina**, por estar sempre ao meu lado.*

## **AGRADECIMENTOS**

Gostaria de agradecer a todas as pessoas que diretamente fizeram parte deste processo de aprendizagem e conquista. A todos aqui, agradeço pela contribuição de alguma forma, em algum momento que se fizeram especiais.

Ao Prof. Dr. Enio Pedone Bandarra Filho, pela oportunidade, companheirismo e orientação durante o desenvolvimento deste trabalho.

Ao Prof. Dr. Arthur Heleno Pontes Antunes pela amizade, ensinamentos e contribuições nessa caminhada.

Ao Dr. Luís Manoel de Paiva Souza, pelo acolhimento, ensinamentos e amizade.

Ao Ms. Frank Blanco, pela parceria e grande contribuição neste trabalho.

A todos os companheiros do Laboratório de Energia, Sistemas Térmicos e Nanotecnologia, pela parceria no dia a dia.

À minha família e amigos pelo apoio motivacional e companheirismo manifestado ao longo desta caminhada. Especialmente aos amigos do DAHEMP com os quais me formei engenheiro, e aos amigos do Resenha Braba Futebol Clube pela companhia e parceria.

À Universidade Federal de Uberlândia e à Coordenação da Pós-Graduação da Faculdade de Engenharia Mecânica.

À Coordenação de Aperfeiçoamento de Pessoal de Nível Superior (CAPES) pelo apoio financeiro, ao Conselho Nacional de Desenvolvimento Científico e Tecnológico (CNPq) e também à Fundação de Amparo à pesquisa de Minas Gerais (FAPEMIG).

À empresa Carel, através do senhor Roberto Possebon, pela colaboração.

À empresa Bitzer, através dos senhores Marcos Euzébio e Eduardo Almeida, pela colaboração.

À empresa RAC, através do senhor Tomasso e Felipe Evangelinos, pela colaboração.

À banca examinadora por prestar valiosas sugestões para a conclusão deste trabalho.

Queiroz, M. V. A. **Análise experimental de um sistema de refrigeração cascata comercial com HFC e HFO/R744.** 2022. 145 p. Tese de Doutorado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, Brasil.

## Resumo

Este estudo apresenta o uso de componentes e fluidos refrigerantes alternativos para sistemas de refrigeração comercial utilizando um sistema de refrigeração com CO<sub>2</sub> subcrítico em cascata. O objetivo principal desse trabalho visa substituir o HFC-134a, muito utilizado comercialmente em sistemas cascata, por fluidos menos impactantes ambientalmente (HFOs), garantindo as temperaturas e capacidades de refrigeração do sistema, comparando assim a eficiência energética, e consequentemente o impacto ambiental. A bancada experimental consiste em um compressor alternativo para R744 e uma válvula de expansão eletrônica que promove a evaporação direta do CO<sub>2</sub> dentro de uma câmara fria (2,3m x 2,6m x 2,5m). O ciclo de alta temperatura consiste em um compressor alternativo para R134a, uma válvula de expansão eletrônica, e um condensador a ar com temperatura controlada. Possui ainda um trocador de calor de placas intermediário LLSLHX, e outro trocador de placas, que é ao mesmo tempo, o condensador para o R744 e o evaporador para R134a completando a configuração. Posteriormente, fora instalado no ciclo de baixa temperatura um *gas-cooler*. Por último, foram realizados *drop-in* diretos no sistema, substituindo o fluido de AT, pelos HFO-1234yf e HFO-513A. A análise energética do sistema original (R134a/R744) foi realizada para uma faixa de temperaturas de condensação de 36 a 48 °C, com valores de temperaturas do ar dentro da câmara fria de -20 a -15,2 °C, com capacidades de refrigeração de 3,62 ± 0,01 a 3,75 ± 0,01 kW, e COP de 0,94 ± 0,02 a 1,06 ± 0,02. Na segunda etapa, com a instalação de um *gas-cooler*, observou-se uma redução da temperatura do ar dentro da câmara fria em cerca de 2 °C, a capacidade de refrigeração do sistema reduz em média 0,25 kW ou 6,7 %, enquanto o COP reduziu 3,9%. Posteriormente, na terceira etapa de resultados, obtiveram-se resultados energéticos semelhantes ao sistema modificado (R134a/R744 com *gas-cooler*), concluindo que os fluidos propostos (R513A e R1234yf) para *drop-in* direto do R134a em um sistema cascata com R744, possuem similaridade energética garantindo a eficácia da substituição. Com relação à análise ambiental, o TEWI<sub>TOTAL</sub> para o Brasil, dos sistemas alternativos possuem valores com redução em aproximadamente de 36 % para o par R513A/R744 e 59 % para o par R1234yf/R744, sendo essa a melhor opção de *drop-in* para um sistema cascata subcrítico com R744.

Queiroz, M. V. A. **Experimental analysis of a commercial cascade refrigeration system with HFC and HFO/R744.** 2022. 145 p. Ph.D. Thesis, Federal University of Uberlandia, Uberlandia, Brazil.

### Abstract

This study presents the use of alternative refrigerant and components for commercial refrigeration systems using a cascade subcritical CO<sub>2</sub> refrigeration system. The main goal of this work aims to replace the HFC-134a, widely used commercially in cascade systems, for less environmentally impacting fluids (HFOs), guaranteeing the temperatures and cooling capacities of the system, thus comparing energy efficiency, and consequently the environmental impact. The experimental apparatus consists of a R744 reciprocating compressor and an electronic expansion valve that promotes the direct evaporation of CO<sub>2</sub> inside a cold room (2.3m x 2.6m x 2.5m). The high temperature HT cycle consists of a reciprocating compressor for R134a, an electronic expansion valve, and an air-cooled condenser with the temperature controlled. It also has an intermediate plate heat exchanger LLSLHX, and another plate exchanger, which is at the same time the condenser for R744 and the evaporator for R134a, completing the configuration. Subsequently, a gas-cooler was installed in the low-temperature LT cycle. Finally, a direct drop-in was performed in the system, replacing the HT fluid with HFO-1234yf and HFO-513A. The energy analysis of the original system (R134a/R744) was performed for a range of condensing temperatures from 36 to 48 °C, with air temperatures inside the cold chamber from -20 to -5.2 °C, cooling capacities of 3.62 ± 0.01 to 3.75 ± 0.01 kW, and COP of 0.94 ± 0.02 to 1.06 ± 0.02. In the second stage, with the installation of a gas-cooler, a reduction in the air temperature inside the cold chamber of approximated 2 °C was observed, the cooling capacity of the system reduced by an average of 0.25 kW or 6.7 %, while the COP reduced by 3.9%. Subsequently, in the third stage of results, the performance results were obtained similar to the modified system (R134a/R744 with gas-cooler), concluding that the proposed fluids (R513A and R1234yf) for direct drop-in of R134a in a cascade system with R744, have an energy similarity ensuring the effectiveness of substitution. Regarding the environmental analysis to the alternative systems, the TEWI<sub>TOTAL</sub> for Brazil, presented a reduction of approximately 36% for the R513A/R744 pair and 59% for the R1234yf/R744 pair, which is the best drop-in option for a subcritical cascade system with R744.

---

*Keywords: Refrigeration, cascade, R744, R134a, R513A, R1234yf, drop-in e TEWI.*

## SIMBOLOGIA

### Arábicos

$\dot{Q}$	Capacidade de refrigeração
$\text{CO}_2$	Dióxido de carbono
$\Delta h_{\text{evap}}$	Diferença de entalpia de evaporação
$k$	Fator de abrangência
$SH$	Grau de superaquecimento
$U$	Incerteza expandida
$u$	Incerteza-padrão
$u_c$	Incerteza-padrão combinada
$m$	Massa de fluido refrigerante
$\bar{x}$	Média de valores amostrais
$\text{TEWI}_{\text{DIRETO}}$	Parcela dos impactos diretos do $\text{CO}_2$ sobre o meio-ambiente
$\text{TEWI}_{\text{INDIRETO}}$	Parcela dos impactos indiretos do $\text{CO}_2$ sobre o meio-ambiente
$\dot{W}$	Potência elétrica consumida
$GC$	<i>Gas-cooler</i>
$L$	Taxa anual de refrigerante emitido (reposições e vazamentos)
$T_{\text{AR}}$	Temperatura do ar
$n$	Tempo de vida útil do equipamento
$\dot{m}$	Vazão mássica

### Gregos

$\alpha$	Recuperação / reciclagem ao final da vida útil do equipamento
$\beta$	Fator de emissão indireta, emissão de $\text{CO}_2$ para geração de eletricidade
$\rho$	Massa específica

## Siglas

<b>AIRAH</b>	Instituto australiano de refrigeração, ar condicionado e aquecimento
<b>ASHRAE</b>	Sociedade americana de engenheiros do setor de aquecimento, refrigeração e ar condicionado
<b>AT</b>	Alta temperatura
<b>BT</b>	Baixa temperatura
<b>CFC</b>	Clorofluorcarbono
<b>CO<sub>2</sub></b>	Dióxido de carbono
<b>COP</b>	Coeficiente de desempenho
<b>EPI</b>	Equipamento de proteção individual
<b>EVD</b>	Driver da válvula de expansão eletrônica
<b>GWP</b>	Potencial de aquecimento global
<b>GWP<sub>100</sub></b>	Potencial de aquecimento global para cem anos
<b>HC</b>	Hidrocarboneto
<b>HCFC</b>	Hidroclorofluorcarbono
<b>HFC</b>	Hidrofluorcarbono
<b>HFO</b>	Hidrofluorolefina
<b>HVACR</b>	Setor de aquecimento, ventilação, ar condicionado e refrigeração
<b>IIR</b>	International Institute of Refrigeration
<b>LEST- NANO</b>	Laboratório de Energia, Sistemas Térmicos e Nanotecnologia
<b>MMA</b>	Ministério do Meio Ambiente
<b>NH<sub>3</sub></b>	Amônia
<b>ODP</b>	Potencial de destruição de ozônio ( <i>Ozone Depletion Potential</i> )
<b>PDO</b>	Potencial de destruição de ozônio
<b>PT100</b>	Tipo de sensor de temperatura
<b>SDO</b>	Substâncias destruidoras de ozônio
<b>TEWI</b>	Impacto Total Equivalente de Aquecimento Global
<b>VEE</b>	Válvula de expansão eletrônica

# SUMÁRIO

<b>CAPÍTULO 1 - Introdução.....</b>	1
1.1. Justificativa.....	2
1.2. Objetivos.....	3
1.3. Estrutura da dissertação.....	4
<b>CAPÍTULO 2 - Fundamentação teórica.....</b>	5
2.1. Situação climática, Tratados internacionais, Brasil e o Setor HVACR.....	5
2.2. Fluidos refrigerantes.....	19
2.2.1. R134a.....	28
2.2.2. R1234yf.....	29
2.2.3. R513A.....	30
2.2.4. R744.....	32
2.3. Ciclos de refrigeração com R744.....	36
2.4. Estado da Arte.....	46
<b>CAPÍTULO 3 – Materiais e métodos.....</b>	58
3.1. Bancada experimental.....	58
3.1.1. Monitoramento da bancada.....	71
3.2. Operação de bancada.....	74
3.3. Análise de massa de fluidos.....	76
3.4. Análise energética do sistema de refrigeração.....	77
3.4.1. Análise da incerteza de medição.....	79
3.4.2. Análise de condutância da câmara fria.....	80
3.5. Análise de impacto total equivalente de aquecimento global (TEWI).....	82
<b>CAPÍTULO 4 – Resultados.....</b>	84
4.1. Sistema cascata original (R134a/R744).....	84
4.2. Sistema cascata modificado com <i>gas-cooler</i> (R134a/R744).....	94
4.3. Sistemas cascata alternativos com <i>gas-cooler</i> (R513A/R744 e R1234yf/R744).....	98
4.4. Impacto total equivalente de aquecimento global (TEWI).....	111
<b>CAPÍTULO 5 - Conclusões.....</b>	115
<b>REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....</b>	119
<b>ANEXO I – Dados Técnicos Compressores.....</b>	129

# CAPÍTULO I

## INTRODUÇÃO

“A mudança climática é generalizada, rápida e se intensifica.” mostra-se como a principal conclusão do último relatório científico AR6 (6<sup>th</sup> Assessment Report) do Intergovernmental Panel on Climate Change – IPCC (2021), aprovado por 195 governos membros. O relatório revela mudanças no clima em todas as regiões e em todo o sistema climático, muitas sem precedentes em milhares de anos. A redução drástica e de forma contínua das emissões de dióxido de carbono e outros gases de efeito estufa são necessárias para limitar as mudanças climáticas, algumas já irreversíveis como o aumento contínuo do nível do mar, enquanto os benefícios para a humanidade, como uma melhor qualidade do ar seria alcançado brevemente, contudo as temperaturas globais levariam de 20 a 30 anos para se estabilizar.

O efeito estufa, aliado ao problema da camada de ozônio, levam os esforços do Setor de Aquecimento, Ventilação, Ar Condicionado e Refrigeração (HVACR), bem como de toda a indústria química produtora de insumos e fluidos refrigerantes, a buscar soluções energeticamente e ecologicamente viáveis, para a problemática gerada nas décadas de 1930-1950, com a substituição dos fluidos refrigerantes naturais antes utilizados (amônia ( $\text{NH}_3$ ) e dióxido de carbono ( $\text{CO}_2$ )), pelos fluidos sintéticos clorofluorcarbonos (CFCs) e hidroclorofluorcarbonos (HCFCs), bem como posteriormente em meados dos anos 1990 com o desenvolvimento dos hidrofluorcarbonos saturados (HFC's).

Diversas políticas públicas, bem como tratados intergovernamentais, levam ao uso de melhores práticas e geração de novas tecnologias, buscando reduzir os impactos das atividades econômicas e industriais, no meio ambiente. Entre os principais tratados, Montreal (1987) e Quioto (1997), mostram-se importantes ferramentas na redução do impacto humano na natureza, gerando metas na redução de substâncias que degradam ozônio, além de gases de efeito estufa. A Emenda de Kigali (2016) apresenta-se como um adendo ao Protocolo de Montreal, aumentando o escopo da proteção ao ozônio para a redução do uso de HFCs e pela busca de soluções ambientalmente mais eficientes em refrigeração.

### 1.1. Justificativa

Na busca de ações para controlar e eliminar o consumo dos HCFCs no Brasil foi elaborado o Programa Brasileiro de Eliminação dos HCFCs (PBH). Dividido em três etapas (Etapa 1, Etapa 2 e Etapa 3), o PBH é um documento que apresenta o diagnóstico do consumo dos HCFCs no País e define as diretrizes e ações a serem executadas para a eliminação dessas substâncias no Brasil até 2040, adotando uma estratégia de redução escalonada.

Segundo informações do MMA (Ministério do Meio Ambiente, 2019a) a Etapa 1 fora concluída com sucesso, tendo o país alcançado a meta em 2020, com a redução de 39,3% do consumo de HCFCs sobre a linha base (LB) correspondente à média do consumo de HCFCs para os anos de 2009 e 2010. Sabe-se que grande parte dessa redução fora obtida através de melhorias no Setor de Espumas, com a redução expressiva do uso de HCFC-141b. Segundo dados de 2016, aproximadamente 90% do mercado utilizava o HCFC-22 como fluido frigorífico (Ministério do Meio Ambiente, 2016), sendo esse o refrigerante mais utilizado no setor de refrigeração comercial, tratando-se de unidades centralizadas, balcões, ilhas e câmaras frigoríficas voltadas principalmente para o uso em supermercados. Ainda segundo dados do Ibama (Instituto Brasileiro do Meio Ambiente e dos Recursos Naturais Renováveis) (2021), a proposta de redução de consumo de HCFCs, em 51,6% da LB, tendo uma redução na cota específica de HCFC-22 em 27,1%, fora alcançada.

Diversas são as opções tratando-se de *drop-in* e *retrofit* dos fluidos refrigerantes e sistemas de refrigeração, contudo para trabalhar em expansão direta, faz-se necessário o uso de uma massa de fluido refrigerante elevada, o que implica em um alto potencial de aquecimento global equivalente. Sendo assim, o uso de fluidos naturais como no caso deste trabalho o CO<sub>2</sub> ou R744, tornam-se possíveis soluções, mostrando-se ainda mais viáveis trabalhando em regime subcrítico cascata, com um segundo fluido refrigerante de alta temperatura também natural ou de baixo impacto ambiental.

Da necessidade de encontrar alternativas para a atual problemática, este trabalho justifica-se fornecendo dados experimentais para auxiliar em tomadas de decisão, referente a possíveis substituições (*drop-ins* e *retrofits*) no setor de refrigeração, contribuindo com o conhecimento acerca da necessidade de trocar os fluidos refrigerantes de alto impacto ambiental por refrigerantes menos danosos e naturais e assim, reduzir os danos causados ao meio-ambiente pelo setor da refrigeração, além de aumentar a base de dados do estado da arte na área da refrigeração em cascata. Observa-se que atualmente, o fluido mais utilizado em sistemas cascata, no ciclo de alta temperatura, é o HFC-134a, o qual possui um alto GWP.

## 1.2. Objetivos

O objetivo principal desse trabalho visa substituir o HFC-134a, muito utilizado comercialmente em sistemas cascata, por fluidos menos impactantes ambientalmente (HFOs), mantendo as temperaturas e capacidades de refrigeração do sistema, comparando assim a eficiência energética, e consequentemente o impacto ambiental, sustentando a hipótese de que é possível garantir a operabilidade de sistemas cascata em melhores condições ambientais por meio de *drop-in*.

Dessa forma, visa-se avaliar e propor possíveis alternativas de refrigeração mais eficientes, tanto energeticamente como ambientalmente, utilizando um sistema de refrigeração do tipo cascata subcríticos com CO<sub>2</sub> e fluidos de baixo GWP (*Global Warming Potential* - Potencial de Aquecimento Global), atendendo a crescente demanda por sistemas sustentáveis em consonância com os tratados e normativas internacionais. Este tem caráter experimental, que visa avaliar o funcionamento de um sistema de refrigeração comercial operando segundo um ciclo termodinâmico de compressão de vapor e sustentar a hipótese de substituição dos atuais sistemas de refrigeração comercial por alternativas utilizando CO<sub>2</sub>.

São objetivos deste trabalho:

- Realizar uma revisão quanto ao panorama mundial da situação climática envolvendo o setor HVACR, bem como posicionar o Brasil nesse contexto;
- Realizar uma revisão do estado de arte com foco na utilização e aplicação de CO<sub>2</sub> subcrítico;
- Determinar substitutos do fluido de trabalho de alta temperatura originalmente instalado HFC-R134a (Hidrofluorcarbono) mantendo condições de boa operabilidade, quanto a temperaturas de evaporação e capacidade de refrigeração, e segurança de operação;
- Utilizar fluidos com foco no uso de refrigerantes de baixo GWP, principalmente HFOs (Hidrofluorolefinas) e suas misturas derivadas gerando um banco de dados experimental, para diferentes layouts de projeto em condições de aplicação comercial;
- Realizar o cálculo de TEWI, Impacto Total Equivalente de Aquecimento (*Total Equivalent Warming Impact*), para os diferentes fluidos e condições de operação.

### **1.3. Estrutura da dissertação**

O texto está organizado descrevendo todas as etapas realizadas para alcançar o objetivo geral. Para isto o trabalho é composto por cinco capítulos devidamente divididos e mais um capítulo de anexos, detalhando os dados técnicos dos compressores utilizados.

O Capítulo I apresenta uma breve introdução à problemática e panorama atual sobre o meio ambiente e o setor HVACR, assim como a definição da proposta desta tese.

O Capítulo II apresenta a fundamentação teórica, como uma revisão sobre os efeitos do setor HVACR no meio ambiente com a situação climática, os Tratados internacionais, e a posição do Brasil em meio à situação. Posteriormente é apresentado uma revisão sobre os fluidos refrigerantes, os possíveis sistemas e diferentes ciclos / formas de operação com R744, além de uma revisão do Estado da arte.

O Capítulo III refere-se à descrição dos principais componentes da bancada experimental construída no Laboratório de Energia, Sistemas Térmicos e Nanotecnologia (LEST-NANO), na Faculdade de Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, com alguns cuidados referentes à operação e segurança. Esse explica também a metodologia experimental utilizada para o desenvolvimento dos testes.

O Capítulo IV apresenta as análises referentes aos resultados experimentais obtidos. Estas se iniciam com o estudo do sistema de refrigeração original (R134a/R744). Posteriormente são apresentados os resultados com o sistema modificado com o *gas-cooler* utilizando R134a/R744, e finalmente os resultados pós *drop-in*. Serão avaliadas as eficiências energéticas e impactos ambientais.

Por fim, o Capítulo V encerra o trabalho, apresentando as principais conclusões obtidas e trabalhos correlatos futuros para serem desenvolvidos no setor da refrigeração comercial com foco no uso de R744.

# CAPÍTULO II

## FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Neste capítulo será desenvolvida a fundamentação teórica base desta tese. Apresenta-se um panorama geral da situação climática mundial, com os efeitos do setor HVACR no meio ambiente, os tratados internacionais e normas desenvolvidas para controle da situação e a posição do Brasil em meio à situação. Posteriormente, apresenta-se uma revisão sobre os fluidos refrigerantes, os possíveis sistemas e diferentes ciclos de operação com R744, além de uma revisão do Estado da arte focada em R744 subcrítico.

### 2.1. Situação climática, Tratados internacionais, Brasil e o Setor HVACR

O sexto relatório científico AR6 (6<sup>th</sup> Assessment Report) do Intergovernmental Panel on Climate Change – IPCC (2021) é a maior atualização do estado do conhecimento sobre ciência climática. Esse examina a base física das mudanças climáticas passadas, presentes e futuras, analisando fundamentos, por exemplo, como as emissões causadas pelo homem estão levando a mudanças fundamentais no sistema climático global e de forma regionalizada, em nível de impacto atual de aquecimento, bem como busca uma projeção de como esses impactos podem afetar-nos futuramente.

O documento traz algumas conclusões principais, das quais destaca-se que é inequívoco que a influência humana aqueceu a atmosfera, o oceano e a terra. Mudanças rápidas e generalizadas na atmosfera, oceano, criossfera e biosfera ocorreram. Tal fato, explica-se também pelo aumento observado das concentrações de Gases de Efeito Estufa (GEE), observando-se que em 2019 as concentrações na atmosfera atingiram médias anuais de 410 ppm para dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>), 1866 ppb para metano (CH<sub>4</sub>) e 332 ppb para óxido nitroso (N<sub>2</sub>O). Comparados aos valores de 2011, esses representam um aumento de 5,0% (CO<sub>2</sub>), 3,5 % (CH<sub>4</sub>) e 2,4 % (N<sub>2</sub>O). Desde 1750, os aumentos nas concentrações de CO<sub>2</sub> (47%) e CH<sub>4</sub> (156%) excedem em muito, e os aumentos em N<sub>2</sub>O (23%) são semelhantes às mudanças naturais multi-milenares entre os períodos glaciais e interglaciais ao longo dos últimos 800.000 anos.

A faixa provável de aumento total da temperatura da superfície global causada pela humanidade, considerando de 1850–1900 para 2010–2019 é de 0,8 ° C a 1,3 ° C, com uma melhor estimativa de 1,1 ° C, sendo os GEE o principal motor do aquecimento troposférico desde 1979. É muito provável que a influência humana levou ao recuo global das geleiras

desde a década de 1990 e à diminuição da área de gelo do mar Ártico entre 1979-1988 e 2010-2019 (cerca de 40% em setembro e cerca de 10% em março), alcançando os menores níveis desde 1850. O nível do mar aumentou em média 0,2 m entre 1901 e 2018, sendo afetado de forma irreversível.

A mudança climática induzida pelo homem está afetando climas regionais, bem como aumentando efeitos extremos em todas as regiões do globo. Evidências de mudanças observadas em extremos, como ondas de calor, precipitação forte, secas e ciclones tropicais e, em particular, sua atribuição pela influência humana, fortaleceram-se desde a publicação do último relatório em 2013. A Fig. 2.1 nos mostra uma síntese de mudanças observadas em ondas de calor, com a confiabilidade da contribuição humana para a mudança, em diversas regiões do mundo.

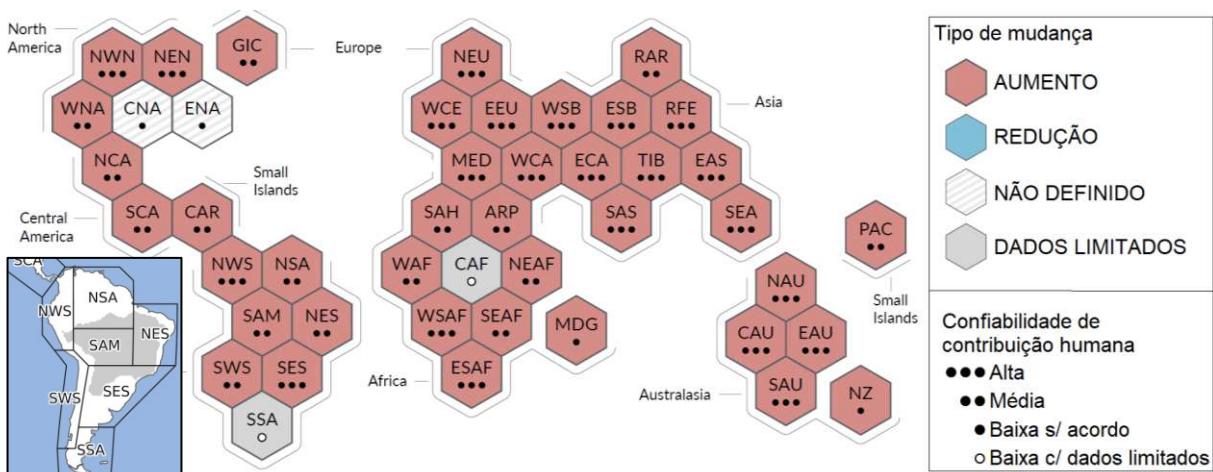


Figura 2.1 – Representação das regiões do globo, relacionadas a ondas de calor, com tipo de mudança e confiabilidade de contribuição humana, desde a década de 1950. Fonte: Adaptado IPCC, 2021.

Observando a análise regional global, dadas às dimensões continentais do Brasil, observa-se que esse se encontra em quatro sub-regiões climáticas, NSA (*Northern South America*), NES (*North Eastern South America*), SAM (*South American Monsoon*) e SES (*South Eastern South America*). Desta forma, uma previsão afeta a todas as regiões, de forma que a intensidade e frequência de precipitações extremas e inundações pluviais são projetadas para aumentar (confiabilidade média), com aquecimento global de 2 °C. Individualmente as previsões para cada sub-região são:

- NSA: Aumenta o número de dias sem chuva e frequência de secas, com alta confiabilidade.
- NES: Aumenta a duração de secas, com alta confiabilidade.

- SAM: Alta confiabilidade de que as monções da América do Sul serão atrasadas durante o século 21. Projeções de alta confiabilidade de aumento de secas, aridez e clima de incêndio.
- SES: Aumento na média e frequência de precipitações são observadas desde 1960 (confiabilidade alta), sendo que os motores dessa mudança incluem o aumento nos GEE, aerossóis e a redução da camada de ozônio.

O setor HVACR é corresponsável para o desenvolvimento do cenário climático atual. Desde 1834, quando Jacob Perkins inventou uma máquina de gelo, que funcionava a partir de um ciclo de compressão de vapor utilizando refrigerantes voláteis, se iniciou a evolução e desenvolvimento dos fluidos refrigerantes. Nos primórdios, os fluidos refrigerantes eram basicamente fluidos naturais voláteis que funcionassem em um ciclo de compressão, sendo entre eles,  $\text{NH}_3$ ,  $\text{CO}_2$ ,  $\text{SO}_2$ ,  $\text{HCs}$ ,  $\text{CCl}_4$ , éteres, independentemente da toxicidade, inflamabilidade e reatividade.

O refrigerante  $\text{CO}_2$  tem seu primeiro sistema de refrigeração de compressão a vapor construído em 1850, por Alexander Twining (Silva, 2011). Em 1897, Sabroe produziu o primeiro compressor de  $\text{CO}_2$ , e em 1910 o primeiro refrigerador doméstico com  $\text{CO}_2$ . Em 1940, o  $\text{CO}_2$  era o único refrigerante utilizado no sistema de refrigeração da marinha britânica. A Fig. 2.2 representa o uso de  $\text{CO}_2$  como refrigerante utilizado em instalações de navios, e sua decadência de uso a partir de 1940. Tal fato, explica-se pelo desenvolvimento dos fluidos halogenados CFCs e posteriormente HCFCs, os quais entravam na indústria de forma que seriam gases sintéticos com boas propriedades termodinâmicas e químicas, durabilidade e segurança. Em 1931, inicia-se a produção comercial de CFC-12, com uma crescente de uso conforme observados na Fig. 2.2, sendo esse posteriormente substituído pelos HCFCs.

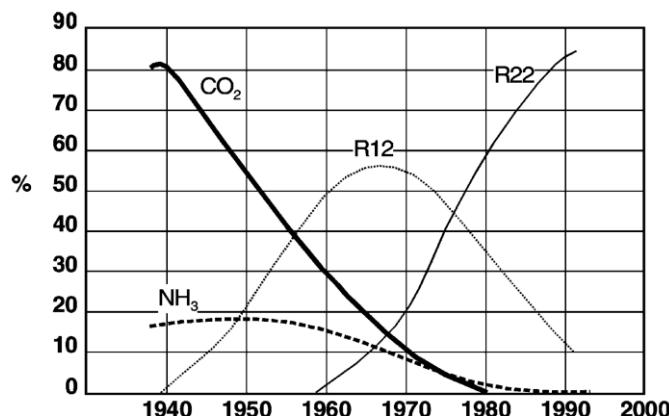


Figura 2.2 – Porcentagem de uso de refrigerantes, no mercado de refrigeração naval. Fonte: Kim et al., 2004.

A partir do trabalho de Molina e Rowland (1974), os quais mostraram a destruição de ozônio catalisada por átomos de cloro, a comunidade científica passou a expressar uma preocupação contínua quanto ao uso de CFCs e HCFCs, pelos danos causados a camada de ozônio. Em 1987, foi firmado o Protocolo de Montreal, visando eliminar as Substâncias Destruidoras de Ozônio (SDO), entre eles os fluidos refrigerantes CFCs e em longo prazo os HCFCs, tendo a adoção de 198 países entre eles o Brasil com a publicação do Decreto nº 99.280/90. Nesse país se comprometeu a eliminar as SDOs do Anexo A (CFCs e Halons) completamente até 2010, sendo assim realizado.

Em setembro de 2007, a partir da Decisão XIX/6 as partes do Protocolo de Montreal, anteciparam a redução de produção e consumo de HCFCs. Fora então desenvolvido o PBH, o qual se encontra em sua Etapa 2, visando a eliminação dos HCFCs, dado um plano de redução escalonada. Em 2021, a meta proposta de redução de consumo de HCFCs, fica em 51,6% da LB (correspondente à média do consumo de HCFCs para os anos de 2009 e 2010), tendo uma redução na cota específica de HCFC-22 em 27,1%. Segundo os valores disponíveis no Secretariado de Ozônio da UNEP (*United Nations Environment Programme*) disponível em: <https://ozone.unep.org/countries/profile/bra>, acessado em 21 de outubro de 2021, às 17h16min; o consumo de SDOs HCFCs no ano de 2020, atingiu 452,81 ton ODP, o que reflete uma redução de aproximadamente 65% da LB (LB = 1327,3 ton ODP). A meta final de eliminação das substâncias é 2040. A Fig. 2.3 mostra o consumo brasileiro de HCFCs em ton DOP, de 1989 a 2020, com a linha limite de consumo estipulada.

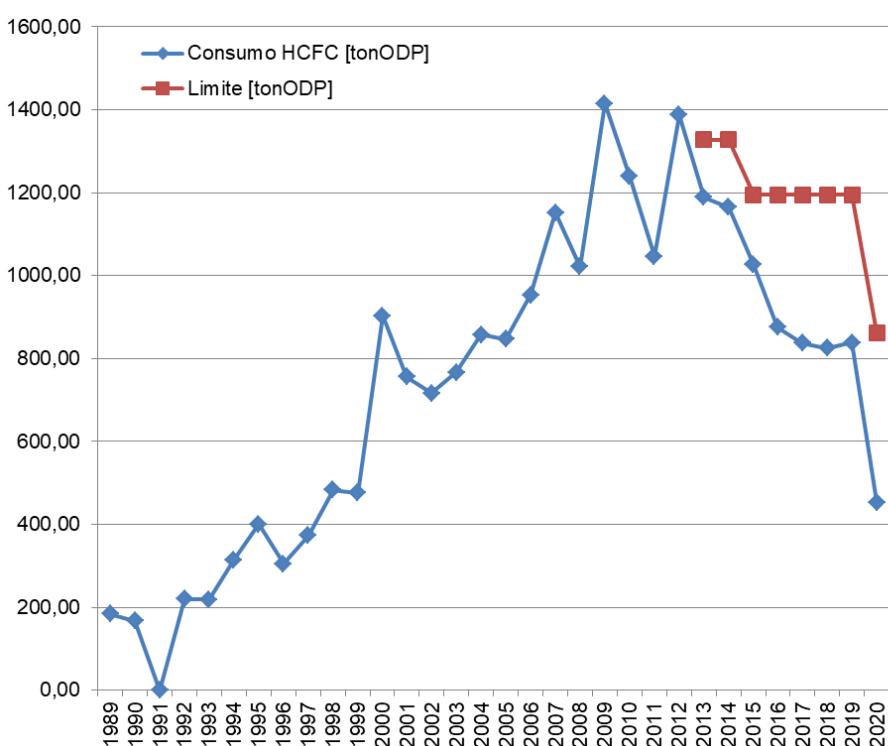


Figura 2.3 – Consumo de HCFCs no Brasil. Fonte: <https://ozone.unep.org/countries/profile/bra>.

Conforme supracitado, o índice Potencial de Destrução de Ozônio (ODP - *Ozone Depletion Potential*) fora criado para quantificar o poder de destruição da camada de ozônio de uma SDO. Este foi desenvolvido por Wuebbles, em 1981, e é calculado por meio da referência do CFC-11 ou R11, tendo como valor base uma unidade. Este parâmetro padroniza a avaliação dos efeitos de determinada substância sobre as moléculas de ozônio na estratosfera. Observando os HCFCs mais utilizados, o ODP do R22 é equivalente a 0,055, enquanto para o R141b é de 0,11 e para o R142b vale 0,06.

O ODP de uma substância é definido como o cálculo, no estado estacionário, da destruição do ozônio por unidade de massa dessa substância dividido pela destruição do ozônio por unidade de massa do CFC-11. O ODP depende da velocidade da reação entre a substância e o oxigênio atômico à temperatura de 278 K e do tempo de vida da substância, em anos, na atmosfera. No cálculo do ODP, levam-se em consideração alguns fatores ainda, tais como: estabilidade do produto, ritmo de difusão na atmosfera, quantidade de átomos com capacidade para destruir o ozônio por molécula, efeito da luz ultravioleta e de outras radiações sobre as moléculas (Ministério Do Meio Ambiente, 2014).

As projeções são de que a espessura da camada de ozônio retorne aos níveis de 1980, entre 2050 e 2075, graças às ações adotadas pelos países no âmbito do Protocolo de Montreal, conforme representado na Fig. 2.4.

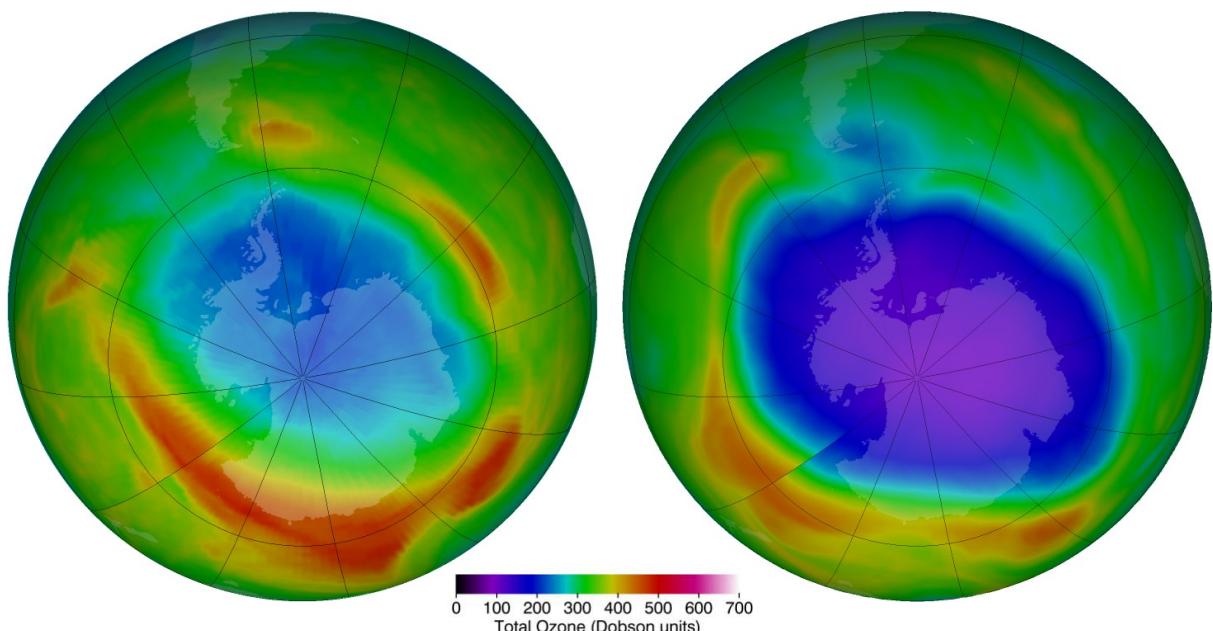


Figura 2.4 – Espessura da camada de ozônio, comparativo de 1980 e 2021. Fonte: [https://ozonewatch.gsfc.nasa.gov/monthly/climatology\\_10\\_SH.html](https://ozonewatch.gsfc.nasa.gov/monthly/climatology_10_SH.html).

Dadas as restrições impostas pelo Protocolo de Montreal 1987, a indústria viu-se obrigada a desenvolver novos fluidos refrigerantes. Dessa forma surgiu uma geração de fluidos sem cloro, sendo esses os Hidrofluorcarbonos saturados (HFCs). Posteriormente a comunidade científica, percebeu que somente esforços relacionados às SDO não seriam suficientes para conter os efeitos da ação humana sobre o panorama climático. Destarte, investiu sua atenção na problemática relacionada com a crescente emissão de GEE, colocando um foco relacionado ao setor HVACR na influência dos fluidos refrigerantes e substâncias sintéticas junto ao efeito estufa.

O escopo inicial do Protocolo de Montreal não abordava os HFCs, contudo em 1997 o uso desses fora abordado no Protocolo de Quioto. Esse tratado complementa a Convenção-Quadro das Nações Unidas sobre Mudança do Clima (UNFCCC - do acrônimo em inglês *United Nations Framework Convention on Climate Change*), definindo metas de redução de emissões de GEE, entrando em vigor no ano de 2005, logo após o atendimento às condições que exigiam a ratificação por, no mínimo, 55% do total de países-membros da Convenção e que fossem responsáveis por, pelo menos, 55% do total das emissões de 1990. Firmou-se um compromisso de reduções escalonadas, sendo que no período de 2008-2012, 37 países industrializados e a Comunidade Europeia comprometeram-se a reduzir as emissões de GEE para uma média de 5% em relação aos níveis de 1990. Posteriormente, entre 2013-2020, a redução seria de pelo menos 18% abaixo dos níveis de 1990. Por meio do Decreto Legislativo nº 144 de 2002, o Brasil ratificou o documento.

Entre os marcos regulatórios e os instrumentos de gestão voltados à implementação da Convenção-Quadro das Nações Unidas sobre Mudança do Clima (UNFCCC) no país, destaca-se a Política Nacional sobre Mudança do Clima (PNMC), instituída pela Lei nº 12.187/2009, que estabeleceu a estrutura legal para a ação de enfrentamento à mudança do clima no Brasil até o ano de 2020, que visa a redução de emissões de GEE entre 36,1% e 38,9% em relação ao projetado para 2020. Em setembro de 2016, o país depositou o instrumento de ratificação do Acordo de Paris, no qual se comprometeu a adotar medidas para redução das emissões de GEE por meio de sua Contribuição Nacionalmente Determinada.

Recentemente fora publicado a Quarta Comunicação Nacional do Brasil à Convenção-Quadro das Nações Unidas sobre Mudança do Clima (2020), o qual apresenta o resultado dos esforços empreendidos no Brasil para o melhor entendimento do desafio climático global, para o avanço da ciência da mudança do clima e para implementar ações de combate à mudança do clima que sejam condizentes com os compromissos assumidos pelo país em conciliação aos interesses e à realidade nacional. Analisando os dados

apresentados é possível através do inventário de emissões de GEE, observar a alta de emissões de HFCs no Brasil, de 1990 a 2016.

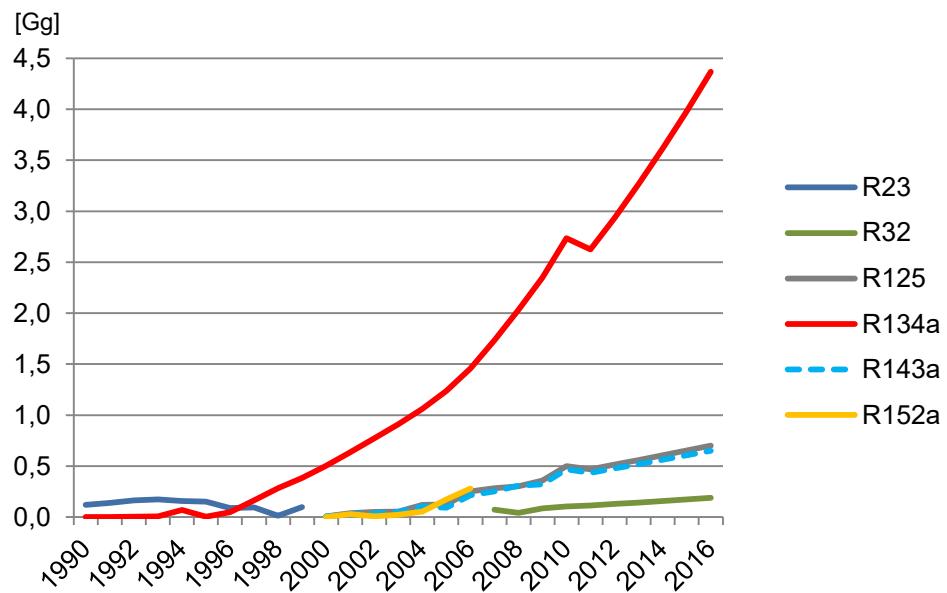


Figura 2.5 – Série histórica de emissões de GEE para HFCs no Brasil. Fonte: MCTI, 2020.

Analisando o consumo de HFCs em um panorama global, no ano de 2012, observou-se que 5 HFCs são responsáveis por mais de 90% do mercado. São eles: HFC-134a, HFC-125, HFC-143a, HFC-32 e HFC-152a (UNEP Ozone Secretariat, 2015). A Fig. 2.6 mostra o consumo global de HFCs medidos em toneladas métricas e tonCO<sub>2</sub>e, respectivamente. A diferença de unidades é que uma analisa puramente a massa de fluido consumido, enquanto a tonCO<sub>2</sub>e analisa a massa de fluido parametrizada pelo índice de potencial de aquecimento global, GWP (*Global Warming Potential*) de cada fluido.

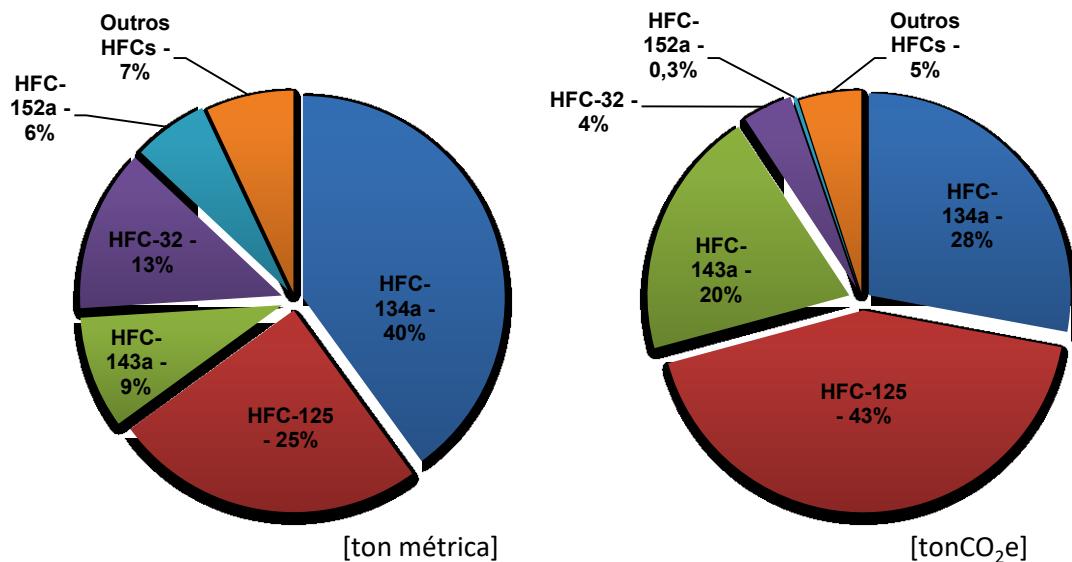


Figura 2.6 – Consumo global de HFCs em tonelada métrica e tonCO<sub>2</sub>e, respectivamente. Fonte: UNEP, 2015.

A avaliação quantitativa do impacto relacionado ao efeito estufa pode ser dada pelo índice GWP definido com a massa de CO<sub>2</sub> que produziria o mesmo impacto por 100 anos, sobre o aquecimento global como a liberação de uma única unidade (kg) do componente dado à atmosfera. O índice GWP é calculado de acordo com o AR6 do IPCC (2021). A Tab 2.1 apresenta os valores de GWP de alguns fluidos refrigerantes, e também o valor do tempo de vida do componente na atmosfera antes de se degradar.

Tabela 2.1 – Relação dos mais utilizados HFCs, HCFCs e fluidos de baixo GWP.

Fluido	Aplicação	GWP 100 anos	Vida na atmosfera (anos)
HCFC-22	AC e supermercados (refrigerante mais utilizado)	1960	11,9
HCFC-141b	Espuma expandida para isolamento térmico.	860	9,4
HCFC-142b	Espuma expandida para isolamento térmico.	2300	18
HFC-23	Refrigerantes para baixas temperaturas.	14600	228
HFC-32	Componente de diversas misturas de refrigerantes.	771	5,4
HFC-125	Componente de diversas misturas de refrigerantes.	3740	30
HFC-134a	Geladeiras, AC automotivo, AC estacionário, Componente de diversas misturas de refrigerantes.	1530	14
HFC-143a	Componente de diversas misturas de refrigerantes.	5810	51
HFC-152a	Componente de diversas misturas de refrigerantes, Espuma expansível, Possível futuro refrigerante.	164	1,6
HFC-404A	Mistura de refrigerantes: alternativa ao HCFC-22 em AC.	3940	-
HFC-410A	Mistura de refrigerantes: alternativa ao HCFC-22 em AC, transporte refrigerado.	2088	-
HFC-407C	Mistura de refrigerantes: opção de <i>retrofit</i> ao HCFC-22 em AC.	1774	-
R744	Refrigerante	1	-
HC-290	Refrigerante	3	0,41
HC-1270	Refrigerante	2	-
HC-600a	Refrigerante	3	0,019
HFO-1234yf	Refrigerante	0,5	0,033
HFO-1234ze(E)	Refrigerante	1,3	0,052
Amônia	Refrigerante	0	-

Fonte: IPCC (2021).

Dessa forma, observa-se que os dados apresentados na Fig.2.6 refletem a necessidade de utilização de fluidos com baixos valores de GWP. O consumo em tonCO<sub>2</sub>e de R32 e R152a mostra que dados os baixos valores de GWP dos fluidos, comparados aos R134a, R143a e R125, refletem em um impacto ambiental muito menor atrelado. O setor de HVACR em 2012 representava 79% do consumo de HFCs em toneladas métricas, correspondente a 86% em tonCO<sub>2</sub>e. Em tonCO<sub>2</sub>e, o setor de espumas representava 7%, seguido pelo de aerossóis 4%, proteção a incêndio 3% e solventes próximo de 0%. Com relação às misturas (*blends*) de HFCs, cerca de 90% do consumo em toneladas métricas, era representado pelos fluidos R404A, R410A E R407C (UNEP, 2015).

O Comitê de Opções Tecnológicas para Refrigeração, Ar Condicionado e Bombas de Calor – RTOC (UNEP, 2018), do Protocolo de Montreal, classifica os níveis de GWP para 100 anos como indicativo para o potencial de aquecimento global dos fluidos frigoríficos. Contudo, a comparação referente às emissões de carbono associadas ao uso de um refrigerante em um sistema de refrigeração, deve ser realizada com cautela de modo que a eficiência energética do fluido em determinada aplicação também deve ser analisada. Deste modo, as emissões referentes à produção e consumo energético podem inferir em um impacto climático maior do que apenas pelas emissões diretas (vazamentos) do refrigerante.

Tabela 2.2 – Classificação de níveis de GWP.

GWP	Classificação
<30	Ultra-baixo ou desprezível
<100	Muito baixo
<300	Baixo
300-1000	Médio
>1000	Alto
>3000	Muito alto
>10000	Ultra-alto

Fonte: UNEP, 2018.

Pela Quarta Comunicação Nacional do Brasil à UNFCCC (2020), de 2010 a 2016 as emissões de HFCs aumentaram 99%, incremento semelhante ao observado no restante do mundo, por causa da substituição dos gases CFCs, aliado ao maior uso de refrigeração e ar-condicionado. Em 2016, dentro do subsetor de Usos de Produtos como Substitutos para Substâncias Destruidoras da Camada de Ozônio (2.F), a principal contribuição da família de gases HFCs foi proveniente do uso de HFC-134a na categoria de refrigeração e ar-condicionado, correspondente a 94 % do total em CO<sub>2</sub>e. Observa-se que a categoria

Refrigeração e Ar-Condicionado (2.F.1) representou quase a totalidade das emissões do subsetor, com uma contribuição de 98% em 2016, complementada por Aerossóis (2.F.4), Agentes de Espuma (2.F.2) e Proteção contra Incêndio (2.F.3), com contribuições de 1,3%, 0,4% e 0,3% para as emissões do subsetor, respectivamente.

Em 2006, a regulação europeia N° 842/2006 F-Gas, iniciou um plano de metas para essas substâncias cujas emissões devem ser limitadas ou reduzidas. A mesma previa a contenção através do uso e manuseio responsáveis, a reciclagem e recuperação ao fim da vida útil, treinamento e certificação de técnicos, e relatórios das quantidades produzidas, fornecidas, utilizadas e emitidas, e etiquetas nos produtos e equipamentos. Além disso, a legislação exigia o uso de fluidos refrigerantes com GWP inferior a 150 em todos os modelos novos de veículos lançados a partir de 2011, e em todos os veículos novos até 2017 (Regulation (EC) N° 842/2006).

Posteriormente, o Regulamento EU N° 517/2014 (Comissão Europeia, 2014), comumente conhecido como Regulamento F-Gas, revogou o regulamento supracitado (Regulation (EC) N° 842/2006), além de dar um passo em frente para reduzir a utilização de refrigerantes fluorados com GWP elevado em aplicações de refrigeração na Europa. Os seus principais objetivos são: o estabelecimento de regras relativas à contenção, utilização, recuperação e destruição dos gases HFC; condições de inserção no mercado de produtos com HFC; restrições à utilização de gases fluorados de alto GWP em algumas aplicações; e o estabelecimento de limites à quantidade de HFC colocada no mercado. Suas restrições atingem todos os setores de refrigeração, mas a mais afetada é a refrigeração supermercadista que trabalha com maquinário centralizado, a qual operava com sistemas de expansão direta usando HFC-404A e HFC-134a (Kauffeld, 2010), com GWP de 3922 e 1430, respectivamente (IPCC, 2007).

O Regulamento EU N° 517/2014 estabeleceu um limite de utilização de refrigerantes fluorados com GWP superior a 150 em sistemas de refrigeração centralizados com capacidade de refrigeração nominal igual ou superior a 40 kW, a partir de 31/12/2021. A restrição significa o fim de uso de HFC-404A e HFC-134a em grandes sistemas centralizados de refrigeração. No entanto, uma exceção para o circuito primário de sistemas em cascata foi incluída: refrigerantes com um GWP até 1500 poderiam ser usados no circuito primário de sistemas em cascata. Este sistema é conhecido como sistema de cascata indireto. De acordo com isto, o sistema de cascata indireto só condensa o ciclo de baixa temperatura, mas não fornece refrigerante às unidades evaporadoras da aplicação, reduzindo a massa de refrigerante utilizada no ciclo de alta temperatura (HFC), utilizando assim um fluido de transferência de calor (FTC) como, por exemplo, glicol para refrigerar os gabinetes de resfriados (MT).

No âmbito da Convenção-Quadro das Nações Unidas sobre Mudança do Clima - UNFCCC, durante a 21<sup>a</sup> Conferência das Partes (COP21), em dezembro de 2015 foi aprovado o Acordo de Paris para reduzir emissões de GEE, com o objetivo de conter o aumento da temperatura média global em menos de 2 °C acima dos níveis pré-industriais, além de envidar esforços para limitar esse aumento a 1,5 °C. O Brasil depositou o instrumento de ratificação do Acordo em setembro de 2016, que passou a vigorar no plano internacional em novembro de 2016. Nesse Acordo, o país assumiu o compromisso de adotar medidas para redução das emissões de GEE por meio de uma Contribuição Nacionalmente Determinada (NDC). A NDC brasileira continha o compromisso de reduzir as emissões de GEE em 37% em 2025 e 43% em 2030, tendo por referência o ano de 2005 (2100 TgCO<sub>2</sub>e utilizando a métrica GWP<sub>100</sub> do AR5 – IPCC), o que equivale a um teto de emissões de 1300 em 2025 e 1200 TgCO<sub>2</sub>e em 2030, respectivamente (MCTI, 2017).

Ainda pela Quarta Comunicação Nacional do Brasil à UNFCCC (2020), analisando os dados apresentados é possível através do inventário de emissões de GEE, observar as emissões totais de GEE do Brasil, as quais em 2016 totalizaram 1576 TgCO<sub>2</sub>e (GWP<sub>100</sub> AR5 – IPCC), representando um aumento de 18 % em relação às emissões de 2010. Comparados aos valores de 2005, representa uma redução de aproximadamente 38%, enquanto comparado a 1990 uma redução de 1,1% (MCTI, 2020).

Em outubro de 2016, na 28<sup>a</sup> Reunião das Partes ocorrida em Kigali - Ruanda, os Estados-Parte do Protocolo de Montreal decidiram pela aprovação de uma emenda (Emenda de Kigali), a qual institui o controle dos HFCs estabelecendo obrigações de redução (*phase-down*) gradativa de seu consumo e produção, tendo como referência uma linha de base previamente determinada. Para os países em desenvolvimento (Artigo 5) prevê uma linha de base da média de consumo de HFCs entre 2020 e 2022, com congelamento em 2024 e redução gradativa até 2045 em 80%. Considerando o setor HVACR, o Anexo A do Protocolo de Montreal controlava os CFCs e o Anexo C os HCFCs, logo com a Emenda os HFCs foram incluídos no Anexo F.

O cronograma de eliminação gradual, por parte das partes do Artigo 5 – Grupo 1, grupo esse no qual o Brasil e os países em desenvolvimento deverão se encaixar, prevê uma redução de produção e consumo de 10 % até 2029, 30 % até 2035, 50 % até 2040 e finalmente os 80 % em 2045. Para as partes dos que não são Artigo 5 (países desenvolvidos – Artigo 2), a linha de base é referente aos anos de 2011 a 2013, tendo em 2024 uma redução de 40 % e em 2036 uma redução de 85%.

A Emenda de Kigali entrou em vigor em 1 de janeiro de 2019, quando foi ratificada por pelo menos 20 Partes do Protocolo de Montreal. Contudo, até novembro de 2021 o Brasil ainda não houvera ratificado. A emenda injetará um grande investimento para modernização

e transformação da indústria brasileira, dessa forma a não ratificação, pode levar à obsolescência a indústria brasileira, perdendo ainda mais condições de competitividade. Além disso, a Emenda gera benefícios para o setor elétrico, visto que os equipamentos de refrigeração e ar-condicionado alinhados com a Emenda de Kigali são muito mais eficientes do que aqueles atualmente comercializados no Brasil, gerando benefícios inclusive para os consumidores. A Emenda de Kigali reforçou o apoio ao uso de refrigerantes com baixo GWP e acelera a inovação visando tecnologias sustentáveis de RAC.

A UNEP em 2014 divulgou alternativas aos HCFCs nas mais distintas aplicações. Os setores de HVACR foram separados, e a Tab. 2.3 apresenta diversas alternativas, quanto à condição, como por exemplo, em pesquisa ou aplicações específicas (uso limitado), se os fluidos são passíveis de uso pelas características e se esse possui uso comercial.

Tabela 2.3 – Relação de refrigerantes alternativos aos HCFCs e suas características.

REFRIGERANTE	R717	R744	HC-290 HC-1270	HC-600a	HFO-1234yf	"L-40" HFO- 455A	"L-20" HFO- 444B	"L-41" HFO- 452B	"DR-5" HFO	"N13" HFO- 450A	"XP10" HFO- 513A	HFC-32	N-40 HFC/O- 448A	HFC-134a	HFC- 407C	HFC- 410A	HFC- 404A
<b>GWP</b>	0	1	2–3	3	0,5	290	293	490	490	600	673	771	1330	1530	1774	2088	3940
<b>Refrigeração Doméstica</b>			C	F						F	F			C			
<b>Refrigeração Comercial</b>																	
— <i>Stand alone</i>	C	C	C	L	F	F	F	F	F	F	F	L	C	F	F	C	
— Unidades Condensadoras	L	L	F	F	F	F	F	F	F	F	F	L	C	F	F	C	
— Sistemas Centrais	L	C	L		F	F	F	F	F	F	L	F	L	C	F	F	C
<b>Transporte refrigerado</b>	C	C			F	F	F	F	F	F	F	F	F	C	F	C	C
<b>Refrigeração grande escala</b>	C	C	L		F	F	F	F	F	F	F	F	F	C	C	C	
<b>Arconds e Bombas de calor</b>					F		F	F	F	F	F	L	F	C	C	C	F
— Pequenos <i>self contained</i>	L	C					F	F	F	F	F	L	F	C	C	C	
— <i>Mini-split</i> (não-dutado)	L	C						F	L	F	F	C	F	F	C	C	F
— <i>Multi-split</i>	L						F	L	F	F	F	L	F	F	C	C	F
— <i>Split</i> (dutado)	F	F						F	F	F	F	L	F	F	C	C	F
— Bombas de calor, aquecimento de água	C	C	C	C	F	F	F	F	F	F	F	L	F	C	C	C	F
— Bombas de calor, aquecimento ambientes	C	C	C	L	F	F	F	F	F	F	F	L	F	C	C	C	C
<b>Chillers</b>																	
— Deslocamento positivo	C	C	C		L	F	F	L	F	L	L	L	F	C	C	C	C
— Centrifugo					L		L							C			
<b>Mobile Air Conditioning</b>																	
— Carros	F	F		C						F	F			C			
— Transporte público	F			L						F	F			C	C	C	

Legenda: “L” indica uso limitado, tal como: demonstrações, pesquisas, aplicações específicas, etc; “F” indica um potencial uso em escala comercial, baseado nas características do fluido; “C” indica uso atual em escala comercial.

Fonte: Adaptado UNEP (2014).

Segundo análise do IPCC (2021), observando os dados de 2019 em relação a 2011, para os refrigerantes que são ou já foram mais utilizados no setor HVACR, observa-se as concentrações na atmosfera com as respectivas variações dos seguintes GEE, conforme a Tab.2.4.

Tabela 2.4 – Refrigerantes e suas concentrações na atmosfera.

Sigla	Fluido	2011 [ ] <sup>1</sup>	2019 [ ] <sup>1</sup>	Variação [%]
-	CO <sub>2</sub>	390,5	409,9	5,0
CFC	R11	237,2	226,5	-4,5
CFC	R12	526,9	501,5	-4,8
HCFC	R22	212,6	246,8	16,1
HCFC	R141b	21,3	24,4	14,4
HCFC	R142b	20,9	22,0	5,3
HFC	R134a	62,7	107,8	72
HFC	R125	10,1	29,1	187
HFC	R143a	11,9	23,8	100
HFC	R23	24,1	32,4	35
HFC	R32	4,27	19,2	350

Fonte: Adaptado IPCC, 2021. (¹ Unidades: ppm para CO<sub>2</sub> e ppt para demais gases)

Os GEE halogenados (CFCs, HCFCs, HFCs) compreendem substâncias destruidoras de ozônio (SDO) e os fluidos refrigerantes desenvolvidos como substitutos a esses. Conforme observado na Tab. 2.4, as concentrações de clorofluorcarbonos (CFCs) estão diminuindo em resposta aos controles de produção e consumo, exigidos pelo Protocolo de Montreal sobre as SDO. Em contraste, as abundâncias de hidroclorofluorcarbonos (HCFCs, substitutos para CFCs) estão aumentando ligeiramente e hidrofluorocarbonos saturados (HFCs, substitutos para HCFCs) estão aumentando consideravelmente.

Embora os relatórios globais indicassem que a produção de CFC-11 havia cessado essencialmente em 2010, e a abundância atmosférica de CFC-11 ainda estava diminuindo, as emissões inferidas de observações atmosféricas começaram a aumentar em 2013-2014 e permaneceram elevadas por 5-6 anos, sugerindo renovação e produção não relatada. As abundâncias atmosféricas dos principais HCFCs (HCFC-22, HCFC-141b, HCFC-142b), usados principalmente em refrigeração e espuma, estão aumentando, mas as taxas de aumento diminuíram nos últimos anos (IPCC, 2021).

## 2.2. Fluidos refrigerantes

A escolha de um fluido refrigerante para um sistema de refrigeração deve levar em consideração diversos fatores, os quais influenciarão diretamente na eficiência energética e ambiental, custo, disponibilidade, operação e manutenção da planta. Logo, tal escolha deve ser avaliada de forma holística, analisando o sistema como um todo, pois todos os fatores afetam os resultado e logo o sucesso do processo.

Dentre outros, pode-se citar alguns fatores e critérios que devem ser avaliados:

- Sistema novo ou modificado (*drop-in / retrofit*);
- Disponibilidade de fluido, componentes, ferramentas e tecnologia de mercado;
- Adequabilidade de uso;
- Custos de equipamento e fluido;
- Disponibilidade e custo de mão de obra técnica;
- Propriedades termodinâmicas e de transferência de calor adequadas;
- Alto calor latente de vaporização;
- Pressões de condensação e temperaturas de evaporação dentro do escopo de projeto;
- Estabilidade química e não ser corrosivo;
- Compatibilidade entre fluido, lubrificante, materiais e componentes de equipamentos;
- Solubilidade compatível entre fluido e lubrificante;
- Inflamabilidade;
- Toxicidade;
- Zero ODP, baixo GWP e vida útil na atmosfera;
- Eficiência energética e capacidade frigorífica;
- Impactos ambientais – diretos e indiretos;
- Reciclagem;

O critério de zero ODP torna-se um parâmetro inegociável para uma aplicação em refrigeração recentemente, ao passo que os outros parâmetros serão negociados entre si para chegar a um ponto ótimo para cada tipo de sistema e aplicação.

Para a seleção de um fluido refrigerante alternativo em um sistema de refrigeração já existente, a escolha deve ser pautada realizando uma compensação e avaliação de diversos fatores, dentre eles:

- Capacidade de refrigeração volumétrica semelhante, dentro da faixa de operação de temperaturas de evaporação e condensação;
- Eficiência energética similar;
- Pressão de condensação similar ou que não ultrapasse a máxima de projeto do sistema, para a máxima temperatura de condensação;
- Temperatura de *glide* zero (menor possível) ou similar ao do outro fluido substituído se esse a tiver;
- Solubilidade de óleo semelhante;
- Inflamabilidade;
- Toxicidade;
- Disponibilidade e custo comercial;
- Disponibilidade de equipamentos e infraestrutura para recuperação e reutilização ou destruição.

Existem ainda outros parâmetros que devem ser considerados, no entanto em termos práticos, atualmente é improvável que os refrigerantes disponíveis comercialmente possam atender a todos os critérios supracitados, devendo assim buscar por uma adequabilidade razoável junto ao fluido alternativo escolhido (UNEP RTOC, 2018).

A Emenda de Kigali ao Protocolo de Montreal gera um cronograma de eliminação gradativa (*phase-down*) de substâncias de alto GWP (HFCs) reduzindo assim as emissões de carbono, suscitando a substituição dos fluidos refrigerantes atuais, o que leva muitas vezes a operações de *drop-in*, que equivale à substituição direta da carga de refrigerante de um equipamento por uma carga de fluido alternativo com diferente composição química, sem alterações dos componentes principais do sistema, como válvulas, compressores e trocadores de calor. O termo *drop-in* indireto refere-se à mudança quando há a necessidade de substituição do óleo lubrificante.

Similar à operação de *drop-in*, o *retrofit* é um pouco mais complexo de se realizar, visto que exige ajustes dos equipamentos principais do sistema. Dessa forma, o projeto de um sistema de refrigeração e a escolha do fluido refrigerante, inicia-se a partir da análise de viabilidade da modificação do sistema (*drop-in / retrofit*), ou se o fluido refrigerante utilizado será projetado para uma instalação nova.

Quando executada uma manobra de *drop-in*, deve ser ainda considerada uma análise de risco referente às possíveis perigosidades agregadas pela troca de refrigerante, visto que os requisitos de segurança poderão ser alterados, por exemplo, quanto à inflamabilidade ou toxicidade. A Fig. 2.7 ilustra esse quesito de acordo com os padrões estabelecidos pela norma ASHRAE 34-2010.

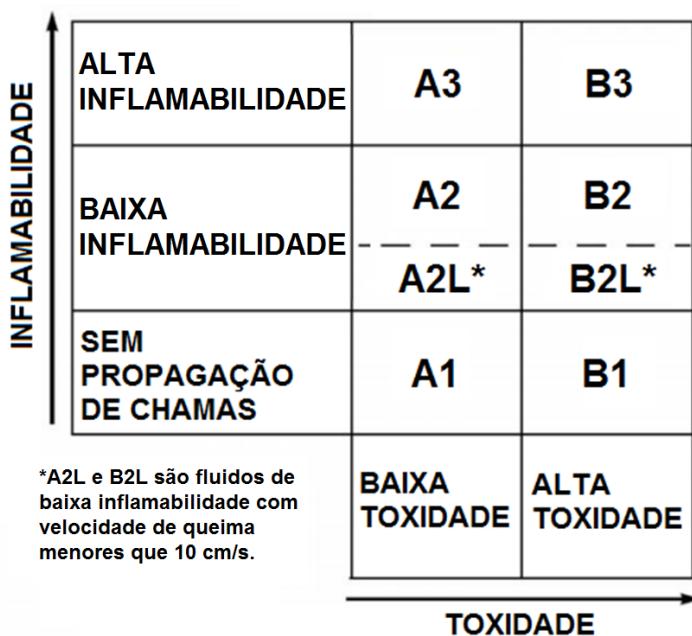


Figura 2.7 – Grupos de segurança de refrigerantes. Fonte: Adaptado ASHRAE Standard 34-2010.

Pelo critério de classificação de segurança, o fluido frigorífico não é tóxico em concentrações abaixo de 400 ppm, recebendo assim classificação A. Da mesma forma, para limites de inflamabilidade, os Classe 1 não propagam chamas, Classe 2 são de baixa inflamabilidade e Classe 3 altamente inflamáveis.

Ao se converter ou projetar um sistema para operar com fluido frigorífico inflamável, a seleção adequada de componentes e projeto da área que receberá o sistema deve ser analisada. A redução de carga de fluido frigorífico torna-se praticamente mandatória, podendo ser realizada através da análise de uma menor carga térmica demandada, não trabalhando com sistemas de evaporador inundado e com o redimensionamento de componentes visando um menor volume do equipamento. Ademais, os sistemas devem ser projetados e construídos de modo que se ocorrer vazamentos de fluido, esse não se acumule evitando a formação de uma atmosfera explosiva, reduzindo o risco de incêndio ou explosão no equipamento e em suas proximidades. Devem-se observar as normativas relacionadas aos limites de carga de fluido inflamável, apesar da recente tendência de revisão dessas, para permitir a transição dos convencionais HFCs para refrigerantes inflamáveis de baixo GWP.

Cuidados de segurança devem ser também observados, referente a toxicidade quando altera-se um sistema para trabalhar por exemplo com amônia, ou com alterações relevantes na pressão de trabalho do fluido, como é o caso do CO<sub>2</sub>. Deve-se analisar a ventilação da

área, a identificação de gases na atmosfera de trabalho e assim uma possível reengenharia do ambiente de instalação do sistema para uma maior mitigação do risco.

A compatibilidade com outros componentes do sistema e a adequabilidade do fluido refrigerante alternativo são fatores essenciais, ao passo que os fluidos refrigerantes possuem características químicas e termodinâmicas diferentes. Primeiramente o fluido alternativo deve possuir estabilidade química e ser compatível com os materiais utilizados no equipamento, como por exemplo os anéis de vedação. As pressões e temperatura de trabalho determinam também se um fluido será ou não um possível *drop-in* do sistema, dessa forma as pressões de condensação dos fluidos devem possuir faixas de operação semelhante ao passo que não seja necessário um redimensionamento de tubulações e componentes principais. O fluido deve também garantir a evaporação em faixas de temperatura condizentes com o projeto e uso do sistema. Deve-se ainda observar a temperatura e pressão crítica, pois estabelecem as condições de saturação do fluido, uma vez que os processos com mudança de fase possuem maiores coeficientes de transferência de calor.

A massa específica do fluido impacta na capacidade frigorífica e tamanho do compressor. Dessa forma, a capacidade de refrigeração volumétrica dos fluidos deve ser observada, visto que um fluido com dada capacidade volumétrica de refrigeração será dimensionado para um compressor de certa capacidade e tamanho. Logo, se substituído por um fluido alternativo que tenha uma capacidade de refrigeração volumétrica em faixas de trabalho diferente, o compressor ficará mal dimensionado para o sistema. Sendo assim, os refrigerantes alternativos devem ter um desempenho termodinâmico e de transferência de calor aceitável comparados ao sistema com o fluido original. Uma alta entalpia de vaporização permite sistemas com menor vazão e menor volume de refrigerante.

A solubilidade / miscibilidade do fluido refrigerante e óleo devem ser avaliadas, visto que o fluido de trabalho é na verdade uma mistura de refrigerante e óleo lubrificante, dado que uma fração de óleo é carreada pelo compressor, junto com o refrigerante, aos demais componentes do sistema (condensador, dispositivo de expansão e evaporador). As principais funções do óleo são a vedação, a redução do atrito e a prevenção de desgaste das partes sólidas deslizantes no interior do compressor. A solubilidade do fluido refrigerante no óleo deve ser garantida para assegurar o regresso da fração de óleo circulante ao compressor. Quando a relação entre a miscibilidade óleo/refrigerante é baixa, o óleo tende a permanecer nos trocadores de calor e não retorna ao compressor. Isto pode causar uma diminuição no desempenho do sistema.

Tecnologias mais recentes enfrentam uma barreira de crescimento de uso, dado a falta de disponibilidade de mão de obra técnica, tanto para instalação como para manutenção. A

garantia de técnicos qualificados é essencial para o sucesso da alternância de sistemas, melhorando as práticas de instalação e manutenção, resultando em menores emissões diretas e indiretas. A ratificação da Emenda de Kigali será uma ferramenta de desenvolvimento e avanço na capacitação e absorção de novas tecnologias com fluidos alternativos de baixo GWP por parte da indústria e setor de HVACR brasileiro.

Minetto et al. (2018) avaliaram as barreiras não-tecnológicas quanto à melhora da eficiência no setor de refrigeração e supermercado. Criou-se um projeto (*SuperSmart*) na União Europeia que visa acelerar a adoção de soluções no campo de varejo alimentar da Europa, reduzindo o uso de energia, impacto ambiental e aumentando seus benefícios econômicos. Haverá um selo de qualidade (*EU Ecolabel*), o qual mostra que aquele estabelecimento segue as boas práticas e consequentemente se importa com o meio ambiente. Por meio de uma pesquisa no meio varejista de alimentos, percebe-se que o setor se importa com a eficiência energética, sendo as maiores necessidades focadas no aumento do nível técnico dos empregados envolvidos desde o planejamento até a manutenção e serviço dos equipamentos.

Fluidos refrigerantes alternativos, componentes, ferramentas e equipamentos com tecnologia mais nova enfrentam certa dificuldade de crescimento no Brasil bem como uma menor oferta de mercado. Consequentemente o custo mantém-se alto, tornando-se uma barreira de uso para as novas tecnologias.

A tendência é de que os fluidos HCFCs e fluidos de maior GWP tenham por meio das normativas restritivas ao uso desenvolvidas a partir das políticas públicas, um valor de mercado crescente ao passo que pelo desenvolvimento e maior uso e demanda de tecnologias novas, fomente uma maior produção de tais fluidos alternativos, levando a uma maior oferta e consequentemente a redução gradual de valores e custos.

Para uma projeção de custo da substituição dos fluidos tradicionais devem-se considerar três etapas, tendo inicialmente o custo associado à conversão das linhas de produção, capacitação e treinamento da força de serviço e desenvolvimento da infraestrutura necessária para usar os novos refrigerantes, com a atualização de normas, investimento em pesquisa e desenvolvimento. Posteriormente, o custo relacionado aos equipamentos, relativo à modificação e atualização desses, de forma que esses possam operar com os novos fluidos alternativos. E por último o custo operacional, que envolve a parte de segurança, confiabilidade, manutenção e eficiência energética (UNEP TEAP, 2018).

Os preços de refrigerantes comumente usados em ar condicionado na China são apresentados na Fig. 2.8, com uma média de valores de US\$ 3 / kg +-10%. Contudo no Reino Unido, o preço de HCs (HC-290, HC-600a, HC-1270) varia entre US\$ 1 a US\$ 1,5 por

kg, enquanto o preço médio do HCFC-22 é de US\$ 6 / kg. (UNEP TEAP, 2019). O HC-290 é um subproduto da indústria de gás natural liquefeito (GNL), tendo um processo de produção relativamente mais simples do que o do HFC-32, mas seu preço atual é ligeiramente superior ao do HFC-32 na China. No entanto, quanto maior o consumo e consequente produção desses fluidos, os preços serão reduzidos.

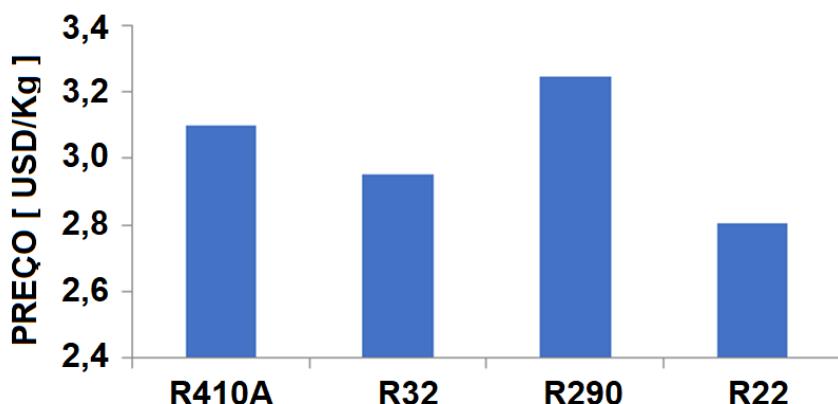


Figura 2.8 – Preços de fluidos refrigerantes na China. Fonte: UNEP TEAP, 2019.

O custo dos HFCs de alto GWP aumentará com a implementação da F-Gas Regulation e da Emenda de Kigali, reduzindo a competitividade de produtos contendo HFCs. Pode-se observar a alteração de preços de HFCs de alto GWP na Europa, através da Fig. 2.9. Nota-se uma alta de preço de até 1000% comparados aos valores praticados em 2017. Isso aumenta a competitividade de refrigerantes alternativos de médio e baixo GWP e promove as tecnologias de refrigeração ambientalmente corretas. A Fig. 2.10 mostra a tendência de preços de fluidos alternativos, revelando que esses se mantêm sem maiores alterações de valores.

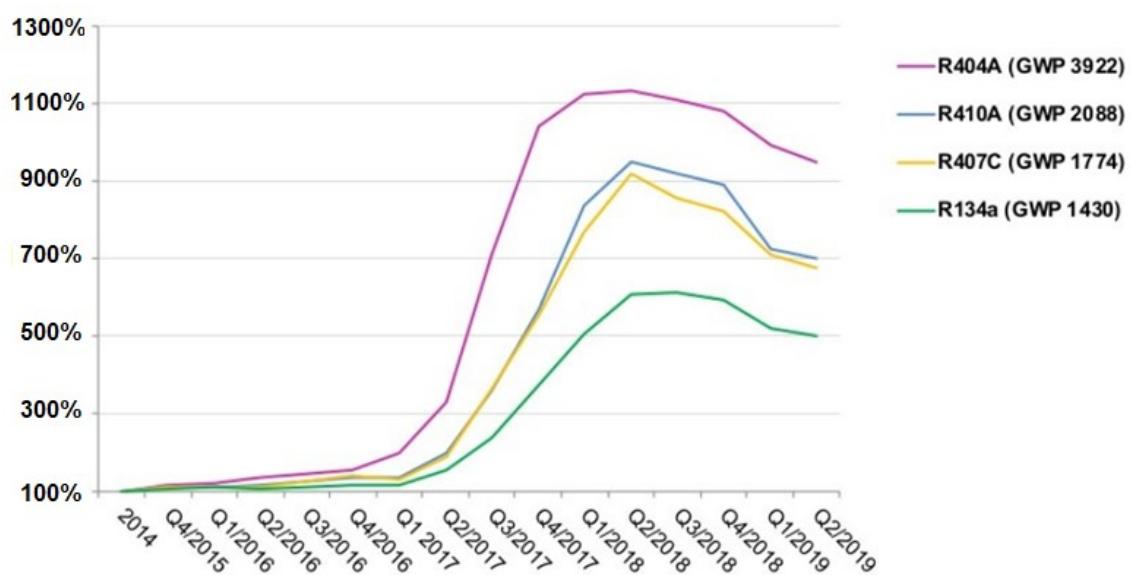


Figura 2.9 – Tendência de preços de HFCs de alto GWP na Europa. Fonte: ÖKO-RECHERCHE, 2019.

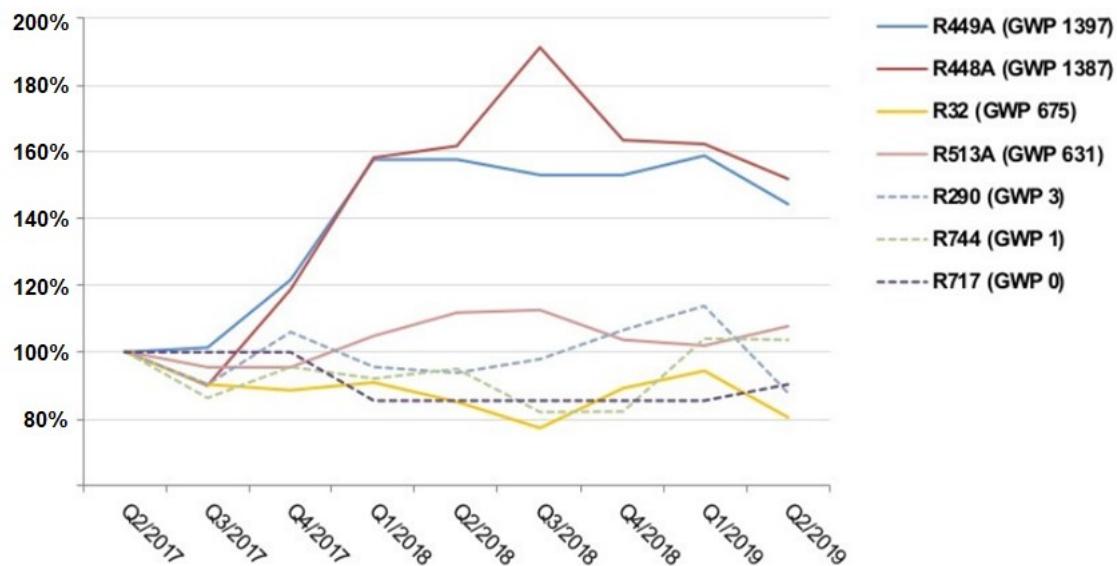


Figura 2.10 – Tendência de preços de fluidos alternativos na Europa. Fonte: ÖKO-RECHERCHE, 2019.

Realizou-se uma pesquisa de preço a fim de caracterizar o cenário nacional de valores de fluidos refrigerantes, com base no preço de mercado comercial. Foram cotados os fluidos da tabela seguinte, bem como os refrigerantes R1234yf, R1234ze, R513A, R436a e R1270, contudo esses não foram encontrados com disponibilidade nas seguintes lojas: Frigelar, Dufrio, Eletrofrigor, Friopar, Samatec, Capital Refrigeração. A escassez de fluidos frigoríficos alternativos, como os HFOs e HCs em comércios distribuidores de fluidos, revela o grau de atraso tecnológico que o setor HVACR brasileiro encontra-se.

A obsolescência aliada à defasagem tecnológica gera um problema estrutural em diversos campos da sociedade, relacionada à destinação ambientalmente correta para equipamentos e insumos ao fim de sua vida útil. Dessa forma, uma estrutura para recuperação e ou reutilização de equipamentos e fluidos refrigerantes torna-se essencial, e não menos importante que o processo de reciclagem ou destruição com destinação correta ambientalmente.

Tabela 2.5 – Preços de fluidos frigoríficos para o setor de HVACR.<sup>(1)</sup>

TIPO	FLUIDO	GWP	PREÇO MÉDIO [R\$ / Kg]	PREÇO MÍNIMO		
				[R\$ / Kg]	MARCA	LOJA
CO <sub>2</sub>	R744	1	R\$ 6,80	R\$ 6,80	WHITE MARTINS	
HFC	R422A / MO079	3134	R\$ 83,30	R\$ 83,30	CHEMOURS	ELETROFRIGOR
HFC	R32	771	R\$ 86,67	R\$ 86,67	DUGOLD	DUFRIO
HCFC	R401A / MP39	1182	R\$ 104,00	R\$ 90,31	CHEMOURS	ELETROFRIGOR
HFC	R437A / MO49	1805	R\$ 131,42	R\$ 131,42	CHEMOURS	ELETROFRIGOR
HFC	R134a	1530	R\$ 132,89	R\$ 94,85	REFRIGERANT	FRIOPAR
HCFC	R22	1960	R\$ 135,96	R\$ 87,50	EOS	ELETROFRIGOR
HFC	R407C	1774	R\$ 141,76	R\$ 79,65	KLEA	ELETROFRIGOR
HFC	R438A / MO99	2265	R\$ 152,60	R\$ 152,60	CHEMOURS	ELETROFRIGOR
HFC	R507	3985	R\$ 178,68	R\$ 105,73	ARKEMA	ELETROFRIGOR
HC	R290	3	R\$ 184,52	R\$ 135,14	NEVADA	ELETROFRIGOR
HFC	R417A / MO059	2346	R\$ 201,32	R\$ 201,32	CHEMOURS	DUFRIO
HFC	R410A	2088	R\$ 204,44	R\$ 149,56	REFRIGERANT	FRIOPAR
HC	R600a	3	R\$ 212,09	R\$ 47,88	DUGOLD	ELETROFRIGOR
HCFC	R402B / HP81	2416	R\$ 234,04	R\$ 118,64	CHEMOURS	ELETROFRIGOR
HFC	R404A	3940	R\$ 282,64	R\$ 265,14	EOS	SAMATEC

(1) A cotação de preços foi realizada pela internet, no dia 10 de novembro de 2021. Valores referentes aos fluidos contidos em vasilhames de garrafa (botija), com exceção dos HCs que são encontrados em latas de aproximadamente 0,4 kg.

A eficiência energética do sistema é estreitamente ligada ao impacto ambiental gerado por esse, visto que as emissões de carbono de um sistema incluem tanto as emissões diretas (vazamentos) como indiretas, relacionadas à produção e consumo energético. Dessa forma a proposta de conversão de fluidos baseada apenas no baixo GWP, deve ser repensada ao passo que o consumo energético, ao longo do ciclo de vida útil do equipamento e fluido, representa um impacto ambiental maior do que o gerado pelas emissões diretas. Se os benefícios do uso de refrigerantes com menor GWP forem atrelados a equipamentos e sistemas mais eficientes energeticamente, a redução total da emissão de gases de efeito estufa será potencializada. A redução do consumo de energia não está relacionada apenas às propriedades termodinâmicas e de transferência de calor do refrigerante, mas também pelo design do equipamento, eficiência de componentes, configuração e capacidade do sistema, além das condições operacionais.

Dentre as propriedades termodinâmicas que influenciam no desempenho energético do sistema, pode-se analisar que os fluidos refrigerantes que possuem baixas pressões de saturação apresentam grandes volumes específicos e logo, requerem grandes equipamentos. Altas pressões de saturação significam equipamentos menores, os quais devem ser projetados para suportarem elevadas tensões (aumento de custo), como é o caso do R744. Para aplicações a baixas temperaturas, pode ser usado um sistema composto, colocando-se em cascata dois ciclos distintos, uma vez que não existe um fluido que satisfaça todas as faixas de trabalho em refrigeração.

Um fluido que tenha densidade de vapor elevada, alta pressão de sucção e uma taxa de fluxo de massa elevada, resultará em pequenos componentes, tubulações menores e compressores com menores deslocamentos volumétricos. Porém este tipo de fluido é adequado para trabalhar em baixas temperaturas de evaporação, como em um sistema cascata. Elevados valores da pressão de condensação, se não controlados, levarão a temperaturas de descarga altas, uma vez que o calor produzido no processo de compressão será também elevado. Altas temperaturas de descarga reduzem a eficiência do compressor, além de comprometer a capacidade funcional do óleo lubrificante.

Ainda com relação à eficiência do sistema com o fluido de trabalho escolhido, esta dependerá também de fatores como o rendimento do compressor, a efetividade dos trocadores de calor, a perda de carga nas tubulações de refrigerante, o modo de controle da válvula de expansão, a carga de refrigerante e a eficiência de lubrificação.

Cerca de 80 % das emissões globais anuais de GEE no setor HVACR são indiretas, contudo tal proporção é variada de acordo com cada campo do setor HVACR, com o tipo de instalação e equipamentos utilizados, com o período e tempo de uso anual do equipamento e principalmente de acordo com a matriz energética do país (UNEP TEAP, 2018).

Ainda segundo a UNEP TEAP (2018), fluidos refrigerantes alternativos de baixo GWP possuem um impacto na eficiência energética do sistema na faixa de  $\pm$  5 a 10 % comparados aos fluidos originais, quando substituídos utilizando-se uma análise correta. Além disso, afirmam que as misturas de refrigerantes (*blends*) são boas opções para garantir um bom desempenho, visto que esses conseguem equilibrar os fatores de coeficiente de performance (COP), capacidade de refrigeração, inflamabilidade e GWP (Domanski et al., 2017; McLinden, 2017).

A seguir, apresentar-se-ão os fluidos refrigerantes utilizados no sistema de refrigeração original (R134a/R744), bem como os fluidos propostos e utilizados em *drop-in* no ciclo de alta temperatura do sistema alternativo: R1234yf e R513A. O sistema de refrigeração em cascata será abordado com o CO<sub>2</sub> no ciclo de baixa temperatura, e os outros fluidos (HFC e HFO) no ciclo de alta temperatura.

### 2.2.1. R134a

A grande maioria dos sistemas de refrigeração em cascata subcríticos no Brasil operam com o par de fluidos R134/R744. Dessa forma, a escolha do fluido R134a foi embasada no estado da arte, bem como no atual cenário de refrigeração com CO<sub>2</sub> subcrítico. O R134a é o HFC mais consumido no mundo, de forma que medido em toneladas métricas corresponde a 40% do consumo e por 28% em tonCO<sub>2</sub>e (UNEP Ozone Secretariat, 2015). As concentrações atmosféricas desse fluido refrigerante cresceram em 72 % quando comparados os dados de 2019 em relação a 2011 (IPCC, 2021).

Os fluidos refrigerantes HFCs de alto GWP em longo prazo tendem a ter seu uso reduzido, contudo enquanto as normativas autorizarem e o consumo impulsionar a produção, esses se manterão no cenário. A tendência é que o consumo de HFCs (de alto e médio GWP) em longo prazo tenha grande parcela dada pelo uso na composição de misturas HFC/HFO de baixo GWP (UNEP RTOC, 2018).

O R134a possui ODP nulo e, de acordo com IPCC (2021), o valor do GWP<sub>100</sub> equivale a 1530. Surgiu como substituto para o CFC-12 (ODP = 1; GWP = 11200), por ter valores de temperatura crítica semelhantes, podendo assim, ser utilizado nas mesmas condições de temperatura de evaporação com capacidade de refrigeração semelhante (McLinden, 1988). É um fluido não inflamável de baixa toxicidade, sendo assim classificado com A1 pela ASHRAE 34 (2010). Além disso, o R134a é miscível em óleos poliolesteres (POE), sendo importante ressaltar a imiscibilidade em óleo mineral.

Possui uma ampla gama de aplicações, podendo ser encontrado em escala comercial em ar condicionados automotivos, chillers, refrigeradores comerciais e domésticos. Possui temperaturas de refrigeração usualmente de média a alta, normalmente acima de -26 °C, dado seu ponto normal de ebulação, pois abaixo disso a pressão do sistema frigorífico fica menor que a atmosférica.

A Fig. 2.11 mostra o diagrama pressão – entalpia para o fluido R134a, calculado pelo software Refprop, versão 9.0, baseado nos padrões de referência do *International Institute of Refrigeration* (IIR).

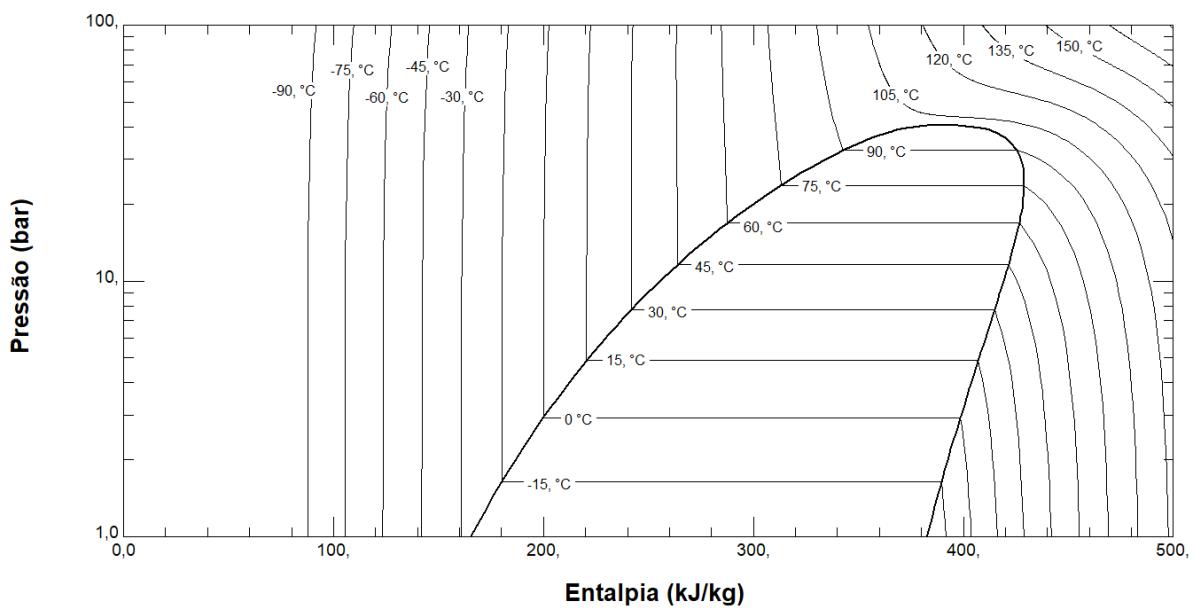


Figura 2.11 – Diagrama pressão - entalpia para o R134a. Fonte: Tabelas Termodinâmicas do software Refprop v. 9, calculados pelos padrões estabelecidos pelo IIR.

### 2.2.2. R1234yf

O foco do setor de refrigerantes recentemente, tem sido nos químicos fluorados insaturados, em sua maioria nos hidrofluorcarbonetos insaturados, também chamados de hidrofluorolefinas (HFO) e suas misturas (*blends*) com HFCs. Conforme supracitado, em longo prazo a tendência é que os HFCs de alto e médio GWP tenham grande parcela de uso na composição de misturas HFC/HFO de baixo GWP. Os HFOs têm sido aplicados em diferentes cenários da refrigeração e ar condicionado, de forma que tais fluidos refrigerantes não serão afetados pela Emenda de Kigali, assim como a amônia (R717), dióxido de carbono (R744), hidrocarbonetos (HCs) e água (R718) (UNEP RTOC, 2018).

O R1234yf surgiu em 2008, como potencial substituto do R134a em aplicações de ar condicionado automotivo, dadas as características similares de pressão e temperatura, podendo também ser utilizado em aplicações comerciais e industriais de média temperatura e chillers. Este fluido refrigerante é comercializado pelo nome OPTEON™ XL10 ou Solstice® yf. Possui ODP nulo e valor de GWP<sub>100</sub> equivalente a 0,5. É um fluido de baixa inflamabilidade de baixa toxicidade, sendo assim classificado com A2L pela ASHRAE 34 (2010). Além disso, possui miscibilidade similar ao R134a, sendo miscível em óleos poliolesteres (POE). A Fig. 2.12 mostra o diagrama pressão – entalpia para o fluido R1234yf, calculado pelo software Refprop.

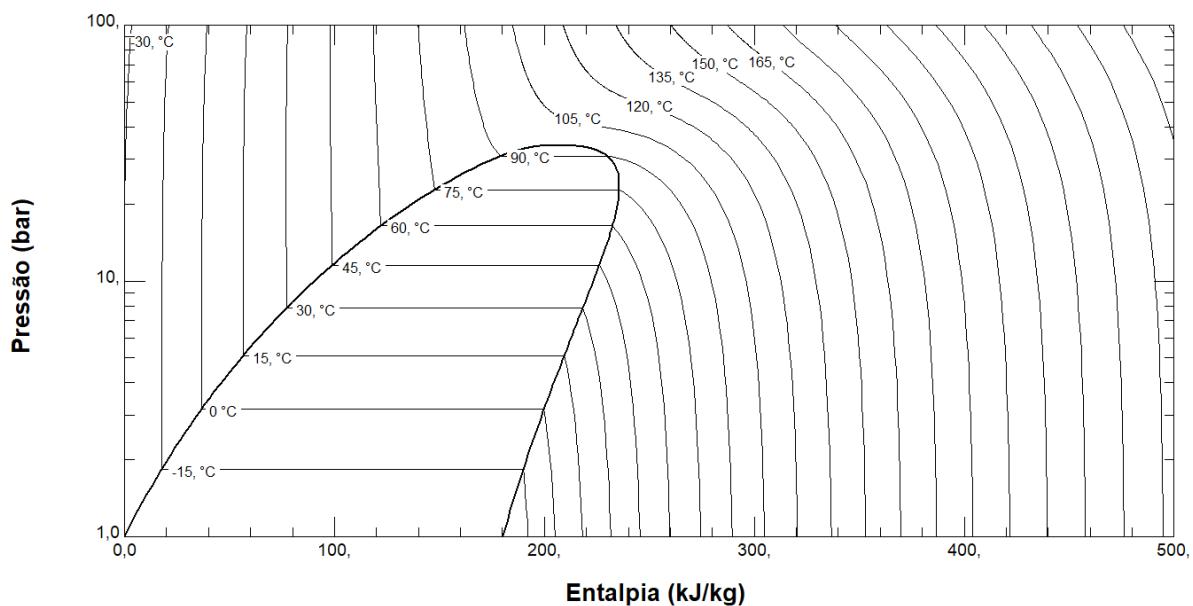


Figura 2.12 – Diagrama pressão - entalpia para o R1234yf. Fonte: Tabelas Termodinâmicas do software Refprop v. 9, calculados pelos padrões estabelecidos pelo IIR.

### 2.2.3. R513A

O R513A, o qual é comercializado pelo nome OPTEON™ XP10 foi desenvolvido sendo uma mistura azeotrópica (*blend*) contendo 56% em massa de R1234yf e 44% de R134a, com temperatura *glide* nula. Surgiu como substituto direto para o HFC-134a, por ter propriedades termodinâmicas similares, com níveis de temperaturas de refrigeração de média a alta.

Possui ODP nulo e valor de GWP<sub>100</sub> equivalente a 673. É um fluido não inflamável de baixa toxicidade, sendo assim classificado com A1 pela ASHRAE 34 (2010). Possui miscibilidade similar ao R134a, sendo miscível em óleos poliolesteres (POE). Por se tratar de uma mistura, recomenda-se fazer a carga de refrigerante na fase líquida. A Fig. 2.13 mostra o diagrama pressão – entalpia para o fluido R513A, calculado pelo software Refprop.

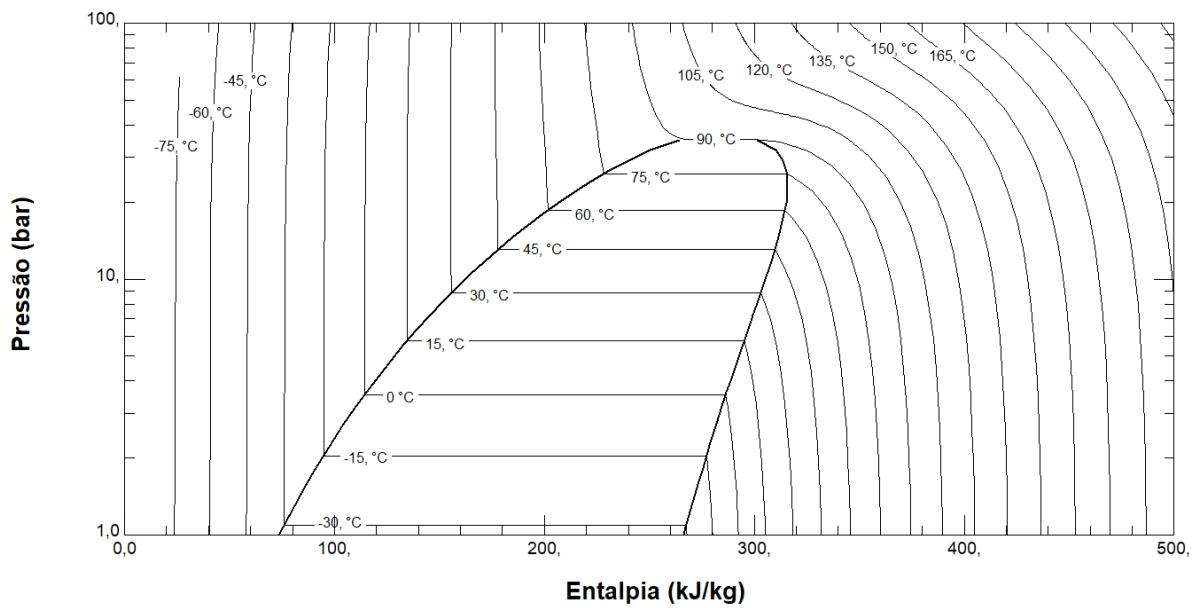


Figura 2.13 – Diagrama pressão - entalpia para o R513A. Fonte: Tabelas Termodinâmicas do software Refprop v. 9, calculados pelos padrões estabelecidos pelo IIR.

A Tab. 2.6 apresenta algumas características dos fluidos utilizados neste trabalho.

Tabela 2.6 - Características dos fluidos.

	R744	R134a	R513A	R1234yf
GWP <sub>100</sub> *AR6 - IPCC, 2021	1	1530	673	0,5
ODP	0	0	0	0
Inflamabilidade	Não	Não	Não	Baixa
Toxicidade	Não	Não	Não	Não
ASHRAE Standard 34 Grupo de Segurança	A1	A1	A1	A2L
Massa Molecular [kg/kmol]	44,0	102,0	108,4	114,0
Ponto normal de ebulição [°C]	-78,4	-26,1	-29,2	-29,4
Pressão Crítica [bar]	73,8	40,6	37,7	33,8
Temperatura Crítica [°C]	31,1	101,1	96,5	94,7
Temperatura Glide [°C]	-	-	-	-
Tipo de óleo POE= óleo poliolester, MO= óleo mineral, AB= alquil benzeno	POE	POE	POE	POE

Fonte: adaptada dos fabricantes.

A Fig. 2.14 mostra as capacidades de refrigeração para diversos fluidos, revelando a proximidade de curvas dos fluidos escolhidos, nas condições consideradas de evaporação do ciclo de alta temperatura desse trabalho.

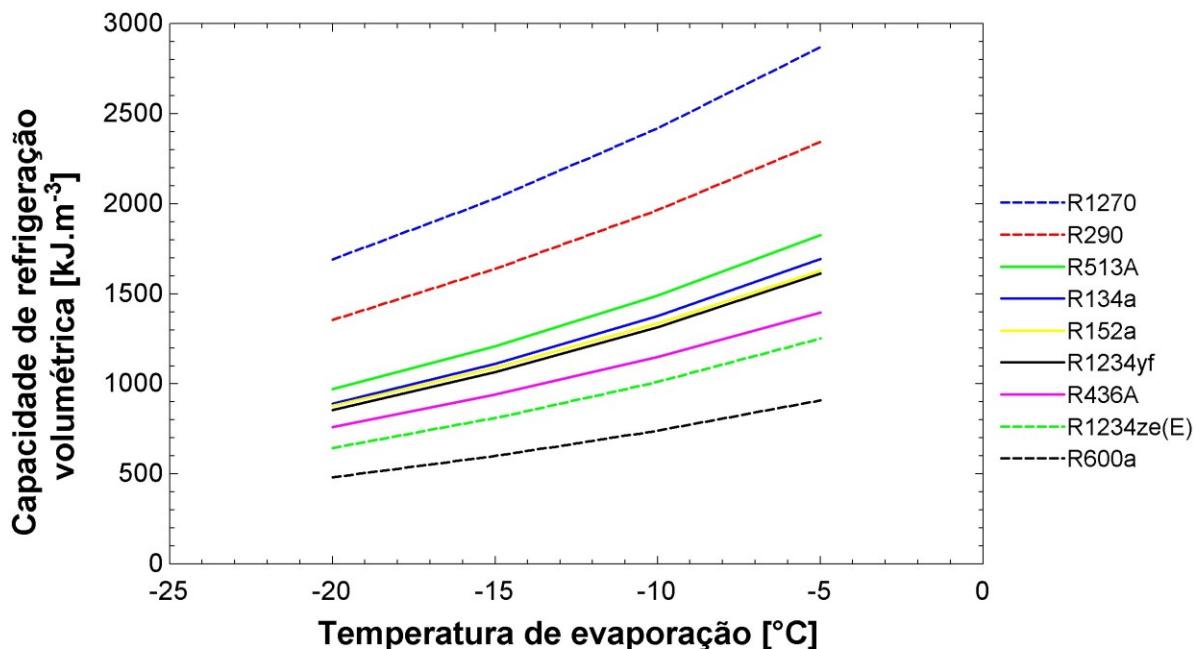


Figura 2.14. Capacidade de refrigeração volumétrica relativa a diferentes classes de refrigerantes. Valores estimados a 40  $^{\circ}\text{C}$  de temperatura de condensação, 0  $^{\circ}\text{C}$  de subresfriamento e 5  $^{\circ}\text{C}$  de superaquecimento.

#### 2.2.4. R744

O CO<sub>2</sub> possui um grande potencial para aplicações no setor HVACR. No Brasil, segundo informes de Marcos Euzébio da Bitzer, em dezembro de 2021 cerca de 400 supermercados operam com dióxido de carbono como fluido refrigerante em regime subcrítico em cascata. Comparado aos dados de abril de 2013, o número de instalações não passava de 40 supermercados (Silva e Euzébio, 2013). A grande maioria destas instalações funciona com R134a no ciclo de alta temperatura, refletindo que mesmos as instalações mais modernas utilizam-se de HFCs de alto GWP.

O CO<sub>2</sub> pode ser obtido como subproduto de processos de fermentação, em alta pureza e baixo custo, conforme pode ser observado na Tab. 2.5. Por ser um fluido natural, seu custo médio por quilograma de fluido, fica na faixa de R\$6,80, valor esse muito abaixo da média de preço dos fluidos sintéticos tradicionais (HCFCs e HFCs). Ainda relacionado ao custo e atrelado ao baixo GWP, esse dispensa o recolhimento e tratamento de fluido em caso de vazamentos, manutenções e paradas de planta. Seu uso não se restringe ao fluido

refrigerante, podendo ser usado em preparação de bebidas, tratamento de água, sistemas de combate à incêndio. De acordo com IPCC (2021), foi observado que as concentrações médias de CO<sub>2</sub> na atmosfera no ano de 2019 eram de 409,9 ppm, cerca de 5% maiores comparadas aos níveis de 2011.

Com relação às suas propriedades termofísicas, essas já são bastante conhecidas e um pouco diferentes dos demais refrigerantes. A Tab. 2.6 mostra algumas características deste fluido, como por exemplo, este ser o referencial de aquecimento global com seu valor de GWP unitário e possuir ODP nulo. Percebe-se um ponto normal de ebulição extremamente baixo de -78,4 °C. Acima de -56,6 °C e à pressão atmosférica normal (101,3 kPa abs), o R744 encontra-se na fase vapor e, abaixo dessa temperatura, é uma substância branca sólida, conhecido com gelo seco. O ponto triplo do CO<sub>2</sub> ocorre em 5,2 bar e à temperatura de -56,6 °C. A Fig. 2.15 mostra o diagrama de fases do R744.

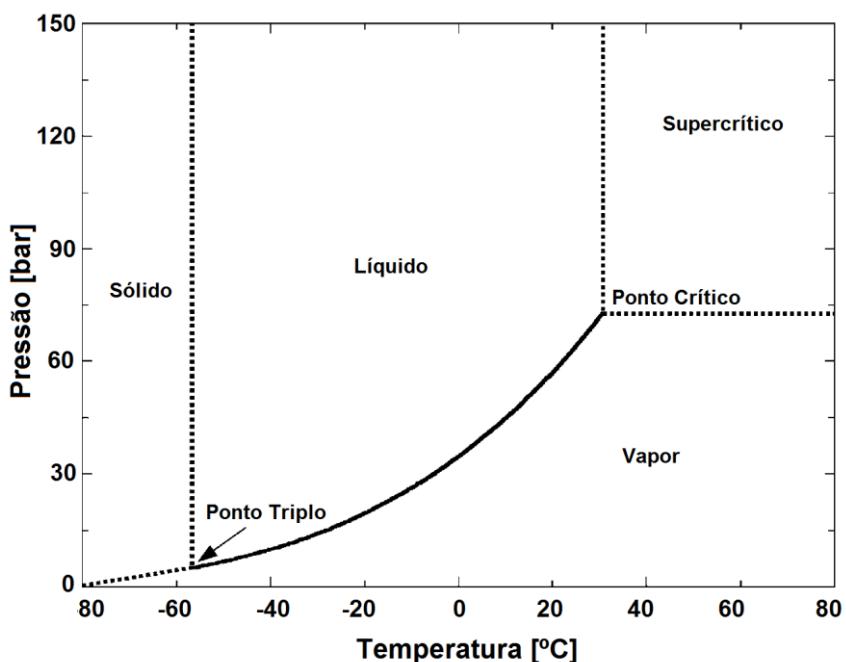


Figura 2.15 – Diagrama de fase R744. Fonte: Adaptado de Kim et al., 2004.

Quando em operação próxima do ponto triplo, a expansão do vapor pode gerar gelo seco, contudo o CO<sub>2</sub> não dilata como a água quando se torna sólido, assim não gera perigo de romper a tubulação. A Fig. 2.16 mostra o diagrama de densidade – temperatura, com uma isobárica de 15 bar destacada.

O ponto crítico, temperatura/pressão acima da qual não é possível mais liquefazer a substância, para o CO<sub>2</sub> é de 31,1 °C e 73,8 bar. Quando a substância se aproxima desse valor, a densidade do líquido e vapor se tornam próximas uma da outra, sendo que acima deste não há diferença entre as fases de líquido e vapor.

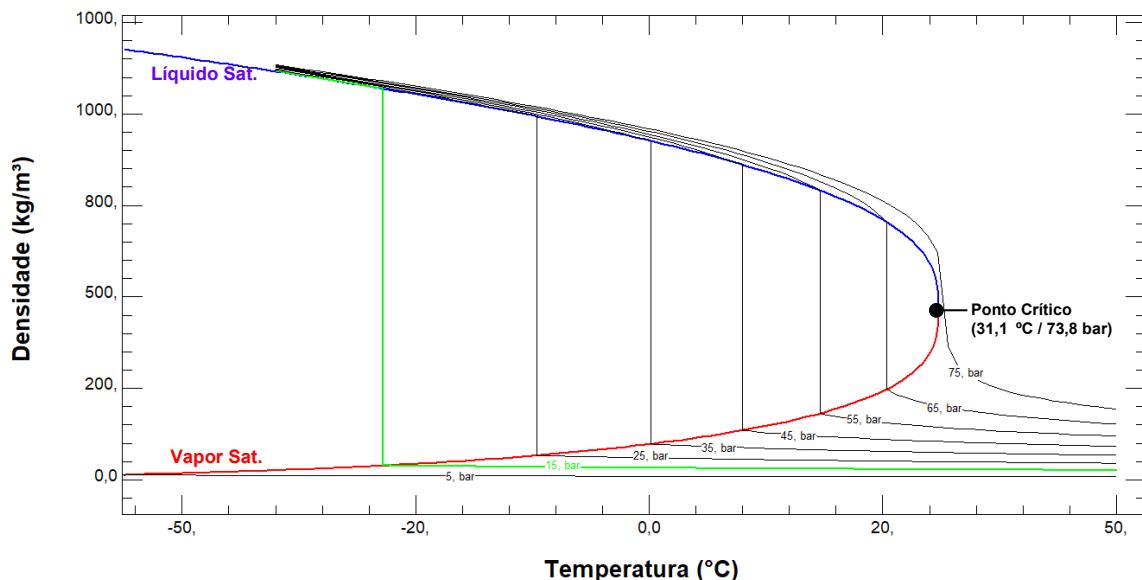


Figura 2.16 – Diagrama densidade - temperatura para o R744. Fonte: Tabelas Termodinâmicas do software Refprop v. 9, calculados pelos padrões estabelecidos pelo IIR.

Por possuir um ponto crítico em, relativamente, baixa temperatura e alta pressão, a solução de um sistema cascata torna-se uma boa alternativa ao uso deste refrigerante. A alta pressão de operação / saturação leva a uma alta densidade de vapor, reduzindo o volume específico do fluido, o que resulta em equipamentos e tubulações menores. A alta densidade de vapor leva também a uma maior capacidade de refrigeração volumétrica (produto da densidade de vapor pelo calor latente de evaporação), sendo esta de 3 a 10 vezes maior que os HCFC, HFC e HC (Kim et al., 2004). A elevada pressão de vapor resulta não apenas numa baixa relação de pressão, mas também em altos coeficientes de troca de calor e perdas de carga relativamente baixas.

A Fig. 2.17 mostra o diagrama pressão – entalpia, em valores próximos aos usuais de operação subcrítica. Observa-se que a pressão de saturação de CO<sub>2</sub> para a temperatura de -15 °C é de 22,9 bar, muito acima do que a maioria dos fluidos. Todas as propriedades e diagramas aqui utilizados, tem como referência os padrões estabelecidos pelo Instituto Internacional de Refrigeração que apresenta o valor da entalpia específica de 200 kJ.kg<sup>-1</sup> e entropia específica de 1,0 kJ.(kg.K)<sup>-1</sup>, ambas as propriedades relativas ao estado de líquido saturado a 0 °C (273,15 K).

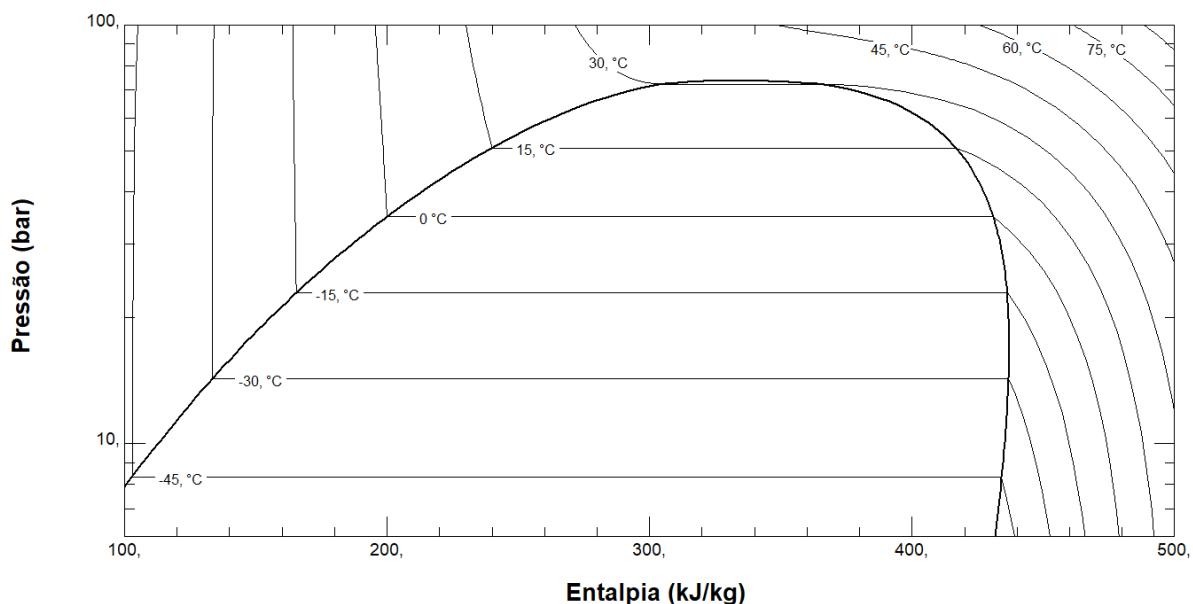


Figura 2.17 – Diagrama pressão - entalpia para o R744. Fonte: Tabelas Termodinâmicas do software Refprop v. 9, calculados pelos padrões estabelecidos pelo IIR.

Com relação à compatibilidade de lubrificantes, de acordo com a fabricante do compressor utilizado na bancada, Bitzer, foi desenvolvido um óleo POE chamado de Bitzer BSE 85 K, o qual tem excelente solubilidade / miscibilidade com este refrigerante em especial. Este lubrificante apresenta boas características de fluidez em baixas temperaturas, alta estabilidade térmica e excelente lubrificação em altas pressões como as experimentadas por R744 (Bitzer, 2007). A compatibilidade com elastômeros (selos, anéis e mangueiras) deve ser observada, dada à alta pressão de operação, utilizando sempre equipamentos projetados para CO<sub>2</sub>. O CO<sub>2</sub> é compatível com quase todos os materiais metálicos comuns, diferentemente do NH<sub>3</sub>. Não há restrições do ponto de vista de compatibilidade ao utilizar cobre ou latão.

O CO<sub>2</sub> é um fluido sem cheiro particular, classificado pela ASHRAE 34 (2010) como um fluido de segurança A1. Por ter maior densidade que o oxigênio, em caso de vazamento do sistema este desloca o ar respirável para cima, causando efeitos indesejáveis para a manutenção da vida. Um ambiente com maior concentração de CO<sub>2</sub> do que os normais 399ppm ou 0,039% exerce gradualmente os seguintes efeitos no corpo humano: à medida que a concentração de CO<sub>2</sub> aumenta ocorre o aumento do ritmo respiratório, dor de cabeça, enjoo, vertigem, aumento do ritmo cardíaco, ataques epiléticos, coma e a morte.

Deve-se assegurar que em caso de vazamentos não haja contato do CO<sub>2</sub> com a pele, pois sabendo que este evapora a -78,4 °C pode facilmente causar queimaduras. Treinamento e equipamentos de proteção individuais (EPIs) efetivos devem ser sempre empregados. Em lugares públicos como supermercados, devem-se tomar os cuidados de

sempre projetar uma correta exaustão de ar com renovação se possível a cada 10 minutos, sempre utilizar medidores de concentração de gases, nas possíveis áreas de acúmulo de CO<sub>2</sub>, como casas de máquinas e câmaras de resfriados, além de sensores de detecção de CO<sub>2</sub> o mais próximo possível do piso da instalação. Em suma, todo refrigerante tem um perigo inerente, logo cabe ao engenheiro fazer a devida avaliação de risco, buscando identificá-los para garantir a devida eliminação desses.

### 2.3. Ciclos de refrigeração com R744

O uso do R744 em sistemas de refrigeração iniciou-se no século XIX, contudo em 1950 esse praticamente desapareceu dado às dificuldades técnicas e ao desenvolvimento dos fluidos sintéticos, os quais operavam com menores pressões. Atualmente, tais dificuldades foram resolvidas, tendo hoje o CO<sub>2</sub> um vasto campo de aplicações, dentre outras em refrigeração comercial de pequenas a grandes capacidades e baixa a média temperatura de evaporação, ultracongelamento, bombas de calor, ar condicionado automotivo.

A tecnologia de equipamentos utilizando CO<sub>2</sub> está em constante desenvolvimento, de forma que atualmente se consegue atender aplicações em temperaturas ambientes de clima frio a quente. Dada à baixa temperatura crítica do R744 (31,1 °C) aliada à pressão crítica relativamente alta (73,6 bar), em condições ambientais encontradas no Brasil, não é possível condensar o fluido refrigerante durante o processo de rejeição de calor, no ciclo básico de compressão de vapor. Dessa forma, o CO<sub>2</sub> ao ser utilizado depende da pressão e temperatura no processo pós-compressivo, para a definição se o sistema funciona em um ciclo subcrítico ou transcrítico. A Fig. 2.18 mostra o diagrama pressão – entalpia, com dois os ciclos básicos de operação com R744.

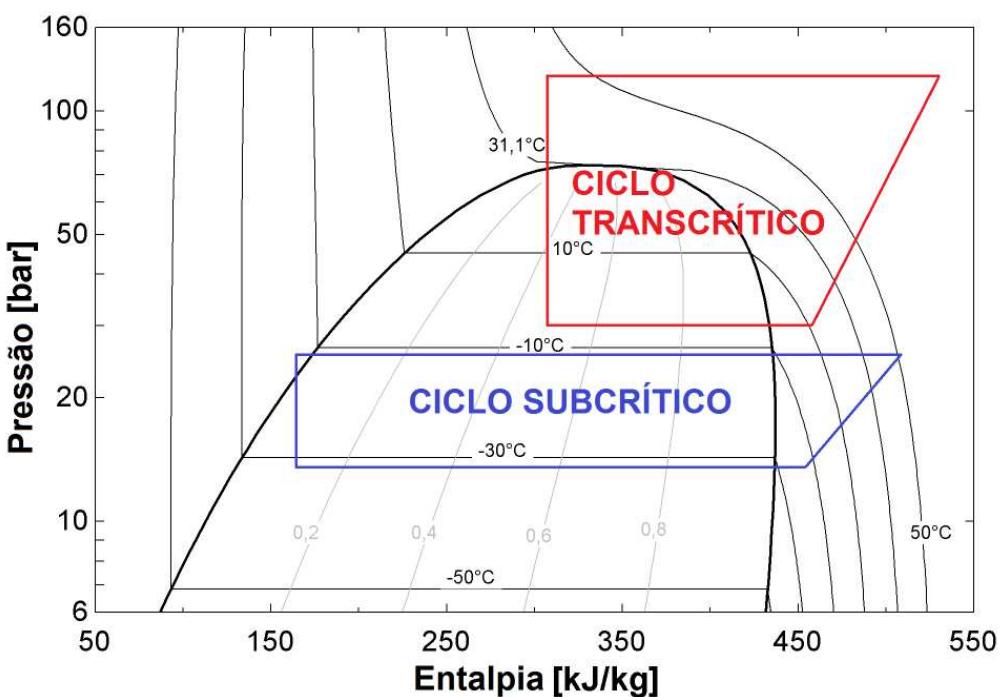


Figura 2.18 – Diagrama pressão - entalpia para o R744, apresentando os dois ciclos básicos de operação. Fonte: Tabelas Termodinâmicas do software *Engineering Equation Solver* (EES), v. 10.103, calculados pelos padrões estabelecidos pelo IIR.

Basicamente, no regime subcrítico o R744 dissipava calor a outro sistema de refrigeração (sistema cascata) de forma que o CO<sub>2</sub> seja condensado através da evaporação de outro fluido dentro de um trocador de calor (cascata). Sendo assim, o sistema cascata conta com dois fluidos refrigerantes distintos, um de baixa temperatura (R744) ou também chamado de fluido primário, e outro fluido no ciclo de alta temperatura – fluido secundário, tendo sua interface térmica realizada pelo trocador de calor cascata. Para o ciclo de alta temperatura, o trocador cascata funciona como evaporador e, para o de baixa temperatura, funciona como condensador.

O sistema cascata utiliza-se do R744 como fluido primário no ciclo de baixa temperatura (BT), enquanto o ciclo de alta temperatura (AT) utiliza outro refrigerante secundário. No Brasil, na grande maioria das instalações existentes, o HFC-134a é o fluido utilizado. A investigação desse trabalho visa à alteração desses fluidos por fluidos alternativos de baixo GWP, entre eles o HFO R1234yf e o *blend* de HFO R1234yf com R134a, o HFO R513A. A solução em cascata permite o uso de um fluido primário (CO<sub>2</sub>) com GWP unitário atendendo a maior parte da linha frigorífica, tendo uma massa reduzida de fluido secundário utilizado basicamente para condensar o CO<sub>2</sub>.

A Fig. 2.19 representa um sistema cascata simplificado. A Fig. 2.20 por sua vez, mostra o diagrama pressão entalpia de acordo com o funcionamento de cada ciclo separado, exemplificando a diferença do nível de pressão em que o CO<sub>2</sub> trabalha.

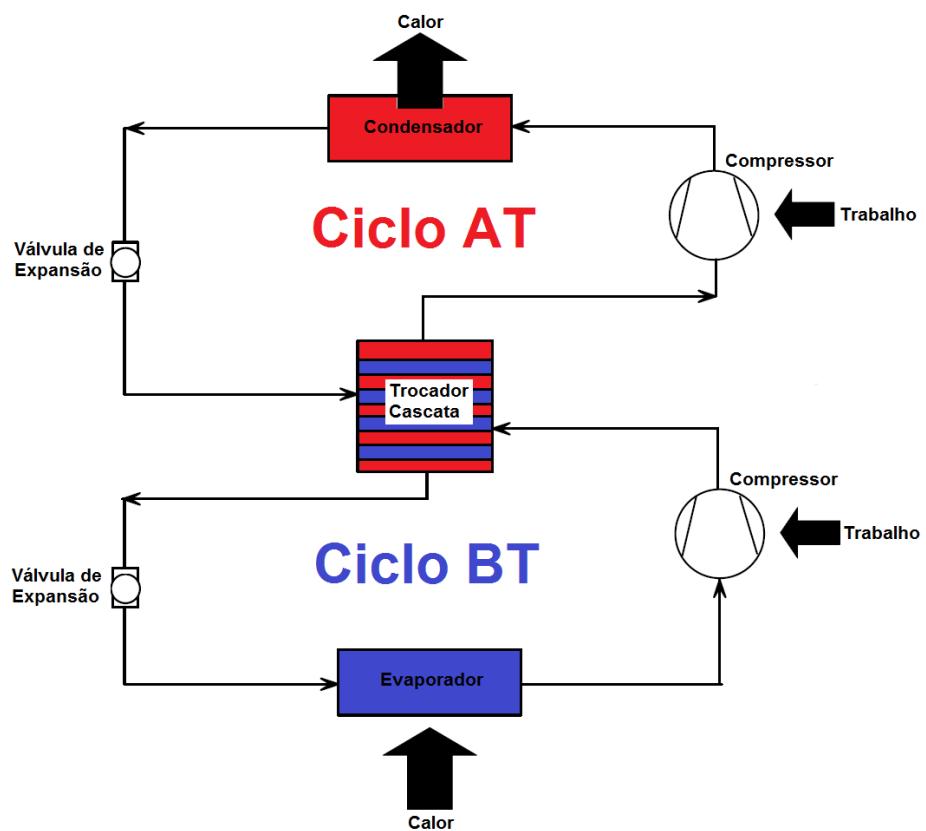


Figura 2.19 – Diagrama esquemático de um sistema cascata.

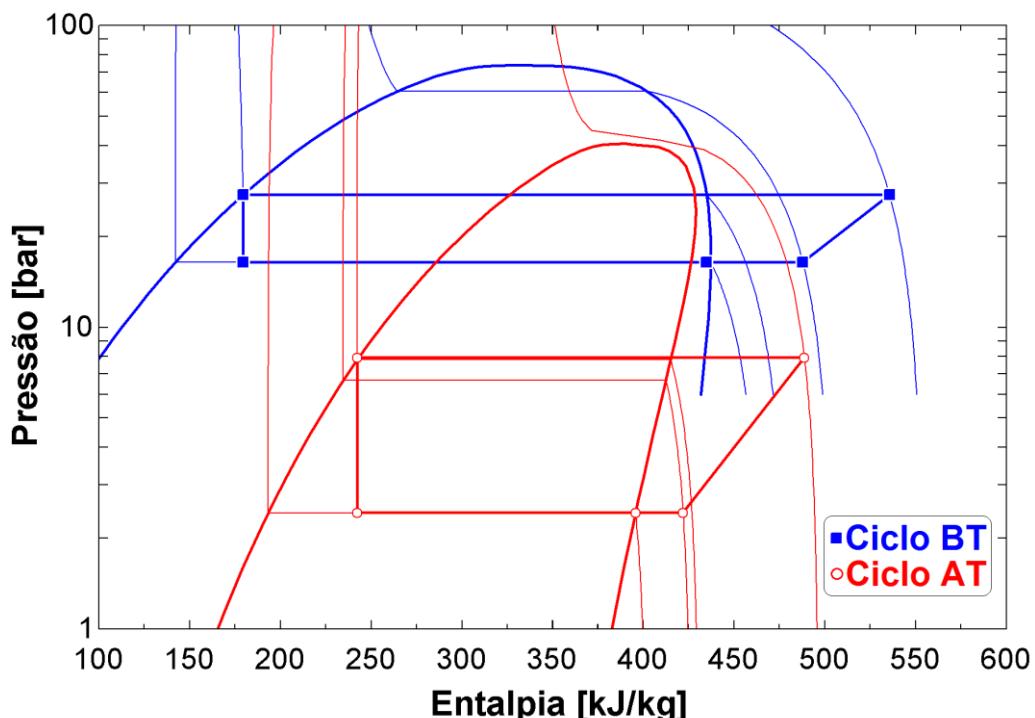


Figura 2.20 – Diagrama pressão - entalpia de um sistema cascata. Fonte: Tabelas Termodinâmicas do software EES, v. 10.103, calculados pelos padrões estabelecidos pelo IIR.

O ciclo de refrigeração em cascata permite diversas configurações de sistemas, atingindo diversas temperaturas de evaporação, por exemplo, com R744 evaporando no lado de baixa temperatura (congelamento; -30 a -55 °C), enquanto o fluido secundário evapora a aproximadamente -10 °C garantindo a condensação de CO<sub>2</sub>. Podem ser observadas também instalações mais complexas com R744 no ciclo de baixa temperatura a -35 °C (operações de congelamento) e resfriamento com recirculação de líquido à -10 °C. Também algumas opções com cascata indireto, no qual uma parcela do fluido secundário é utilizado para efetuar a condensação do CO<sub>2</sub> que trabalha em baixa temperatura de evaporação (-30 a -55 °C), e outra parcela do fluido secundário evapora-se resfriando um fluido de transferência de calor (FTC) como, por exemplo, glicol, o qual fará a refrigeração de média temperatura (-10 °C).

Algumas modificações de ciclo são ainda utilizadas buscando melhorar a eficiência energética, como compressão paralela multiestágio, onde a maior parte da capacidade é destinada a compressão de vapor dos evaporadores e da linha de succão, enquanto outra parcela da capacidade de compressão atende a recompressão de vapor. O vapor saturado dos evaporadores de baixa temperatura (-35 °C) retorna aos compressores, enquanto líquido recirculante (bifásico) dos gabinetes de média temperatura (-10 °C) retorna a entrada do trocador de cascata, junto com o vapor superaquecido da compressão. Observa-se ainda, a utilização de resfriamento de gás (*gas-coolers*), desuperaquecedores, resfriamento evaporativo, evaporadores inundados, trocadores de calor internos, subresfriadores mecânicos dedicados, ejetores, entre outras técnicas para aumentar a eficiência dos ciclos.

O uso de compressores em paralelo pode ser um método de controle de capacidade bastante eficiente, uma vez que os compressores podem ser selecionados e acionados conforme a carga de refrigeração da instalação. Estes sistemas são particularmente vantajosos para sistemas que apresentam grande variação de carga, como é o caso de supermercados, em que aspectos operacionais e meteorológicos podem reduzir a necessidade de frio da instalação a até 10% da nominal. Outra ferramenta para controlar o ciclo em momentos com a carga térmica reduzida é a utilização de compressores com controle de velocidade variável.

Trocadores de calor interno aumentam o grau de superaquecimento da linha de baixa temperatura e do subresfriamento na linha de alta temperatura. Um maior subresfriamento reduz o efeito de flash-gás na válvula de expansão, levando a uma maior capacidade de refrigeração específica. Contudo, um subresfriamento muito alto leva a uma menor troca de calor no condensador, visto que a taxa de transferência de calor latente é maior do que quando o fluido encontra-se na fase líquida. Em aplicações de baixa temperatura, recomenda-se no ciclo de baixa temperatura do sistema cascata o aumento do grau de

superaquecimento, levando a uma maior temperatura de sucção no compressor, reduzindo a possibilidade de sucção de líquido e evitando problemas com lubrificação. Contudo, o aumento do superaquecimento leva consequentemente a maiores temperaturas de sucção, que por sua vez aumentam a temperatura de descarga do compressor. Dessa forma, o grau de superaquecimento e subresfriamento devem ser monitorados, de forma que se mantenham dentro de uma faixa indicada de operação. Além disso, a influência sobre o rendimento pelo uso de um trocador de calor interno depende do fluido refrigerante utilizado.

Nenhum fluido possui características ideais para uma vasta gama de temperaturas, logo o sistema cascata deve ser projetado de modo a operar em condições que o fluido possua sua melhor eficiência. Aliando-se dois fluidos de trabalho em condições favoráveis no sistema cascata, a eficiência do sistema como um todo tende a aumentar.

Todo processo de engenharia envolve diferentes tecnologias, custos, oportunidades e assim criam vantagens e desvantagens inerentes. O sistema subcrítico, por operar em menores pressões comparadas aos sistemas transcríticos, possuem componentes que tendem a ser menos robustos e, consequentemente, mais econômicos, quando comparados com os componentes pertinentes ao ciclo transcrítico. Por ter a temperatura de condensação controlada por outro fluido, possui menor dependência da temperatura ambiente. E por necessitar de outro fluido, possui sistemas mais complexos, com mais componentes, tendo aplicação em sistemas de médio a grande porte, mercados, centro de distribuição e frigoríficos. Como a tubulação de CO<sub>2</sub> possui menor diâmetro comparado aos fluidos tradicionais (HFCs), isso se torna uma vantagem de custo com tubulações em instalações maiores (supermercados).

Operando com sistema cascata, devem-se tomar precauções relacionadas ao alívio de pressão em caso de parada ou falha de operação do sistema. Por utilizar grandes quantidades de R744 no estado líquido, o projeto da instalação deve garantir que a expansão do fluido, não gere problemas relacionados à sobrepressão da planta, bem como deve sempre ser observado o cuidado em não ocorrer fechamento de pontos da linha com consequente confinamento de líquido. Por ter um baixo ponto crítico (31,1 °C / 73,8 bar), o CO<sub>2</sub> atinge altas pressões de saturação em caso de falha no sistema de condensação de R744, por exemplo, com o vazamento de fluido secundário, a quebra de equipamentos e / ou falta de energia elétrica. Existem soluções, de forma que a melhor (e financeiramente viável) deve ser analisada em cada caso. Pode ser projetado um tanque de alívio que permita uma dilatação diferencial e expansão do vapor, não liberando CO<sub>2</sub> ao ambiente, contudo esse se torna um sistema oneroso pelo projeto do vaso de pressão. Cabe-se também o emprego de válvulas de segurança de sobrepressão que permitam o alívio de pressão em caso de falhas. Além de um sistema secundário de fornecimento de energia

elétrica (geradores) independente da rede, ou até um sistema secundário de arrefecimento do tanque de líquido em caso de falhas.

O emprego de válvulas de alívio de pressão mostra-se uma boa alternativa, dado que o CO<sub>2</sub> é um fluido de baixo GWP, natural e de baixo custo, não sendo assim um grande problema liberar parte do CO<sub>2</sub> ao ambiente. Ao liberar CO<sub>2</sub>, parte do líquido no sistema evaporará, resfriando e diminuindo a pressão do sistema. Deve-se tomar um cuidado especial em não instalar válvulas de alívio de pressão na linha de líquido, dado que a descarga de líquido em uma pressão ambiente, atrelado ao alto ponto triplo do CO<sub>2</sub> (-56,6 °C / 5,2 bar) com pressão maior que a ambiente, poderá nesse processo de descarga de líquido pela válvula, vir a se formar gelo seco obstruindo as válvulas.

Os sistemas transcríticos possuem vantagens, de forma que utilizam apenas o R744 como fluido frigorífico, com menores quantidades de equipamentos e sendo sua aplicabilidade também para sistemas de menor porte. Contudo, seus componentes possuem maior tecnologia empregada, logo possuem um custo inicial mais alto, e trabalham com pressões de operação ainda mais elevadas, com componentes especialmente projetados para dada aplicação, reforçando cuidados com segurança e aumentando a complexidade do comissionamento de planta. Diversos equipamentos projetados para trabalhar com R410A podem ser aplicados aos sistemas subcríticos.

O ciclo de refrigeração transcrítico se difere de um ciclo de compressão a vapor convencionalmente utilizado, pois o sistema rejeita calor ao ambiente externo a uma temperatura acima da temperatura crítica. Dessa forma, o R744 não é condensado sendo o fluido tratado como um gás denso. O trocador de calor, tradicionalmente chamado por condensador, nesse processo é usualmente chamado de resfriador de gás (*gas cooler*).

A temperatura do R744, dentro do resfriador de gás, no estado supercrítico, muda consideravelmente e opera com pressões elevadas, na faixa de 100 a 150 bar. A temperatura de saída do resfriador de gás e a pressão de descarga do compressor dependem do tamanho desse componente (*gas cooler*) e da carga de fluido refrigerante contida no sistema. Os sistemas transcríticos possuem uma alta sensibilidade da capacidade de refrigeração e de COP, mediante mudanças da temperatura ambiente, tornando-se uma desvantagem.

Em suas configurações mais básicas, o ciclo transcrítico é aplicado em sistemas de pequeno porte, tais como em ar condicionado automotivo, bombas de calor para aquecimento de água e refrigeração comercial leve, contudo em configurações mais complexas, o ciclo transcrítico pode ser utilizado para aplicações de grande porte e climas quentes.

Partindo de um sistema transcíptico simples, à medida que se modifica o ciclo agregando tecnologias, consegue-se vencer o problema das altas pressões e temperaturas de descarga, obtendo sistemas mais eficientes energeticamente. Altas taxas de compressões, como enfrentadas nos sistemas transcípticos, levam a altas temperaturas de descarga, o que leva a necessidade de multiestágio de compressão para sistemas de baixa e média temperatura (configuração *booster*). Uma válvula reguladora de pressão na saída do *gas cooler*, também se faz necessário reduzindo a pressão e mantendo-a abaixo do máximo permitido, garantindo ainda uma boa capacidade de refrigeração e bons COPs. O fluido passa pela válvula reguladora de pressão reduzindo-a e vai para um tanque de gás *flash* (*flash tank*), o qual distribuirá o líquido para os evaporadores e o vapor retornará passando por outra válvula reguladora de pressão (chamada de válvula de *flash gas / bypass*), reduzindo a pressão ao nível do evaporador antes de ser recomprimido.

O sistema multiestágio utilizado para evitar altas temperaturas de descarga e consequentes problemas de lubrificação, é comumente chamado de configuração *booster*. O sistema *booster* emprega dois ou mais compressores de simples estágio em série para comprimir um único refrigerante em etapas sucessivas. Cada compressor atenderá um nível de pressão e logo um nível diferente de temperatura de evaporação (médias e baixas temperaturas). No tipo *booster* o resfriamento do vapor de refrigerante entre os estágios de compressão (dessuperaquecimento) é necessário para evitar o elevado superaquecimento no estágio de alta pressão. Como o vapor de refrigerante é superaquecido durante o processo de compressão, caso ele não seja resfriado antes de entrar no próximo estágio, esta ação resultará em elevadas temperaturas de descarga, o que em longo prazo gerará um prejuízo para os compressores, visto que o óleo lubrificante será carbonizado quando submetido a temperaturas acima de 125 °C.

O dessuperaquecimento supracitado pode ser realizado pela união do vapor saturado vindo do tanque de *flash*, após passar pela válvula de *flash gas / bypass* (redução de pressão isentálpica até o nível de pressão de evaporação de média temperatura), com o vapor saturado da saída dos evaporadores de média temperatura, e esses se juntando ao vapor superaquecido na saída do compressor de baixa temperatura. A Fig.2.21 mostra um sistema *booster* com o diagrama pressão – entalpia ao lado, representando os pontos principais de interesse no ciclo no diagrama.

O uso de um trocador de calor para subresfriamento de fluido após a saída do *gas cooler*, pode ser obtido com um SLHX (*Suction Line Heat Exchanger*) sendo esse um trocador de calor interno entre a linha de sucção do compressor, aumentando seu grau de superaquecimento e assim evitando a entrada de fluido saturado no compressor, com a linha de saída do *gas cooler* aumentando assim seu subresfriamento. Para realizar o

dessuperaquecimento entre estágios de compressão, pode-se ainda utilizar *intercoolers* nos compressores ou trocadores de calor com recuperação de calor (*heat recovery*), aquecendo um fluido de transferência de calor (FTC), como a água.

Observa-se ainda sistemas com subresfriamento mecânico caracterizado por um ciclo principal de refrigeração trabalhando com CO<sub>2</sub>, que pode ser operado nos modos subcrítico ou transcrítico, auxiliado por outro sistema de compressão de vapor, o ciclo de subresfriamento mecânico dedicado (o qual pode trabalhar com fluidos de baixo GWP, por exemplo, R290), proporcionando ao CO<sub>2</sub> um grande subresfriamento na saída do *gas-cooler* / condensador. Os benefícios desta combinação são o aumento da capacidade de refrigeração, redução da alta pressão de trabalho e um incremento da eficiência energética geral.

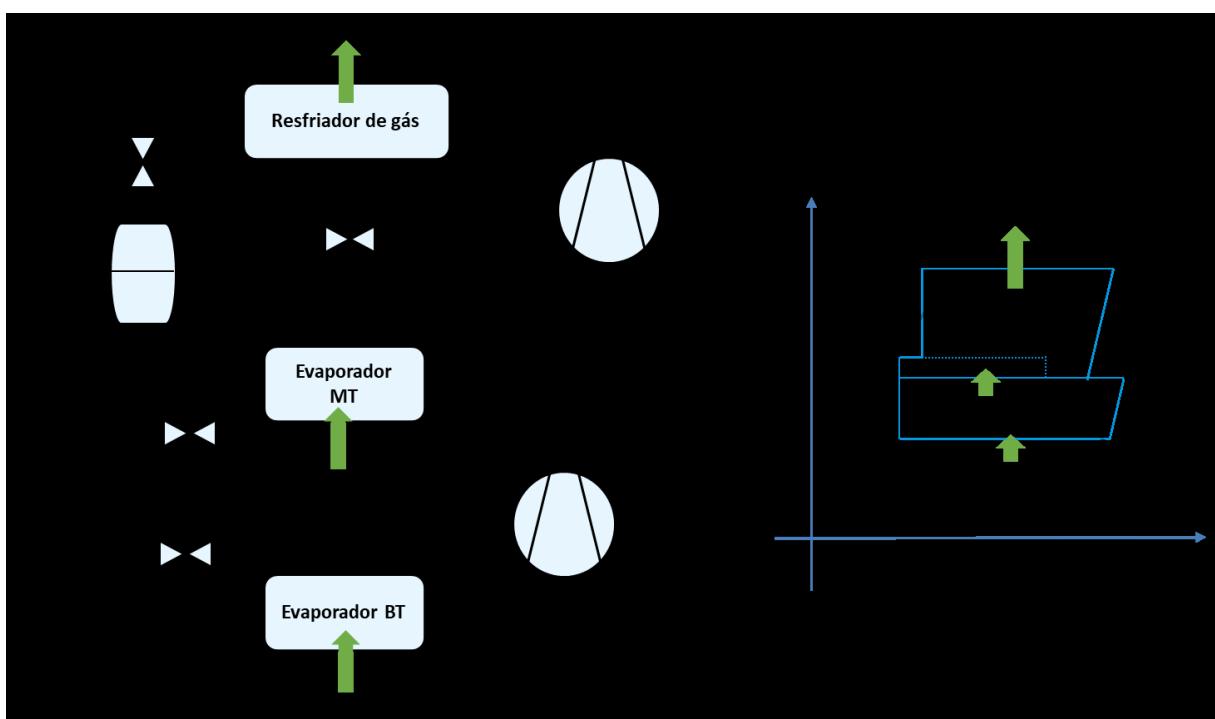


Figura 2.21 – Sistema *booster* transcrítico com diagrama pressão – entalpia, representando os pontos principais de interesse no ciclo no diagrama. Fonte: (MMA, 2019b).

O ciclo transcrítico com sistema simples estágio de compressão de CO<sub>2</sub> aliado ao tanque de gás flash e válvula de *flash gas* / *by-pass*, não consegue abranger baixas temperaturas de evaporação, visto que as temperaturas de descarga ficam muito elevadas (~170 °C). Com o sistema duplo estágio (*booster*) aliado às tecnologias supracitadas, o CO<sub>2</sub> pode ser evaporado em baixa temperatura, abrangendo de pequenas a grandes intalações de refrigeração comercial. Contudo, o consumo de energia desse tipo de sistema torna-se um ponto negativo a ser analisado, quando operando em climas quentes.

O uso de R744 transcírtico foi até recentemente, limitado a áreas com clima ambiente médio a baixo, no entanto, os usos das tecnologias supracitadas aliadas aos ejetores tornaram o CO<sub>2</sub> transcírtico viável para refrigeração em climas de alta temperatura ambiente, tendo o sistema o R744 como único fluido refrigerante.

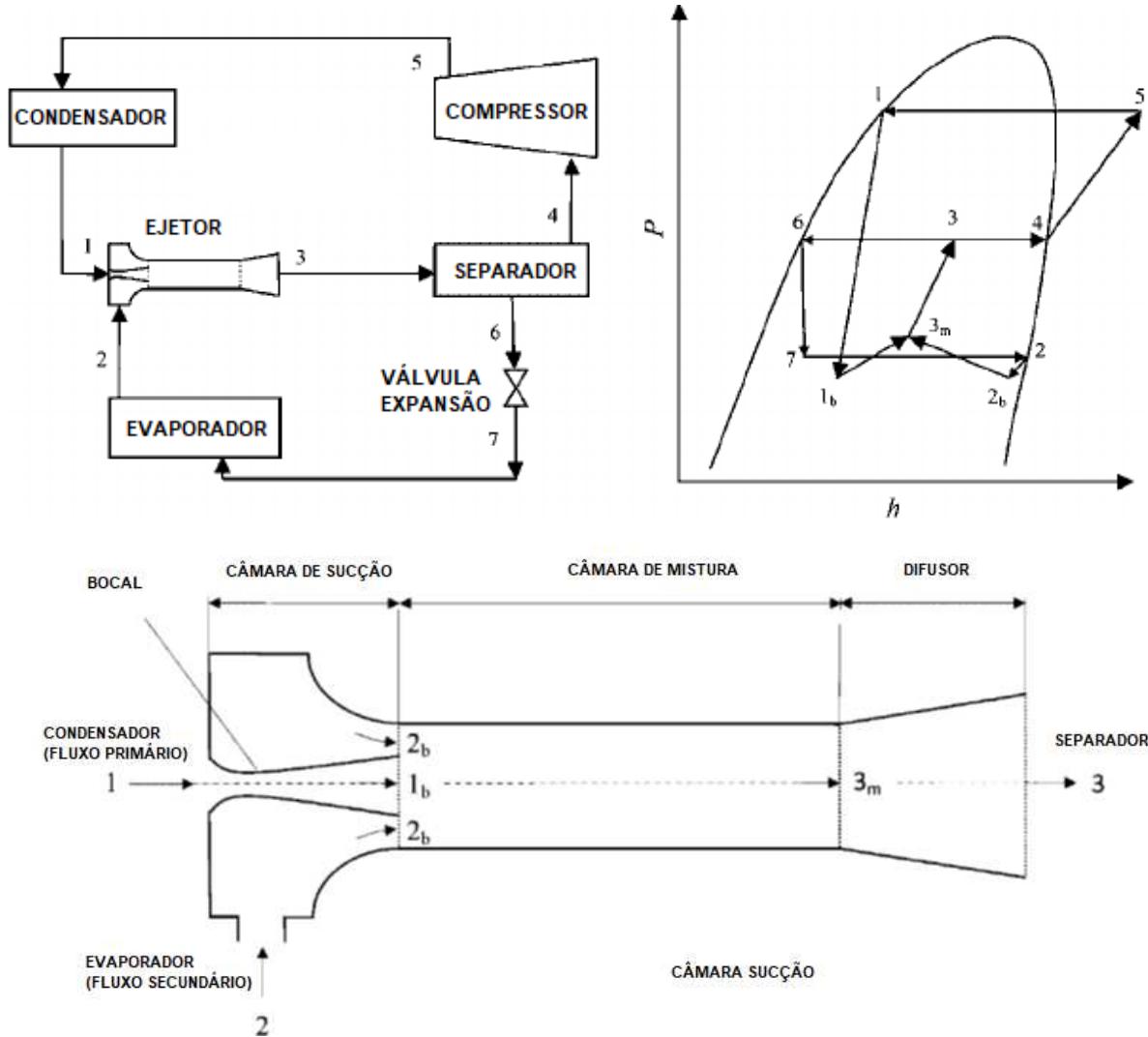


Figura 2.22 – Esquema de um ciclo de refrigeração com ejetor, com o diagrama pressão – entalpia ao lado. Abaixo o esquema de um ejetor de fluxo de área constante. Fonte: Adaptado de Ersoy e Bilir, 2009.

Basicamente, um ejetor recebe um fluido (saindo do *gas cooler*) a alta pressão e temperatura na entrada do bocal, passando posteriormente pela garganta do bocal reduzindo a pressão e aumentando sua velocidade. Nesse ponto, por efeito Venturi o fluido do *gas cooler* succiona o fluido da saída do evaporador em baixa pressão e temperatura. A junção dos fluidos se estabiliza em certa pressão menor, sendo essa a pressão da câmara de sucção do ejetor. Posteriormente, o fluido passa por uma câmara de mistura de fluidos e

por último por um difusor, onde a redução de velocidade de fluxo resulta no aumento de pressão. A pressão na saída do difusor será a mesma do tanque de líquido separador.

Recentemente, o Ministério do Meio Ambiente (MMA, 2020), dentro do PBH, apresentou resultados de um projeto realizado entre 2015 e 2017, sendo esse um estudo de caso, coordenado pelo Ministério do Meio Ambiente (MMA) e implementado pela agência bilateral Cooperação Alemã para o Desenvolvimento Sustentável por meio da *Deutsche Gesellschaft für Internationale Zusammenarbeit (GIZ) GmbH*, que faz parte das diversas iniciativas do País para atender ao Protocolo de Montreal sobre Substâncias que Destroem a Camada de Ozônio (SDOs). Esse projeto trata da análise do supermercado Angeloni, situado na cidade de Balneário Camboriú em Santa Catarina, que decidiu realizar uma troca completa do sistema de refrigeração existente à base de HCFC-22 por um sistema subcrítico de dióxido de carbono (CO<sub>2</sub>) em cascata com o HFC-134a, oriundo de outra loja desativada, de forma que o estudo de caso objetivou mostrar as vantagens e desvantagens da nova instalação. Basicamente, o CO<sub>2</sub> é utilizado nos evaporadores de BT (congelados) sendo condensado com R134a, enquanto a MT (resfriados) é suprida com glicol (70% água / 30% glicol) refrigerado por R134a.

Como resultados, além de um ganho social com a qualificação técnica dos trabalhadores do supermercado, antes da substituição do sistema de refrigeração, a taxa de vazamento média anual de R22 era de 89% em relação à carga total instalada de 650 kg, liberando cerca de 578 kg de R22 por ano para a atmosfera. A utilização de fluidos frigoríficos mais amigáveis ao meio ambiente (carga total de 180 kg do CO<sub>2</sub> e 371 kg de R134a) e a diminuição de vazamentos (vazamento de 55 kg de R134a (15%) e 90 kg de CO<sub>2</sub> (50%) anuais - sendo sua maior parte de vazamentos devido ao sistema de segurança de alta pressão) resultou em redução das emissões diretas de 966.897 kgCO<sub>2</sub>e (redução de 92,5% em relação ao sistema com R22) e 31,8 kg de ODP anuais.

Apesar de um aumento de consumo de energia em aproximadamente 7%, após a substituição do sistema de refrigeração, a redução das emissões diretas é muito maior que o aumento das emissões indiretas provocada pelo aumento de consumo de energia, que é estimada em 39.740 kgCO<sub>2</sub>e. Cumpre ressaltar que o sistema cascata possui uma maior capacidade frigorífica instalada em BT (228 kW – aumento de 21 % em relação ao R22) e MT (98 kW – aumento de 13 % em relação ao R22), e que o uso de compressores com controle de velocidade variável, bem como o uso de fluidos alternativos ao R134a levaria a maiores ganhos energéticos e ambientais.

Os ganhos financeiros pós-projeto são relevantes, analisando os vazamentos diretos com valores relativos a 2019. Nota-se que o preço de R22 girava em torno de R\$ 50,00/kg, enquanto os preços do R134a e do CO<sub>2</sub> são de aproximadamente R\$ 36,00/kg e R\$

13,00/kg, respectivamente. A diminuição dos vazamentos e o menor custo dos fluidos frigoríficos resultaram em uma economia média anual de aproximadamente R\$ 25.735,00, além de proporcionar maior vida útil aos componentes do sistema.

#### 2.4. Estado da arte

Gustav Lorentzen (1994) apresentou em seu artigo, que o R744 poderia trabalhar de forma competitiva com os ciclos utilizando fluidos sintéticos. O CO<sub>2</sub> até aquele momento encontrava-se em desuso no setor de HVACR, dado a criação dos fluidos halogenados CFCs, HCFCs e HFCs. Posteriormente a esse trabalho, diversos outros na área de CO<sub>2</sub> foram apresentados, e uma revisão do estado da arte, principalmente com relação à refrigeração utilizando CO<sub>2</sub> como fluido em cascata será aqui disposto.

Lee et al. (2006) analisaram teoricamente um sistema cascata R717/R744, a fim de estudar a temperatura de condensação de R744 no trocador de calor cascata. A temperatura ótima de condensação do trocador de calor cascata aumenta com a temperatura de condensação do ciclo AT, com a temperatura de evaporação do ciclo BT e com a diferença de temperatura no trocador de calor, da evaporação de amônia e condensação de CO<sub>2</sub>. O COP máximo cresce com a temperatura de evaporação de R744, mas decresce com aumento da temperatura de condensação do ciclo AT e com a diferença de temperatura no trocador cascata.

Getu e Bansal (2008) estudaram termodinamicamente um sistema cascata R717/R744, avaliando os parâmetros de temperatura de subresfriamento, superaquecimento, evaporação, condensação para os dois ciclos AT e BT e a diferença de temperatura referente ao trocador de calor cascata, a fim de desenvolver expressões matemáticas para o máximo COP, uma ótima temperatura de evaporação do R717 e uma proporção de vazão mássica ótima de R717 por R744 no sistema de cascata. Concluiu-se que o aumento de superaquecimento dos dois ciclos leva ao aumento da razão de fluxo de massa ( $\dot{m}_{AT}/\dot{m}_{BT}$ ), mas reduz o COP do sistema. Um aumento no subresfriamento, de ambos os ciclos, aumentou tanto COP como a razão do fluxo de massa, e o aumento do subresfriamento de R744 gera maiores efeitos do que o aumento do subresfriamento de amônia. Observou-se que o aumento na temperatura de condensação do ciclo de R744 resultou na diminuição do COP e um aumento na proporção do fluxo de massa de refrigerante. Aumentando a temperatura de evaporação do ciclo de R744, eleva o COP do sistema e reduz a razão de fluxo de massa. E por último elevando a diferença de temperatura no trocador cascata reduziu-se tanto o COP como a proporção do fluxo de massa.

Dopazo et al. (2009) buscaram em trabalho numérico otimizar um sistema cascata NH<sub>3</sub>/CO<sub>2</sub>. Em seus resultados observaram que o COP incrementa com a temperatura de evaporação de R744, bem como o COP diminui quando a temperatura de condensação de R744 aumenta, estabelecendo correlações entre COP máximo e tais parâmetros. Posteriormente, Dopazo e Seara (2011) montaram um protótipo de um sistema de refrigeração em cascata usando esses fluidos, com capacidade de refrigeração de 9 kW a uma temperatura de evaporação de -50 °C, sendo possível analisar a influência experimentalmente das temperaturas de evaporação e condensação de CO<sub>2</sub> no COP. Observaram que para cada temperatura de evaporação de CO<sub>2</sub>, existe uma temperatura de condensação de CO<sub>2</sub> ótima. Comparados os valores a um sistema de duplo estágio utilizando R717, o COP obtido pelo sistema cascata foi maior.

Messineo (2012) em uma análise termodinâmica de refrigeração comercial com R717/R744, avaliou o desempenho de um sistema de refrigeração para baixas temperaturas de evaporação (-30 a -50 °C) comparado à outro utilizando R404A em dois estágios. Conclui-se que por questões energéticas, ambientais e de segurança, o sistema cascata é uma boa alternativa ao sistema de expansão direta utilizando o fluido sintético R404A, obtendo comportamentos de eficiências energéticas similares (COPs ligeiramente menores) em condições de condensação de 35 a 40 °C e evaporação -30 °C à -50 °C.

Mumanachit et al. (2012) analisaram a toxicidade e potencial de contaminação de produtos do NH<sub>3</sub>, o que leva a consideração de fluidos alternativos em sistemas de refrigeração. O R717 possui ainda uma desvantagem em relação ao R744, que são equipamentos maiores, bem como ao seu uso em sistemas que requerem temperaturas de evaporação mais baixas.

Rawat et al. (2015) desenvolveram um modelo termodinâmico no *software* EES (*Engineering Equation Solver*), para avaliar o efeito no rendimento energético por diferentes parâmetros (temperatura do condensador e evaporador, eficiência isentrópica do compressor, diferença de temperatura no trocador de calor em cascata, superaquecimento e subresfriamento) em um sistema cascata com R717/R744. Como resultados, a temperatura de condensação de CO<sub>2</sub> possui um ponto ótimo de operação, sendo que o COP aumenta com uma menor diferença de temperatura no trocador cascata, contudo para reduzir tal diferença deve-se aumentar o tamanho do trocador gerando maiores custos. O aumento do grau de subresfriamento torna-se desejado no sistema cascata.

Yilmaz et al. (2018) assim como Rawat et al. (2015), examinaram teoricamente utilizando o *software* EES, a performance e otimização de um sistema cascata R717/R744, para avaliar o efeito sobre o COP de parâmetros como temperatura de condensação, evaporação e diferença de temperatura no trocador de calor cascata. Foram obtidas

correlações para cálculo de COP, para temperatura de evaporação de -25 a -41 °C e capacidade de evaporação de 6 kW. Observou-se que quanto menor a diferença de temperatura no trocador de calor cascata, maior o COP, assim como aumentando a temperatura de condensação e/ou evaporação de CO<sub>2</sub>, resulta em maiores COPs.

Pradeep Bansal (2012) em trabalho de revisão teórica mostra a capacidade de um sistema de CO<sub>2</sub> em cascata superar em rendimento, sistemas de refrigeração comercial com um único refrigerante (R404A) para baixas temperaturas (-50 °C). O autor reforça as excelentes propriedades termodinâmicas do CO<sub>2</sub> em baixas temperaturas, como a tensão superficial, a viscosidade do líquido e a proporção das densidades de líquido / vapor, que em uma dada temperatura e pressão de saturação revelam os menores valores entre outros refrigerantes R717, R410A, R22 e R134A. O preço competitivo do CO<sub>2</sub> e menores impactos ambientais causados pelo mesmo são benefícios do uso desse fluido, tornando popular o uso dos sistemas cascata em condições de temperatura ambientes mais altas.

Silva et al. (2012) avaliaram experimentalmente um ciclo em cascata subcrítico R404A/R744, comparados a dois ciclos de expansão direta utilizando R404A e R22, em aplicações de supermercados. Os resultados revelam a redução no consumo de energia, em 13 a 24 %, quando se compara o sistema em cascata aos sistemas de expansão direta, apesar do custo dos equipamentos em cascata serem 18,5 % maior do que os de expansão direta. Além disso, o sistema cascata utiliza 32 kg de CO<sub>2</sub> e 15 kg de R404A, enquanto que o sistema R404A DX utilizou 125 kg de R404A e o sistema R22 DX utiliza 115 kg.

Gursaran Mathur (2011) analisou experimentalmente melhorias de desempenho com um trocador de calor de linha de sucção (SLHX) em um sistema de ar condicionado veicular com R1234yf. Os resultados do teste mostram que o desempenho do sistema AC com HFO-1234yf pode ser melhorado em até 9% em comparação com um sistema de linha de base sem o trocador SLHX.

Messineo e Panno (2012) analisaram termodinamicamente um sistema de refrigeração cascata com R744 no ciclo de baixa temperatura, e R717, R290, R600, R404A, R410A e R134a no circuito de alta temperatura. Posteriormente adicionaram um trocador de calor interno no ciclo AT para analisar possíveis melhorias no rendimento. Analisando para condensação a 35 °C e evaporação a -35 °C, sem o uso do trocador, o par R717/R744 mostraram os melhores resultados de COP, com máximo de 1,71. Contudo, com o uso do trocador de calor interno, a melhor eficiência energética foi apresentada pelo par R600/R744, com COP de 1,75.

Sachdeva et al. (2014) avaliam em trabalho teórico um sistema cascata com R744 em BT, e R717, R290, R1270, R404A, como substitutos de R12 no ciclo AT. Os resultados apresentam um maior custo atrelado ao R404A, enquanto R717 o menor custo. O R290

possui custo de operação equiparado ao do R404A, e requer um compressor e evaporador maiores que os necessários para os outros refrigerantes, visto as condições de pressão e temperatura moderadamente mais elevadas que os demais. O R1270 tem características similares ao propano. A amônia revela ser o melhor refrigerante para operar em AT, por possuir as menores temperaturas e pressões de operação, aliadas ao melhor COP.

Sharma et al. (2014) analisaram para aplicações em supermercados, sistemas com CO<sub>2</sub> transcrítico e cascata / loop secundário, comparando o desempenho à R404A DX para oito zonas climáticas dos Estados Unidos. Verificou-se que o sistema *booster* transcrítico tinha o menor consumo de energia para baixas temperaturas ambiente, enquanto em temperaturas mais elevadas R404A em expansão direta foi o que apresentou menor consumo de energia. Em análise semelhante, Hafner e Hemmingsen (2015) estimaram um consumo de energia entre 77 e 97% relacionada a uma unidade R290/R744 comparado a um sistema com R404A DX. A avaliação foi realizada tendo em conta as condições meteorológicas em várias cidades do mundo e mostra que o par R290/R744 apresentaram os melhores COPs em condições de baixa temperatura ambiente, enquanto o sistema com R404A demonstra uma tendência oposta.

Sanz-Kock et al. (2014) avaliaram um sistema em cascata R134a/R744 para refrigeração comercial, com temperaturas de condensação de 30 a 50 °C e evaporação de -40 a -30 °C. A avaliação experimental analisa a eficiência energética, desempenho de compressores, diferença de temperaturas do trocador de calor em cascata, capacidade frigorífica e temperaturas de descarga do compressor. Os autores estimaram valores para o COP do sistema em cascata entre 1,05 e 1,65. Os valores de capacidades de refrigeração foram de 7,5 kW com evaporação a -30 °C e condensação a 30 °C, até 4,5 kW com -40 e 40 °C. Quanto ao COP, os valores ficaram entre 1,65 a -30 e 30 °C e 1,05 a -40 e 40 °C.

Gullo et al. (2016) compararam diferentes sistemas de refrigeração comercial em termos de consumo anual de energia e impacto ambiental. Oito configurações foram estudadas numericamente, incluindo um sistema de refrigeração em cascata R134a/R744, *booster* R744, *booster* com subresfriamento mecânico dedicado com R290 e R1270, e compressão paralela. O sistema *booster* convencional possui um consumo energético anual maior comparado ao sistema cascata, contudo as configurações de *booster* com subresfriamento mecânico dedicado e compressão paralela, resultam em um consumo anual equivalente. Avaliando o TEWI, observa-se uma redução em pelo menos 9,2% comparado com a solução em cascata das opções aperfeiçoadas dado o uso de fluidos naturais.

Sánchez et al. (2017a) analisaram experimentalmente o aumento do consumo de energia quando se troca um sistema de cascata direto para um indireto. Estes autores

compararam um sistema cascata direto R134a/R744 (média temperatura / baixa temperatura, em expansão direta) com um R134a/R744 indireto (usando um loop de fluido secundário para atender os serviços de temperatura média e expansão direta para gabinetes de baixa temperatura). Concluíram que todos os sistemas analisados podem manter as temperaturas do produto e o consumo de energia aumenta passando de um sistema de cascata direto para um sistema indireto; usando a mistura de propileno-glicol / água (60 / 40% vol.) entre 3,0 e 14,0%. Usando Temper -20® como fluido de transferência de calor (FTC), o consumo fica entre -0,3 a 11,1%.

Llopis et al. (2015) avaliaram um sistema subcrítico R134a/R744, com trocador de calor interno e *gas-cooler*. As temperaturas de evaporação ficaram na faixa de -40 e -25 °C e condensação de -15 a 0 °C. O trocador de calor interno geralmente reduz o COP e capacidade de refrigeração do sistema subcrítico, contudo combinado com o *gas-cooler*, reduz-se a rejeição de calor no condensador para o sistema de AT, gerando efeitos positivos no sistema de refrigeração como um todo. Como resultados, analisando apenas o ciclo de BT ( $\text{CO}_2$ ) a capacidade de refrigeração ficou reduzida em média 2,4 % com o uso do trocador interno (efeito combinado da redução de vazão pelo superaquecimento e aumento da capacidade de refrigeração específica pelo subresfriamento). Contudo, analisando o ciclo cascata, o uso do trocador interno combinado ao *gas-cooler*, levou a um aumento de 0,2 a 2,9% no COP, com os melhores resultados nas menores temperaturas de evaporação.

Praticamente os mesmos autores e realizando abordagem similar ao trabalho supracitado, Llopis et al. (2016) quantificaram os efeitos do trocador de calor interno, analisando dessa vez os efeitos nos dois ciclos (AT e BT), contudo estabeleceram condições diferentes de condensação para o ciclo AT (30 a 50 °C). Como resultados, observaram que o uso do trocador interno de calor, reduz o calor rejeitado no trocador cascata em até 5,2%, reduzindo assim a carga térmica do ciclo AT. Obtiveram resultados similares para o sistema como um todo, com uma pequena queda de capacidade de refrigeração, aliada a um aumento do COP geral de até 3,7% a -35 e -40 °C. Concluem que, em cascata, o uso do trocador de calor interno aliado a um *gas-cooler* na saída do compressor BT é recomendado, visto que o aumento da temperatura e volume específico de succão do compressor de BT geram benefícios (melhor lubrificação e redução da chance de succão de líquido) à vida útil da planta de refrigeração.

Dokandari et al. (2014) analisaram a utilização do ejetor em ambos os ciclos (AT/BT) sobre o desempenho de um sistema cascata R717/R744. Verificou-se termodinamicamente, que o COP máximo com ejetor é aproximadamente 7 % maior do que um ciclo cascata convencional, com condições de 30 °C de condensação, - 45 °C de evaporação, -10 °C de condensação BT e 3 °C de diferença de temperatura no trocador cascata.

Li et al. (2018) analisaram experimentalmente um sistema cascata (R290/R170), comparando a alteração de rendimento energético mediante a instalação de um ejetor no ciclo AT, para aplicações em um freezer vertical de temperatura ultra-baixa (30 °C). Como resultado, obtiveram uma redução de consumo de 4,8% comparado ao sistema cascata inicial.

Dai et al. (2015) criaram misturas de CO<sub>2</sub> com outros dez fluidos de baixo GWP e avaliaram em um aquecedor de água. Percebe-se que a adição de fluidos de baixo GWP ao CO<sub>2</sub> puro pode reduzir a alta pressão do fluido. Os resultados mostram que o R41/CO<sub>2</sub> e R32/CO<sub>2</sub> são candidatos adequados para aquecedores de água por bomba de calor devido ao seu alto COP e baixa pressão no lado de alta (condensação) em comparação com um ciclo de CO<sub>2</sub> puro.

Mota-Babiloni et al. (2015) fizeram uma avaliação teórica para avaliar como substitutos, misturas de HFC com HFO, dos fluidos refrigerantes mais comumente utilizados ((R134a, R404A e R410A), dado o Regulamento EU Nº 517/2014. Para o R134a, eles utilizaram os seguintes fluidos: AC5X (R32 7% / R134a 40% / R1234ze 53%), ARM-41a (R32 6% / R134a 63% / R1234yf 31%), D-4Y (R134a 40% / R1234yf 60%), N13 (R450A) (R134a 42% / R1234ze 58%), XP-10 (R513A) (R134a 44% / R1234yf 56%), AC5 (R444A) (R32 12% / R152a 5% / R1234ze 83%), ARM-42a (R134a 7%/R152a 11% /R1234yf 82%). A Figura 2.23 apresenta os gráficos com os resultados obtidos, para as temperaturas de evaporação de -15 e 5 °C e condensação de 30 °C e 65 °C. Os autores reforçam que comparado a literatura, pelos resultados obtidos por Minor e Leck (2013) o XP-10 (R513A) mostra valores de eficiência energética semelhantes ao substituir R134a em circuito de média temperatura de sistemas híbridos em cascata (usando CO<sub>2</sub> em circuito de baixa temperatura).

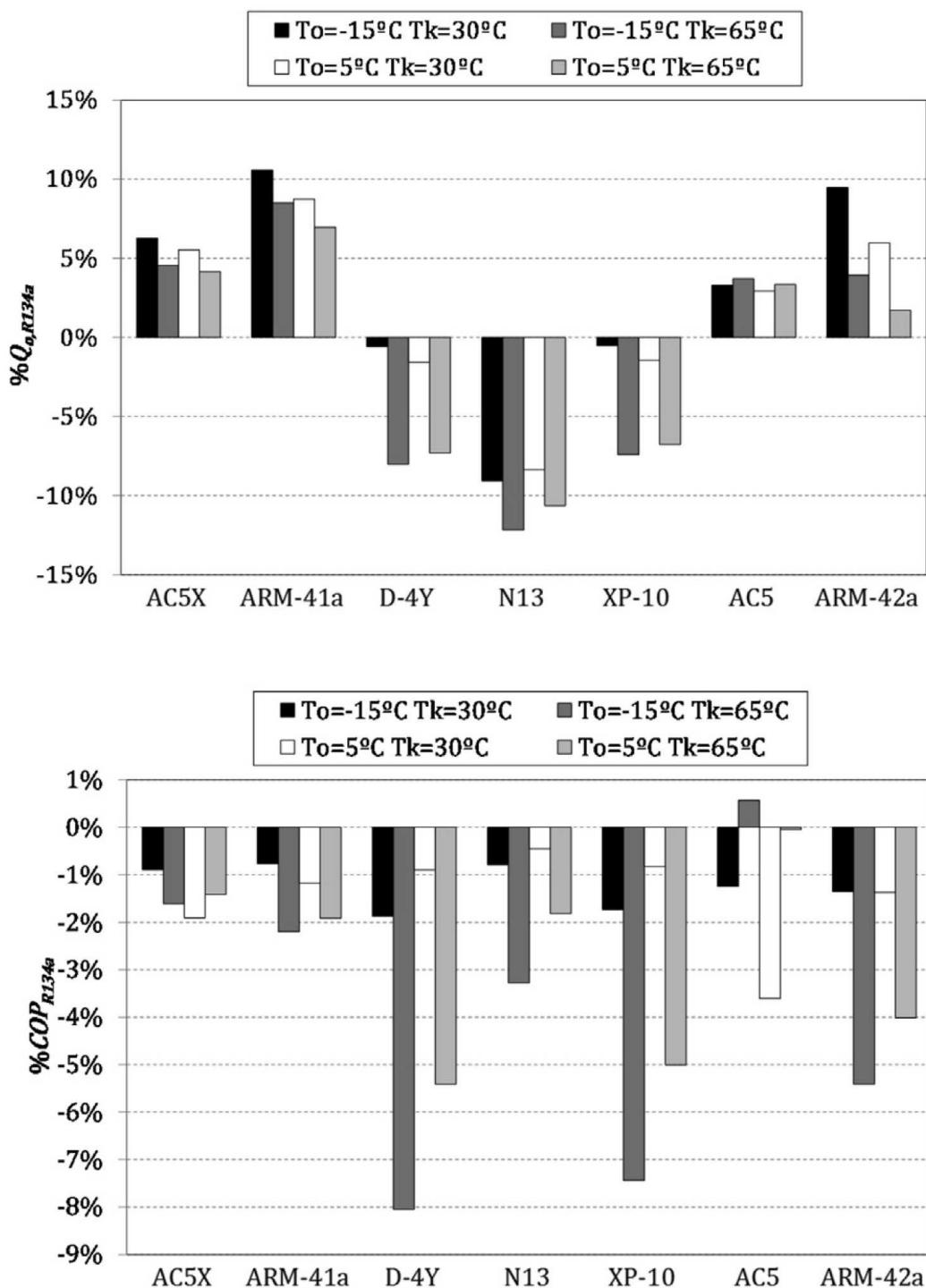


Figura 2.23: Capacidade de refrigeração e COP avaliados com base ao R134a.

Sánchez et al. (2017b) avaliaram a performance experimentalmente de 5 fluidos de baixo GWP comparados ao R134a. Foram estes o R1234yf, R1234ze, R600a, R290 e R152a. Os fluidos foram testados em *drop-in* direto. Mostra-se que o propano (R290) apresentou uma melhora de COP, capacidade de refrigeração e consumo do compressor, enquanto o R152a e R1234yf apresentaram pequenas mudanças em termos de COP e

capacidade de refrigeração. Por último o R600a e R1234ze apresentaram uma redução importante de COP e capacidade de refrigeração.

Yang et al. (2019) analisaram de forma experimental o R513A como *drop-in* de R134a em uma geladeira. Realizaram um estudo para otimizar a carga de fluido, observando dentre os resultados com o sistema alternativo, a redução de massa de fluido em 6 %, com 21 % de redução de tempo de *pull down*, 43 minutos a menos em tempo de congelamento indicando uma maior capacidade de refrigeração, além de 3,5 % menor consumo energético diário.

Hastak e Kshirsaga (2018) analisaram também uma geladeira, alterando o compressor de HFC para HC e o capilar. Obtiveram uma melhora de consumo de 42% para R436A e 16% para R600a comparados ao sistema original (R134a), representando uma melhora de COP de 60,3 e 27%, respectivamente. O tempo de *pull down* do R436A também foi reduzido comparados ao R134a e R600a. Com o *drop-in* direto, o sistema trabalhando com o compressor de HFC, operando com HCs, observou-se também uma redução de consumo e melhora de COP para ambos os HCs, operando com carga reduzida em 46% da carga original de 94g de R134a.

Makhnatch et al. (2017) apresentam que em curto prazo o R134a deve ser substituído por fluidos de baixo GWP, podendo ser estes as misturas de HFCs com HFOs. O trabalho avalia experimentalmente o R450A (GWP 547), uma mistura não inflamável de R1234ze (58%) e R134a (42%), em um sistema de refrigeração de pequena capacidade originalmente operando com R134a. As condições experimentais são controladas e cobrem temperaturas de evaporação de -15 a 12,5 °C e temperatura de condensação de 25, 30 e 35 °C. Os resultados experimentais mostraram que, com apenas um ajuste da válvula de expansão termostática, a capacidade de refrigeração média do R450A e o COP são 9,9% e 2,9% menores do que aqueles medidos com R134a. Além disso, os valores observados da temperatura de descarga do compressor de R450A não são maiores que os de R134a. Os autores apresentam que o R450A pode ser um substituto direto do R134a desde que seja aceitável uma pequena redução da capacidade de refrigeração.

Aprea et al. (2016) analisaram experimentalmente um *drop-in* de R134a por R1234yf em um refrigerador doméstico, com foco na análise energética. Os testes foram realizados com temperatura ambiente a 25 °C e temperatura do ar dentro do freezer em -18 °C. Observaram uma pequena economia de energia diária com R1234yf (3%), e uma melhoria na capacidade de refrigeração, sendo o R1234yf um substituto para *drop-in* direto do R134a. O R1234yf experimentou maiores pressões de condensação, e assim taxas de compressão, bem como densidades de vapor na sucção mais altas. Em estudo semelhante, Belman-Flores et al. (2017) obtiveram como resultado 1,1% de TEWI mais alto em relação ao R134a

e 4% de aumento no consumo de energia, sendo indicadas pequenas modificações no capilar e tubulações para melhora de rendimento.

Recentemente os mesmos autores, Aprea et al. (2018), realizaram o *drop-in* do R134a por R1234yf e R1234ze(E) puro e misturas binárias (R1234yf 90% / R134a 10%) e (R1234ze(E) 90% / R134a 10%), em um refrigerador doméstico. Os resultados experimentais mostram que todos os *drop-ins* realizados, alcançaram as temperaturas desejadas no freezer e refrigerador, tendo consumos elétricos anuais menores que ao de base, gerando menores impactos ambientais em termos de aquecimento global. O menor resultado de impacto ambiental calculado pelo LCCP fora obtido com a mistura (R1234yf 90% / R134a 10%) sendo 17 % de redução comparado ao R134a.

Sánchez et al. (2019) avaliaram de forma energética e ambiental, os efeitos de uma conversão de um sistema de cascata direto usando R134a/R744 em um cascata indireto usando os refrigerantes R152a, R1234ze (E), R290 e R1270 de baixo GWP, dado que pelo Regulamento F-Gas na Europa a partir de 2022, os ciclos cascata diretos, deverão ter refrigerantes no ciclo de alta temperatura com GWP < 150. A análise experimental é realizada na faixa de condensação de 23,3 a 43,6 °C, mantendo os gabinetes a -20 °C e 2 °C. Utilizou-se como fluido de transferência de calor (FTC) o Temper-20®. Obteve-se uma redução de massa de refrigerante importante, de 42,7 % para o R134a indireto e entre 52,4 e 68,6% para os fluidos alternativos. O uso de um sistema indireto penaliza o consumo energético da planta. Para condensação de 31,6 °C, o aumento de consumo para o sistema com R1270 fica em +14,7%, R290 +14,4 %, R1234ze (E) +8,0 % e para R152a em +3,4%. O TEWI foi reduzido em média 27 %, sendo o melhor substituto o R152a, pois apresenta os melhores resultados energéticos, ambientais e pode ser utilizado em *drop-in* direto em substituição do R134a.

Cabello et al. (2017) fizeram uma comparação experimental de uma instalação de refrigeração em cascata trabalhando com os pares de refrigerante R134a/R744 e R152a/R744. Esse tipo de instalação é adequado para aplicações de refrigeração industrial e comercial. O GWP do R152a é equivalente a 138. Os testes foram realizados com temperaturas de evaporação entre -30 °C e 40 °C e condensação de 30 °C a 50 °C. Os resultados dos testes realizados mostram uma equivalência energética alcançada e que a substituição do R134a pelo R152a é técnica e energeticamente viável.

Song et al. (2017) modelaram o desempenho de dois sistemas para avaliar a operação de aquecimento de ambientes utilizando um sistema combinado de R134a/CO<sub>2</sub> (utiliza um gás cooler resfriando o CO<sub>2</sub> com água) e um cascata R134a/CO<sub>2</sub> (condensação de R134a com água). Um modelo matemático foi desenvolvido para este fim e foi verificado por dados experimentais. Os resultados mostraram que sistemas em cascata e combinado tiveram

diferentes condições de aplicação preferíveis. O sistema em cascata funcionou melhor em baixas temperaturas ambiente, enquanto o sistema combinado teve melhor desempenho sob condições de alta temperatura ambiente e altas diferenças de temperatura da água quente entre a entrada e a saída do sistema. Uma correlação foi estabelecida e um coeficiente de condição operacional foi proposto para determinar qual sistema deveria ser usado para qualquer conjunto de condições de trabalho.

Karampour e Sawalha (2018) analisaram o estado da arte de sistemas de refrigeração com CO<sub>2</sub> para supermercados. Compararam em termos de eficiência energética, entre outros, sistemas transcríticos *booster*, bem como com soluções cascata de R290/R744 e R717/R744. Os resultados indicam que a recuperação de calor em dois estágios, evaporação inundada e compressão paralela são as técnicas / modificações de ciclos promissoras para sistemas de CO<sub>2</sub>. O sistema *booster* transcrítico é a solução mais eficiente energeticamente em climas frios, e também é uma solução eficiente em climas quentes, com eficiência comparável aos sistemas em cascata e HFC / HFO DX.

Nebot-Andrés et al. (2016) em estudo experimental utilizando um ciclo de subresfriamento mecânico dedicado em um sistema transcrítico, para um nível de evaporação de 0 °C, obtiveram incrementos na capacidade de refrigeração de 34,9% e, referente ao COP, incrementos de 22,8% com a temperatura de rejeição do calor a 30,2 °C. A 40 °C de temperatura de condensação, os incrementos são 40,7% da capacidade de refrigeração e 17,3% do COP. Esses incrementos são calculados considerando uma planta transcrítica de CO<sub>2</sub> de estágio único sem trocador de calor interno como linha de base.

Nebot-Andrés et al. (2017) analisaram teoricamente duas alternativas em sistemas centralizados de refrigeração, em média temperatura de evaporação e condensação em climas médios a quentes, utilizando CO<sub>2</sub> com um ciclo de subresfriamento mecânico dedicado e em cascata subcrítico (R1234yf/R744). Como resultados do trabalho, avaliaram que no sistema transcrítico com subresfriamento mecânico dedicado, o grau de subresfriamento ótimo, foi obtido em temperaturas de evaporação mais baixas e maiores temperaturas ambientes. De uma forma geral, concluiu-se que a solução de refrigeração de CO<sub>2</sub> transcrítico com subresfriamento mecânico realizado por R1234yf performou com alta eficiência energética em quase todas as situações, sendo recomendado para diversas aplicações de refrigeração com CO<sub>2</sub>, enquanto o sistema subcrítico cascata possui melhores resultados em temperaturas de evaporação mais baixas (<-20 °C) e condensação mais altas (>28 °C).

Purohit et al. (2017) analisaram em trabalho teórico utilizando o *software* EES diferentes sistemas de refrigeração para aplicação em supermercados em climas quentes. Comparou-se dois sistemas cascata R1234ze(E)/R744 (com e sem evaporador BT

inundado), um R744 *booster* com compressão paralela e um R744 *booster* com subresfriamento mecânico dedicado usando R290, a um sistema de base R404A DX. Os resultados mostram que os sistemas cascata possuem os melhores COPs em climas quentes ( $T_{amb} > 30^{\circ}\text{C}$ ).

Tsamos et al. (2019) avaliaram teoricamente o impacto ambiental (TEWI), de um sistema cascata R717/R744, um sistema *booster* R744 e um sistema *booster* r744 com compressão paralela, operando conforme uma aplicação em supermercados de pequeno e médio porte, para duas cidades de clima moderado (Londres-Reino Unido) e quente (Lárnaca-Chipre). O consumo anual, assim como o TEWI, para o sistema cascata revelou ser menor com o sistema de médio porte em temperaturas mais quentes (Chipre). Para climas mais amenos e para uma menor capacidade de refrigeração exigida, o sistema *booster* com compressão paralela se mostrou com o menor consumo energético e TEWI.

Bellós e Tzivanidis (2019) analisaram em trabalho teórico diversos fluidos no ciclo de alta temperatura (CO<sub>2</sub>, NH<sub>3</sub>, HC-290, HC-600, HC-600a, HC-1270, HFO-1234yf, HFO-1234ze(E), HFC-152a, HFO-450A, HFO-513A, HFC-32, HFO-448A, HFC-134a, HFC-407C, HFC-227ea, HFC-404A e HFC-507A) em cascata subcrítico com R744. Variando a evaporação de – 35 a -5 °C, condensação de 10 a 45 °C e diferença de temperatura no trocador cascata de 5 °C. Nos resultados, observaram que por meio de comparação de COP e TEWI, os mais promissores são NH<sub>3</sub>, R1270 e R152a, enquanto R290, R600a e R600 são também boas escolhas. Energeticamente seriam R152a e R1270 os melhores, enquanto ambientalmente NH<sub>3</sub> e R1270. Contudo, tais fluidos possuem restrições relacionados a inflamabilidade ou toxicidade. O R152a encontra problemas por ser um fluido sintético, e apesar do seu baixo GWP de 124, poderá no futuro encontrar restrições de uso. Os piores fluidos são R507A e R404A dados os altos GWP.

Zhang et al. (2020) realizaram um estudo experimental de análise energética em um sistema cascata com R1270/R744, com temperaturas de evaporação de -52 a -37 °C, condensação de 30 a 45 °C e a temperatura de evaporação do circuito R1270, -19 a -7 °C. Comparado aos valores da literatura utilizando R717/R744, o sistema alternativo testado possui COPs menores, atribuídos ao compressor semi-hermético utilizado o qual não foi projetado diretamente para R1270, podendo assim haver melhorias no COP. No ciclo de alta temperatura, mantendo a condensação a 30 °C e evaporação a -15 °C para R1270, e variando a temperatura de evaporação de R744 de -52 °C para -37 °C obteve-se valores de capacidade de refrigeração de 2,03 kW para 4,11 kW e valores de COP do sistema de 0,59 para 0,97, explicado pelo aumento da temperatura de evaporação que leva ao aumento da densidade de vapor na entrada do compressor de CO<sub>2</sub> e, consequentemente, a taxa de fluxo de massa no evaporador.

Catalán-Gil et al. (2018) analisaram diferentes arquiteturas de refrigeração comercial para MT e BT, sendo R513A/R744 cascata com *gas-cooler* em BT, R513A/R744 cascata com *booster*, R513A/R744 cascata com *booster* e compressão paralela (PC), R744 transcrítico *booster* básico, R744 transcrítico *booster* com compressão paralela (PC), R744 transcrítico *booster* com ejetor e compressão paralela (PC). Observaram que o sistema cascata com *gas-cooler* apresentou o melhor COP com temperatura ambiente acima de 14 °C, sendo que abaixo de 12 °C, todas as configurações em *booster* apresentaram melhores eficiências. A Fig.2.24 representa o gráfico com o consumo anual de energia para diferentes cidades e as diferentes arquiteturas. Contudo, em todos os casos o TEWI dos sistemas alternativos foram menores que o sistema cascata R513A/R744 (reduções entre 6 e 29%), dada a quantidade de fluido HFO utilizado para suprir os evaporadores de MT.

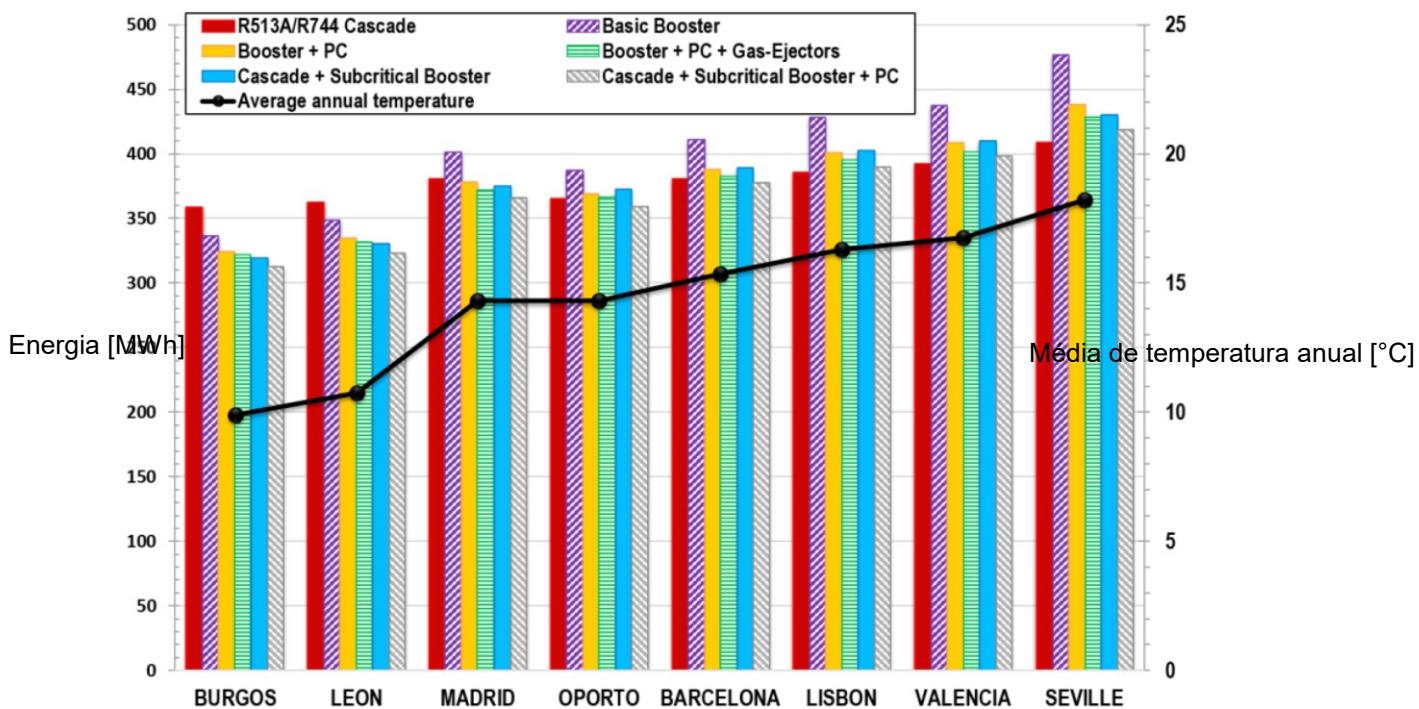


Figura 2.24: Consumo de energia anual em diferentes temperaturas ambientes.

Sooben et al.(2019) realizaram uma análise termodinâmica para refrigeração comercial em temperaturas ambientes quentes, comparando um sistema de base R404A DX com um *drop-in* utilizando HFO-448A, três sistemas transcríticos (*booster* básico, *booster* com compressão paralela e *booster* com compressão paralela e subresfriamento mecânico c/ R290) e um sistema utilizando R744 em cascata com R404A, R134a e R1234ze no ciclo de alta temperatura. Pelos resultados comparados ao sistema de base (R404A DX), os sistemas cascata R1234ze/R744 e R134a /R744 obtiveram a maior redução de consumo anual (6,8 %). Analisando o TEWI, os melhores resultados foram obtidos pelo sistema R1234ze/R744, seguido pelo transcrítico *booster* com compressão paralela e condensador evaporativo.

# CAPÍTULO III

## MATERIAIS E MÉTODOS

Neste capítulo será tratada toda a parte de procedimento experimental, bem como a descrição detalhada da bancada experimental existente no LEST-NANO. A sequência operacional, com descrição de procedimentos para realização de testes será apresentada. Fez-se uma análise de quantidade de massa a ser utilizada no sistema de alta temperatura. A metodologia de cálculo do desempenho energético, assim como uma análise de condutância da câmara fria permitindo a validação de dados e da bancada experimental, além da estimativa de impacto ambiental será desenvolvida ao final deste, permitindo a análise posterior de resultados.

### 3.1 Bancada experimental

A bancada experimental desenvolvida opera no Laboratório de Energia, Sistemas Térmicos e Nanotecnologia da Faculdade de Engenharia Mecânica, na Universidade Federal de Uberlândia. Essa se trata de um sistema de refrigeração com capacidade frigorífica e temperatura de operação típica de aplicações de refrigeração comercial, normalmente utilizada em supermercados. O sistema original funciona em regime subcrítico, com R744 no ciclo BT e R134a ciclo AT. Posteriormente, fora instalado no ciclo de baixa temperatura um *gas-cooler* (dessuperaquecedor), em busca de melhores rendimentos do sistema. Por último, serão realizados *drop-in* diretos no sistema, substituindo o fluido de AT, por R1234yf e R513A.

No processo de *drop-in* deve-se recolher e reciclar o fluido a ser substituído e posteriormente realizar vácuo no sistema. A bomba de vácuo, se possível de duplo estágio, deve proporcionar uma leitura vacuométrica de no mínimo 400 mmHg para conseguir separar a umidade do óleo POE, utilizado em todos os testes no ciclo de AT.

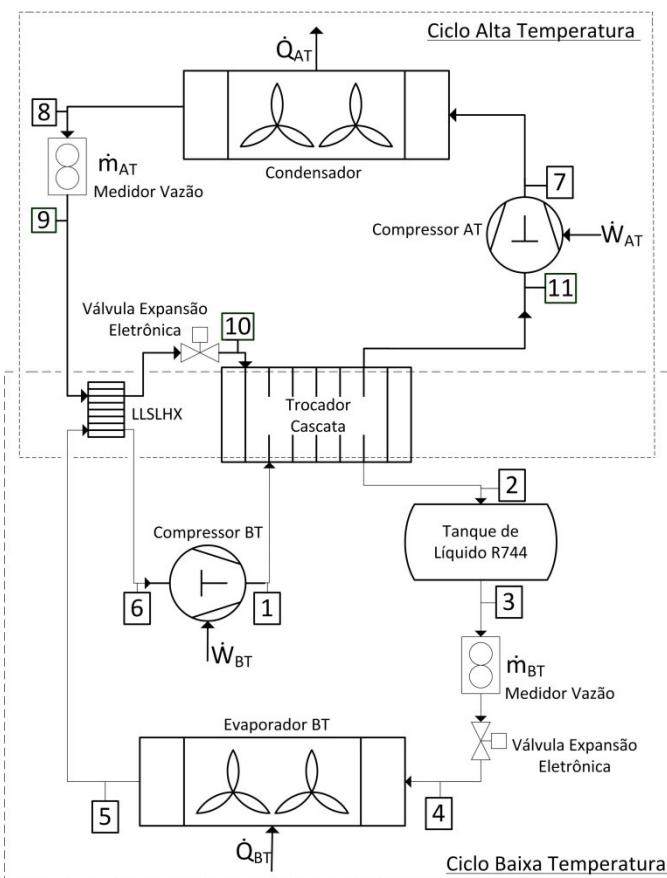
Feito o primeiro processo de vácuo, esse deve ser quebrado com nitrogênio seco, a fim de retirar toda a umidade do sistema. Trocam-se os filtros de óleo e filtros secadores na linha de líquido. Repete-se o passo por três vezes, de vácuo e quebra com nitrogênio. Se possível realizar todo o processo com um *manifold* dotado de manômetros próprios para tal uso. Se o *drop-in* for indireto, deve-se ainda fazer a limpeza dos componentes, possivelmente utilizando HCFC141b, garantindo total retirada do óleo lubrificante.

O aparato experimental pode ser dividido em dois ciclos, o ciclo de baixa temperatura (BT), formado por um compressor alternativo de velocidade variável para o R744, de onde o fluido sai no estado de vapor superaquecido, é condensado (dentro do trocador cascata) e, em seguida, armazenado em um tanque de líquido. Ao deixar o tanque de líquido em direção à válvula de expansão eletrônica, o mesmo passa por um medidor de vazão tipo Coriolis, e expande na unidade evaporadora; posteriormente, o R744 superaquecido atravessa um trocador de calor intermediário LLSLHX (*Liquid Line Suction Line Heat Exchanger*), aumentando o grau de superaquecimento. Por fim, o CO<sub>2</sub> retorna à succção do compressor. A unidade evaporadora de R744, promove a evaporação direta do CO<sub>2</sub> no interior de uma câmara fria com dimensões de 2,3m x 2,6m x 2,5m.

O ciclo de alta temperatura (AT) é constituído por um compressor alternativo para R134a, um condensador resfriado a ar, um medidor de vazão Coriolis e uma válvula de expansão eletrônica. O trocador de calor intermediário LLSLHX encontra-se na linha de líquido antes da válvula de expansão, para aumentar o grau de subresfriamento de R134a. Saindo da válvula de expansão eletrônica (VEE), esse entra no trocador de calor cascata, que realiza a interface térmica entre os dois ciclos, sendo ao mesmo tempo o condensador do R744 e o evaporador para o sistema de R134a, completando o sistema.

O CO<sub>2</sub> é um fluido com propriedades diferentes do demais, principalmente com relação à pressão de operação. Logo diversos equipamentos a serem utilizados no ciclo BT devem ser projetados para aplicação especial com CO<sub>2</sub>. Tipicamente as espessuras da parede de tubulações, vasos de pressão e componentes gerais do ciclo BT devem ser mais resistentes. Nesse caso, as tubulações de CO<sub>2</sub> utilizadas na linha de vapor, são tubulações de cobre de parede espessa, com dimensões de 5/8" x 1/16" (diâmetro x espessura). A linha de líquido por sua vez, possui dimensões de 3/8" x 1/32". Alguns componentes projetados para R410A normalmente são apropriados para uso em ciclos subcríticos de CO<sub>2</sub> (Silva, 2011; Emerson, 2016).

O sistema encontra-se instrumentado de modo a conseguir informações essenciais para realizar-se a análise de desempenho energético e ambiental da instalação, operando primeiramente com R134a no ciclo AT e posteriormente feito o *drop-in*, com os refrigerantes R1234yf e R513A, fazendo-se possível a comparação de desempenho dos sistemas (original e alternativos). Posteriormente realizou-se a instalação de um *gas-cooler* (dessuperaquecedor), buscando aumentar o rendimento do sistema. O diagrama da Fig. 3.1 representa o sistema básico com alguns pontos de instrumentação, nos quais são tomadas medidas de vazão, pressão ou temperatura. A Fig. 3.2 é uma fotografia de parte da bancada experimental, excetuando-se a câmara fria, a condensadora do ciclo AT e as válvulas de segurança.



Lista de Sensores	
Sensor	Descrição
1	Temperatura Descarga BT
2	Pressão Condensação BT
3	Temperatura Líquido BT
4	Pressão Evaporação BT
5	Temperatura Saída Evaporador BT
6	Temperatura Sucção BT
7	Temperatura Descarga AT
8	Pressão Condensação AT
9	Temperatura Líquido AT
10	Pressão Evaporação AT
11	Temperatura Sucção AT

Figura 3.1 - Representação do sistema cascata com pontos básicos de instrumentação.



Figura 3.2 – Fotografia da bancada experimental.

A bancada conta com diversos equipamentos, cujas características serão apresentadas a seguir. O compressor do ciclo BT, é um compressor alternativo de dois pistões semi-hermético 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. Pressões máximas de operação de baixa / alta pressão de 30 / 53 bar. No Anexo I, encontram-se as folhas de dados técnicos para os compressores de BT e AT, fornecidas pelo software V6.4.4 do fabricante.

Esse opera com lubrificantes do tipo POE, sendo recomendado o óleo desenvolvido pelo próprio fabricante BSE85K, ou então na falta deste o BSE60K. A Fig. 3.3 apresenta uma imagem do mesmo instalado.



Figura 3.3 – Compressor Bitzer para R744 (a) e Inversor de frequência V7AM23P7 (b).

Para a alimentação elétrica do compressor e realização de testes, fez-se a instalação de um inversor de frequência, conforme Fig. 3.3. Este varia a frequência de alimentação do compressor, o que altera a rotação deste e garante diferentes pontos de operação com relação à pressão e temperaturas do sistema. O variador de frequência associado ao ciclo BT é da marca Yaskawa, modelo V7AM23P7. O variador e o compressor possuem uma proteção proporcionada por um amplo sistema de funções programáveis diretamente no inversor.

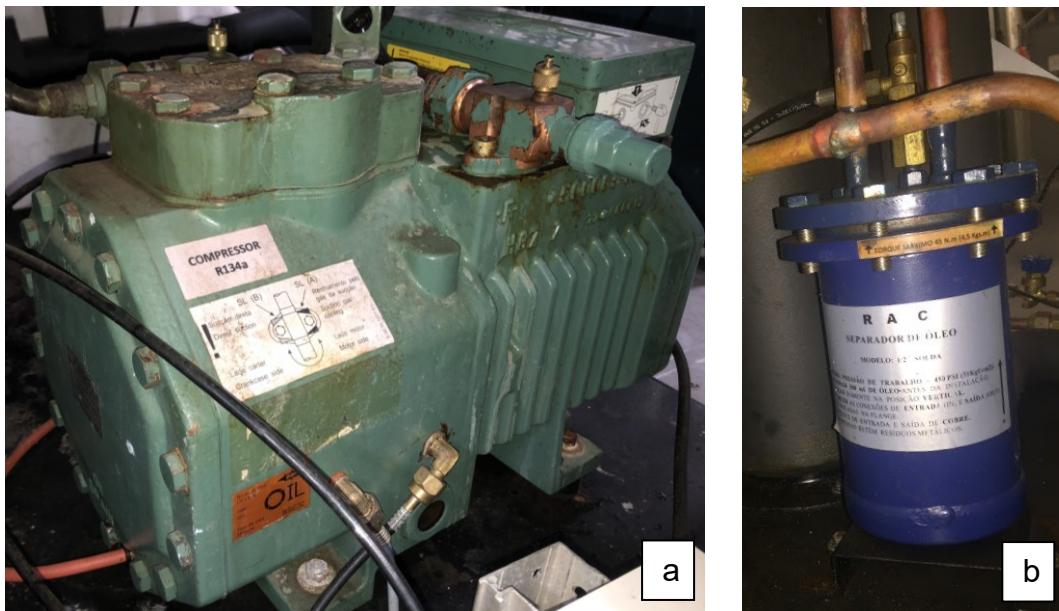


Figura 3.4 – Compressor Bitzer para R134a (a) e separador de óleo da bancada (b).

O compressor do ciclo AT, é um compressor alternativo de dois pistões semi-hermético compacto 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  $19,60 \text{ m}^3 \cdot \text{h}^{-1}$ , diâmetro de cilindros de 55 mm e curso de 39,3 mm. Pressões máximas de operação de baixa / alta pressão de 19 / 25 bar. O compressor do ciclo AT é alimentado diretamente pela rede. Esse opera com lubrificantes do tipo POE, sendo recomendado o óleo desenvolvido pelo próprio fabricante para R134a BSE32. A Fig. 3.4. apresenta o compressor instalado.

No ciclo de refrigeração por compressão de vapor, o compressor descarrega o vapor superaquecido no condensador. Contudo, no processo de compressão o óleo é carreado 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, pois se reduz a taxa de transferência de calor. Logo, um componente deve ser instalado após o compressor, este é o separador de óleo.

No caso do sistema de AT, o separador é do fabricante RAC, modelo SO 1/2"S, o qual visa reter o óleo e retorná-lo para o carter do compressor. Este opera por redução de velocidade do fluido/óleo e pela retenção de gotículas por uma tela aramada, além de possuir um sistema mecânico, por meio de uma boia, a qual abre uma válvula quando necessário alimentar o carter com o óleo separado. A Fig. 3.4 mostra uma foto da peça instalada na bancada.

O sistema de BT possui também um separador de óleo do fabricante Temprite, modelo 922R, para aplicações em instalações subcríticas com pressões até 44,8 bar, dotado de reservatório de óleo. A Fig. 3.5 mostra o separador de óleo (a) bem como o regulador de nível de óleo TraxOil (b), com detalhe para o visor de nível de óleo o qual se recomenda sempre operar na faixa de 70 % de capacidade.



Figura 3.5 – Separador de óleo (a) e regulador eletrônico TraxOil (b). Fonte: (a) catálogo do fabricante; (b) próprio autor.

Este separador de óleo de BT funciona da seguinte maneira. O fluido refrigerante sai da descarga do compressor e passa por um filtro. Logo após atravessa um sistema de aletas, em que, por diferença de densidade, o óleo lubrificante é separado do fluido refrigerante que segue seu caminho para o condensador. O óleo então pode ser reposto no cárter do compressor, evitando, assim, que o nível de óleo fique abaixo do especificado pelo fabricante, diminuindo o risco de quebra do compressor por falta de lubrificação.

Esse separador de óleo funciona também como pulmão de óleo, uma vez que, além do óleo proveniente do compressor com o fluido refrigerante, o mesmo deverá suportar uma quantidade de 0,475 litros de óleo a fim de não deixar faltar óleo caso o nível do cárter diminua. Essa função é importante no caso de startup do sistema, quando é comum o nível do óleo do compressor diminuir, devido, novamente, à miscibilidade do óleo com o fluido refrigerante.

Juntamente com o separador de óleo, na linha de óleo do sistema existe, instalado junto ao compressor do R744, um regulador de nível de óleo eletrônico marca TraxOil, modelo TR3. Pelo Boletim Técnico Be 29 da Bitzer (2010), esse regulador de nível de óleo

eletrônico pode ser instalado diretamente no visor de nível de óleo do compressor, como é o caso da bancada experimental estudada. O TraxOil é conectado diretamente no cárter do compressor pelo visor de óleo e controla o nível de óleo através de uma boia e um microinterruptor. Na queda do nível de óleo, o interruptor da boia localizado atrás do visor de óleo se desloca para baixo e liga o interruptor interno. O interruptor emite, então, um sinal à válvula solenoide do óleo, que injeta o óleo no cárter do compressor através de um pequeno orifício dotado de filtro, óleo esse, proveniente do reservatório do separador de óleo Temprite 922R.

Ao sair do separador de óleo, o refrigerante segue para o condensador, que no caso do sistema AT, é um condensador a ar, modelo LH84-30. A Fig. 3.6 mostra a condensadora instalada. Na parte de baixo da condensadora, podem ser observadas as quatro válvulas de segurança (sobre-pressão) instaladas de fora do laboratório. Se acaso ocorrer uma falta de energia ao ponto da pressão do ciclo BT atingir 40 bar, estas abrirão liberando o vapor de CO<sub>2</sub> como medida de segurança. As válvulas de segurança são da marca RAC, modelo 049-112. Ainda na Fig. 3.6, outro tipo de válvula deve ser mencionado, a válvula de serviço. Por meio delas são efetuadas as operações de carga de R744 no sistema de BT. Essa tem conexão de rosca com diâmetro de  $\frac{1}{4}$ ", do fabricante HELTON, serie 2220, modelo 0404.

O fluido de alta temperatura deixa a condensadora e passa por um medidor de vazão do tipo Coriolis, da marca Metroval. O R744, também tem sua vazão medida por meio de um medidor de vazão do mesmo fabricante. O medidor modelo RHM06-1FS1SS faz a medição para o R744, enquanto o modelo RHM03-4FS1PN para o fluido secundário. 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<sup>-1</sup> e para o fluido secundário a faixa varia de 0,0017 a 0,0833 kg.s<sup>-1</sup>. Esses equipamentos apresentam uma incerteza relativa de medição de 0,07% do valor medido. Na Fig. 3.7 é representado o medidor de vazão e o conversor destes. O modelo do conversor de sinais é o mesmo para os dois ciclos, CMM01-290DACDCB.



Figura 3.6 – Condensadora do ciclo AT (a), válvulas de segurança do ciclo BT (b) e válvula de serviço (c). Fonte: (a) próprio autor; (b) próprio autor; (c) catálogo do fabricante.

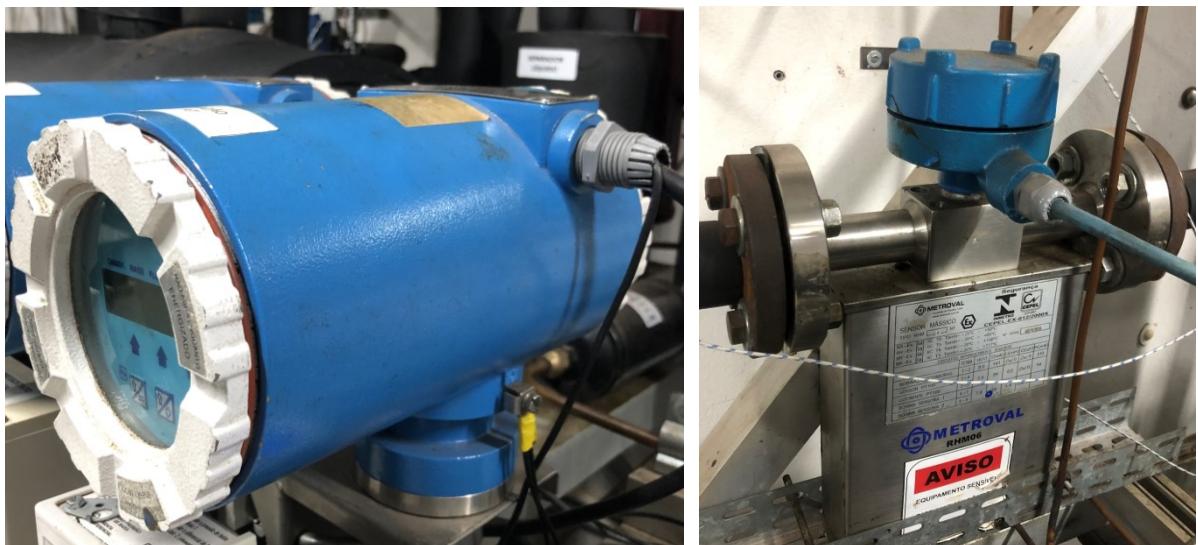


Figura 3.7 – Conversor e medidor mássico.

Existe uma condição de segurança estabelecida, enquanto o compressor de CO<sub>2</sub> não se encontra em operação para refrigerar a câmara fria, visto que se a temperatura do tanque de CO<sub>2</sub> igualar a ambiente, normalmente em 25 °C, a pressão de saturação alcançará 65 bar. Assim, quando o ciclo BT encontra-se desligado, o ciclo de alta temperatura, é responsável por manter o tanque de CO<sub>2</sub> refrigerado, de forma que este fique estável entre 15 e 21 bar. Para isso uma sequência lógica de pressostatos é organizada, de forma que sempre que o tanque alcançar 21 bar o sistema de AT liga, refrigerando o trocador cascata; por sua vez o tanque conectado a ele é refrigerado reduzindo sua pressão. Ao atingir a pressão de segurança de 15 bar, o pressostato de baixa temperaturaarma, desativando a válvula solenoide que se encontra após o medidor de vazão do ciclo AT. Esta válvula normalmente fechada, corta a ligação do condensador à válvula de expansão, logo a sucção do compressor tem sua linha fechada, reduzindo a pressão dessa. Ao chegar a um ponto limite de 0,2 bar, outro pressostato desarma o compressor. Esta operação garante que o fluido do tanque de CO<sub>2</sub> mantenha-se sob pressões seguras enquanto desligado.

Posteriormente ao medidor de vazão e antes de passar pela válvula de expansão do ciclo AT, o fluido passa por uma válvula solenoide, responsável por interromper o fluxo e reduzir a pressão de sucção, forçando o pressostato a desarmar o compressor quando o ciclo BT está desligado. A válvula solenoide é do fabricante RAC, modelo VSD-3. O pressostato que aciona ou desarma esta válvula solenoide é da marca Danfoss, modelo KP 6W. Quando a pressão do compressor AT reduz-se até 0,2 bar, outro pressostato da Danfoss, modelo KP 15, desarma o compressor. Se esta pressão aumentar até 1,3 bar, este mesmo pressostato rearma o compressor. Este regime de controle de pressão do R744, quando o sistema de CO<sub>2</sub> encontra-se desligado, é chamado de ciclo-off. Na Fig. 3.8 tem-se a representação da válvula solenoide e dos pressostatos KP 6W e KP 15.

O último processo do fluido AT antes de passar pela VEE refere-se a um trocador de calor intermediário LLSLHX. Ao mesmo tempo esta troca de calor garante o superaquecimento do fluido R744 de forma que não chegará líquido à sucção do compressor de CO<sub>2</sub>, bem como aumenta o grau de subresfriamento do fluido AT. O responsável por tal será um trocador intermediário de placas planas, do fabricante SWEP, modelo B5x4H/1P, o qual possui quatro placas. Logo após a saída desse, o fluido de alta temperatura passará pela válvula de expansão eletrônica entrando no trocador de calor cascata, o qual promoverá a condensação do R744 e ao mesmo tempo a evaporação do fluido de alta temperatura.



Figura 3.8 – Válvula solenoide RAC (a), pressostatos Danfoss: KP 6W (b) e KP15 (c). Fonte: catálogo do fabricante.

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 planas utilizadas.



Figura 3.9 – Trocadores de calor de placas planas, modelo B5x4H/1P correspondente ao trocador intermediário (a) e modelo B25Tx26H/1P do trocador cascata (b). Fonte: catálogo do fabricante.

A expansão em ambos os ciclos é realizada por válvulas de expansão eletrônicas, da marca CAREL. Para o ciclo BT a válvula é do modelo E2V35B enquanto para o ciclo AT o modelo é o E2V14B. O fluxo de refrigerante é modulado através de um furo calibrado no interior do qual é posicionado um obturador cônico, movimentado por um motor de passo. O mecanismo interno é montado em suspensão sobre molas calibradas com rolamentos de esferas. O funcionamento da válvula se baseia no controle do grau de superaquecimento do refrigerante.

A expansão do fluido refrigerante é controlada por um driver, da mesma fabricante, modelo EVD0000T50, o qual avalia a temperatura de saída do evaporador por meio de um sensor de temperatura (modelo: NTC030HF01). Ao subtrair-se desse valor de temperatura medido, o valor da temperatura de evaporação na entrada do trocador calculada a partir de um sensor medindo a pressão de evaporação (modelos: SPKT0033R0 p/ BT; SPKT0013R0 e SPKT0043R0 p/ AT), define-se o grau de superaquecimento útil.

O processo de controle entende que quando o refrigerante, em certo momento, está com seu superaquecimento ajustado em um valor,  $K$ , o driver modulará a abertura da válvula, de forma a buscar por meio de um controle PID cíclico, controlar o superaquecimento no valor ajustado. Por exemplo, se o superaquecimento medido estiver dois graus acima do que está ajustado, o driver abrirá a válvula de expansão de forma que o fluxo de refrigerante aumente dentro do trocador, inundando o mesmo. Assim o fluido conseguirá sair do trocador com menor temperatura, reduzindo seu grau de superaquecimento, de forma a buscar o *set-point* de controle. A Fig. 3.10 mostra a figura de uma válvula de expansão modelo E2V e um controlador EVD.



Figura 3.10 – Válvula de expansão E2V (a) e controlador EVD (b). Fonte: catálogo do fabricante.

Ao expandir na VEE, o refrigerante do ciclo AT entra no trocador de calor cascata, evapora e ao sair deste, passa por um separador de líquido, com o intuito de não permitir a succão de líquido pelo compressor, conforme mostrado na Fig. 3.11. Tanto no ciclo AT como no BT existem separadores de líquido antes da succão dos compressores. O ciclo de CO<sub>2</sub> tem também um tanque de líquido na saída do trocador cascata. O tanque de líquido (vaso de pressão) é da marca Bitzer, modelo F302K com capacidade volumétrica de 30 litros, podendo acumular até 23,6 kg de refrigerante a uma pressão máxima de trabalho equivalente a 45 bar. Este elemento garante uma segurança adicional ao sistema, permitindo certa dilatação de vapor em momentos de parada, bem como a evaporação de fluido em momentos de acionamento de válvulas de sobre-pressão, levando a refrigeração do sistema.



Figura 3.11 – Separador de líquido RAC (a) e tanque de líquido de R744 (b). Fonte: catálogos dos fabricantes.

Acompanhando a sequência lógica do ciclo BT, o R744 passa por um processo de transferência de calor na unidade evaporadora localizada no interior da câmara fria, a qual é mostrada na Fig. 3.12. Na parte inferior da figura, pode ser observado o banco de resistências elétricas o qual pode dissipar de 1,5 kW até 4,0 kW de calor no ar, utilizado para simulação da carga térmica. O evaporador, Fig. 3.13, Guntner, modelo CDL 0168.0X7A CO<sub>2</sub>, é equipado com ventiladores, modelo VT01173U, que atendem a um volume total de 7,4 litros, e opera com degelo acionado por resistência elétrica. Esse evaporador se encontra instalado em uma câmara fria com volume interno de 15 m<sup>3</sup>, paredes de 5" (12,7 cm) de espessura em poliuretano.



Figura 3.12 – Vista frontal da câmara fria, detalhe na parte inferior da figura, onde pode ser observado o banco de resistências elétricas.



Figura 3.13 – Evaporador Guntner.

Neste sistema de refrigeração existem ainda elementos essenciais para seu funcionamento, como por exemplo, as muflas (redutores de ruído decorrentes de pulsações e turbulência de fluxo de descarga), as válvulas de esfera (controle de fluxo e acesso através de válvula schrader), os visores de líquido (verificar o estado do refrigerante líquido, como a passagem de bolhas pela linha, umidade excessiva, restrições de fluxo), filtro secador (retirar a umidade da linha, como por exemplo, em tubulações de CO<sub>2</sub> a água é absorvida rapidamente pelo refrigerante gerando formação de ácidos carbônicos, levando a problemas de corrosão) e as válvulas magnéticas (garantem fluxo em único sentido no

sistema de refrigeração e ar condicionado, evitando retorno de líquido quando o sistema encontra-se desligado). São instalados ainda diversos manômetros analógicos no sistema. A Fig. 3.14 traz imagens ilustrativas dos componentes.



Figura 3.14 – Mufla (a), válvula de esfera (b), visor de líquido (c), filtro secador (d) e válvula magnética (e). Fonte: catálogos dos fabricantes.

### 3.1.1 Monitoramento da bancada

O monitoramento do sistema, aquisição de dados, bem como o controle da temperatura de condensação de AT, são realizados por meio de uma interface em LabVIEW. O sistema é instrumentado com sensores de vazão, pressão e temperatura, os quais fornecem os sinais para os módulos de aquisição de dados, que se encontram em um chassi modelo NIcDAQ-9178, que por sua vez comunica com o software LabVIEW. Os módulos são do fabricante *National Instruments*, modelos NI9213 (entrada de temperatura termopares), NI9207 (entrada de temperatura PT100), NI9217 (entrada de sensores de vazão e pressão) e NI9264 (saída de tensão para controle de temperatura de condensação AT).

O controle da temperatura de condensação AT, fora feito através do módulo NI9264. Esse se comunica com um inversor de frequência, fabricante WEG, modelo CFW300, o qual modula a potência entregue ao ventilador do condensador, conseguindo estabilizar a temperatura de condensação dentro de uma faixa adequada para cada condição de teste. Observou-se durante os ensaios, que a temperatura alcançada pelo condensador, fica entre 8 e 16 °C acima da temperatura ambiente, e.g. com temperatura ambiente de 26 °C é possível controlar a temperatura de condensação entre 34 e 42 °C, com oscilação de 0,3 °C.

Os sensores de temperatura (termopares tipo T) permitiram monitorar a temperatura do refrigerante nos pontos chave da planta, com faixa de medição de -250 a 350 °C e incerteza absoluta de medição de 0,1 °C. A pressão de evaporação e condensação foram medidas usando transdutores piezoresistivos, cada um deles colocado respectivamente na sucção e a descarga dos compressores, modelos SPKT0013RO, SPKT0043RO e SPKT0033R0, com faixas de medição de -1 a 9,3 bar, 0 a 17,3 bar e 0 a 34,5 bar, respectivamente para AT e BT, com incerteza absoluta de medição de 0,1 bar, 0,2 bar e 0,25 bar, respectivamente.

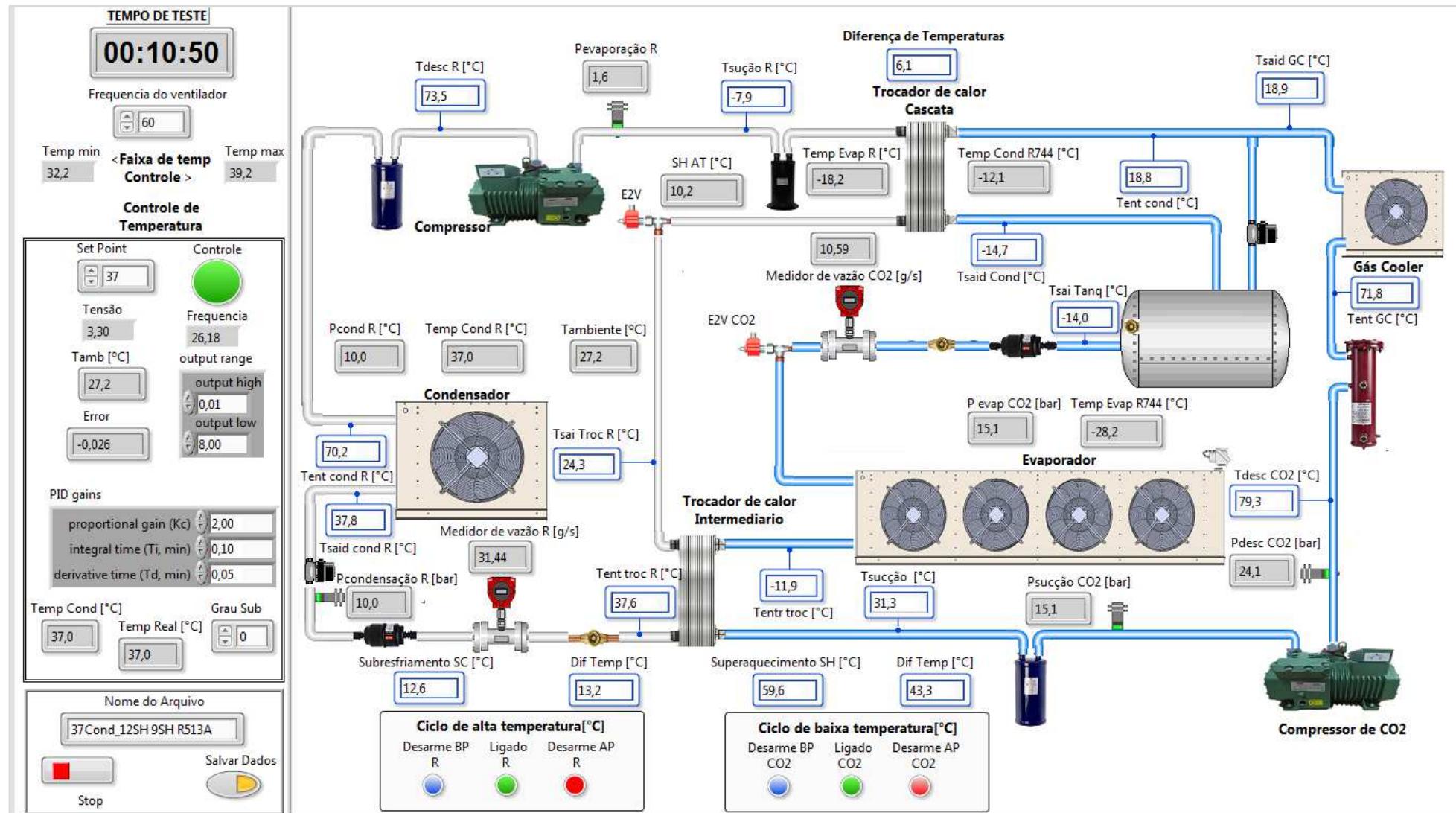
Utilizou-se um analisador de energia, para tomada das medidas de potência consumida (potência ativa – kW) pelos compressores, do fabricante ClimaCheck, modelo trifásico EP Pro II, com faixa de medição entre 10 e 100 A e 110 e 480V. Apresenta uma incerteza relativa de medição de 3 % do valor medido. A Tab. 3.1 mostra as características dos sensores e instrumentações utilizadas.

Tabela 3.1 - Características dos sensores.

Sensor	Faixa medição	Incerteza
Termopar (Tipo T)	-250 a 350 °C	± 0,1 °C
Transdutor piezoresistivo	-1,0 a 9,3 bar	± 0,1 bar
Transdutor piezoresistivo	0 a 17,3 bar	± 0,2 bar
Transdutor piezoresistivo	0 a 34,5 bar	± 0,25 bar
Potência consumida	10 a 100 A 110 a 480 V	± 3 %
Vazão mássica	0,0042 a 0,0417 kg/s	± 0,07 %
Vazão mássica	0,0017 a 0,0833 kg/s	± 0,07 %

A Fig. 3.15 por sua vez, representa o sistema completo com os principais equipamentos e instrumentação instalada que tornam a operação desse sistema possível, sendo tal diagrama a tela de supervisório com interface em LabVIEW.

Figura 3.15 – Sistema supervisório em LabVIEW.



### 3.2 Operação de bancada

A operação do sistema exige alguns cuidados, principalmente nos momentos de partida e parada dos compressores. Alguns procedimentos para operação são aqui enumerados na Tab. 3.2.

Tabela 3.2 – Sequência operacional, com descrição de procedimentos para realização de testes.

Etapa	Sequência de operação	Descrição do procedimento
1	Acionar ciclo AT	<ul style="list-style-type: none"> <li>— Verificar nível óleo e possíveis falhas;</li> <li>— Ajustar VEE ciclo AT em automático;</li> <li>— Ajustar superaquecimento desejado;</li> <li>— Alimentar o compressor AT pelo inversor em 60 Hz.</li> </ul>
2	Ligar chave ON/OFF ciclo BT	<ul style="list-style-type: none"> <li>— Verificar nível óleo e possíveis falhas;</li> <li>— Verificar nível tanque líquido CO<sub>2</sub>;</li> <li>— Alimentar todos dispositivos referentes ao R744.</li> </ul>
3	Acionar ciclo BT	<ul style="list-style-type: none"> <li>— Fechar válvula que comunica a descarga do compressor ao tanque de CO<sub>2</sub>;</li> <li>— Ajustar VEE em modo manual;</li> <li>— Abrir VEE em 100% (480 passos);</li> <li>— Alimentar compressor BT pelo inversor em 60 Hz.</li> </ul>
4	Verificar VEE do ciclo BT e a configuração da mesma	<ul style="list-style-type: none"> <li>— Com o compressor ligado inicia-se o fluxo de CO<sub>2</sub> pelo sistema;</li> <li>— Verificar o superaquecimento e posição da válvula;</li> <li>— Controlar a pressão de evaporação e da condensação do CO<sub>2</sub>.</li> </ul>
5	Controlar de pressão	<ul style="list-style-type: none"> <li>— Ao acionar o compressor BT, a pressão de sucção cai abruptamente, logo se deve manter a válvula em 100% de abertura (Manual), evitando que a pressão seja inferior a 5 bar;</li> <li>— Pouco tempo depois, a pressão de sucção começa a subir, logo se deve controlar a abertura de forma que esta mantenha a pressão de descarga abaixo de 30 bar;</li> <li>— Se a pressão de descarga superar 30bar, feche a VEE e aguarde a resposta do sistema;</li> <li>— Se a pressão diminuir, abra a válvula.</li> </ul> <p>* Sempre modular a VEE de 30 em 30 passos, esperando a resposta do sistema.</p>

## Continuação

		— Estabilizadas as pressões, ajustar a VEE para automático;
6	Configurar o grau de superaquecimento do ciclo BT	— Ajustar o set-point de superaquecimento abaixando de 5 em 5 K, até o ponto desejado pré-definido em um planejamento experimental; — Esperar que o sistema efetue um <i>pull-down</i> (redução da temperatura até um ponto mínimo).
7	Configurar as frequências de operação dos compressores dos dois ciclos, AT e BT	— Ajustar as frequências de operação dos compressores no ponto desejado pré-definido em um planejamento experimental.
8	Acionar a carga térmica	— Acionar o banco de resistências elétricas de acordo com o tipo de teste a ser realizado.
9	Verificar parâmetros para a condição de regime permanente	— Monitorar as propriedades até atingir a condição estável.
10	Coletar dados experimentais	— Atingido o regime permanente, coletar dados por 10 min para posterior tratamento.
11	Desligar carga térmica	— Finalizado os testes, desligar o banco de resistências elétricas.
12	Ajustar a VEE do ciclo BT	— Ajustar VEE para manual; — Fechar VEE manualmente para 100 passos, de modo a diminuir a pressão de descarga do ciclo BT.
13	Desligar ciclo BT	— Desligar compressor de CO <sub>2</sub> pelo inverter de frequência; — Abrir válvula que comunica a descarga do compressor ao tanque de CO <sub>2</sub> — Abrir VEE em 100% (480 passos); — Esperar a redução da pressão de condensação de CO <sub>2</sub> baixar até 15 bar; — Avaliar se o pressostato KP 6W acionou a válvula solenoide, fechando a linha de sucção AT; — Esperar até o pressostato KP 15 desarmar o compressor AT por baixa pressão.
14	Ajustar VEE ciclo AT	— Ajustar VEE para modo manual; — Colocar abertura VEE em 40 passos.
15	<i>Double-check</i>	— Verificar se todos os passos operacionais foram realizados.
16	Abrir porta câmara fria	— Manter porta da câmara fria aberta.
17	Verificar passo 11	— Verificar se o banco de resistências elétricas está desligado.

### 3.3 Análise de massa de fluidos

A massa de fluido refrigerante deve ser analisada, de forma a garantir uma operação correta do sistema. A falta de fluido refrigerante pode levar a altos valores de superaquecimento e a incompleta condensação de CO<sub>2</sub>, assim como o excesso de fluido pode levar a baixos superaquecimentos com possível retorno de líquido. O ciclo BT recebeu uma carga de 28 quilogramas de CO<sub>2</sub>, enquanto o ciclo AT recebeu uma carga de 3,7 quilogramas de R134a. Os valores definidos para a carga de refrigerante representam condições nas quais os trocadores de calor estejam corretamente alimentados, ou seja, a quantidade de refrigerante adotada em cada caso retorna condições seguras e eficientes de operação, bem como valores de superaquecimento e subresfriamento positivos.

No caso do R134a, a carga de refrigerante foi realizada para garantir total condensação do R744, além disso, o visor de líquido da linha de condensado apresentava-se cheio e em fluxo constante, sem existência de bolhas. Observou-se também que a temperatura de descarga AT estava dentro de valores normais, visto que se esta estiver muito alta, problemas de lubrificação podem surgir. Outro meio de avaliar a massa de refrigerante do sistema é pelo grau de sub-resfriamento do sistema, o qual apresentando valores iguais ou menores que zero, deve-se adicionar carga.

Determinado as massas de fluidos refrigerantes do sistema cascata original, devem-se determinar as massas de fluidos alternativos, com os quais serão realizados os *drop-in* no ciclo de AT. De forma que a massa de fluido alternativo a ser carregado no sistema, será proporcional à massa específica de líquido, para as condições de condensação previstas (Poggi et al., 2008; Panato, 2021), conforme Eq. 3.1. Feito o *drop-in* deve-se novamente observar as condições de operabilidade e temperaturas, para avaliar se a carga de fluido encontra-se correta. As massas utilizadas nos *drop-in* seguem apresentadas na Tab.3.3.

$$\frac{m_{\text{original}}}{m_{\text{alternativo}}} = \frac{\rho_{\text{líq original}}}{\rho_{\text{líq alternativo}}} \quad (3.1)$$

Tabela 3.3 – Fluidos refrigerantes e carga.

Fluido	Massa Específica de Líquido a 35 °C [kg/m <sup>3</sup> ]	Carga [kg]
R134a	1167,5	3,7
R1234yf	1054,0	3,3
R513A	1080,3	3,4

### 3.4 Análise energética do sistema de refrigeração

Os testes, realizados em condição de regime permanente, foram divididos em três etapas e cada teste durou, em média, três horas. A condição de regime permanente é uma consideração de que o sistema encontra-se em operação estável. O tempo médio para atingir tal condição é de aproximadamente 2 horas, considerando que a bancada esteja ligada, após o acionamento da carga térmica. O tempo para reduzir a temperatura dentro da câmara até o mínimo para uma dada condição de teste (*pull-down*) não é levado em conta, somente após o *pull-down* é que se iniciam os testes.

A condição de regime permanente é estimada em função dos valores de oscilação de cada parâmetro do sistema (sensores de pressão, temperatura e vazão mássica) no intervalo de tempo corrido dos testes. Por constatação empírica, percebe-se que ao alterar uma condição de teste, normalmente pelo menos uma hora e meia deve ser aguardada para iniciar a avaliação de regime permanente.

Os pontos experimentais são então obtidos através das médias dos valores em um intervalo de dez minutos, após a bancada entrar em regime permanente. Os dados são registrados a cada 3s. A Fig. 3.16 ilustra a tela de aquisições de temperaturas no tempo, enquanto o retângulo destacado representa aproximadamente 10 minutos, dos quais serão tomados os dados.

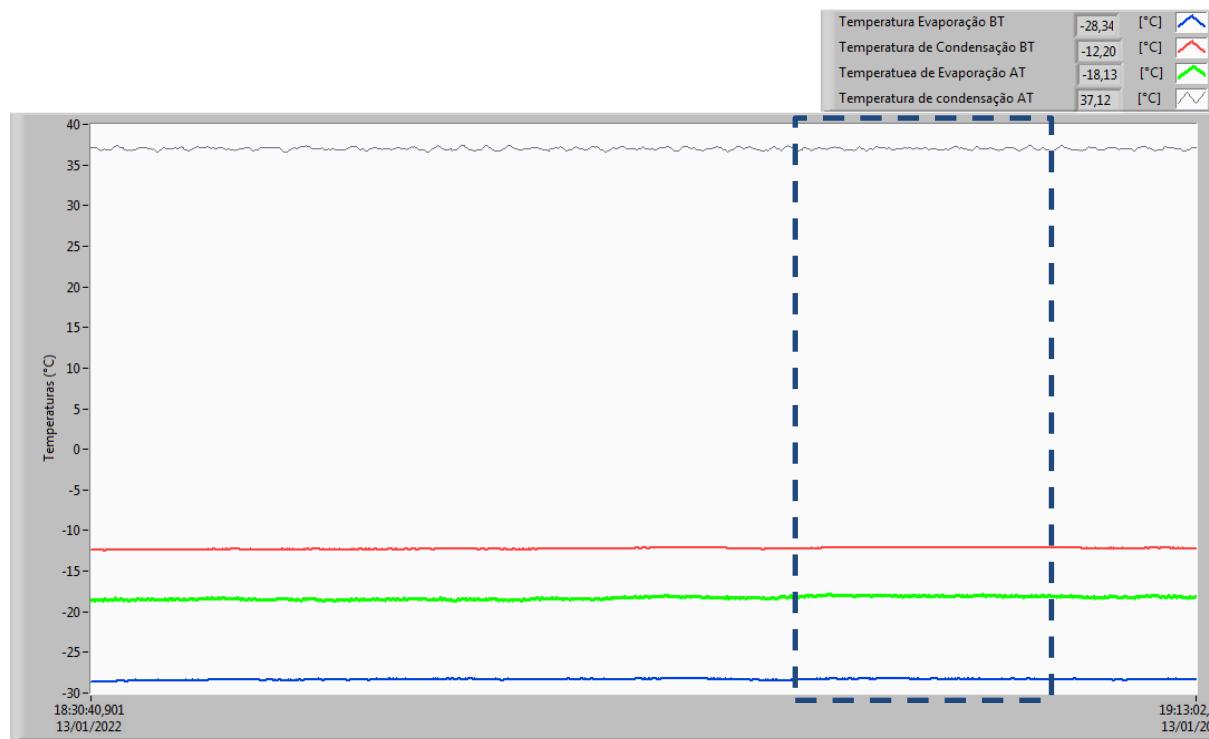


Figura 3.16 – Monitoramento das temperaturas para condição de regime permanente.

Percebem-se oscilações das variáveis na própria tela de aquisição do sistema. A operação da bancada é considerada em regime permanente quando a variação dos valores medidos não ultrapassam  $3\sigma$ , ou seja três vezes o desvio padrão amostral de dados referentes aos últimos dez minutos de testes. A região delimitada pelo retângulo cinza indica a região de regime permanente. Os dados contidos nesse retângulo são tratados estatisticamente e em seguida validados.

Feita a aquisição dos dados, estes deverão ser analisados, de forma que o desempenho do sistema em cascata subcrítico usando o par R134a/R744, o qual representa o aparato experimental originalmente instalado, seja determinado. Posteriormente, far-se-á uma modificação de ciclo, com a instalação de um *gás-cooler* buscando melhorar a eficiência do equipamento. Por último, serão realizadas as operações de *drop-in* (substituição do refrigerante R134a por R1234yf e R513A) de forma a comparar o comportamento dos sistemas.

Recorrendo às medições de pressão e temperatura efetuadas em regime permanente e utilizando as tabelas termodinâmicas do software EES, v. 10.103, ou do software RefProp v.9, para ambos os refrigerantes foi possível calcular o valor de entalpia entre outras propriedades.

A análise termodinâmica no sistema cascata foi realizada com algumas considerações. Primeiramente, assume-se regime permanente e fluxo constante, negligenciam-se as trocas por energia potencial e energia cinética, assim como as perdas de carga e transferência de calor ao ambiente nas tubulações, e os processos de expansão assumidos isoentálpicos.

A capacidade de refrigeração do sistema foi calculada de acordo com a primeira lei da termodinâmica e é dada pela Eq. 3.2, considerando a condição de regime permanente, na qual o fluido refrigerante é a única substância presente no volume de controle delimitado pelo evaporador.

$$\dot{Q}_{SIST} = \dot{m}_{BT}(\Delta h_{evap}) \quad (3.2)$$

Onde  $\dot{m}_{BT}$  representa a vazão mássica de R744,  $\Delta h_{evap}$  equivale à diferença de entalpia entre a saída e a entrada da unidade evaporadora. As taxas de transferência de calor nos evaporadores e condensadores do sistema são calculadas de maneira análoga.

Os cálculos dos valores de COP do sistema de cascata foram realizados por meio da relação entre a capacidade de refrigeração e a soma do consumo de energia dos dois compressores, representados por  $\dot{W}$ , conforme ilustra a Eq. 3.3.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{SIST}}{\dot{W}_{BT} + \dot{W}_{AT}} \quad (3.3)$$

Os cálculos dos valores de COP dos ciclos AT e BT em separado são apresentados nas Eq. 3.4 e 3.5.

$$COP_{AT} = \frac{\dot{Q}_{evap_{AT}}}{\dot{W}_{AT}} \quad (3.4)$$

$$COP_{BT} = \frac{\dot{Q}_{SIST}}{\dot{W}_{BT}} \quad (3.5)$$

Posteriormente à instalação do *gas-cooler*, o COP do sistema será avaliado conforme Eq. 3.6. O consumo de potência do ventilador do *gas-cooler* fica na faixa de 20 W.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{SIST}}{\dot{W}_{BT} + \dot{W}_{AT} + \dot{W}_{GC}} \quad (3.6)$$

### 3.4.1 Análise da incerteza de medição

A avaliação de incerteza foi feita pelo método da Lei de Propagação de Incertezas, explicado na íntegra no trabalho de Taylor e Kuyatt (NIST Technical Note 1297, 1994). De forma resumida, primeiramente faz-se a definição do mensurando com relação às variáveis de entrada. Avaliam-se as variáveis de entrada, com relação ao tipo de incerteza de cada uma, qual a distribuição de probabilidade dessas, bem como os graus de liberdade e fator de abrangência, Eq. 3.7.

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

Posteriormente, calcula-se a incerteza-padrão  $u(x_n)$  para cada variável  $x_n$ , de acordo com seu tipo de distribuição de probabilidade. Esta incerteza-padrão é então utilizada para calcular a incerteza-padrão combinada, conforme a Eq. 3.8.

$$u_c^2(y) = \sum_{i=1}^n \left( \frac{\partial f}{\partial x_i} \right)^2 u^2(x_i) + 2 \sum_{i=1}^{n-1} \sum_{j=i+1}^n \frac{\partial f}{\partial x_i} \frac{\partial f}{\partial x_j} u(x_i) u(x_j) \quad (3.8)$$

Calculada a incerteza-padrão combinada, encontra-se o número de graus de liberdade efetivos ( $v$ ) e posteriormente o fator de abrangência ( $k$ ), para um dado intervalo de confiança. A incerteza-expandida será calculada pela Eq. 3.9.

$$U(y) = k \cdot u_c(y) \quad (3.9)$$

O resultado da medição (RM) será a média do mensurando, mais ou menos a incerteza expandida, conforme a Eq. 3.10, para um fator de abrangência  $k = 2,0$  e 95 % de intervalo de confiança.

$$RM = \bar{x} \pm U(y) \text{ [unidade]} \quad (3.10)$$

### 3.4.2 Análise de condutância da câmara fria

Em processos de refrigeração em baixas temperaturas, a transferência de calor do meio para a câmara fria existe, mesmo que as paredes da câmara sejam bem isoladas, as trocas de calor por condução nas mesmas, além de piso e teto, e pelo calor de radiação são inerentes ao processo. Dessa forma, os resultados obtidos de capacidade de refrigeração revelam valores maiores que aos entregues pela resistência elétrica.

Com o intuito de caracterizar a câmara fria, realizou-se um estudo de condutância térmica (UA) da mesma. O método empregado é o de fluxo de calor reverso, que permite estimar a transferência de calor por intermédio das paredes, pisos e teto, em ambientes com temperaturas diferentes. Hermes et al. (2013) utilizaram o método, no qual é aplicado um balanço de primeira lei nos componentes internos da câmara fria, de modo que permita quantificar o valor da condutância global, e posteriormente estimar a carga térmica aplicada na câmara.

Realizaram-se os testes, colocando termopares nas faces internas e externas da câmara fria, para medir a temperatura interna e externa. Controlou-se a temperatura externa do laboratório mantendo-a em 20 °C, e através de um banco de resistências elétricas controladas simulou-se a carga térmica interna da câmara, considerando ainda os ventiladores do evaporador. O sistema de refrigeração fica desligado durante os testes. O compartimento interno da câmara fria é então aquecido com as resistências elétricas e ventiladores, a temperaturas superiores da externa.

A condutância térmica da câmara fria é então obtida a partir da análise de dados dos testes, e pelo balanço de energia do compartimento refrigerado segundo a Eq. 3.11. Foram realizados nove testes, cada um com diferentes temperaturas de compartimento, conforme resumido na Tabela 3.4.

$$UA (T_{ambiente} - T_{CâmaraFria_{interna}}) = \dot{W}_{ventilador} + \dot{W}_{Resistência} \quad (3.11)$$

Tabela 3.4 – Dados experimentais obtidos pelo método de fluxo de calor reverso.

Teste	1	2	3	4	5	6	7	8	9
$\Delta T$ [°C]	40,1	40,4	40,3	44,8	45,2	45,6	49,0	49,6	49,8
$\dot{W}_{ventilador}$ [W]	460	470	470	450	470	470	450	470	470
$\dot{W}_{Resistência}$ [W]	309,3	249,6	225,8	347,1	304,1	273,4	410,9	382,8	371,9
UA [W.K <sup>-1</sup> ]	19,18	17,81	17,27	17,79	17,13	16,30	17,57	17,19	16,91

Dessa forma, a condutância térmica da câmara fria foi estimada em 17,46 W.K<sup>-1</sup>. A partir desse valor, comparando com os resultados experimentais a serem apresentados nas seções 4.1 e 4.2 para os sistemas cascata original e modificado, operando com R134a/R744, com e sem *gas-cooler*, verificou-se a diferença de valores da carga térmica total calculada através da condutância térmica e resistências elétricas como referência, pela capacidade de refrigeração do balanço de energia no evaporador de R744, conforme a Fig. 3.17. Observa-se que para os testes na faixa de 3 kW empregados na resistência elétrica (a direita da figura), os valores da capacidade de evaporação ficam próximos a carga térmica, dentro de uma faixa de desvio de 10%, com desvio médio de 3,9 % e máximo de 9,7%, permitindo a validação de dados e da bancada experimental.

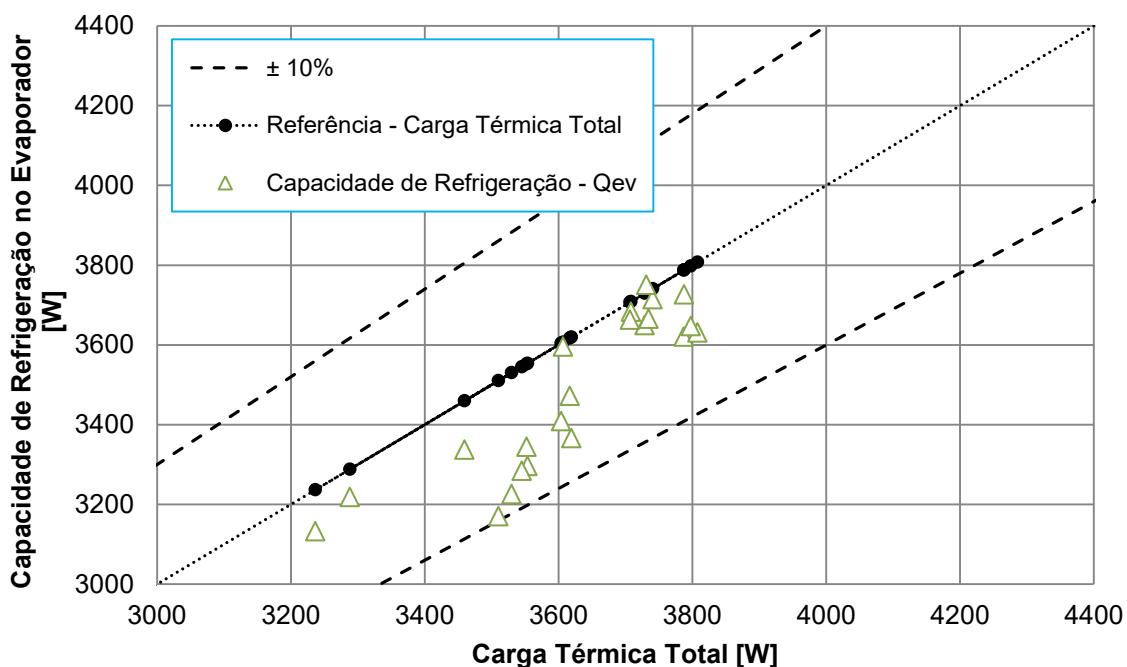


Figura. 3.17. Carga térmica total pela capacidade de refrigeração.

### 3.5 Análise de impacto total equivalente de aquecimento global (TEWI)

O impacto causado ao ambiente foi calculado com base no método TEWI (AIRAH, 2012). Este método considera os impactos diretos e indiretos associados ao uso de fluidos refrigerantes em aplicações no setor de HVACR. Ele analisa os vazamentos anuais (operações normais, perdas catastróficas e serviços de manutenção) com o TEWI<sub>DIRETO</sub>, bem como o impacto indireto, TEWI<sub>INDIRETO</sub>, associado à geração de energia elétrica para consumo no equipamento. Este é definido pelas equações a seguir:

$$\text{TEWI} = \text{TEWI}_{\text{DIRETO}} + \text{TEWI}_{\text{INDIRETO}} \quad (3.12)$$

$$\text{TEWI}_{\text{DIRETO}} = \text{GWP} \cdot \text{L} \cdot \text{m} \cdot \text{n} + \text{GWP} \cdot \text{m} \cdot (1 - \alpha) \quad (3.13)$$

$$\text{TEWI}_{\text{INDIRETO}} = \text{E} \cdot \beta \cdot \text{n} \quad (3.14)$$

Onde:

- TEWI: Impacto total equivalente de aquecimento global, [kgCO<sub>2</sub>];
- GWP: Potencial de aquecimento global do refrigerante, relativo ao CO<sub>2</sub> (GWP CO<sub>2</sub> = 1);
- L: Taxa anual de refrigerante emitido por vazamento (substituição ou vazamento), [%];
- m: Massa de refrigerante no sistema, [kg];
- n: Tempo de vida útil do equipamento [anos];
- α: Recuperação / reciclagem ao final da vida útil do equipamento [%];
- E: Energia elétrica consumida pelo equipamento, [kWh.ano<sup>-1</sup>];
- β: Fator de emissão indireta, emissão de CO<sub>2</sub> para geração de eletricidade, [kgCO<sub>2</sub>.kWh<sup>-1</sup>].

O GWP dos fluidos R744 / R134a / R1234yf / R513A foram selecionados como 1 / 1530 / 0,5 / 673, respectivamente (IPCC, 2021), e as taxas anuais de vazamento, para sistemas centralizados em operação (serviços manutenção, operação normal) de 12,5 % (AIRAH, 2012). Adotou-se uma vida útil de 10 anos para o sistema com todos os fluidos (Antunes e Bandarra Filho, 2016). Utilizou-se 70 % para as taxas de recuperação dos fluidos refrigerantes, valor esse que adotado para sistema com carga de refrigerante menor do que

100 kg (AIRAH, 2012) para a situação da cidade de Chicago - EUA. Para o Brasil, a taxa de recuperação usual é nula, valor esse utilizado.

O mesmo tempo de operação foi adotado para todos os refrigerantes, e o fator de emissão indireta para a cidade de Curitiba - Brasil é de  $0,088 \text{ kgCO}_2.\text{kWh}^{-1}$  (OECD, 2013). Tal valor se comparado ao fator de emissão dos Estados Unidos da América, mais especificamente para Chicago ( $0,417 \text{ kgCO}_2.\text{kWh}^{-1}$ ) é considerado baixo, devido ao fato do Brasil ter sua matriz energética de base hidroelétrica.

# CAPÍTULO IV

## RESULTADOS

Este capítulo apresenta quatro estágios de resultados. A primeira etapa de resultados refere-se ao sistema cascata tratado como “sistema original”, o qual opera com o ciclo de baixa temperatura com o fluido R744 e R134a no ciclo de alta temperatura. Posteriormente, na segunda etapa é realizada a modificação de ciclo, com a instalação de um *gás-cooler* buscando melhorar a eficiência do equipamento. Tal abordagem na forma como executada, apresenta-se inédita, ainda não discutida ou mesmo avaliada de forma experimental na literatura. Porquanto, a bancada experimental possui um trocador de calor intermediário (LLSLHX) entre os ciclos de AT e BT, e posteriormente fora instalado o *gas-cooler*, analisando os efeitos termodinâmicos e de rendimento energético mediante sua instalação. Com o *gas-cooler* instalado é realizado a terceira etapa, com duas operações de *drop-in* (substituição do refrigerante R134a por R513A e na sequência por R1234yf) de forma a comparar o comportamento dos sistemas alternativos. Por fim, uma análise ambiental comparativa dos sistemas complementa o capítulo.

Para tanto, de forma sistemática, é fornecida para cada etapa de resultados a proposta experimental de cada fase de testes, as planilhas de dados e as respectivas análises de resultados.

### 4.1. Sistema cascata original (R134a/R744)

A primeira etapa de resultados refere-se unicamente à análise do sistema cascata original que opera com o fluido R134a no ciclo AT e R744 no ciclo BT. Nesta fase de resultados, primeiramente são avaliadas as potencialidades do sistema de acordo com os seguintes parâmetros: temperaturas do ar dentro da câmara fria, capacidade de refrigeração alcançada pelo sistema e eficiência energética.

Quatro parâmetros básicos podem ser alterados e controlados no sistema: o grau de superaquecimento dos ciclos AT e BT; a temperatura de condensação do ciclo AT; e por último, a simulação da carga térmica dentro da câmara fria, realizada por meio de um banco de resistências elétricas, o qual dissipava 3 kW de potência. Apesar das paredes da câmara serem isoladas, as trocas de calor por condução nas mesmas, no piso e no teto, além do calor de radiação são inerentes ao processo de refrigeração. Com isso, a capacidade

frigorífica estimada para o sistema cascata apresenta resultados superiores à potência nominal dissipada pela resistência elétrica, conforme apresentado na seção 3.4.2.

Para avaliação do desempenho e determinação da operabilidade do sistema cascata, um total de dez testes foi realizado e dois parâmetros básicos foram alterados durante esses testes, o valor do grau de superaquecimento útil do ciclo BT, controlado através do *driver* EVD que modula a abertura da VEE de acordo com a temperatura na saída do evaporador; e o valor da temperatura de condensação de AT.

Os compressores funcionaram em todos os testes com alimentação em frequência de 60 Hz, enquanto a temperatura de condensação AT fora controlada entre 36 e 48 °C, bem como o superaquecimento do ciclo AT mantido na faixa de 10 K. O sistema de BT, por sua vez operou com grau de superaquecimento útil ajustado no EVD em 3 e 6 K. O controle de evaporação de AT buscou garantir uma pressão de condensação do ciclo de R744 dentro de uma faixa considerada segura, com temperaturas de condensação de CO<sub>2</sub> entre -5,3 °C e -9,0 °C, garantindo as condições de projeto do ciclo cascata subcrítico. O último parâmetro passível de controle é a resistência elétrica dentro da câmara fria, a qual foi regulada para dissipar 3 kW. Apresentadas as configurações do sistema original, a Tab. 4.1 apresenta os dados obtidos e parâmetros calculados durante a primeira fase de teste.

Tabela 4.1 Resultados obtidos para o ciclos de alta e baixa temperatura com o sistema operando com o par R134a/R744

#	CT	T <sub>Cond</sub>	SH	T <sub>Ar</sub>	T <sub>Suc</sub>	T <sub>Desc</sub>	T <sub>EntCd</sub>	T <sub>SaiCd</sub>	T <sub>SaiTan</sub>	T <sub>Enttro</sub>	SH <sub>TOTAL</sub>	P <sub>Suc</sub>	P <sub>Desc</sub>	T <sub>Evap</sub>	T <sub>Cond</sub>	$\dot{m}$	$\dot{W}$	Q <sub>Evap</sub>	COP	COP
	-	R134a	R744	-	R744	R744	R744	R744	R744	R744	R744	R744	R744	R744	R744	R744	R744	R744	-	-
[kW]	[°C]	[K]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[K]	[bar]	[bar]	[°C]	[°C]	[g/s]	[W]	[W]	R744	Total
1	3	36	6,0	-17,4	25,7	78,0	73,5	-10,9	-10,2	-16,3	52,2	16,0	26,5	-26,5	-10,0	13,3	765	3620	4,73	1,06
2	3	39	6,0	-16,2	28,0	79,7	75,3	-9,7	-8,9	-15,2	53,4	16,6	27,6	-25,3	-8,6	13,5	784	3649	4,66	1,00
3	3	42	6,0	-15,4	30,6	82,0	77,5	-8,7	-7,8	-14,6	55,7	16,8	28,3	-25,1	-7,7	13,8	802	3683	4,59	0,99
4	3	45	6,0	-15,9	33,9	85,3	80,2	-8,3	-7,5	-14,7	58,7	16,9	28,5	-24,9	-7,4	13,7	813	3663	4,50	0,97
5	3	48	6,0	-15,2	36,2	88,2	83,1	-7,3	-6,5	-14,2	60,4	17,3	29,3	-24,2	-6,4	13,9	829	3665	4,42	0,94
6	3	36	3,0	-20,0	25,1	76,2	72,0	-10,7	-9,7	-18,5	51,0	16,4	26,8	-25,8	-9,6	13,5	772	3631	4,70	1,06
7	3	39	3,0	-19,5	27,8	78,8	74,4	-9,8	-9,0	-18,1	53,2	16,6	27,4	-25,4	-8,8	13,7	783	3647	4,66	1,04
8	3	42	3,0	-18,7	30,8	81,8	77,1	-9,0	-8,1	-17,7	55,7	16,9	28,1	-24,9	-7,9	14,1	800	3726	4,66	1,03
9	3	45	3,0	-18,7	33,5	84,4	79,4	-8,1	-7,4	-17,4	58,0	17,1	28,7	-24,6	-7,2	14,1	819	3714	4,54	1,00
10	3	48	3,0	-18,1	35,8	86,2	81,1	-7,3	-6,5	-16,9	59,8	17,4	29,4	-23,9	-6,3	14,4	835	3750	4,49	0,98
#	CT	T <sub>Cond</sub>	SH	T <sub>Suc</sub>	T <sub>Desc</sub>	T <sub>EntCd</sub>	T <sub>SaiCd</sub>	T <sub>Enttro</sub>	T <sub>SaiTro</sub>	SC	SH	P <sub>Suc</sub>	P <sub>Desc</sub>	T <sub>Evap</sub>	DT	$\dot{m}$	$\dot{W}$	Q <sub>Cond</sub>	Q <sub>Evap</sub>	COP
	-	R134a	R744	R134a	R134a	R134a	R134a	R134a	R134a	R134a	R134a	R134a	R134a	R134a	-	R134a	R134a	R134a	R134a	R134a
[kW]	[°C]	[K]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[K]	[bar]	[bar]	[°C]	[°C]	[g/s]	[W]	[W]	[W]	[W]	-
1	3	36	6,0	-3,6	79,2	74,5	32,1	32,4	19,0	17,0	9,9	1,7	9,1	-13,5	3,4	31,7	2658	6747	5468	2,06
2	3	39	6,0	-2,8	80,6	76,0	35,0	35,3	21,2	17,8	9,4	1,8	9,9	-12,2	3,6	33,2	2861	6947	5641	1,97
3	3	42	6,0	-1,8	82,0	77,6	38,0	38,3	23,6	18,4	9,4	1,9	10,7	-11,2	3,6	34,4	2933	7060	5748	1,96
4	3	45	6,0	-0,9	84,4	79,9	41,3	41,7	26,5	18,5	9,9	1,9	11,6	-10,8	3,4	34,3	2977	6925	5627	1,89
5	3	48	6,0	-0,1	86,9	82,5	44,0	44,3	28,5	19,4	9,7	2,0	12,5	-9,8	3,4	35,3	3090	7018	5691	1,84
6	3	36	3,0	-3,4	78,8	74,2	32,3	32,5	18,2	17,8	9,7	1,8	9,1	-13,1	3,5	32,2	2656	6860	5609	2,11
7	3	39	3,0	-2,8	80,2	75,5	35,2	35,5	20,6	18,4	9,6	1,8	9,9	-12,4	3,5	33,0	2735	6876	5637	2,06
8	3	42	3,0	-1,3	82,6	78,2	38,6	38,9	23,6	18,4	10,1	1,9	10,7	-11,4	3,5	33,8	2819	6930	5667	2,01
9	3	45	3,0	-1,4	84,1	79,5	41,5	41,8	25,9	19,0	9,2	2,0	11,6	-10,6	3,4	34,6	2892	6948	5676	1,96
10	3	48	3,0	0,9	87,6	82,8	44,3	44,6	27,9	20,1	10,7	2,0	12,5	-9,7	3,4	35,2	2984	6995	5739	1,92

CT: Carga térmica

T<sub>Cond</sub>: Temperatura de condensação

SH: Grau de superaquecimento

T<sub>Suc</sub>: Temperatura sucção

T<sub>Desc</sub>: Temperatura de descarga

T<sub>EntCd</sub>: Temperatura entrada condensador

T<sub>SaiCd</sub>: Temperatura saída condensador

T<sub>SaiTan</sub>: Temperatura de saída do tanque

T<sub>Enttro</sub>: Temp. entrada trocador intermediário

T<sub>SaiTro</sub>: Temp. saída trocador intermediário

SC: Grau de subresfriamento

P<sub>Suc</sub>: Pressão de sucção

P<sub>Desc</sub>: Pressão de descarga

T<sub>Evap</sub>: Temp. evaporação

T<sub>Cond</sub>: Temp. condensação

T<sub>Ar</sub>: Temperatura do ar na câmara fria

$\dot{m}$ : vazão mássica

$\dot{W}$ : Consumo de potência

Q<sub>Evap</sub>: Capacidade de refrigeração

DT: Diferença de temp. no trocador cascata

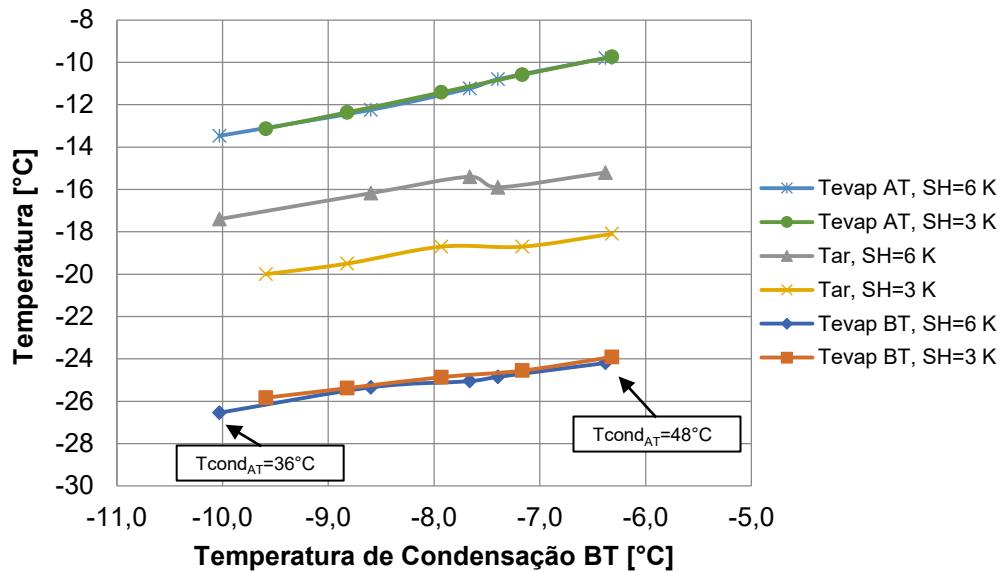


Figura 4.1. Variação de temperatura de evaporação de AT e BT, e da temperatura do ar dentro da câmara fria, para os valores de grau de superaquecimento no ciclo BT, com a temperatura de condensação BT.

A Fig. 4.1 apresenta valores de temperatura de evaporação e do ar dentro da câmara fria, para as diferentes temperaturas de condensação de BT, obtidas com a variação da temperatura de condensação de AT, de 36 a 48 °C, sendo os valores de 36 °C posicionados à esquerda do gráfico e subindo para a direita até os valores correspondentes a condensação de AT em 48 °C, na extrema direita. É possível observar a tendência de maiores valores de temperatura de condensação BT, com a subida dos valores de condensação AT. Conforme a Fig. 4.2, valores mais altos de condensação em AT levam a maiores valores de temperatura de sucção de AT, e consequentemente, mantendo-se um grau de superaquecimento fixo em AT, elevam as temperaturas de evaporação de AT. Dessa forma, com o R134a evaporando em níveis mais altos, a condensação de BT tende a subir.

Pode-se ainda observar na Fig. 4.1 a influência do grau de superaquecimento na temperatura do ar interno da câmara fria, de forma que, quanto menor o superaquecimento, menor a temperatura do ar. A temperatura de evaporação de BT aumenta com a condensação de BT, mantendo-se em uma faixa de (-26,5 a -23,9 °C) e temperaturas do ar de (-20,0 a -15,2 °C), podendo-se interpretar como um equipamento destinado à conservação de produtos congelados em escala comercial, no caso supermercados.

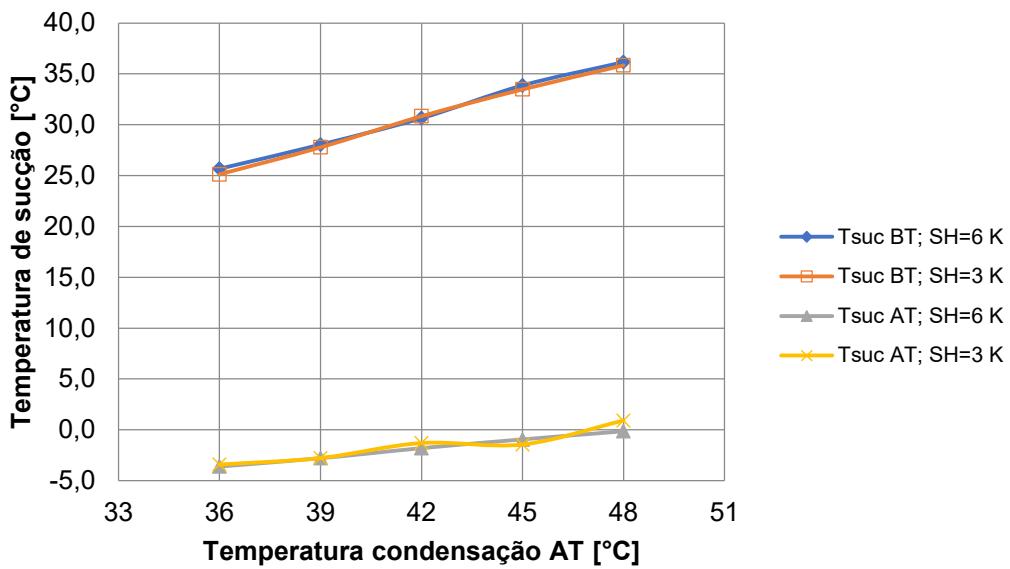


Figura 4.2. Variação de temperatura de succção de AT e BT, com a temperatura de condensação AT.

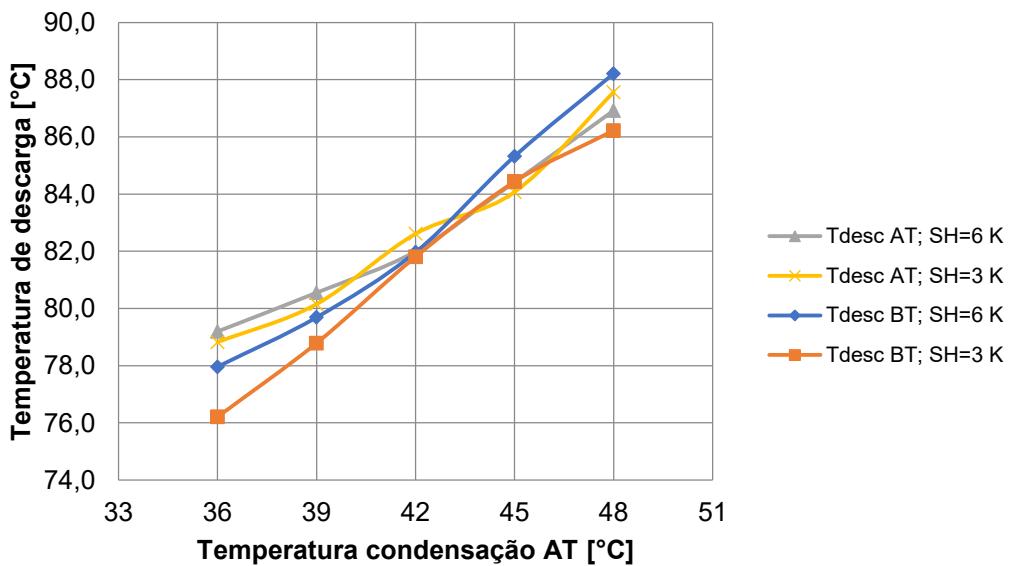


Figura 4.3. Variação de temperatura de descarga de AT e BT, com a temperatura de condensação AT.

Conforme supramencionado, maiores valores de temperatura de condensação AT, incorrem em maiores valores de condensação BT. E como pode ser observado na Fig. 4.2, maiores valores de condensação aumentam os valores de succção, que consequentemente levam a maiores temperaturas de descarga, como mostra a Fig.4.3. O aumento das temperaturas de condensação de AT e BT reflete em maiores pressões de condensação, variando de (9,1 a 12,5 bar - em AT; aumento de 37,3%) e (26,5 a 29,4 bar - em BT; aumento de 10,9%). As pressões de evaporação também aumentam, variando de (1,7 a 2,0

bar - em AT; aumento de 15,8%) e (16,0 a 17,4 bar - em BT; aumento de 8,9%), porém proporcionalmente menos que as de condensação, fazendo com que os sistemas de AT e BT tenham um incremento nas taxas de compressão, que leva a maiores temperaturas de descarga, além de maiores potências consumidas pelos compressores, como observado nas Fig.4.4 e 4.5.

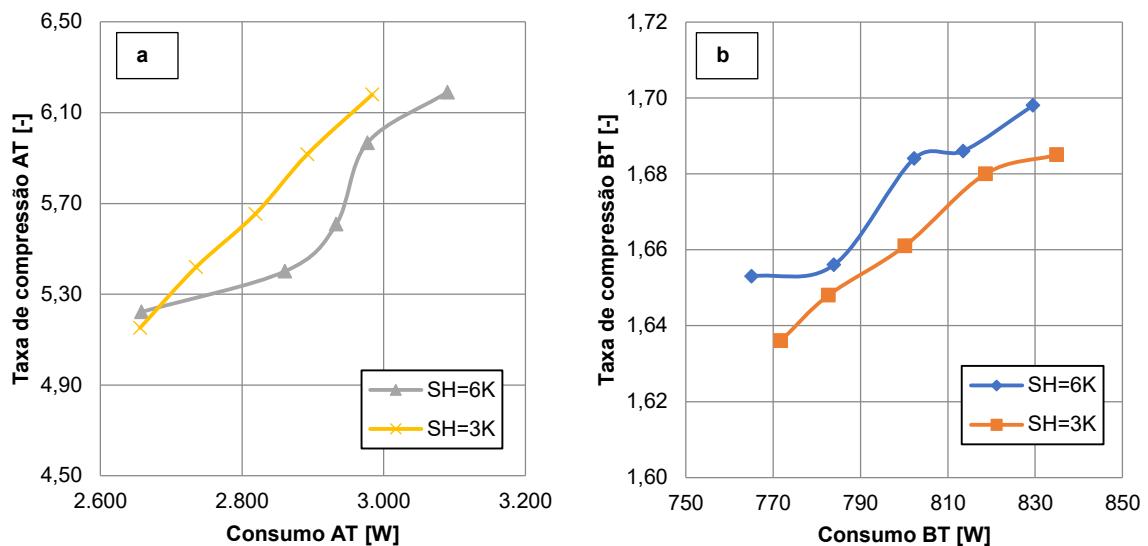


Figura 4.4. Taxa de compressão de AT (a) e BT (b), com a potência consumida pelos respectivos compressores.

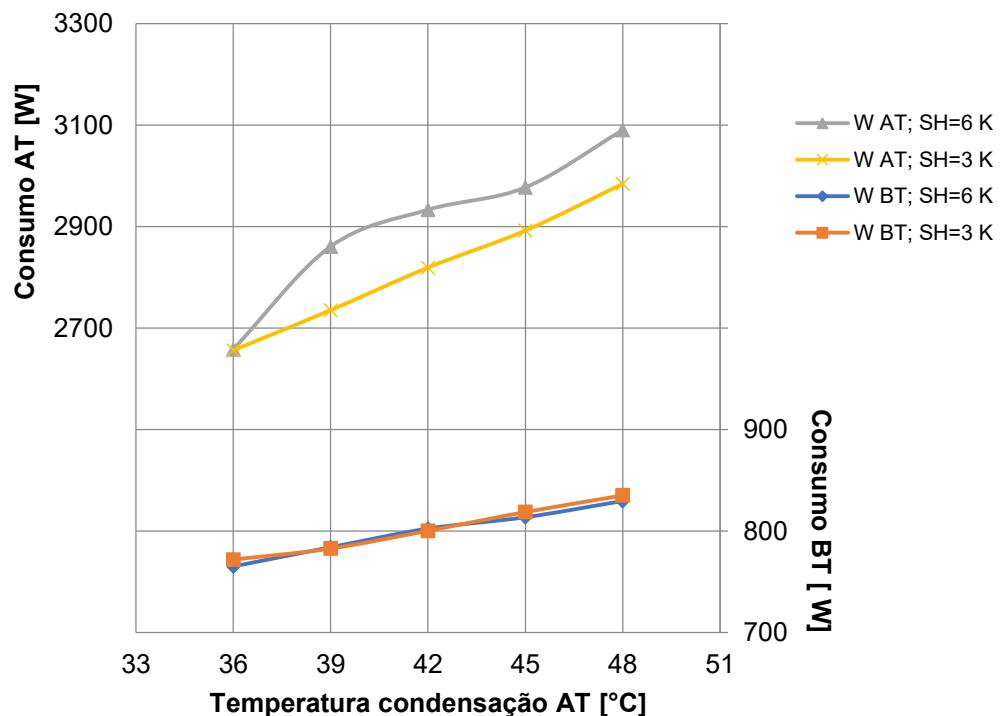


Figura 4.5. Potência consumida pelos compressores de AT e BT, com a temperatura de condensação AT.

A Fig. 4.5 mostra os consumos dos compressores de AT e BT, para as diversas temperaturas de condensação. Cumpre ressaltar, a diferença de valores de consumo dos compressores, visto que o compressor de  $\text{CO}_2$  possui características exclusivas dadas às propriedades termofísicas do fluido. Por operar em altas pressões e possuir uma densidade de vapor elevada, conforme observado na Fig. 4.6, esse possui valores de volumes específicos menores comparados a outros fluidos, resultando em equipamentos menores. Logo, o compressor de  $\text{CO}_2$  é relativamente pequeno, com tubulações também menores, vazões mássicas menores, o que reduz o consumo deste. Outro ponto a ressaltar do  $\text{CO}_2$  é que por possuir uma densidade de vapor de sucção alta, aliado a um alto calor latente de vaporização, confere ao fluido altas capacidades de refrigeração volumétrica, resultante do produto entre a massa específica e entalpia de vaporização. Sendo assim, mesmo com vazões mássicas menores, esse consegue bons valores de capacidade de refrigeração.

Em paralelo, o compressor de AT, projetado para operar com R134a é um compressor grande, visto a baixa capacidade de refrigeração volumétrica do fluido, o que resulta em maiores consumos de energia elétrica.

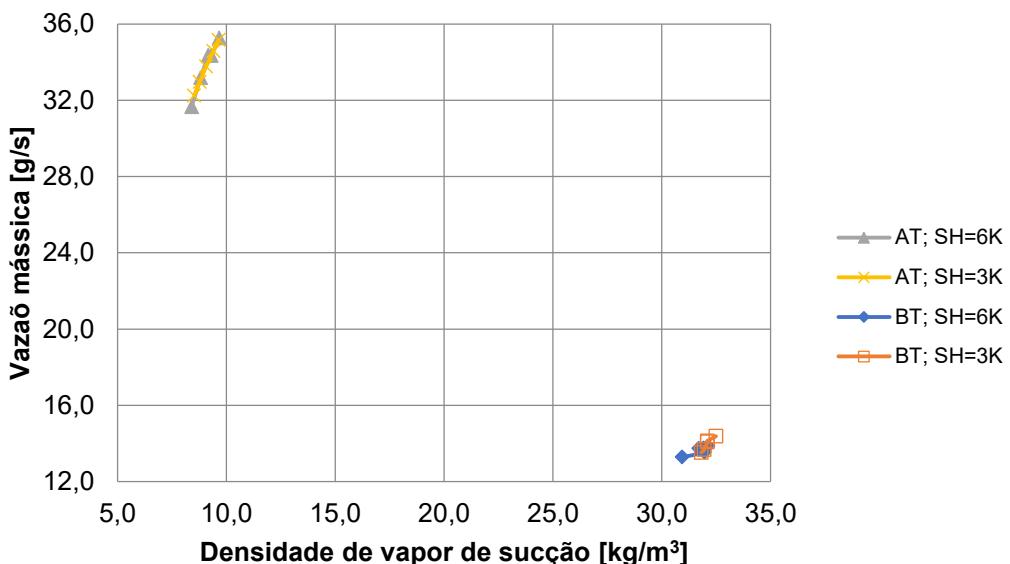


Figura 4.6. Vazão mássica de AT e BT, pela densidade de vapor de sucção dos fluidos.

As Fig. 4.7 e 4.8 mostram uma tendência para ambos os ciclos de AT e BT, que à medida que a temperatura de sucção aumenta, junto com as pressões de evaporação, consequentemente a densidade de vapor de sucção aumentará, elevando a vazão mássica. Como resultado, maiores temperaturas de sucção, retornam maiores vazões, com maiores temperaturas de descarga e logo, maiores consumos.

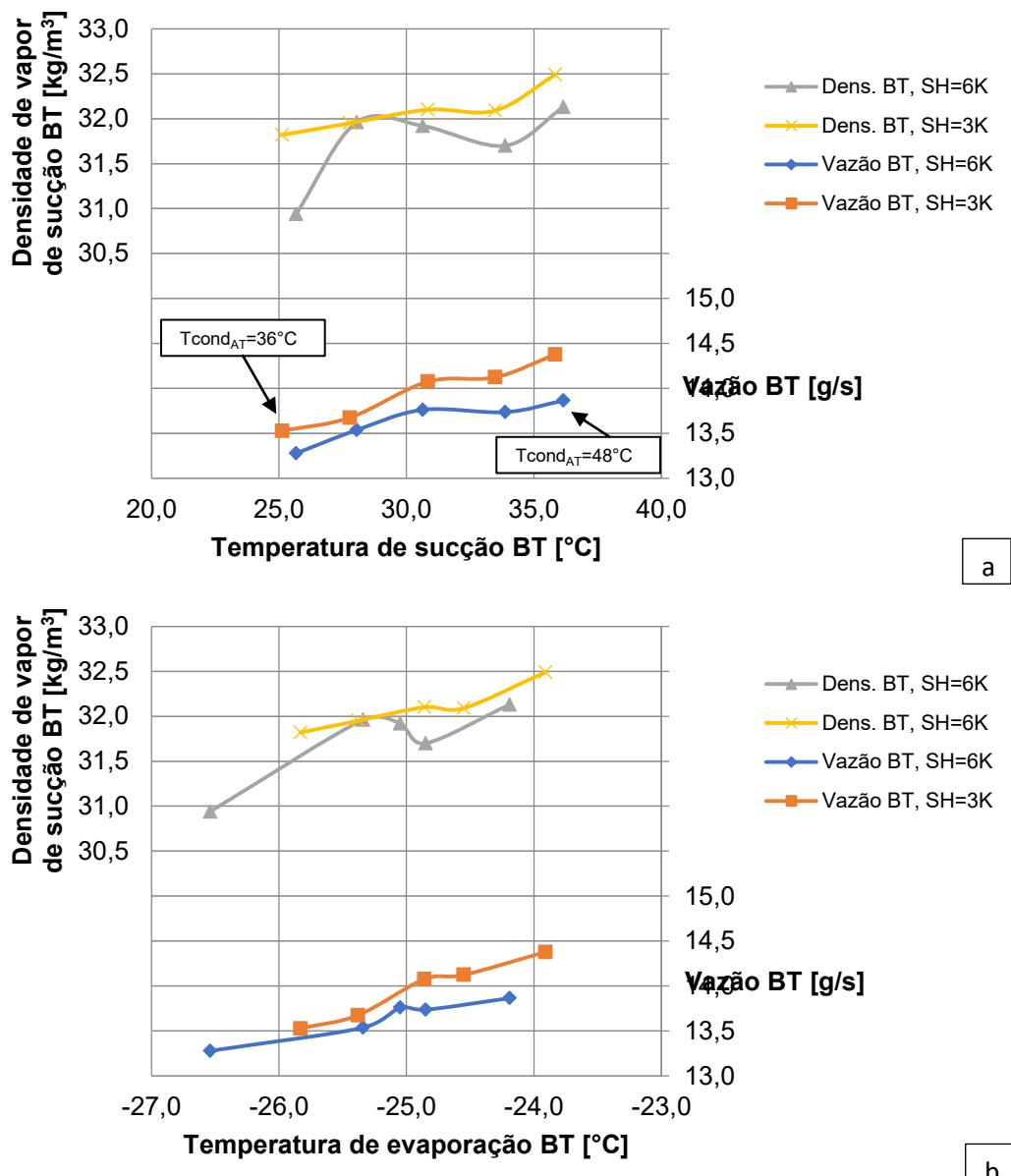


Figura 4.7. Densidade de vapor de sucção BT e vazão mássica BT, para temperaturas de sucção (a) e evaporação (b) BT.

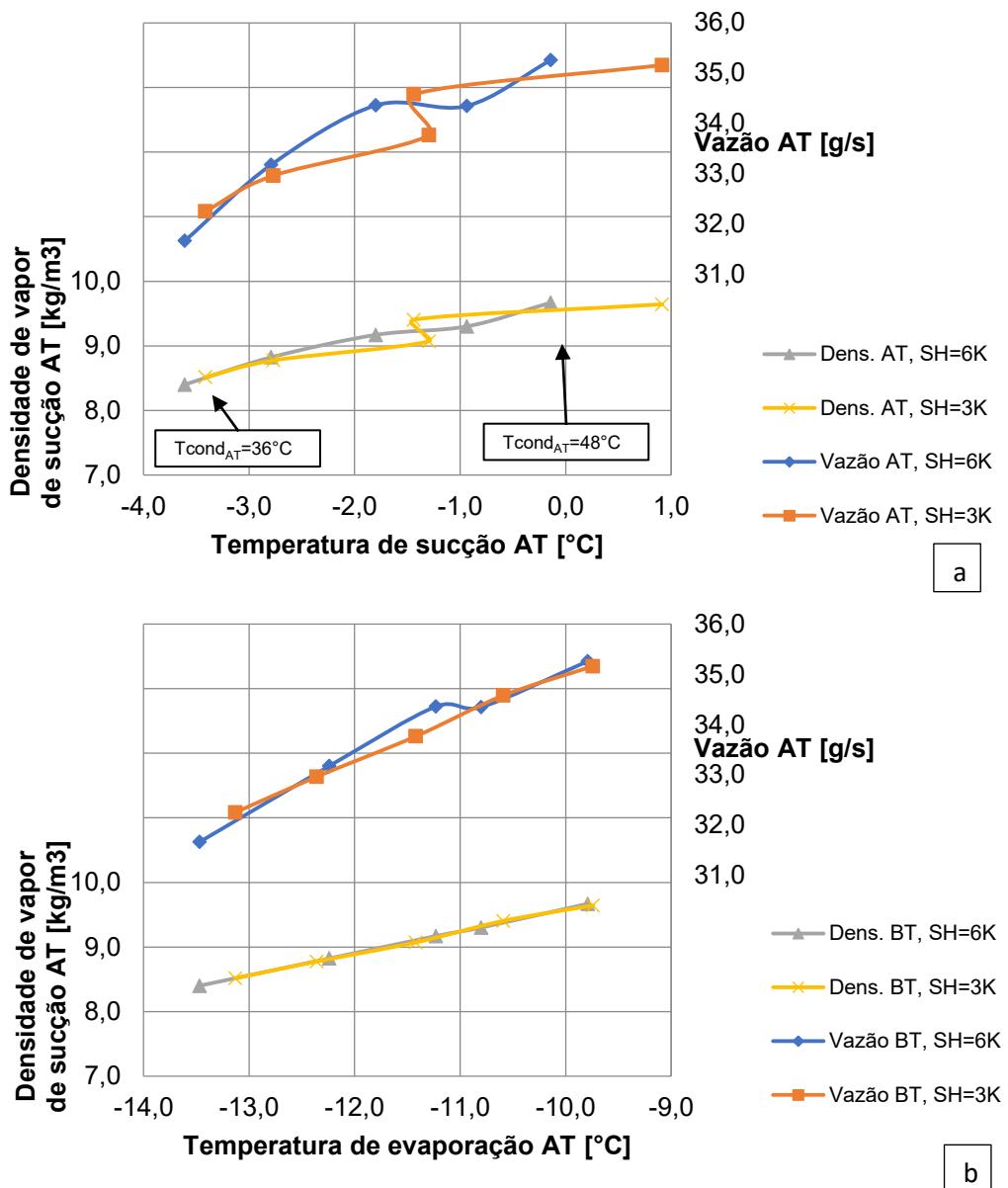


Figura 4.8. Densidade de vapor de sucção AT e vazão mássica AT, para temperaturas de sucção (a) e evaporação (b) AT.

O sistema é dotado de um trocador de calor intermediário posicionado entre a linha de líquido de AT e a linha de sucção de BT (LLSLHX - *Liquid Line Suction Line Heat Exchanger*), aumentando o grau de superaquecimento de R744 e o grau de subresfriamento de R134a. Dessa forma, o superaquecimento adicional dado pelo trocador, eleva o grau de superaquecimento de R744 em 47,1 K de média. Por sua vez, o subresfriamento adicional de R134a fica em 15,0 °C.

O trocador cascata por sua vez, recebe o CO<sub>2</sub> superaquecido na faixa de 72,0 a 83,1 °C, condensando-o para a faixa de -10,9 a -7,3 °C. Enquanto o fluido de alta temperatura R134a evapora com temperaturas entre -13,5 a -9,7 °C e superaquecimento médio de 10 K. A diferença da temperatura de evaporação do ciclo AT com a temperatura

de condensação do ciclo BT é representado na Tab.4.1 por DT. O valor médio da diferença de temperatura (DT) para os testes realizados com R134a/R744 é de 3,5 °C.

Conforme apresentado na Fig.4.9, a capacidade de refrigeração aumenta à medida que a temperatura de evaporação de BT aumenta. Com maiores temperaturas de evaporação, a densidade de vapor e por consequência, a vazão mássica aumentam. Com maiores vazões mássicas, a capacidade de evaporação também sobe.

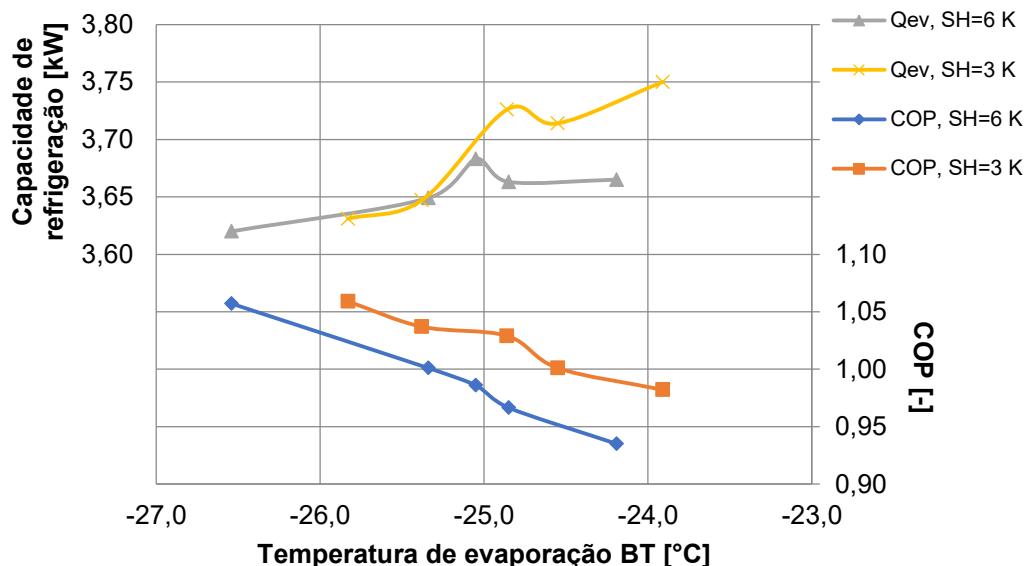


Figura 4.9. Temperaturas de evaporação BT, com a capacidade de refrigeração e COP do sistema.

Dessarte, a análise de COP do sistema cascata através do parâmetro de temperatura de evaporação de BT, conforme observado na Fig. 4.9, não segue o comportamento esperado conforme concluído por Lee et al. (2006), de que o COP cresce com a temperatura de evaporação. Ao analisar a Fig. 4.9, observa-se que quanto maior a temperatura de evaporação, menor o COP, pois esse é influenciado em conjunto pelas temperaturas de condensação. Sendo assim, o aumento de consumo dos compressores AT e BT é proporcionalmente superior ao aumento de capacidade de refrigeração, levando a menores COPs. Por exemplo, com parâmetros de  $SH_{BT} = 3\text{ K}$  e temperaturas de condensação AT variando de 36 °C para 48°C, as temperaturas de condensação BT variam de -9,6 °C para -6,3 °C e as temperaturas de evaporação BT vão de -25,8 °C para -23,9 °C, assim a capacidade de refrigeração aumenta em 3,3 % influenciado pelo aumento da temperatura de evaporação BT, enquanto o consumo dos compressores somados aumenta em 10,2 % dado o aumento das temperaturas de condensação de AT e BT. Como resultado, o COP do sistema reduz em 7,8 %. Ainda segundo Lee et al. (2006), o COP cresce com diminuição da temperatura de condensação do ciclo AT, comportamento observado na Fig. 4.10.

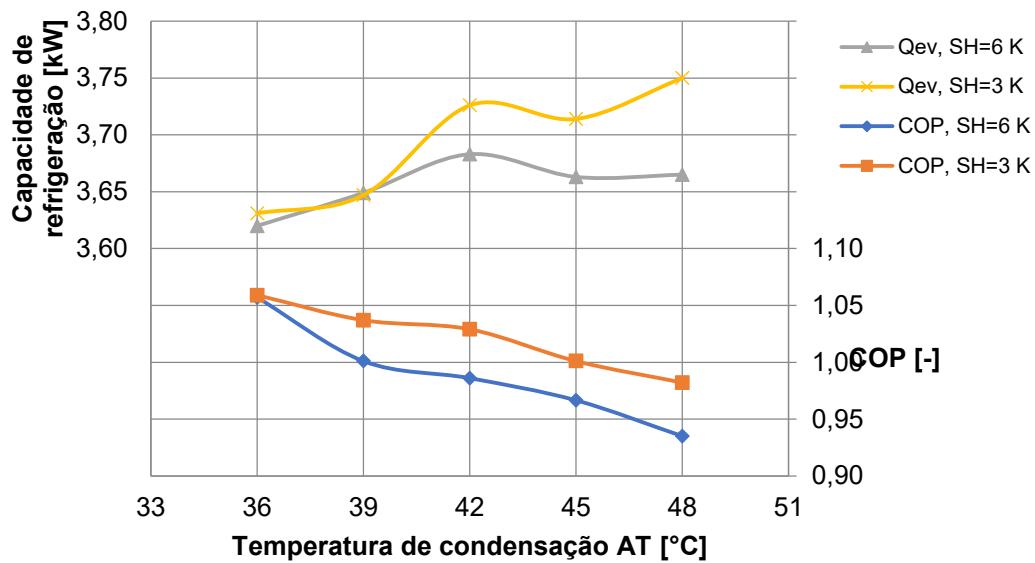


Figura 4.10. Temperaturas de condensação AT, com a capacidade de refrigeração e COP do sistema.

#### 4.2. Sistema cascata modificado com *gas-cooler* (R134a/R744)

Sanz-kock et al. (2014) em trabalho experimental de avaliação de um sistema cascata R134/R744, em suas conclusões observam que as temperaturas de descarga do compressor de CO<sub>2</sub> são superiores à temperatura ambiente, o que traz a possibilidade de utilização de um *gas-cooler* para rejeitar calor no ciclo de baixa temperatura antes de entrar no condensador cascata, o que melhora o COP do sistema. Ainda segundo Lloppis et al. (2016) o uso de um trocador de calor interno em um sistema cascata subcrítico é recomendado se incorporado um *gas-cooler* na saída do compressor BT, visto uma pequena redução de capacidade frigorífica e leve aumento no COP, gerando benefícios ao compressor. Dessa forma propôs-se a mudança da bancada experimental.

A segunda etapa de resultados refere-se à análise do sistema cascata modificado com um *gas-cooler* no ciclo de BT após o condensador, operando com o fluido R134a no ciclo AT e R744 no ciclo BT. Nessa fase de resultados, será avaliada a capacidade de refrigeração alcançada pelo sistema e a eficiência energética.

Serão alterados os parâmetros da temperatura de condensação AT, controlada entre 34 e 43 °C, bem como o superaquecimento do ciclo AT mantido na faixa de 10 K. O sistema de BT, por sua vez operou com grau de superaquecimento útil de 6, 9 e 12 K. O último parâmetro passível de controle é a resistência elétrica, regulada para dissipar 3 kW. Apresentadas as configurações do sistema modificado, a Tab. 4.2 mostram os dados obtidos e parâmetros calculados durante a segunda fase de testes.

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

#	CT	T <sub>Cond</sub>	SH	T <sub>Ar</sub>	T <sub>Suc</sub>	T <sub>Desc</sub>	T <sub>Ent</sub> GC	T <sub>Sai</sub> GC	T <sub>Ent</sub> Cd	T <sub>Sai</sub> Cd	T <sub>Sai</sub> Tan	T <sub>Ent</sub> tro	SH <sub>TOTAL</sub>	P <sub>Suc</sub>	P <sub>Desc</sub>	T <sub>Evap</sub>	T <sub>Cond</sub>	$\dot{m}$	$\dot{W}$	Q <sub>Evap</sub>	Q <sub>GC</sub>	
	-	R134a [kW]	R744 [°C]	-	R744 [°C]	R744 [°C]	R744 [°C]	R744 [°C]	R744 [°C]	R744 [°C]	R744 [°C]	R744 [°C]	R744 [K]	R744 [bar]	R744 [°C]	R744 [bar]	R744 [°C]	R744 [bar]	R744 [°C]	R744 [g/s]	R744 [W]	R744 [W]
1	3	34	6,0	-18,6	26,2	72,4	65,7	20,0	19,8	-13,9	-12,8	-16,4	53,1	15,9	25,1	-26,8	-11,9	12,9	727	3595	621,0	
2	3	37	6,0	-18,1	27,3	75,3	68,5	19,3	19,0	-12,9	-12,4	-16,2	53,9	16,0	25,5	-26,6	-11,4	12,5	743	3472	649,4	
3	3	40	6,0	-18,4	30,3	78,4	71,0	19,3	19,0	-13,2	-12,1	-16,4	57,0	15,9	25,6	-26,7	-11,2	12,3	746	3408	671,5	
4	3	43	6,0	-18,1	32,6	81,0	73,2	19,3	19,2	-12,4	-11,5	-16,1	59,1	16,0	26,0	-26,5	-10,6	12,1	761	3337	690,4	
5	3	34	9,0	-15,5	26,6	74,5	66,8	20,7	20,4	-13,8	-12,8	-13,7	53,5	15,8	25,1	-26,9	-11,9	11,9	726	3344	575,3	
6	3	37	9,0	-16,2	28,6	78,1	70,7	20,4	20,1	-13,9	-13,1	-14,4	56,4	15,4	24,9	-27,8	-12,2	11,7	738	3296	613,5	
7	3	40	9,0	-15,5	30,8	80,1	72,2	20,7	20,4	-13,1	-12,3	-13,9	57,9	15,7	25,5	-27,1	-11,3	12,0	746	3366	649,2	
8	3	43	9,0	-15,6	33,7	82,9	73,6	20,5	20,2	-12,6	-11,9	-13,9	61,0	15,6	25,7	-27,3	-11,1	11,5	769	3218	642,8	
9	3	34	12,0	-13,8	26,8	76,8	68,1	20,4	20,0	-14,7	-14,0	-12,3	55,5	14,9	24,2	-28,7	-13,1	11,4	726	3284	567,8	
10	3	37	12,0	-13,5	29,2	79,5	71,5	19,7	19,5	-14,3	-13,5	-12,2	57,6	15,1	24,6	-28,4	-12,6	11,3	734	3225	609,2	
11	3	40	12,0	-13,2	32,0	83,1	73,7	20,4	20,2	-13,7	-12,6	-12,3	60,0	15,3	25,1	-28,0	-11,8	11,2	749	3170	623,7	
12	3	43	12,0	-12,8	34,8	84,4	74,8	20,3	20,0	-12,8	-12,1	-11,6	62,6	15,3	25,5	-27,9	-11,3	11,1	768	3132	633,1	
#	CT	T <sub>Cond</sub>	SH	T <sub>Suc</sub>	T <sub>Desc</sub>	T <sub>Ent</sub> Cd	T <sub>Sai</sub> Cd	T <sub>Ent</sub> tro	T <sub>Sai</sub> tro	SC	SH	P <sub>Suc</sub>	P <sub>Desc</sub>	T <sub>Evap</sub>	DT	$\dot{m}$	$\dot{W}$	Q <sub>Cond</sub>	Q <sub>Evap</sub>	COP	COP	COP
	-	R134a [kW]	R744 [°C]	R134a [°C]	R134a [°C]	R134a [°C]	R134a [°C]	R134a [°C]	R134a [°C]	R134a [K]	R134a [°C]	R134a [bar]	R134a [bar]	R134a [°C]	-	R134a [°C]	R134a [g/s]	R134a [W]	R134a [W]	R134a [W]	R134a [W]	R744 [W]
1	3	34	6,0	-7,7	79,3	73,9	34,1	34,4	17,8	16,3	9,4	1,5	8,7	-17,1	5,2	27,5	2666	5773	4713	1,77	4,95	1,05
2	3	37	6,0	-7,3	80,8	76,0	35,8	35,7	18,8	18,2	9,4	1,5	9,4	-16,7	5,3	27,6	2701	5769	4709	1,74	4,68	1,00
3	3	40	6,0	-6,4	82,7	77,7	39,7	39,0	21,1	18,9	9,9	1,6	10,2	-16,3	5,2	27,4	2677	5583	4601	1,72	4,57	0,99
4	3	43	6,0	-5,5	85,5	80,5	41,7	41,5	23,2	19,8	10,2	1,6	11,0	-15,7	5,0	27,6	2797	5588	4572	1,63	4,39	0,93
5	3	34	9,0	-7,0	79,9	74,3	34,0	34,1	18,6	15,4	10,2	1,5	8,6	-17,2	5,3	27,0	2671	5693	4622	1,73	4,61	0,98
6	3	37	9,0	-7,0	81,3	76,3	37,0	36,3	20,1	16,9	10,4	1,5	9,4	-17,4	5,1	27,0	2650	5602	4565	1,72	4,47	0,97
7	3	40	9,0	-5,6	84,9	79,8	39,0	38,8	22,0	18,0	10,9	1,5	10,2	-16,4	5,1	27,2	2772	5634	4553	1,64	4,51	0,95
8	3	43	9,0	-5,6	86,7	80,6	43,0	42,0	24,6	18,4	10,4	1,6	11,0	-16,0	4,9	27,1	2697	5439	4437	1,65	4,19	0,92
9	3	34	12,0	-8,7	80,9	75,1	33,9	33,5	18,9	15,1	9,4	1,4	8,6	-18,2	5,0	26,0	2697	5508	4405	1,63	4,52	0,95
10	3	37	12,0	-7,4	81,5	76,3	36,9	36,3	21,0	16,0	10,3	1,5	9,4	-17,7	5,0	26,0	2686	5399	4355	1,62	4,39	0,94
11	3	40	12,0	-6,7	84,3	80,7	39,9	39,5	23,6	16,4	10,1	1,5	10,2	-16,8	5,0	27,0	2676	5580	4438	1,66	4,23	0,92
12	3	43	12,0	-5,9	87,9	81,7	42,9	42,4	25,9	17,1	10,2	1,6	11,0	-16,1	4,8	27,0	2717	5453	4361	1,61	4,08	0,89

CT: Carga térmica

T<sub>Cond</sub>: Temperatura condensação

SH: Grau de superaquecimento

T<sub>Suc</sub>: Temperatura succção

T<sub>Desc</sub>: Temperatura de descarga

T<sub>Ent</sub>Cd: Temperatura entrada condensador

T<sub>Sai</sub>Cd: Temperatura saída condensador

T<sub>Sai</sub>Tan: Temperatura de saída do tanque

T<sub>Ent</sub>tro: Temp. entrada trocador intermediário

T<sub>Sai</sub>tro: Temp. saída trocador intermediário

SC: Grau de subresfriamento

P<sub>Suc</sub>: Pressão de sucção

P<sub>Desc</sub>: Pressão de descarga

T<sub>Evap</sub>: Temp. evaporação

T<sub>Cond</sub>: Temp. condensação

T<sub>Ar</sub>: Temperatura do ar na câmara fria

$\dot{m}$ : vazão mássica

$\dot{W}$ : Consumo de potência

Q<sub>Evap</sub>: Capacidade de refrigeração

DT: Diferença de temp. trocador cascata

T<sub>Ent</sub>GC: Temperatura entrada do *gas-cooler*

T<sub>Sai</sub>GC: Temperatura saída do *gas-cooler*

gas-cooler

gas-cooler

Q<sub>GC</sub>: Calor rejeitado *gas-cooler*

Para comparação dos sistemas com e sem *gas-cooler*, os testes com superaquecimento de BT em 6 K, serão analisados com a temperatura de condensação do ciclo AT de 37 a 43 °C, correspondentes ao testes 2 a 4 da Tab.4.2.

A Fig. 4.11 apresenta valores de temperatura de evaporação de AT e condensação BT, para as diferentes temperaturas de condensação de AT. Observa-se a tendência de menores valores de temperatura de evaporação AT e condensação BT, com o emprego do *gas-cooler*. A temperatura de evaporação em AT cai devido a menor carga térmica imposta ao trocador de calor cascata, visto que parte do calor a ser rejeitado no ciclo BT, será realizado pelo *gas-cooler*. Dessa forma, com uma menor carga térmica no trocador, menores temperaturas de evaporação são experimentadas e consequentemente menores temperaturas de condensação de BT.

O uso do *gas-cooler* reflete em maiores diferenças de temperatura (DT) no trocador cascata. A diferença da temperatura de evaporação do ciclo AT com a temperatura de condensação do ciclo BT é representado na Fig.4.11 por DT. O valor médio da diferença de temperatura (DT) para os testes realizados sem gás cooler é de 3,5 °C, enquanto após o uso do *gas-cooler* esse valor sobe para 5,2 °C. Os autores Lee et al. (2006) e Getu e Bansal (2008) relacionam o aumento da diferença de temperatura no trocador cascata (DT), com o decréscimo do COP do sistema cascata.

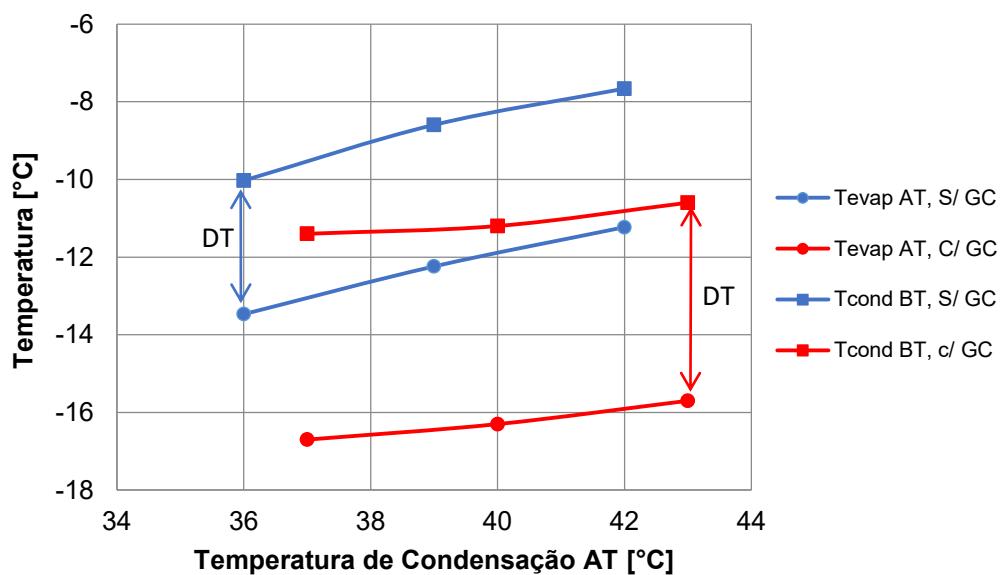


Figura 4.11. Variação de temperatura de evaporação AT e condensação BT, com e sem *gas-cooler*, pela temperatura de condensação AT.

O *gas-cooler* faz com que o R744, entre no condensador cascata com temperaturas médias de 19,1 °C, uma redução média em 56,4 °C, que representa cerca de 670 W. Atrelado a uma menor carga térmica no evaporador de AT, e com menores temperaturas e

pressões de evaporação, o ciclo AT sofre uma redução de sua temperatura de sucção em 3,7 °C em média, que leva a uma menor densidade de vapor de sucção (13,8 % menor), consequentemente menores vazões (16,6 % menor) e logo, uma redução em sua capacidade de refrigeração em cerca de 17,6 % ou em média 992 W. Dados as menores pressões de sucção e pressões de condensação similares, a taxa de compressão de AT sobe em 20,2 %. Apesar de ter menores cargas térmicas empregadas ao evaporador de AT no trocador cascata, pelo aumento da taxa de compressão, o consumo do compressor reduz em apenas 3,1 % ou em média 92 W. Dessa forma o COP do ciclo AT, cai em média 14,9%.

Por sua vez, o ciclo BT sofre uma redução em sua temperatura de condensação em cerca de 2,3 °C e redução da temperatura de evaporação em 1,0 °C, de forma que a taxa de compressão mantenha-se 3,3 % menor e o consumo 4,3 % menor, representando em média, uma redução de 34 W. A temperatura de sucção cai em média 2,0 °C, reduzindo a vazão de CO<sub>2</sub> em 9%, que leva a uma queda na capacidade de refrigeração do sistema de 6,7 % ou 250 W. Visto que a redução na capacidade de evaporação de BT é proporcionalmente maior que a redução dos consumos dos compressores, o COP do ciclo de R744 cai em 2,5 %, enquanto o COP do sistema 3,9%. Cumpre ressaltar, que a temperatura do ar dentro da câmara fria sofre redução média de 1,9 °C ou 11,8 %. A Fig. 4.12 mostra a variação de COP e capacidade de refrigeração para o sistema com e sem o *gas-cooler*.

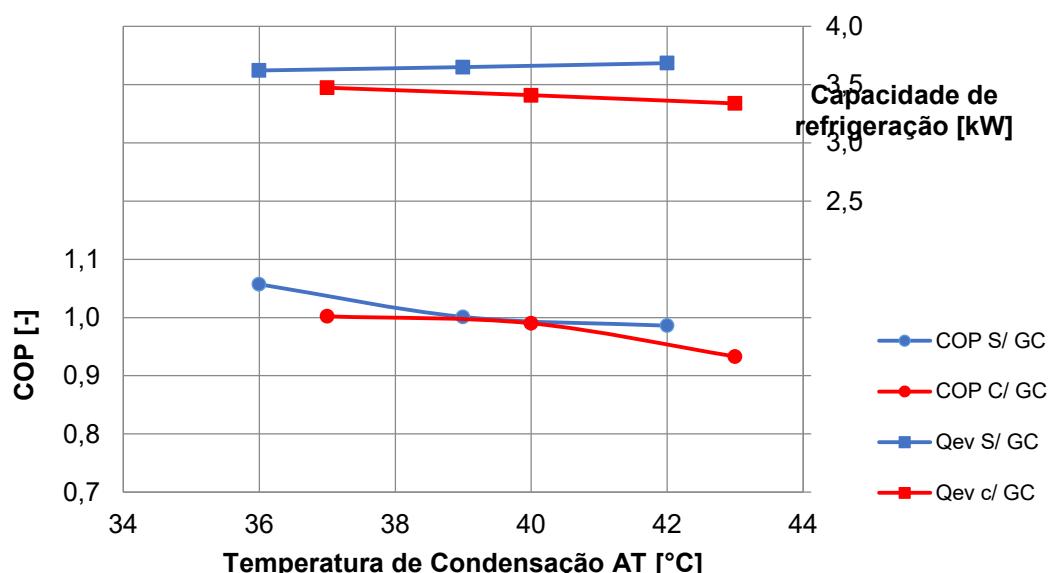


Figura 4.12. Variação de COP e capacidade de refrigeração do sistema, com e sem *gas-cooler*, pela temperatura de condensação AT.

#### 4.3. Sistemas cascata alternativos com *gas-cooler* (R513A/R744 e R1234yf/R744)

A terceira etapa de resultados refere-se à análise dos sistemas alternativos com *gas-cooler* no ciclo de BT após o condensador, operando com os fluidos alternativos propostos no ciclo AT. Nessa fase de resultados, serão avaliadas as capacidades de refrigeração alcançadas pelos sistemas e as eficiências energéticas.

Para avaliação comparativa dos sistemas, o novo par de refrigerantes deve proporcionar valores de capacidade de refrigeração e temperaturas do ar no interior da câmara, semelhantes aos valores obtidos pelo sistema original, respeitando assim, o que seriam as condições de projeto da câmara fria em sua aplicação comercial inicial. O COP e o impacto ambiental do sistema de refrigeração, proporcionados pelos novos pares de refrigerantes tornam-se consequências e seus valores serão comparados ao desempenho do par de fluidos R134a/R744 com o *gas-cooler*.

Serão alterados os parâmetros da temperatura de condensação AT, controlada entre 34 e 43 °C, bem como o superaquecimento do ciclo AT mantido na faixa de 10 K. O sistema de BT, por sua vez operou com grau de superaquecimento útil de 6, 9 e 12 K. O último parâmetro passível de controle é a resistência elétrica, regulada para dissipar 3 kW. Apresentadas as configurações dos sistemas alternativos, as Tab. 4.3 e Tab. 4.4 apresentam os dados obtidos e parâmetros calculados durante a terceira fase de testes.

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

#	CT	T <sub>Cond</sub>	SH	T <sub>Ar</sub>	T <sub>Suc</sub>	T <sub>Desc</sub>	T <sub>Ent</sub> GC	T <sub>Sai</sub> GC	T <sub>Ent</sub> Cd	T <sub>Sai</sub> Cd	T <sub>Sai</sub> Tan	T <sub>Ent</sub> tro	SH <sub>TOTAL</sub>	P <sub>Suc</sub>	P <sub>Desc</sub>	T <sub>Evap</sub>	T <sub>Cond</sub>	$\dot{m}$	$\dot{W}$	Q <sub>Evap</sub>	Q <sub>GC</sub>	
	-	R513A [kW]	[°C]	R744 [K]	-	R744 [°C]	R744 [°C]	R744 [°C]	R744 [°C]	R744 [°C]	R744 [°C]	R744 [°C]	R744 [K]	R744 [bar]	R744 [°C]	R744 [bar]	R744 [°C]	R744 [g/s]	R744 [W]	R744 [W]	R744 [W]	
1	3	34	6,0	-18,9	26,7	73,6	66,9	20,2	19,7	-14,7	-13,8	-16,7	53,9	15,6	24,4	-27,3	-12,9	11,9	717	3350	581,5	
2	3	37	6,0	-18,4	31,0	77,0	69,7	18,3	17,9	-14,2	-13,2	-16,5	58,0	15,8	24,9	-26,9	-12,3	12,1	730	3374	650,8	
3	3	40	6,0	-17,8	33,6	79,8	72,1	20,2	19,8	-13,1	-12,3	-15,8	59,9	16,1	25,6	-26,4	-11,3	12,2	743	3382	664,9	
4	3	43	6,0	-17,1	35,8	83,2	75,4	21,1	20,8	-12,4	-10,8	-15,0	61,3	16,6	26,6	-25,6	-9,9	12,5	772	3443	720,7	
5	3	34	9,0	-16,8	27,1	75,3	68,0	20,4	20,0	-15,7	-14,6	-14,9	55,6	15,0	23,8	-28,5	-13,7	11,1	717	3316	573,7	
6	3	37	9,0	-16,2	31,2	78,5	70,7	19,0	18,7	-14,7	-14,0	-14,5	59,1	15,3	24,3	-28,0	-13,1	11,5	724	3329	630,3	
7	3	40	9,0	-15,6	34,5	81,8	73,6	19,7	19,3	-13,4	-12,9	-13,9	61,9	15,6	25,1	-27,4	-12,0	11,6	742	3274	656,0	
8	3	43	9,0	-15,1	37,0	84,7	76,3	20,7	20,3	-12,4	-11,7	-13,3	63,7	15,9	25,9	-26,8	-10,8	12,2	764	3234	677,4	
9	3	34	12,0	-14,4	27,9	77,1	69,4	20,7	20,4	-16,1	-15,2	-12,8	57,3	14,6	23,4	-29,4	-14,3	10,4	711	3192	552,9	
10	3	37	12,0	-13,0	31,2	79,4	71,4	19,2	19,0	-14,9	-14,1	-11,9	59,5	15,1	24,2	-28,3	-13,2	11,1	722	3182	601,2	
11	3	40	12,0	-13,0	34,9	83,1	74,5	18,8	18,5	-14,2	-13,4	-11,8	63,1	15,2	24,7	-28,3	-12,5	11,0	735	3147	638,7	
12	3	43	12,0	-12,5	37,6	86,1	77,1	19,8	19,4	-13,0	-12,2	-11,2	65,2	15,5	25,5	-27,6	-11,4	11,5	763	2937	623,4	
#	CT	T <sub>Cond</sub>	SH	T <sub>Suc</sub>	T <sub>Desc</sub>	T <sub>Ent</sub> Cd	T <sub>Sai</sub> Cd	T <sub>Ent</sub> tro	T <sub>Sai</sub> tro	SC	SH	P <sub>Suc</sub>	P <sub>Desc</sub>	T <sub>Evap</sub>	DT	$\dot{m}$	$\dot{W}$	Q <sub>Cond</sub>	Q <sub>Evap</sub>	COP	COP	COP
	-	R513A [kW]	[°C]	R744 [K]	R513A [°C]	R513A [°C]	R513A [°C]	R513A [°C]	R513A [°C]	R513A [K]	R513A [°C]	R513A [bar]	R513A [bar]	- [°C]	R513A [°C]	R513A [g/s]	R513A [W]	R513A [W]	R513A [W]	R513A -	R744	Total
1	3	34	6,0	-8,2	71,5	68,5	34,3	34,0	19,6	15,0	9,9	1,6	9,2	-18,2	5,3	32,2	2702	5943	4718	1,78	4,67	0,99
2	3	37	6,0	-7,0	73,2	69,8	38,2	38,4	23,9	14,1	10,4	1,7	10,1	-17,4	5,1	32,6	2681	5845	4608	1,72	4,63	0,99
3	3	40	6,0	-6,8	75,3	72,1	41,2	41,3	26,2	15,0	9,6	1,8	11,0	-16,4	5,1	33,4	2686	5881	4627	1,72	4,55	0,99
4	3	43	6,0	-5,3	77,7	74,6	44,0	43,8	28,1	16,6	9,8	1,9	12,0	-15,1	5,1	34,6	2739	5985	4734	1,73	4,46	0,98
5	3	34	9,0	-9,1	70,7	67,5	33,9	33,6	20,1	14,4	9,7	1,6	9,2	-18,9	5,2	31,3	2631	5763	4540	1,73	4,62	0,99
6	3	37	9,0	-7,5	73,2	69,8	37,9	38,0	23,8	13,9	10,6	1,6	10,1	-18,1	5,0	31,6	2665	5678	4461	1,67	4,60	0,98
7	3	40	9,0	-7,1	75,5	72,2	41,3	41,4	27,3	13,9	9,7	1,7	11,0	-16,9	4,9	32,5	2684	5733	4446	1,66	4,41	0,96
8	3	43	9,0	-5,5	78,0	74,7	44,6	44,6	29,6	15,1	10,3	1,8	12,0	-15,9	5,1	33,2	2702	5721	4473	1,66	4,23	0,93
9	3	34	12,0	-8,9	71,5	68,2	34,5	33,9	21,2	13,4	10,4	1,6	9,2	-19,3	5,0	30,4	2646	5608	4387	1,66	4,49	0,95
10	3	37	12,0	-8,1	73,7	70,3	37,8	37,6	24,2	13,5	10,0	1,6	10,1	-18,2	5,0	31,4	2727	5676	4412	1,62	4,41	0,92
11	3	40	12,0	-6,9	76,1	72,6	41,3	41,4	27,9	13,3	10,4	1,7	11,0	-17,4	4,9	31,7	2688	5606	4316	1,61	4,28	0,92
12	3	43	12,0	-6,1	77,7	74,3	44,6	44,6	30,3	14,5	10,1	1,8	12,0	-16,3	4,9	32,6	2690	5601	4346	1,62	3,85	0,85

CT: Carga térmica

T<sub>Cond</sub>: Temperatura condensação

SH: Grau de superaquecimento

T<sub>Suc</sub>: Temperatura succção

T<sub>Desc</sub>: Temperatura de descarga

T<sub>Ent</sub>Cd: Temperatura entrada condensador

T<sub>Sai</sub>Cd: Temperatura saída condensador

T<sub>Sai</sub>Tan: Temperatura de saída do tanque

T<sub>Ent</sub>tro: Temp. entrada trocador intermediário

T<sub>Sai</sub>tro: Temp. saída trocador intermediário

SC: Grau de subresfriamento

P<sub>Suc</sub>: Pressão de sucção

P<sub>Desc</sub>: Pressão de descarga

T<sub>Evap</sub>: Temp. evaporação

T<sub>Cond</sub>: Temp. condensação

T<sub>Ar</sub>: Temperatura do ar na câmara fria

$\dot{m}$ : vazão mássica

$\dot{W}$ : Consumo de potência

Q<sub>Evap</sub>: Capacidade de refrigeração

DT: Diferença de temp. trocador cascata

T<sub>Ent</sub>GC: Temperatura entrada

do *gas-cooler*

T<sub>Sai</sub>GC: Temperatura saída do

*gas-cooler*

Q<sub>GC</sub>: Calor rejeitado *gas-cooler*

Tabela 4.4 Resultados obtidos para o ciclo de baixa temperatura com o sistema operando com o par R1234yf/R744

#	CT - [kW]	T <sub>Cond</sub> R1234yf [°C]	SH R744 [K]	T <sub>Ar</sub>	T <sub>Suc</sub>	T <sub>Desc</sub>	T <sub>Ent</sub> GC	T <sub>Sai</sub> GC	T <sub>Ent</sub> Cd	T <sub>Sai</sub> Cd	T <sub>sai</sub> Tan	T <sub>Ent</sub> tro	SH <sub>TOTAL</sub>	P <sub>Suc</sub>	P <sub>Desc</sub>	T <sub>Evap</sub>	T <sub>Cond</sub>	$\dot{m}$	$\dot{W}$	Q <sub>Evap</sub>	Q <sub>GC</sub>	
				- [°C]	R744 [°C]	R744 [°C]	R744 [°C]	R744 [°C]	R744 [°C]	R744 [°C]	R744 [°C]	R744 [°C]	R744 [K]	R744 [bar]	R744 [bar]	R744 [°C]	R744 [°C]	R744 [°C]	R744 [g/s]	R744 [W]	R744 [W]	R744 [W]
1	3	34	6,0	-19,0	25,7	74,1	67,0	19,8	19,6	-14,4	-13,5	-16,8	53,0	15,6	24,7	-27,3	-12,4	12,0	732	3419	603,4	
2	3	37	6,0	-18,7	26,5	75,1	67,7	19,5	19,2	-14,1	-13,0	-16,5	53,6	15,7	25,0	-27,1	-12,0	12,2	736	3379	612,9	
3	3	40	6,0	-19,0	29,1	77,4	69,4	18,2	17,9	-13,8	-12,8	-16,9	56,4	15,6	25,2	-27,3	-11,7	11,9	750	3315	641,8	
4	3	43	6,0	-17,3	32,9	81,2	73,1	19,9	19,5	-12,4	-10,6	-15,3	58,7	16,4	26,7	-25,8	-9,7	12,4	792	3397	701,9	
5	3	34	9,0	-16,7	26,2	75,8	68,3	19,7	19,6	-15,1	-14,3	-14,8	54,7	15,0	24,1	-28,5	-13,3	11,3	727	3366	597,0	
6	3	37	9,0	-16,5	27,2	77,2	69,2	18,3	17,9	-13,7	-13,4	-14,8	55,3	15,2	24,8	-28,1	-12,3	12,1	741	3366	635,6	
7	3	40	9,0	-16,4	30,3	80,7	71,8	18,3	18,1	-13,1	-12,7	-14,7	58,4	15,2	25,2	-28,1	-11,7	11,7	760	3293	658,3	
8	3	43	9,0	-15,4	34,4	85,0	76,0	19,6	19,2	-11,4	-10,9	-13,6	61,5	15,7	26,5	-27,1	-10,0	12,3	800	3221	693,7	
9	3	34	12,0	-14,1	26,6	76,8	68,9	19,6	19,2	-15,4	-14,6	-12,5	55,7	14,7	23,8	-29,1	-13,7	11,1	722	3321	588,4	
10	3	37	12,0	-14,0	28,6	79,2	70,8	19,2	18,9	-15,5	-13,8	-12,5	57,7	14,7	24,3	-29,1	-13,0	10,5	743	3129	586,1	
11	3	40	12,0	-13,5	31,1	82,1	73,0	18,6	18,3	-14,0	-13,0	-12,2	59,6	15,0	24,9	-28,5	-12,2	11,2	751	3193	638,2	
12	3	43	12,0	-12,7	35,0	86,6	77,3	19,2	18,8	-11,5	-11,1	-11,3	62,5	15,5	26,4	-27,5	-10,1	12,1	796	3203	701,4	
#	CT - [kW]	T <sub>Cond</sub> R1234yf [°C]	SH R744 [K]	T <sub>Suc</sub>	T <sub>Desc</sub>	T <sub>Ent</sub> Cd	T <sub>Sai</sub> Cd	T <sub>Ent</sub> tro	T <sub>Sai</sub> tro	SC	SH	P <sub>Suc</sub>	P <sub>Desc</sub>	T <sub>Evap</sub>	DT	$\dot{m}$	$\dot{W}$	Q <sub>Cond</sub>	Q <sub>Evap</sub>	COP	COP	COP
				R1234yf [°C]	R1234yf [°C]	R1234yf [°C]	R1234yf [°C]	R1234yf [°C]	R1234yf [°C]	R1234yf [°C]	R1234yf [°C]	R1234yf [K]	R1234yf [bar]	R1234yf [bar]	- [°C]	R1234yf [°C]	R1234yf [g/s]	R1234yf [W]	R1234yf [W]	R1234yf [W]	R1234yf [W]	R744
1	3	34	6,0	-7,0	65,3	63,0	32,6	32,5	19,2	14,7	11,5	1,6	8,7	-18,5	6,1	34,5	2669	5922	4664	1,75	4,67	1,00
2	3	37	6,0	-7,2	66,6	64,1	33,4	33,4	20,0	16,9	9,8	1,7	9,4	-17,0	5,0	34,8	2675	5938	4653	1,74	4,59	0,98
3	3	40	6,0	-6,9	67,7	65,1	36,3	36,2	22,2	17,9	10,1	1,7	10,2	-17,0	5,3	34,5	2604	5740	4520	1,74	4,42	0,98
4	3	43	6,0	-4,9	71,2	68,8	40,7	40,6	26,1	17,0	10,6	1,8	11,0	-15,5	5,8	36,7	2678	5982	4672	1,74	4,29	0,97
5	3	34	9,0	-8,2	64,1	61,8	32,3	32,3	19,9	14,0	10,3	1,6	8,7	-18,5	5,3	33,6	2635	5739	4476	1,70	4,63	1,00
6	3	37	9,0	-8,4	66,5	63,8	33,8	33,6	20,7	16,2	10,1	1,6	9,4	-18,5	6,3	33,2	2671	5636	4381	1,64	4,54	0,98
7	3	40	9,0	-7,4	68,6	65,8	36,8	36,8	23,4	16,7	9,6	1,7	10,2	-17,0	5,3	33,4	2668	5560	4308	1,62	4,33	0,96
8	3	43	9,0	-6,1	70,4	67,9	41,5	41,3	27,5	15,6	9,4	1,8	11,0	-15,5	5,6	34,9	2640	5613	4340	1,64	4,03	0,93
9	3	34	12,0	-7,7	65,4	62,8	32,2	32,1	20,5	13,4	10,8	1,6	8,7	-18,5	4,8	32,9	2691	5659	4371	1,62	4,60	0,97
10	3	37	12,0	-8,1	67,2	64,6	34,5	34,4	22,4	14,5	10,4	1,6	9,4	-18,5	5,5	33,2	2579	5632	4315	1,67	4,21	0,94
11	3	40	12,0	-6,6	69,7	66,9	37,3	37,2	24,6	15,5	10,4	1,7	10,2	-17,0	4,9	33,3	2725	5560	4265	1,57	4,25	0,91
12	3	43	12,0	-6,0	70,8	68,1	41,8	41,4	28,2	14,9	11,0	1,7	11,0	-17,0	6,9	34,3	2714	5510	4244	1,56	4,03	0,91

CT: Carga térmica

T<sub>Cond</sub>: Temperatura condensação

SH: Grau de superaquecimento

T<sub>Suc</sub>: Temperatura succção

T<sub>Desc</sub>: Temperatura de descarga

T<sub>Ent</sub>Cd: Temperatura entrada condensador

T<sub>Sai</sub>Cd: Temperatura saída condensador

T<sub>Sai</sub>Tan: Temperatura de saída do tanque

T<sub>Ent</sub>tro: Temp. entrada trocador intermediário

T<sub>Sai</sub>tro: Temp. saída trocador intermediário

SC: Grau de subresfriamento

P<sub>Suc</sub>: Pressão de sucção

P<sub>Desc</sub>: Pressão de descarga

T<sub>Evap</sub>: Temp. evaporação

T<sub>Cond</sub>: Temp. condensação

T<sub>Ar</sub>: Temperatura do ar na câmara fria

$\dot{m}$ : vazão mássica

$\dot{W}$ : Consumo de potência

Q<sub>Evap</sub>: Capacidade de refrigeração

T<sub>Ent</sub>GC: Temperatura entrada do gas-cooler

T<sub>Sai</sub>GC: Temperatura saída do gas-cooler

gas-cooler

gas-cooler

Q<sub>GC</sub>: Calor rejeitado gas-cooler

A avaliação comparativa dos sistemas é possível a partir do ponto que os novos pares de refrigerantes proporcionem temperaturas do ar no interior da câmara e valores de capacidades de refrigeração semelhantes aos valores obtidos pelo sistema operando com R134a/R744. Sendo assim, a Fig. 4.13 apresenta os valores de temperatura do ar dentro da câmara fria para o sistema modificado (R134a/R744 com *gas-cooler*) e sistemas alternativos (R513A/R744 e R1234yf/R744 com *gas-cooler*). Isto é, o eixo das abscissas representa a temperatura de referência, que no caso é o sistema modificado (R134a/R744), enquanto os valores no eixo das ordenadas representam os valores dos sistemas alternativos.

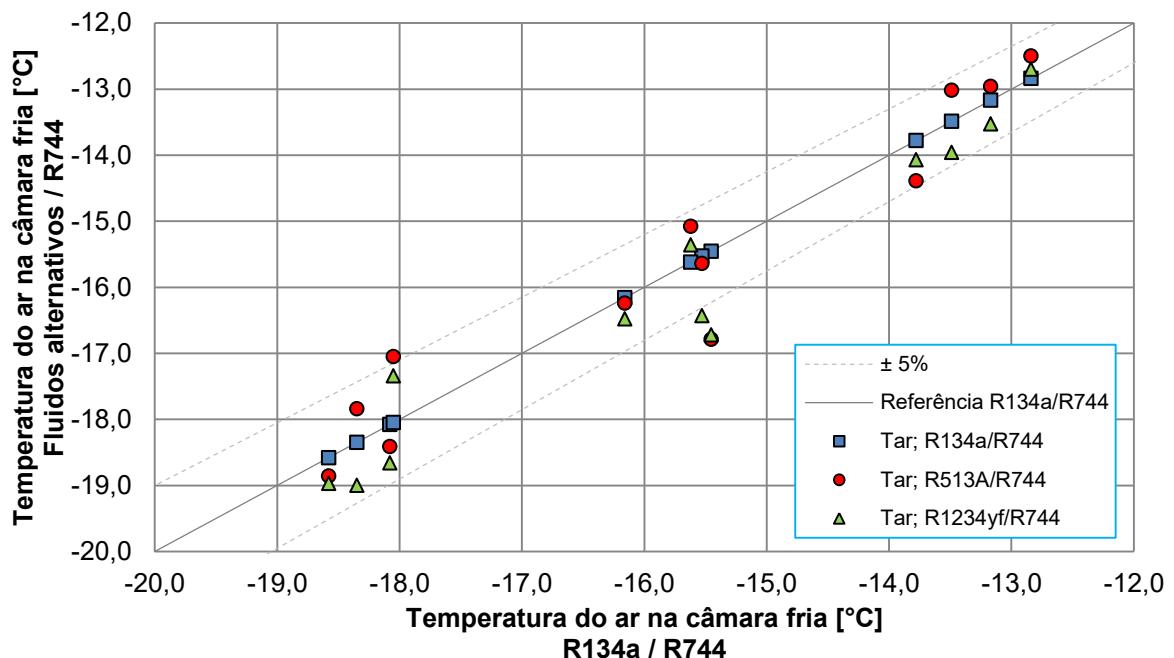


Figura 4.13. Temperatura do ar na câmara fria para os pares alternativos, versus temperatura do ar para o par R134a/R744, nas diferentes condições de teste.

É possível observar que em todos os testes comparados, a temperatura do ar dentro da câmara fria foi estabilizada em valores muito próximos e dentro de uma ampla faixa de operação, garantindo assim a flexibilidade de operação do sistema em cascata, mediante a alteração do grau de superaquecimento de BT. Para os sistemas alternativos a temperatura interna da câmara fria variou no máximo em 8,7 % para R513A e 8,2 % para R1234yf de desvio da referência para baixo, sendo a maioria dos resultados compreendidos com desvio abaixo de 5 %.

A Fig. 4.14 mostra a capacidade de refrigeração para os sistemas cascata modificado (eixo das abscissas) e alternativos (eixo das ordenadas). De forma similar à Fig. 4.13, deseja-se que os valores de capacidade frigorífica dos sistemas alternativos não possuam grandes desvios das capacidades obtidas, pelos diferentes pontos de operação do sistema

modificado. Analisando a Fig. 4.14 observa-se que os resultados de R1234yf/R744 encontram-se todos compreendidos com desvio abaixo de 5 %, enquanto R513A/R744 possui apenas dois pontos com desvio acima de 5%, tendo por desvio máximo uma capacidade de refrigeração 6,8 % menor.

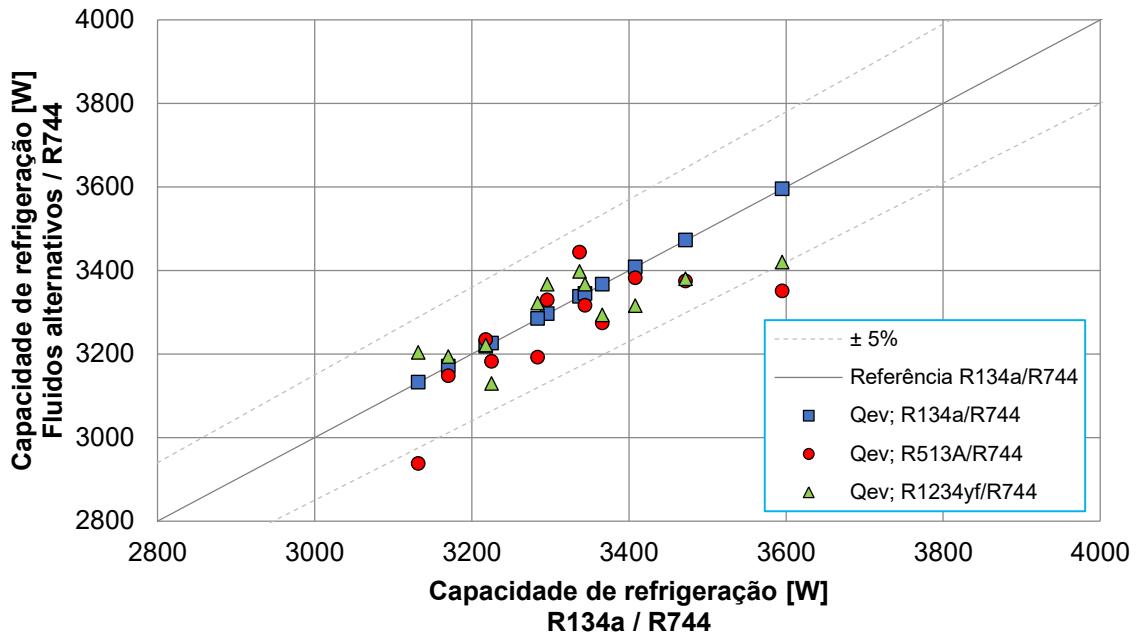


Figura 4.14. Capacidade de refrigeração para os pares alternativos, versus capacidade de refrigeração para o par R134a/R744, nas diferentes condições de teste.

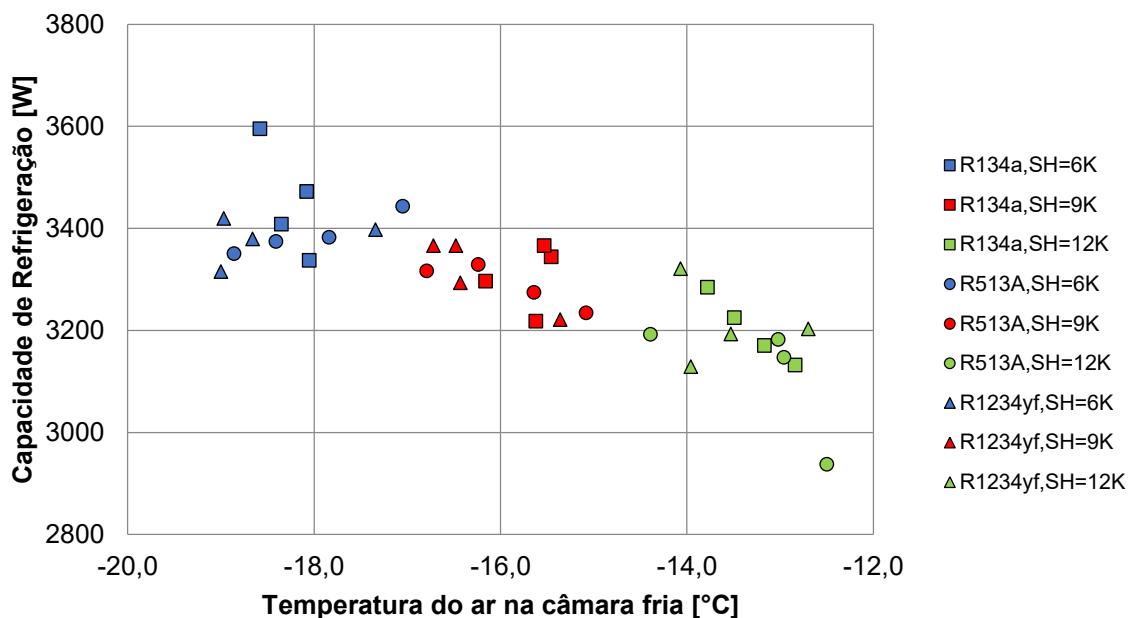


Figura 4.15. Capacidade de refrigeração para os sistemas cascata com *gas-cooler*, para as diferentes temperaturas do ar dentro da câmara fria.

A Fig. 4.15 mostra uma ampla faixa de temperaturas para a bancada, garantindo assim a flexibilidade de operação do sistema em cascata, de forma que os menores graus de superaquecimento no ciclo BT levam às menores temperaturas do ar dentro da câmara fria, bem como às maiores capacidades de refrigeração, visto que com menores superaquecimentos, a válvula de expansão trabalha com maiores aberturas, garantindo assim maiores vazões e consequentemente maiores capacidades de refrigeração.

A vazão de fluido depende diretamente da densidade de vapor de sucção do fluido, dessa forma, o R1234yf por ter maiores densidades de vapor apresentará maiores vazões comparadas ao R513A e R134a, respectivamente conforme Fig. 4.16. Em contra partida, o calor latente de vaporização do R1234yf, possui os menores valores comparados ao R513A e R134a (e.g.  $p/ T_{Sat} = -17 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ; R1234yf –  $\Delta h=173,5 \text{ kJ/kg}$ ; R513A -  $\Delta h=180,6 \text{ kJ/kg}$ ; R134a -  $\Delta h=210,9 \text{ kJ/kg}$ ), logo a capacidade de refrigeração do ciclo AT resulta em valores médios similares ao R134a/R744, sendo para R513A em 0,5 % reduzida e para R1234yf em 2,1 % menor. Dessa forma, os valores de condensação do ciclo BT sofrem pequenas variações pelas operações de *drop-in*, e consequentemente a evaporação de R744 se mantém, com valores médios de temperatura de evaporação BT com R513A reduzida em 0,4 % (equivalente a  $0,1 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ) e com R1234yf 1,6 % menor (equivalente a  $0,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ).

A Fig. 4.17 representa a temperatura de evaporação pelas temperaturas de condensação AT, revelando uma estreita faixa de evaporação (e.g.  $p/ T_{CondAT} = 34 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ;  $-26,8 \text{ }^{\circ}\text{C} < T_{EvapBT} < -29,4 \text{ }^{\circ}\text{C}$ ) e tendência de maiores temperaturas de evaporação, com os menores superaquecimentos, visto que a válvula trabalha com maior abertura e assim uma menor perda de carga, logo a pressão de evaporação é maior. Além de maiores temperaturas de evaporação BT, com maiores temperaturas de condensação AT.

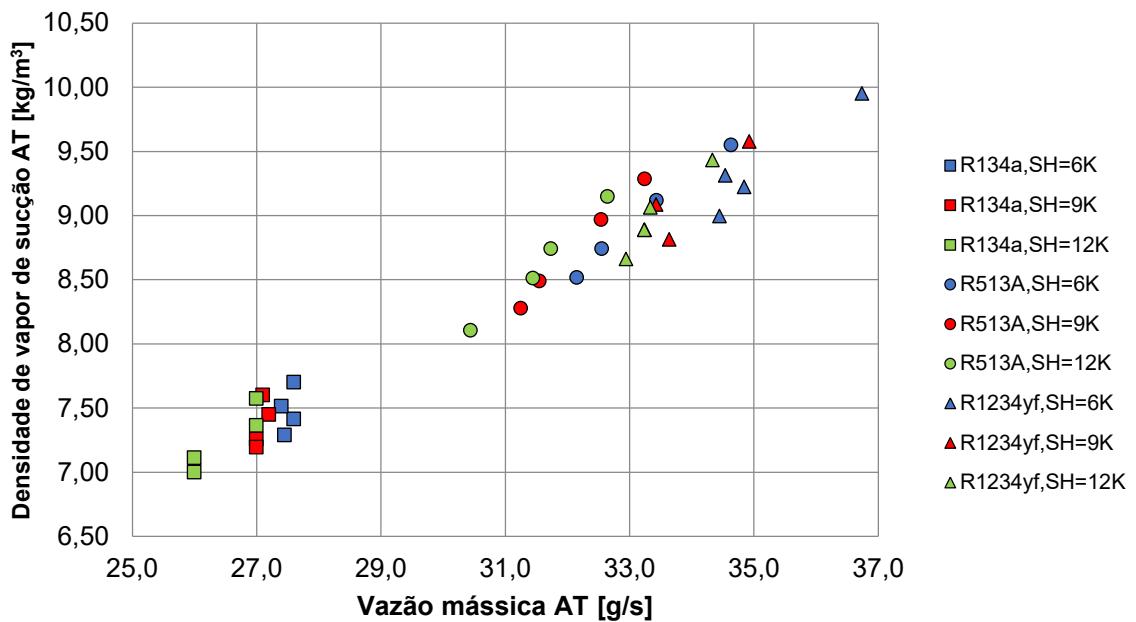


Figura 4.16. Densidade de vapor de succção AT, pela vazão mássica AT.

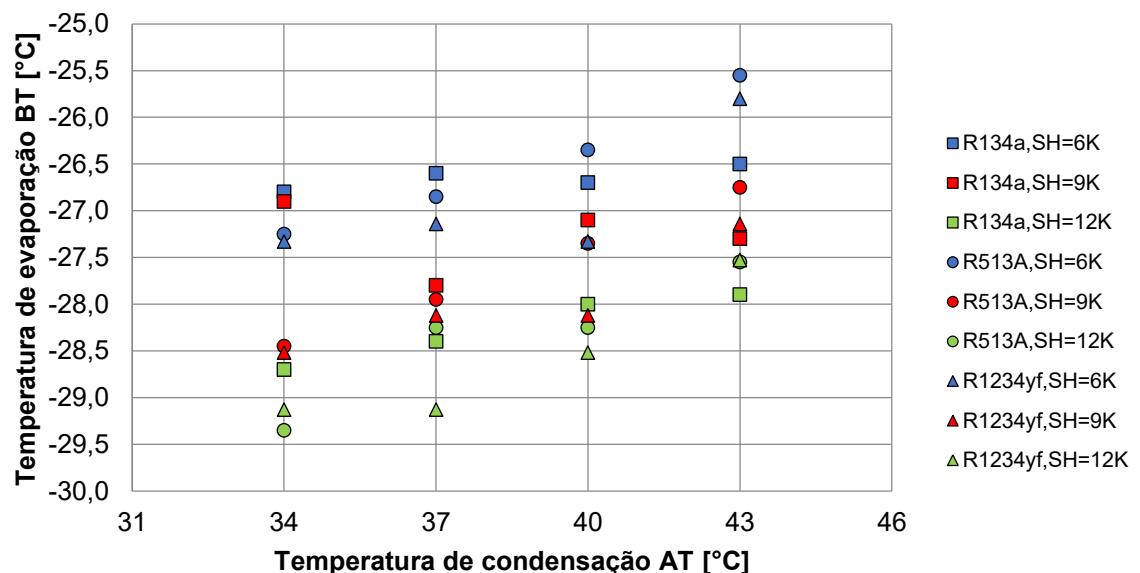


Figura 4.17. Temperatura de evaporação BT, pela temperatura de condensação AT.

Para um grau de superaquecimento fixo, o aumento da temperatura de condensação AT, leva ao aumento de condensação BT, que provoca o aumento da taxa de compressão (Fig. 4.18), consequentemente maiores temperaturas de descarga BT (Fig. 4.19) e maiores consumos do compressor BT (Fig.4.20). O consumo do compressor BT, não apresenta tendência clara de maior consumo pelo fluido escolhido em AT, visto a pequena faixa de variação de valores para cada condensação de AT (e.g. p/  $T_{CondAT} = 34^{\circ}\text{C}$ ;  $711 \text{ W} < \dot{W}_{BT} <$

732 W). A Fig. 4.19, mostra ainda que quanto maior o superaquecimento de BT, para certa condensação AT, maior tende a ser a temperatura de descarga de BT.

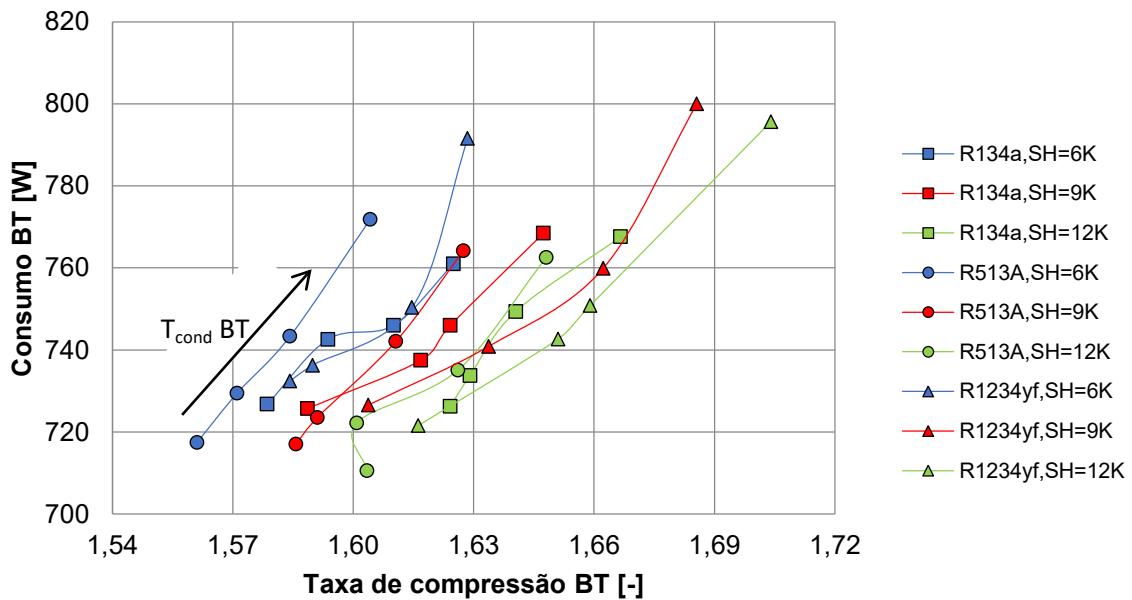


Figura 4.18. Consumo BT, pela taxa de compressão BT, com o aumento da temperatura de condensação BT indicado.

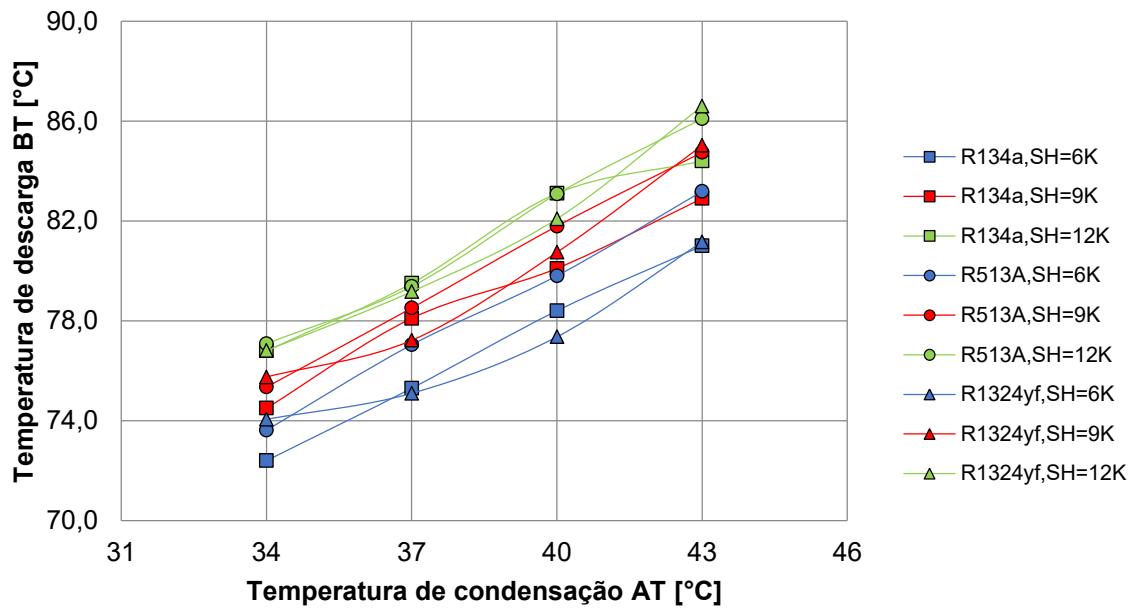


Figura 4.19. Temperatura de descarga BT, pela temperatura de condensação AT.

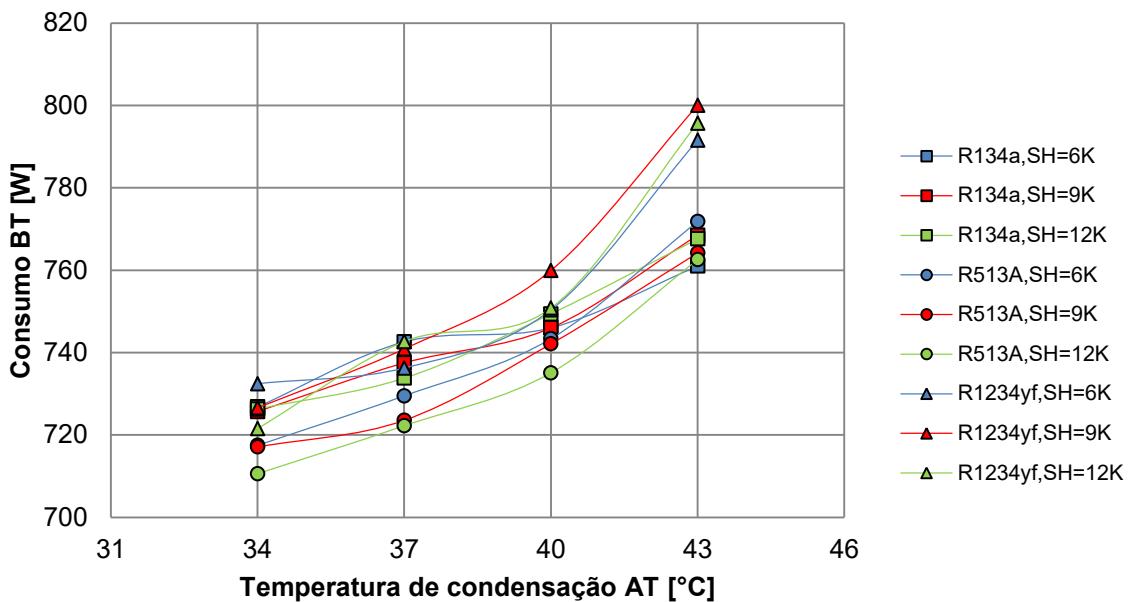


Figura 4.20. Consumo BT, pela temperatura de condensação AT.

A densidade de vapor de sucção de BT apresenta a tendência de maiores valores com menores superaquecimentos. Considerando um mesmo valor de temperatura de condensação AT, quanto menor o superaquecimento, a válvula tende a trabalhar mais aberta, aumentando a vazão e a pressão de evaporação. Dessa forma, com um aumento leve na temperatura de evaporação, contudo com o evaporador recebendo mais fluido, a temperatura de sucção cai levemente, acompanhada por um aumento na pressão de sucção, fazendo com que a densidade de vapor de sucção aumente, conforme observado na Fig. 4.21. Não é observado tendência da vazão de R744 em função do fluido de AT.

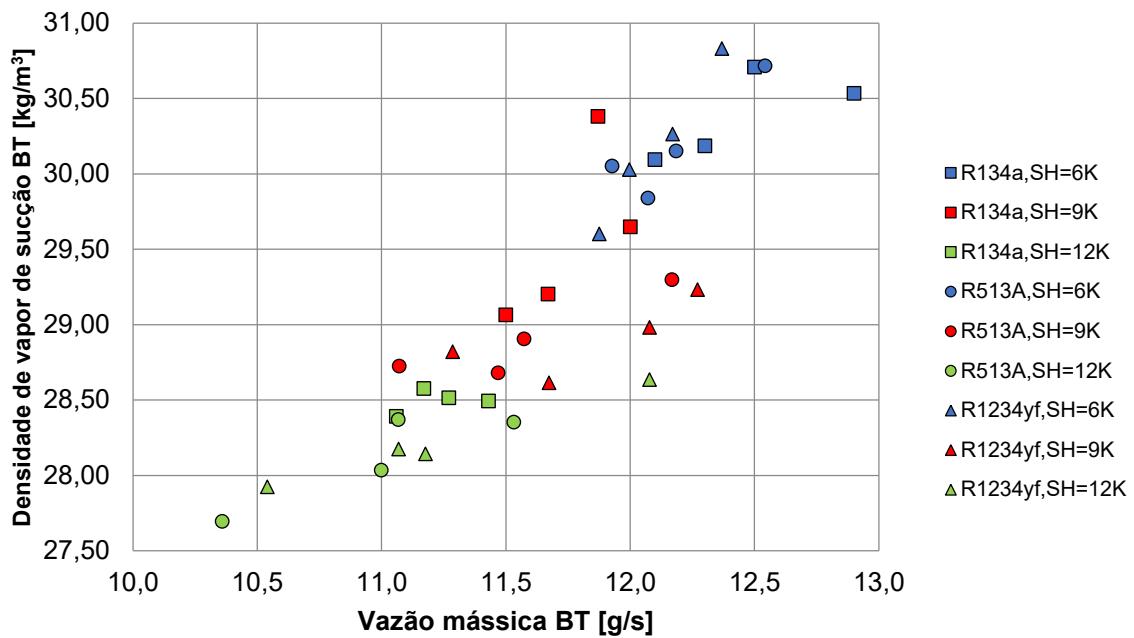


Figura 4.21. Densidade de vapor de sucção BT, pela vazão mássica BT.

Conforme observado na Fig.4.22, os fluidos de alta temperatura possuem uma diferença nas faixas de temperatura de descarga bem delimitadas, notando-se o incremento da temperatura de descarga AT, com a temperatura de condensação AT. Segundo a Fig. 4.23, a vazão de R134a é a menor, seguida por R513A e R1234yf respectivamente. Dessa forma, em um *drop-in* quanto menor a vazão do fluido, maior tende a ser a temperatura de descarga do compressor, comportamento também reportado por Cabello et al.(2017).

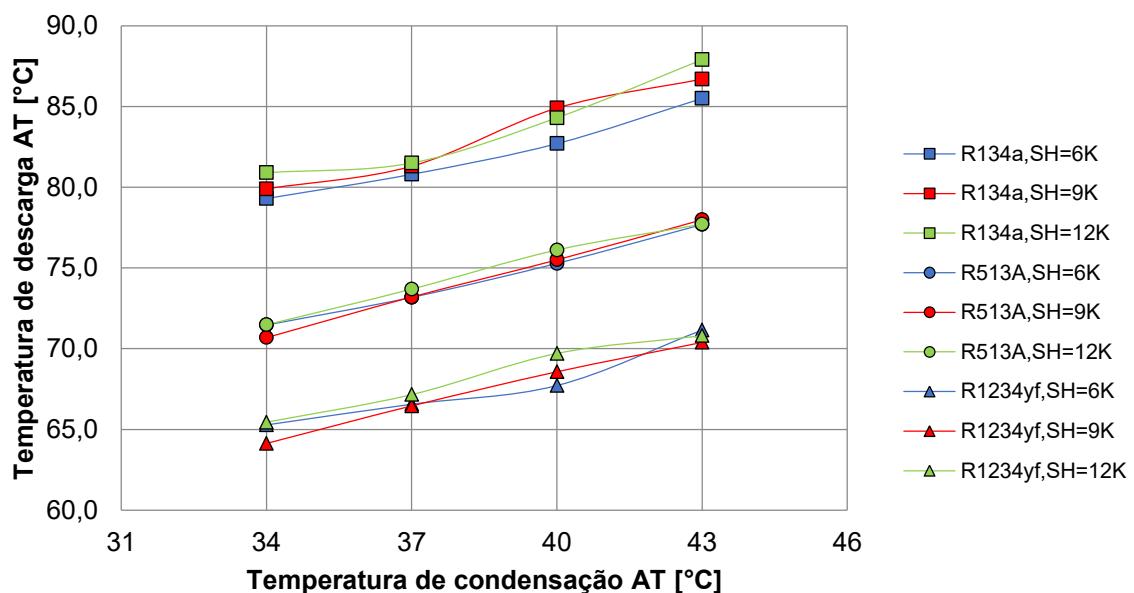


Figura 4.22. Temperatura de descarga AT, pela temperatura de condensação AT.

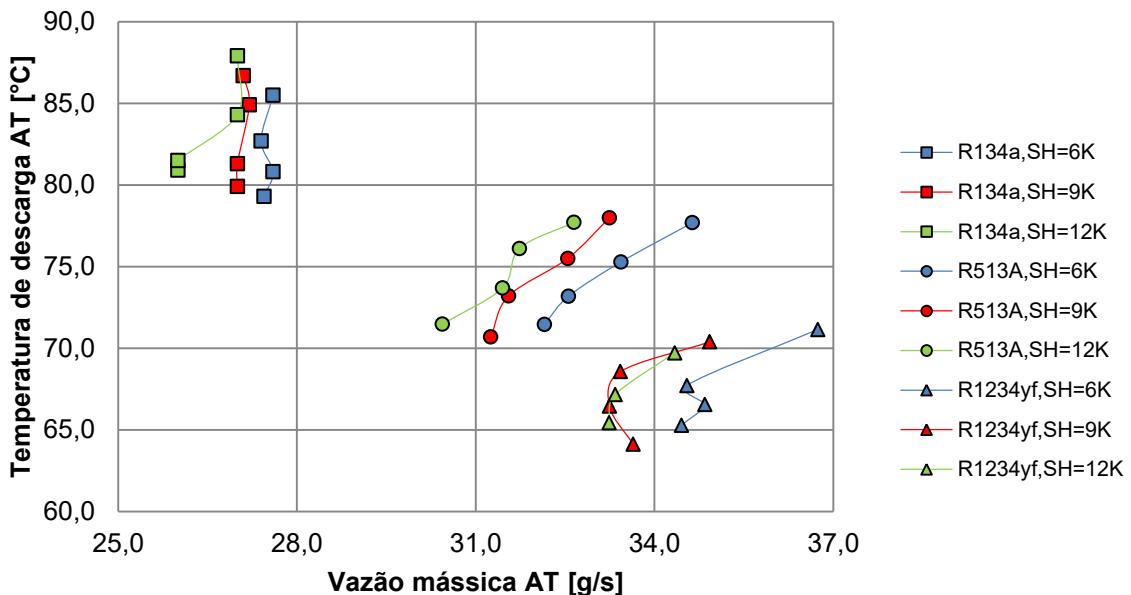


Figura 4.23. Temperatura de descarga AT, pela vazão mássica AT.

A diferença da temperatura (DT) de evaporação do ciclo AT com a temperatura de condensação do ciclo BT, possui média para os doze testes do sistema modificado com *gas-cooler* R134a/R744 de 5,1 °C. Os sistemas alternativos com *gas-cooler* por sua vez, operando com R513A/R744 possui média de valores de 5,1 °C, e com R1234yf/R744 de 5,6°C, mostrando a semelhança de valores de DT entre os sistemas.

As pressões experimentadas pelo ciclo AT, levam o R1234yf a apresentar a menor taxa de compressão média, com valor em 5,85, variando de 5,29 a 6,33. O R513A por sua vez, possui taxa de compressão média, com valor em 6,22, variando de 5,63 a 6,81. Por último a taxa de compressão de R134a, com taxa de compressão média em 6,42, variando de 5,73 a 6,88. Dessa forma, os consumos médios do compressor de AT são equivalentes às taxas de compressão, sendo o R1234yf com consumo médio, com valor em 2662 W, variando de 2579 a 2725 W. O R513A por sua vez, possui consumo médio, com valor em 2686 W, variando de 2631 a 2739 W. Por último o consumo de R134a, em média de 2700 W, variando de 2650 a 2797 W. Analisando os valores médios comparados ao R134a, esses possuem redução de 1,4 % para R1234yf e 0,5 % para o R513A, podendo ser analisados como consumos equivalentes.

Dessa forma, a Fig.4.24 representa a diferença de consumos totais ( $\dot{W}_{AT} + \dot{W}_{BT}$ ) entre os sistemas alternativos e o modificado, além das respectivas capacidades de refrigeração, normalizados pelos valores de R134a/R744 com *gas-cooler*. Os consumos totais de ambos os ciclos alternativos não excedem 2 % comparados ao R134a/R744. Conforme analisado

na Fig. 4.14, as capacidades de refrigeração possuem apenas dois pontos com desvio acima de 5%, tendo por desvio máximo 6,8 % de capacidade de refrigeração menor comparada ao R134a/R744.

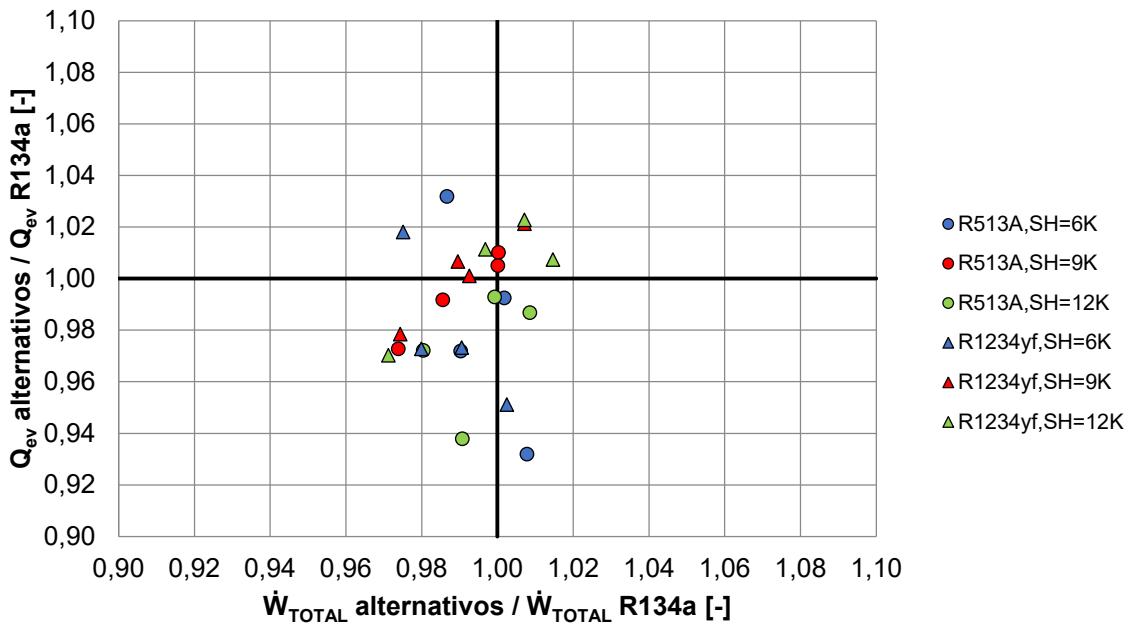


Figura 4.24. Capacidade de refrigeração e consumo total dos compressores, normalizados para o sistema R134a/R744 com *gas-cooler*.

Conforme observado na Fig. 4.25, o COP apresenta tendência decrescente com o aumento da temperatura de condensação AT, visto o aumento do consumo de potência dos compressores. O COP do sistema apresenta ainda melhores valores para os menores graus de superaquecimento de R744. Avaliando os valores, o R1234yf possui COP médio, com valor em 0,96, variando de 0,91 a 1,00. O R513A por sua vez, possui COP médio, com valor em 0,95, variando de 0,85 a 0,99. Por último o COP de R134a, em média de 0,96, variando de 0,89 a 1,05 W.

Analizando a Fig.4.26, observa-se que as capacidades de refrigeração possuem três pontos com desvio de redução acima de 4% comparados ao sistema modificado R134a/R744, sendo os mesmos pontos consequentemente com maiores desvios para baixo de COP, sendo os únicos pontos com desvio de redução de COP maior que 2 %, comparados ao R134a/R744.

Dados os parâmetros energéticos e resultados experimentais coligidos nessa seção, pode-se inferir que os fluidos propostos (R513A e R1234yf) para *drop-in* direto do R134a em um sistema cascata com R744, possuem similaridade energética garantindo a eficácia da substituição. Tal conclusão tem por base as condições de temperatura do ar dentro da

câmara fria, capacidade de refrigeração, temperatura de descarga, consumos de compressores e COPs obtidos, guardadas por leves desvios desses parâmetros.

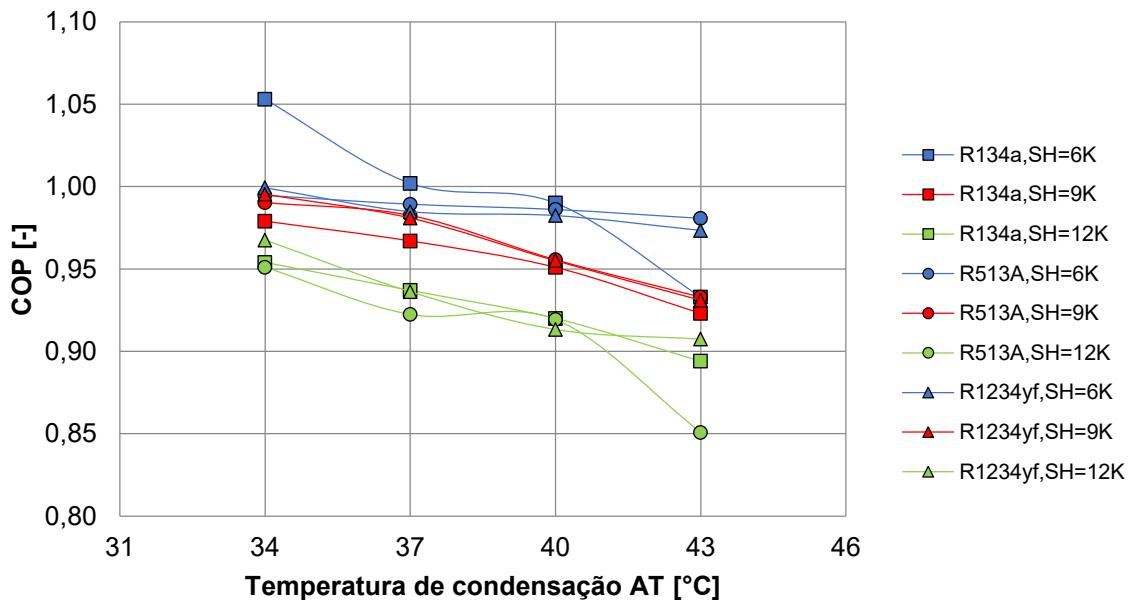


Figura 4.25. COP do sistema, pela temperatura de condensação AT.

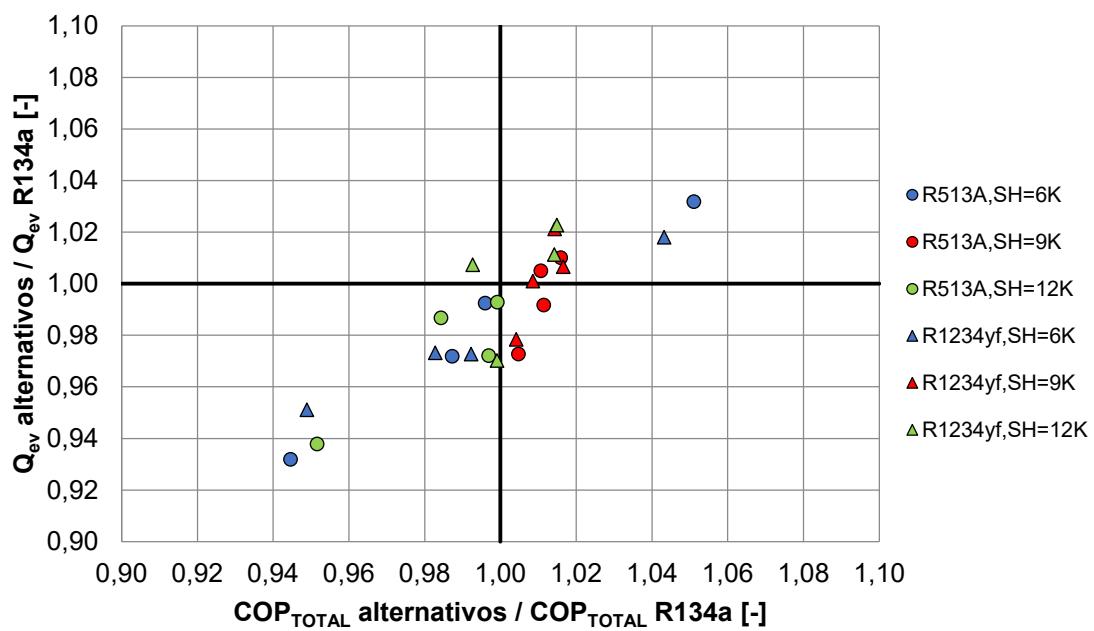


Figura 4.26. Capacidade de refrigeração e COP dos sistemas, normalizados para o sistema R134a/R744 com *gas-cooler*.

#### 4.4. Impacto total equivalente de aquecimento global (TEWI)

A quarta etapa de resultados refere-se à análise ambiental de todos os sistemas propostos, o sistema original R134a/R744 sem *gas-cooler*, o sistema modificado R134a/R744 com *gas-cooler*, além dos dois sistemas alternativos com R513A/R744 e R1234yf/R744 com *gas-cooler*. A análise ambiental será realizada a partir do método TEWI, de acordo com as Eq. 3.12 a 3.14. Para utilizar o método são necessários resultados experimentais com capacidade frigorífica e temperatura do ar similares.

Foram selecionados testes com superaquecimento útil de R744 configurado em 6 K, bem como as temperaturas de condensação na faixa de 37 e 43 °C. Logo, a partir da condição na câmara fria que ambos os sistemas (original, modificado e alternativos) consigam satisfazer temperaturas do ar e capacidades de refrigeração semelhantes, o impacto ambiental dos sistemas cascata serão então avaliados. A Tab. 4.5 reporta os testes utilizados na realização dos cálculos de TEWI, bem como o resultado da análise de impacto de aquecimento global equivalente.

Observando os testes comparados, a utilização de *gas-cooler* reduz o impacto ambiental para todas as situações em condensação de 43 °C, enquanto para 37 °C o impacto ambiental com e sem *gas-cooler* para o R134a pode ser considerado equivalente, sendo para a condição do Brasil aumentado em 0,24 % e EUA 0,50 %.

A economia de energia é importante para reduzir o impacto indireto (TEWI<sub>INDIRETO</sub>) e, consequentemente, o TEWI total. Este fato pode ser observado pelos menores valores de TEWI dos sistemas com fluidos alternativos comparados ao sistema original com R134a, apesar de possuir maior relevância de redução nas temperaturas de condensação mais altas, isto é, na condição de 43 °C, o sistema R134a com *gas-cooler* possui redução de impacto indireto de 4,8 %, o sistema com R513A 6,0 % e R1234yf 7,1 %. Observa-se ainda que as emissões indiretas são mais representativas na análise realizada para os EUA, visto sua matriz energética baseada em combustíveis fósseis.

Importante destacar o parâmetro das emissões de CO<sub>2</sub> para geração de energia elétrica. Alguns países como os EUA (Chicago – Illinois - 0,417 kgCO<sub>2</sub>.kWh<sup>-1</sup>) têm valores elevados para emissões por consequência de sua matriz energética. Os valores das emissões de CO<sub>2</sub> para o Brasil são comparativamente reduzidas tendo por matriz energética a base hidrelétrica, com o fator em 0,088 kgCO<sub>2</sub>.kWh<sup>-1</sup> para a cidade de Curitiba, Paraná (OECD, 2013).

Tabela 4.5 Resultados obtidos para o ciclo de baixa temperatura com o sistema operando com o par R513A/R744

Operação do sistema									TEWI - Impacto ambiental do sistema em diferentes localidades										
Fluido AT / R744	CT	T <sub>cond</sub>	SH	T <sub>Ar</sub>	Q <sub>Evap</sub>	COP	W <sub>AT</sub>	W <sub>BT</sub>	EFEITO	TEWI – BRASIL – Curitiba – Paraná [tonCO <sub>2</sub> e]					TEWI – EUA – Chicago – Illinois [tonCO <sub>2</sub> e]				
	[kW]	[°C]	[K]	[°C]	[kW]	[·]	[kW]	[kW]		AT	BT	AT/BT	TOTAL	%R134a s/GC	AT	BT	AT/BT	TOTAL	%R134a s/GC
R134a/R744 s/ GC	3,0	36,0	6,0	-17,4	3,62±0,01	1,06±0,02	2,66±0,08	0,77±0,02	Direto	12,74	0,06	12,80	21,60	-	8,77	0,04	8,82	50,50	-
									Indireto	6,83	1,97	8,80			32,36	9,32	41,68		
R134a/R744 c/ GC	3,0	37,0	6,0	-18,1	3,47±0,01	1,00±0,02	2,70±0,08	0,74±0,02	Direto	12,74	0,06	12,80	21,65	0,24%	8,77	0,04	8,82	50,75	0,50%
									Indireto	6,94	1,91	8,85			32,89	9,04	41,93		
R513A/R744 c/ GC	3,0	37,0	6,0	-18,4	3,37±0,01	0,99±0,02	2,68±0,08	0,73±0,02	Direto	5,15	0,06	5,22	13,98	-35,27%	3,55	0,04	3,59	45,12	-10,65%
									Indireto	6,89	1,87	8,76			32,64	8,88	41,53		
R1234yf/R744 c/ GC	3,0	37,0	6,0	-18,7	3,38±0,01	0,98±0,02	2,68±0,08	0,74±0,02	Direto	0,00	0,06	0,07	8,83	-59,10%	0,00	0,04	0,05	41,58	-17,65%
									Indireto	6,87	1,89	8,77			32,57	8,97	41,54		
R134a/R744 s/ GC	3,0	42,0	6,0	-15,4	3,69±0,01	0,99±0,02	2,93±0,08	0,80±0,02	Direto	12,74	0,06	12,80	22,40	-	8,77	0,04	8,82	54,30	-
									Indireto	7,54	2,06	9,60			35,71	9,77	45,48		
R134a/R744 c/ GC	3,0	43,0	6,0	-18,1	3,34±0,01	0,93±0,02	2,80±0,08	0,76±0,02	Direto	12,74	0,06	12,80	21,94	-2,03%	8,77	0,04	8,82	52,14	-3,98%
									Indireto	7,19	1,96	9,14			34,06	9,27	43,32		
R513A/R744 c/ GC	3,0	43,0	6,0	-17,1	3,44±0,01	0,98±0,02	2,74±0,08	0,77±0,02	Direto	5,15	0,06	5,22	14,24	-36,44%	3,55	0,04	3,59	46,34	-14,66%
									Indireto	7,04	1,98	9,02			33,35	9,40	42,75		
R1234yf/R744 c/ GC	3,0	43,0	6,0	-17,3	3,40±0,01	0,97±0,02	2,68±0,08	0,79±0,02	Direto	0,00	0,06	0,07	8,98	-59,90%	0,00	0,04	0,05	42,29	-22,11%
									Indireto	6,88	2,03	8,92			32,61	9,64	42,25		

CT: Carga térmica

SH: Grau de superaquecimento

Q<sub>Evap</sub>: Capacidade de refrigeração

T<sub>Cond</sub>: Temperatura condensação

T<sub>Ar</sub>: Temperatura do ar na câmara fria

W: Consumo de potência

A diferença de fator de recuperação ( $\alpha$ ) é importante na hora de avaliar o impacto direto dos fluidos, visto que para os países desenvolvidos como no caso dos EUA em sistemas com carga menor que 100 kg, utilizam-se 70 % para a taxa de recuperação (AIRAH, 2012). No Brasil, usualmente essa taxa de recuperação é zero, o que reflete a defasagem tecnológica e de boas práticas do setor, bem como os altos valores de TEWI direto pela Fig. 4.27.

Independente da localidade, o uso de um fluido refrigerante com menor GWP reduz os danos de impacto direto,  $TEWI_{DIRETO}$ . Este fato é observado quando se compara o valor de  $TEWI_{DIRETO}$  para o sistema cascata com os fluidos alternativos, sendo o R513A (GWP de 673) com o sistema cascata com R134a (GWP de 1530), no qual o valor do impacto direto de aquecimento causado pelo sistema alternativo corresponde a uma redução de 59,3% do  $TEWI_{DIRETO}$  do R134a/R744. Para o caso do R1234yf, esse valor é reduzido em 99,5 %, caindo de 12800,3 kgCO<sub>2</sub>e para 66,7 kgCO<sub>2</sub>e no Brasil.

Finalmente, as Fig. 4.27 e 4.28 representam os valores de TEWI total, em kgCO<sub>2</sub>e, para a condição de testes de temperatura de condensação de 43 °C, para as cidades de Curitiba e Chicago-EUA. Analisando os gráficos, fica clara a importância do uso de equipamentos com GWP reduzidos, bem como sistemas com uma equivalência de rendimento energético durante uma operação de *drop-in*.

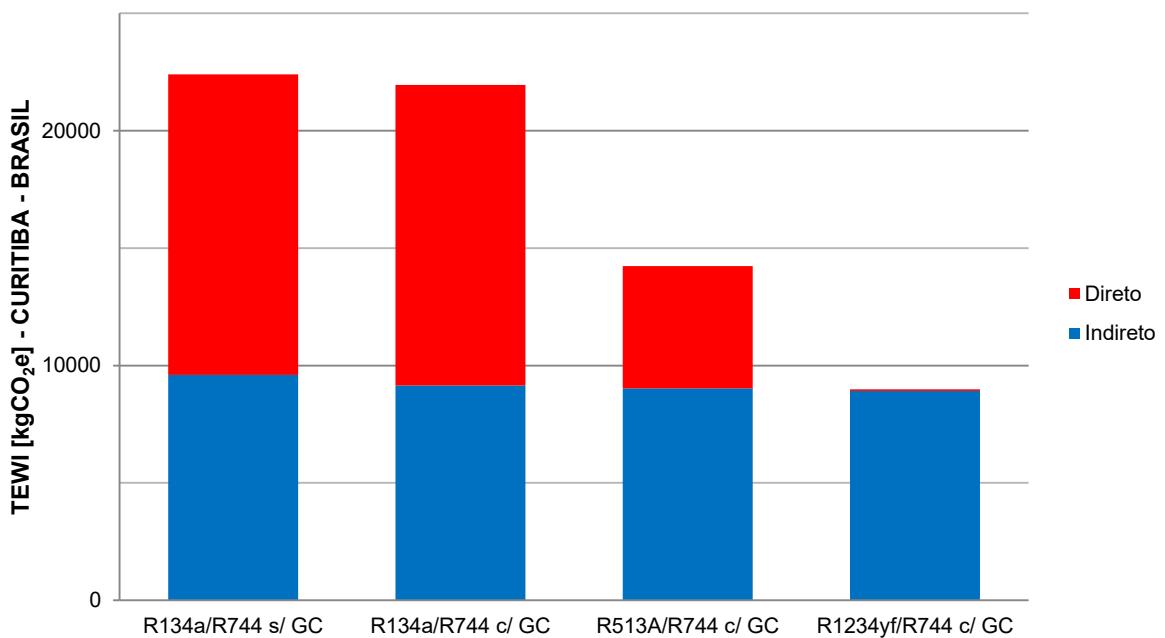


Figura 4.27. Impacto total equivalente de aquecimento global (TEWI), avaliado para os sistemas de refrigeração cascata, para temperaturas da câmara fria e capacidades de refrigeração semelhantes, com fator de emissão indireta de Curitiba - Brasil.

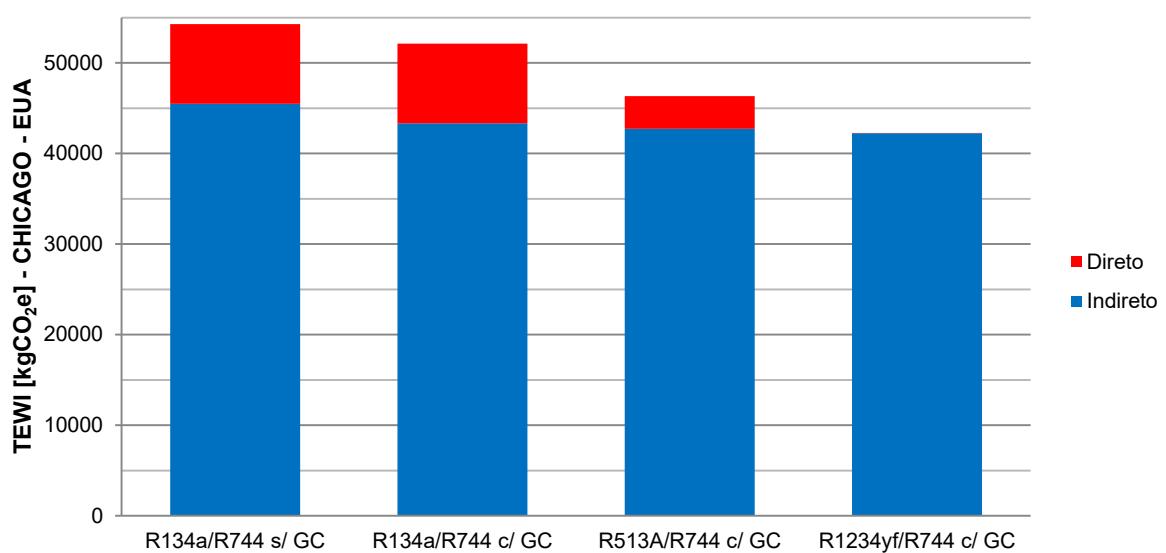


Figura 4.28. Impacto total equivalente de aquecimento global (TEWI), avaliado para os sistemas de refrigeração cascata, para temperaturas da câmara fria e capacidades de refrigeração semelhantes, com fator de emissão indireta de Chicago - EUA.

# CAPÍTULO V

## CONCLUSÕES

A tese em questão apresenta uma proposta inovadora relacionada ao uso de componentes e fluidos refrigerantes alternativos para sistemas de refrigeração comercial, com sua análise de impacto energético e ambiental realizada. Dessa forma, esse trabalho fornece dados experimentais para auxiliar em tomadas de decisão, referente a possíveis substituições (*drop-ins* e *retrofits*) no setor de refrigeração, focando o uso de refrigerantes de menor impacto ambiental, reduzindo os danos causados pelo sistema de refrigeração, além de aumentar a base de dados do estado da arte na área da refrigeração em cascata.

A análise energética do sistema (denominado original e operando com R134a/R744) foi realizada para uma faixa de temperaturas de condensação de 36 a 48 °C. Os valores de temperaturas do ar dentro da câmara fria se estabeleceram desde -20 a -15,2 °C, com capacidades de refrigeração de  $3,62 \pm 0,01$  a  $3,75 \pm 0,01$  kW, dessa forma revelando os limites da faixa de operação da bancada experimental, a qual se assemelha a uma aplicação comercial. Para o sistema original, o COP da bancada variou de  $0,94 \pm 0,02$  a  $1,06 \pm 0,02$ . Os resultados confirmaram uma tendência esperada, de que maiores valores de COP foram estimados para os menores valores de temperatura de condensação do ciclo AT.

Na segunda etapa, uma mudança na bancada fora realizada com a instalação de um *gas-cooler*. Tal abordagem na forma como executada, apresenta-se inédita, ainda não discutida ou mesmo avaliada de forma experimental na literatura. Porquanto, a bancada experimental possui um trocador de calor intermediário (LLSLHX) entre os ciclos de AT e BT, e posteriormente fora instalado o *gas-cooler*, analisando os efeitos termodinâmicos e de rendimento energético mediante sua instalação. Como resultados, no sistema modificado operando com R134a/R744, observou-se uma redução da temperatura do ar dentro da câmara fria em cerca de 2 °C representando cerca de 11,8 %. A capacidade de refrigeração do sistema reduz em média 0,25 kW ou 6,7 %, enquanto o COP reduziu 3,9 %. Observou-se ainda, o aumento da diferença de temperatura DT ( $T_{evapAT} - T_{condBT}$ ) do trocador cascata, de 3,5 para 5,2 °C com o uso do *gas-cooler*, fato normalmente relacionado à queda de COP do sistema. Uma análise não realizada, onde se aumentaria a carga térmica (por meio da potência dissipada pelo banco de resistências) da câmara fria, poderia retornar valores de temperaturas internas do ar e valores de capacidade de refrigeração mais próximos aos

encontrados na primeira etapa. Tal análise é uma sugestão para trabalhos futuros, e possivelmente os valores de COP do sistema com *gas-cooler* ultrapassariam os valores do sistema original, comprovando a vantagem do uso de tal componente, conforme alcançada por Sanz-kock (2014) e Llopis (2016).

Na terceira etapa de resultados, realizou-se a análise dos sistemas alternativos com *gas-cooler* no ciclo de BT após o condensador, operando com os fluidos alternativos HFO-513A e HFO-1234yf propostos no ciclo AT. Avaliando as temperaturas do ar dentro da câmara fria, em comparação ao sistema com R134a/R744 e *gas cooler*, observa-se resultados semelhantes para os HFOs propostos, com praticamente todos os testes analisados dentro de uma faixa de desvio de 5 %, com desvio máximo de 8,7 % para R513A e 8,2 % para R1234yf da referência. Com relação à capacidade de refrigeração, os fluidos alternativos retornaram valores similares, com desvio máximo de 6,8 % menor para R513A e 4,9 % menor para R1234yf, contudo a grande maioria de testes encontrou-se dentro de uma faixa de -4% a 2% da capacidade de refrigeração obtida pelo sistema modificado.

Cumprida a premissa de temperaturas do ar dentro da câmara fria e capacidades de refrigeração similares, o COP do sistema foi avaliado apresentando novamente tendência decrescente com o aumento da temperatura de condensação AT. Apresentou ainda melhores valores para os menores graus de superaquecimento de R744. Avaliando os valores, o par R1234yf/R744 possui COP médio, com valor em 0,96, variando de 0,91 a 1,00. O par R513A/R744 por sua vez, possui COP médio, com valor em 0,95, variando de 0,85 a 0,99. Por último, o COP do par R134a/R744 (estudado na segunda etapa) estabeleceu-se com o valor médio de 0,96, variando de 0,89 a 1,05. Analisando os valores ponto a ponto, somente em três pontos com as menores capacidades de refrigeração de R513A e R1234yf, o COP comparado ao par R134a/R744 com *gas-cooler*, ficou reduzido em mais de 2 %. Dessa forma é possível concluir que os fluidos propostos (R513A e R1234yf) para *drop-in* direto do R134a em um sistema cascata com R744, possuem similaridade energética garantindo a eficácia da substituição.

Os resultados supracitados estão em consonância com a UNEP TEAP (2018), a qual afirma que fluidos refrigerantes alternativos de baixo GWP possuem um impacto na eficiência energética do sistema na faixa de  $\pm$  5 a 10 % comparados aos fluidos originais, quando substituídos utilizando-se uma análise correta. Além disso, o estudo considera outros autores indicando que as misturas de refrigerantes (*blends*) são boas opções para garantir um bom desempenho, visto que esses conseguem equilibrar os fatores de coeficiente de performance (COP), capacidade de refrigeração, inflamabilidade e GWP (Domanski et al., 2017; McLinden, 2017).

Com relação à análise ambiental por meio do método TEWI, foram obtidos resultados para duas localidades com diferentes fatores de emissão indireta, sendo eles Curitiba-BR e Chicago-EUA. A análise para as diferentes localidades realça a importância de matrizes energéticas limpas como no caso do Brasil, contudo mostra também a necessidade da melhora tecnológica e o uso de boas práticas de refrigeração, sendo no comissionamento ou manutenção e desmonte de plantas, pois para o Brasil o fator de recuperação de fluido ao final da vida útil do equipamento é usualmente nulo, além de possuir maiores taxas de vazamento. Essa melhora tecnológica possui uma influência positiva no efeito direto de impacto ambiental.

A utilização de um trocador de calor acessório do tipo *gas-cooler* reduziu o impacto ambiental nas situações com temperatura de condensação AT mais altas (43 °C), enquanto para 37 °C o impacto ambiental com e sem *gas-cooler* para o R134a/R744 pode ser considerado equivalente, sendo para a condição do Brasil aumentado em 0,24 % e EUA 0,50 %.

O uso de fluidos refrigerantes com baixo GWP influencia na parcela direta do TEWI, independente da localidade. Pelos resultados obtidos, o valor do impacto direto de aquecimento causado pelo sistema alternativo R513A/R744 corresponde a uma redução de 59,3% do TEWI<sub>DIRETO</sub> do R134a/R744. Para o caso do R1234yf/R744, esse valor é reduzido em 99,5 %.

O cálculo de TEWI<sub>INDIRETO</sub> analisado em 37 °C de temperatura de condensação AT, pode ser considerado equivalente para os sistemas alternativos ao R134a/R744. Contudo, para a temperatura de condensação de 43 °C, os valores de TEWI indiretos ficam reduzidos em 4,8 % para o sistema com R134a/R744 com *gas-cooler*, em 6,0 % com R513A/R744 e em 7,1 % com R1234yf. Observa-se ainda que as emissões indiretas são mais representativas na análise realizada para os EUA, visto sua matriz energética baseada em combustíveis fósseis e carvão mineral. Enfim, o TEWI<sub>TOTAL</sub> para o Brasil, dos sistemas alternativos possuem valores com redução em aproximadamente de 36 % para o par R513A/R744 e 59 % para o par R1234yf/R744.

Sendo assim, pode-se concluir que o uso de *gas-cooler* leva a resultados energéticos semelhantes e melhores resultados ambientais para temperaturas de condensação AT mais altas. Observa-se ainda a similaridade energética dos fluidos proposto para *drop-in* garantindo a eficácia da substituição. Pelos resultados ambientais, o sistema operando com R1234yf prova-se a melhor opção de *drop-in* para um sistema cascata subcrítico com R744.

Em trabalhos futuros, pode-se avaliar:

- Otimização da temperatura de condensação e evaporação do sistema;
- Instalação de um ejetor no sistema;
- Alteração do compressor de alta temperatura, proporcionando diferentes pontos operacionais da bancada, permitindo utilizar fluidos com mais alta capacidade de refrigeração volumétrica, bem como um compressor dedicado ao uso de hidrocarbonetos;
- Avaliação de custo de equipamentos de um sistema com CO<sub>2</sub>;
- Alteração do sistema para uma bancada transcrítica com ejetor.

## REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AIRAH - THE AUSTRALIAN INSTITUTE OF REFRIGERATION, AIR CONDITIONING AND HEATING. Methods of calculating Total Equivalent Warming Impact (TEWI). **Best practice – Guidelines**, 2012.

ANTUNES, A., BANDARRA FILHO, E. Experimental investigation on the performance and global environmental impact of a refrigeration system retrofitted with alternative refrigerants. **International Journal of Refrigeration**, v. 70, p. 119-127, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.06.027>

APREA, C., GRECO, A., MAIORINO, A. An experimental investigation on the substitution of HFC134a with HFO1234YF in a domestic refrigerator. **Applied Thermal Engineering**, v. 106, p 959-967, 2016. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.06.098>

APREA, C., GRECO, A., MAIORINO, A. HFOs and their binary mixtures with HFC134a working as drop-in refrigerant in a household refrigerator: energy analysis and environmental impact assessment. **Applied Thermal Engineering**, v. 141, p 226-233, 2018. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.02.072>

ASHRAE - AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS. **STANDARD 34**: Designation and Safety Classification of Refrigerants, USA, 2010.

BANSAL, P. A review e Status of CO<sub>2</sub> 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>

BELMAN-FLORES, J., RODRÍGUEZ-MUÑOZ, A., GUTIÉRREZ PÉREZ-REGUERA, C., MOTA-BABILONI, A. Experimental study of R1234yf as a drop-in replacement for R134a in a domestic refrigerator, **International Journal of Refrigeration** (2017). <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.05.003>

BITZER. Boletim técnico da engenharia – BE 29. **Bitzer**, 2010.

BITZER. Kältemaschinenoel BSE 85K – Refrigeration oil for CO<sub>2</sub> compressors. **Bitzer PM4**, p. 1, 2007.

CABELLO, R., SÁNCHEZ, D., LLOPIS, R., CATALÁN, J., NEBOT-ANDRÉS, L., TORRELLA, E. Energy evaluation of R152a as drop in replacement for R134a in cascade refrigeration plants.. **Applied Thermal Engineering**, vol. 110, pp 972-984, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2016.09.010>

CATALÁN-GIL, J., SANCHEZ, D., LLOPIS, R., NEBOT-ANDRES, L., CABELLO, R. 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>

DAI, B., DANG, C., LI, M., TIAN, H., MA, Y. Thermodynamic performance assessment of carbon dioxide blends with low-global warming potential (GWP) working fluids for a heat pump water heater. **International Journal of Refrigeration**, v. 56, p 1-14, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.11.009>

DOKANDARI, D. A., HAGH, A. S., MAHMOUDI, S.M.S. Thermodynamic investigation and optimization of novel ejector-expansion  $\text{CO}_2/\text{NH}_3$  cascade refrigeration cycles (novel  $\text{CO}_2/\text{NH}_3$  cycle). **International journal of refrigeration**, v. 46, p.26-36, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.07.012>

DOMANSKI, P., BRIGNOLI, R., BROWN, J., KAZAKOV, A., MCLINDEN, M. Low GWP refrigerants for medium and high pressure applications. **International journal of refrigeration**, v. 84, p.198-207, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.08.019>

DOPAZO, J., SEARA, J.F., SIERES, J., UHÍA, F. J. Theoretical analysis of a  $\text{CO}_2-\text{NH}_3$  cascade refrigeration system for cooling applications at low temperatures. **Applied Thermal Engineering**, v. 29, p. 1577-1583, 2009. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2008.07.006>

DOPAZO, J.A., SEARA, J. F. Experimental evaluation of a cascade refrigeration system prototype with  $\text{CO}_2$  and  $\text{NH}_3$  for freezing process applications. **International Journal of Refrigeration**, v. 34, p. 257-267, 2011. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2010.07.010>

EMERSON CLIMATE TECHNOLOGIES. Commercial  $\text{CO}_2$  Refrigeration Systems - Guide for Subcritical and Transcritical  $\text{CO}_2$  Applications. **Emerson**, 2016.

ERSOY, H. K., BILIR, N. Performance improvement of the vapour compression refrigeration cycle by a two-phase constant area ejector. **International Journal of Energy Research**, v. 33, p. 469-480, 2009. <https://doi.org/10.1002/er.1488>

GETU, H., BANSAL, P. Thermodynamic analysis of an R744–R717 cascade refrigeration system. **International Journal of Refrigeration**, v. 31, p. 45-54, 2008. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.06.014>

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>

HAFNER, A., HEMMINGSEN, A.K. R744 refrigeration technologies for supermarkets in warm climates. **Proceedings of the 24th IIR International Congress of Refrigeration**, Yokohama, Japan. 2015.

HASTAK, S., KSHIRSAGAR, J. Comparative performance analysis of R600a and R436a as an alternative of R134a refrigerant in a domestic refrigerator. **IOP Conf. Series: Materials Science and Engineering**, v. 377, 012047, 2018. <https://doi.org/10.1088/1757-899X/377/1/012047>

HERMES, C., MELO, C., KNABBEN, F. Alternative test method to assess the energy performance of frost-free refrigerating appliances. **Applied Thermal Engineering**, v. 50, p. 1029–1034, 2013. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.07.035>

INTERGOVERNMENTAL PANEL ON CLIMATE CHANGE (IPCC). **CLIMATE CHANGE 2007: The Physical Science Basis**. Contribution of Working Group I to the Fourth Assessment Report - AR4, 2007.

INTERGOVERNMENTAL PANEL ON CLIMATE CHANGE (IPCC). **CLIMATE CHANGE 2021: The Physical Science Basis**. Contribution of Working Group I to the Sixth Assessment Report – AR6, 2021.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. CO<sub>2</sub> Emissions from fuel combustion highlights, **IEA Publications**, 2016.

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. CO<sub>2</sub> Emissions from fuel combustion, **IEA Publications**, 2011.

KARAMPOUR, M.; SAWALHA, S. State-of-the-art integrated CO<sub>2</sub> 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>

KAUFFELD, M. Current trends in commercial refrigeration. In: Palm, B. (Ed.), **Sustainable Refrigeration and Heat Pump Technology**, KTH, Stockholm, Sweden, 2010.

KIM, M.H.; PETTERSEN, J.; BULLARD, C.K. Fundamental process and system design issues in CO<sub>2</sub> vapor compression systems. **Progress in Energy and Combustion Science**, v.30, p. 119–174, 2004. <https://doi.org/10.1016/j.pecs.2003.09.002>

KLEIN S. A.; ALVARADO F. L. Engineering equation solver. Version: 9.482, F-chart software. Middleton, WI, USA; 2013.

LEE, T.S., LIU, C.H., CHEN, T.W. Thermodynamic analysis of optimal condensing temperature of cascade-condenser in CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> cascade refrigeration systems. **International Journal of Refrigeration**, v. 29, p. 1100-1108, 2006. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2006.03.003>

LI, Y., YU, J., QIN, H., SHENG, Z., WANG, Q. 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., SANZ-KOCK, C., CABELLO, R., SANCHEZ, D., NEBOT-ANDRES, L., CATALAN-GIL, J. 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., SANZ-KOCK, C., CABELLO, R., SANCHEZ, D., TORRELLA, E. Experimental evaluation of an internal heat exchanger in a CO<sub>2</sub> 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>

LORENTZEN, G. Revival of carbon dioxide as a refrigerant. **International Journal of Refrigeration**, v. 17, p. 292-301, 1994. [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(94\)90059-0](https://doi.org/10.1016/0140-7007(94)90059-0)

MAKHNATCH, P., MOTA-BABILONI, A., KHODABANDEH, R. Experimental study of R450A drop-in performance in an R134a small capacity refrigeration unit. **International Journal of Refrigeration**, v. 84, pp. 26-35, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.08.010>

MATHUR, G., Enhancing AC System Performance with a Suction Line Heat Exchanger with Refrigerant HFO-1234yf. **SAE Technical Paper**, 2011-01-0133, 2011. <https://doi.org/10.4271/2011-01-0133>

MCLINDEN, M. O. Thermodynamic evaluation of refrigerants in the vapour compression cycle using reduced properties. **International Journal of Refrigeration**. 11, p. 134-143, 1988. [https://doi.org/10.1016/0140-7007\(88\)90027-8](https://doi.org/10.1016/0140-7007(88)90027-8)

MCLINDEN, M., BROWN, S., BRIGNOLI, R., KAZAKOV, A., DOMANSKI, P. Limited options for low-global-warming-potential refrigerants, **Nature Communications** 8, Article number: 14476, 2017. <https://doi.org/10.1038/ncomms14476>

MESSINEO, A. R744-R717 Cascade Refrigeration System: Performance Evaluation compared with a HFC Two-Stage System. **Energy Procedia**, v. 14, p. 56-65, 2012. <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, 1250010, 2012. <https://doi.org/10.1142/S2010132512500101>

MINETTO, S., MARINETTI, S., SAGLIA, P., MASSON, N., ROSSETTI, A. Non-technological barriers to the diffusion of energy-efficient HVAC&R solutions in the food retail sector, **International Journal of Refrigeration**, v. 86, pp 422–434., 2018. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2017.11.022>

MINISTÉRIO DA CIÊNCIA, TECNOLOGIA, INOVAÇÕES E COMUNICAÇÕES (MCTI). Trajetórias de mitigação e instrumentos de políticas públicas para alcance das metas brasileiras no acordo de Paris. **Ministério Da Ciência, Tecnologia, Inovações E Comunicações – MCTI**, 64p. Brasília, ONU Meio Ambiente, 2017.

MINISTÉRIO DA CIÊNCIA, TECNOLOGIA, INOVAÇÕES E COMUNICAÇÕES (MCTI). Quarta Comunicação Nacional do Brasil à Convenção Quadro das Nações Unidas sobre Mudança do Clima. **Ministério Da Ciência, Tecnologia, Inovações E Comunicações – MCTI**, 620p. Brasília, 2020.

MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE (MMA) - <https://www.gov.br/mma/pt-br/noticias/acoes-para-proteger-o-ozonio> - Publicado em 13/09/2019 21h31, 2019a.

MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE (MMA). Ações brasileiras para a proteção da camada de ozônio, **Ministério do Meio Ambiente – MMA**, 144 p. Brasília, 2014.

MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE (MMA). DECISÃO XIX/6: Ajustes ao Protocolo de Montreal referente ao Anexo C, Grupo I, substâncias (hidroclorofluorcarbonos), **Ministério do Meio Ambiente – MMA**, p. 102-103, 2007.

MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE (MMA). Programa brasileiro de eliminação dos HCFCs – PBH - etapa 2, **Ministério do Meio Ambiente – MMA**, 165 p. Brasília, 2016.

MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE (MMA). Programa brasileiro de eliminação dos HCFCs – PBH: Projetos Demonstrativos de Melhor Contenção de HCFC-22 em Supermercados Tecnologia Alternativa: Sistema Subcrítico com CO<sub>2</sub> Supermercado Angeloni Balneário Camboriú (SC), **Ministério do Meio Ambiente – MMA**, 80 p. Brasília, 2020.

MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE (MMA). Programa brasileiro de eliminação dos HCFCs – PBH: Projeto para o setor de RAC. Utilizando o R-744 como fluido frigorífico em equipamentos de refrigeração. Palestra: Sistemas utilizando R-744 (CO<sub>2</sub>) Transcrítico, **Ministério do Meio Ambiente – MMA**, 2019b.

MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE (MMA). SILVA, A. Programa Brasileiro de eliminação dos HCFCs-PBH: fluídos frigoríficos naturais em sistemas de refrigeração comercial. **Ministério do Meio Ambiente – MMA**, 200 p. Brasília, 2015.

MINOR, B., LECK, T., 14 August 2013. Update on DuPont low GWP HFO-based technologies. In: **OzonAction Webinar**.

MOLINA M.J., ROWLAND F.S., Stratospheric sink for chlorofluorometanes: chlorine atom catalyzed destruction of ozone. **Nature**, v. 249, p. 810–812, 1974. <https://doi.org/10.1038/249810a0>

MOTA-BABILONI, A, NAVARRO-ESBRI, J, BARRAGAN-CERVERA, A., MOLES, F, PERIS, B. Analysis based on EU Regulation No 517/2014 of new HFC/HFO mixtures as alternatives of high GWP. **International Journal of Refrigeration**, v. 52, pp 21-31, 2015. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2014.12.021>

MUMANACHIT, P., REINDL, D.T., NELLIS, G.F. Comparative analysis of low temperature industrial refrigeration systems. **International Journal of Refrigeration**, v. 35, p.1208-1221, 2012. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2012.02.009>

NEBOT-ANDRÉS, L., LLOPIS, R., SÁNCHEZ, D., CABELLO, R. Experimental evaluation of a dedicated mechanical subcooling system in a CO<sub>2</sub> transcritical refrigeration cycle, **Refrigeration Science and Technology**. p. 965–972, 2016.

NEBOT-ANDRÉS, L., LLOPIS, R., SÁNCHEZ, D., CATALÁN-GIL, J., CABELLO, R. CO<sub>2</sub> with mechanical subcooling vs. CO<sub>2</sub> cascade cycles for medium temperature commercial refrigeration applications thermodynamic analysis. **Applied Sciences** (Switzerland), v. 7, n. 9, 2017. <https://doi.org/10.3390/app7090955>

ÖKO-RECHERCHE, **Market Impacts Of The EU F-Gas Regulation – Development Of Refrigerant Prices**, EUROPE ATMOSphere, Warsaw, 2019.

ORGANISATION FOR ECONOMIC COOPERATION AND DEVELOPMENT. **OECD**. “CO<sub>2</sub> Emissions from Fuel Combustion 2013/1.” 2013. <https://doi.org/10.1787/co2-table-2013-1-en>

PANATO, V., MARCUCCI, D., BANDARRA, E. Experimental evaluation of R32, R452B and R454B as alternative refrigerants for R410A in a refrigeration system. **International Journal of Refrigeration**, 2021. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.12.003>

POGGI, F., MACCHI-TEJEDA, H., LEDUCQ, D., BONTEMPS, A. Refrigerant charge in refrigerating systems and strategies of charge reduction. . **International Journal of Refrigeration**, v. 31, p 353-370, 2008. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2007.05.014>

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>

REGULATION (EC) N° 842/2006. Regulation of the European Parliament and of the Council of 17 may 2006 on certain fluorinated greenhouse gases. **Official Journal of the European Union**, 14/6/2006, p. 1–11. ISSN 1725-2601.

REGULATION (EU) N° 517/2014. Regulation of the European Parliament and of the Council of 16 April 2014 on fluorinated greenhouse gases and repealing Regulation (EC) N° 842/2006. **European Commission**, 2014.

SACHDEVA, G., JAIN, V., KACHHWAHA, S. S. Performance Study of Cascade Refrigeration System Using Alternative Refrigerants. **World Academy of Science, Engineering and Technology - International Journal of Mechanical, Aerospace, Industrial, Mechatronic and Manufacturing Engineering**. v.8, No:3, 2014.

- SÁNCHEZ, D., CABELLO, R., LLOPIS, R., ARAUZO, I., CATALÁN-GIL, J., TORRELLA, E. Energy performance evaluation of R1234yf, R1234ze(E), R600a, R290 and R152a as low-GWP R134a alternatives. **International Journal of Refrigeration**, v. 74, p 269-282, 2017b. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.09.020>
- SÁNCHEZ, D., CABELLO, R., LLOPIS, R., CATALÁN-GIL, J., NEBOT-ANDRÉS, L. 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>
- SÁNCHEZ, D., LLOPIS, R., CABELLO, R., CATALÁN-GIL, J., NEBOT-ANDRÉS, L. Conversion of a direct to an indirect commercial (HFC134a/CO<sub>2</sub>) cascade refrigeration system: Energy impact analysis. **International Journal of Refrigeration**, v. 73, p. 183–199, 2017a. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.09.012>
- SANZ-KOCK, C., RODRIGO, S., RAMÓN, C., ENRIQUE, T., Experimental evaluation of an R134a/CO<sub>2</sub> cascade refrigeration plant. **Applied Thermal Engineering**. v. 73, p. 39 – 48, 2014. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2014.07.041>
- SHARMA, V., FRICKE, B., BANSAL, P. Comparative analysis of various CO<sub>2</sub> 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>
- 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>
- SILVA, A., **Dióxido de Carbono-CO<sub>2</sub> em Sistemas de Refrigeração Comercial e Industrial**. 1. Ed. SÃO PAULO, Editora Nova Técnica – Vol. 1, 1<sup>a</sup> Reimpressão, 2011. 161P.
- SILVA, A., EUZEBIO, M. Una visión general de la experiencia obtenida en la aplicación de CO<sub>2</sub> en refrigeración de supermercados en Brasil. **IIAR Industrial Refrigeration Conference & Heavy Equipment Show**, 2014.

SONG, Y., LI, D., YANG, D., JIN, L., CAO, F., WANG. Performance comparison between the combined R134a/CO<sub>2</sub> heat pump and cascade R134a/CO<sub>2</sub> heat pump for space heating. **International Journal of Refrigeration**, v. 74, p 592-605, 2017. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2016.12.001>

SONNTAG, R. E., BORGNAKKE, C., WYLEN, G. J. V., **FUNDAMENTOS DA TERMODINÂMICA**. 5 ed. São Paulo, Editora Edgard Blucher, 1998, 2<sup>a</sup> reimpressão 2001. 537p.

SOOBEN, D., PUROHIT, N., MOHEE, R., MEUNIER, F., DASGUPTA, M. 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>

TAYLOR, B. N., KUYATT, C. E. Guidelines for Evaluating and Expressing the Uncertainty of NIST Measurement Results. **NIST Technical Note 1297**, 1994. <https://doi.org/10.6028/NIST.TN.1297>

TSAMOS, M.; AMARIS, C.; MYLONA, Z., TASSOU, S. Analysis of typical booster configuration, parallel-compressor booster configuration and R717/R744 cascade refrigeration system for retail food 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>

UNEP OZONE SECRETARIAT. Fact sheet 2, overview of HFC market sectors. **Workshop on HFC management: technical issues**, Bangkok, 2015.

UNITED NATIONS ENVIRONMENT PROGRAMME (UNEP), **Decision XXX/5 Task Force Final Report On Cost And Availability Of Low-Gwp Technologies/ Equipment That Maintain/Enhance Energy Efficiency**. Report of the Technology And Economic Assessment Panel (TEAP), 2019.

UNITED NATIONS ENVIRONMENT PROGRAMME (UNEP), **Volume 5: Decision XXIX/10 Task Force Report on issues related to energy efficiency while phasing down hydrofluorocarbons**. Report of the Technology And Economic Assessment Panel (TEAP), 2018.

UNITED NATIONS ENVIRONMENT PROGRAMME (UNEP). **2018 ASSESSMENT Report of the Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pumps**. Report of the Technical Options Committee (RTOC), 2018.

UNITED NATIONS, Montreal Protocol on substances that deplete the ozone layer.  
**United Nations (UN)**, New York, NY, USA, 1987.

YANG, M., ZHANG, H., MENG, Z., QIN, Y. Experimental study on R1234yf/R134a mixture (R513A) as R134a replacement in a domestic refrigerator. **Applied Thermal Engineering**, v. 146, p. 540–547, 2019.  
<https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2018.09.122>

ZHANG, Y., WANG, Y., WU, X., JIA, M., GONG, Y. Experimental Investigation of the Performance of an R1270/CO<sub>2</sub> Cascade Refrigerant System. **International Journal of Refrigeration**, v. 114, p 175-180, 2020. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.02.017>

# ANEXO I

## Dados Técnicos Compressores

	Compressor CO2 2MSL-07K-20D
BITZER Software v6.4.4 rev1464	29/06/2016 / Todos os dados são suscetíveis de mudança
	4 / 8

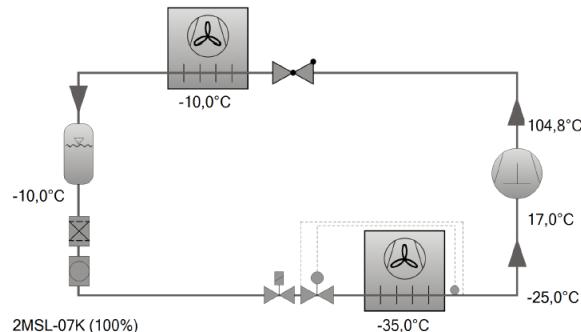
Seleção do compressor: Semi-Herméticos Pistões

Valores de entrada

Compressor modelo	2MSL-07K
Modo	Refrigeração e Ar Condicionado
Refrigerante	R744
Temperatura de referência	Ponto de Orvalho
Temp. Evaporação SST	-35,00 °C
Temp. Condensação SDT	-10,00 °C
Sub resfriamento líquido (após o condensador)	0 K
Superaquecimento do gás	52,0 K
Sucção	
Modo de operação	subcritico
Tensão Elétrica	230V-3-60Hz
Regulador de capacidade	100%
Superaquecimento útil	10,00 K

Resultado

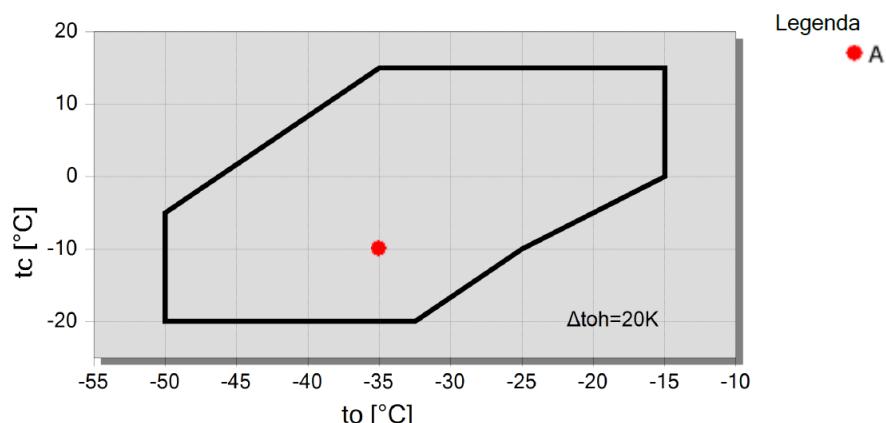
Compressor	2MSL-07K-20D
Etapas de capacidade	100%
Capac. Frigorífica	3,23 kW
Capac. Frigorífica *	3,48 kW
Capacidade Evaporador	2,80 kW
Potência absorvida	0,77 kW
Corrente (230V)	3,90 A
Faixa de Tensão	200-230V
Capacidade do Condensador	4,00 kW
COP/EER	3,64
COP/EER*	4,51
Vazão em massa	37,3 kg/h
Temp. gás de Descarga não resfriado	104,8 °C



Dados Provisórios

\*segundo EN 12900 (superaquecimento na sucção de 10K, sem sub-resfriamento de líquido)

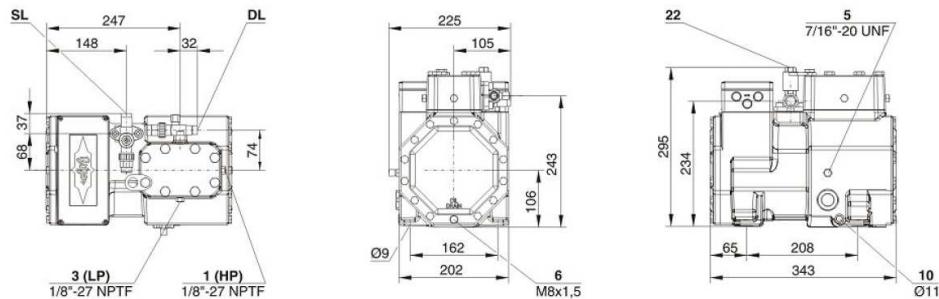
Limites de aplicação



	Compressor CO2 2MSL-07K-20D
BITZER Software v6.4.4 rev1464	29/06/2016 / Todos os dados são suscetíveis de mudança
	5 / 8

## Dados Técnicos: 2MSL-07K

### Dimensões e Conexões



### Dados Técnicos

#### dados técnico

Deslocamento LP/HP (1450 RPM)	1,73 m <sup>3</sup> /h
Deslocamento LP/HP (1750 RPM)	1,96 m <sup>3</sup> /h
No. de cilindros x diâmetro x curso	2 x 30 mm x 13,2 mm
Peso	47 kg
Pressão máxima (LP/H)	30 / 53 bar
Conexão da linha de sucção	16 mm - 5/8"
Conexão da linha de descarga	12 mm - 1/2"
Tipo de óleo R744 (CO2)	BSE60K (Standard) BSE85K, BSG68K (Option)

#### dados motor

Motor versão	1
Voltagem do motor (outras sob consulta)	200-230V D-3-60Hz
Máxima corrente de trabalho	5,4 A
Corrente de partida (rotor bloqueado)	36,3 A

#### Máx. Potência absorvida excedida

0,0 kW

#### extenção do fornecimento

Proteção do motor	SE-B1
Classe da proteção	IP65
Coxins	Standard
Carga de óleo	1,00 dm <sup>3</sup>

#### opções disponíveis

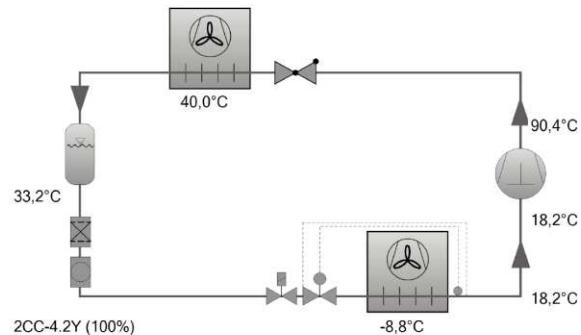
Resistência de aquecimento de óleo	0,60 W PTC (Option)
medição sonora	

	Compressor R134a 2CC-4.2Y-20D
BITZER Software v6.4.4 rev1464	29/06/2016 / Todos os dados são suscetíveis de mudança
	4 / 9

### Seleção do compressor: Semi-Herméticos Pistões

#### Valores de entrada

Compressor modelo	(2CC-4.2Y)
Modo	Refrigeração e Ar Condicionado
Refrigerante	R134a
Temperatura de referência	Ponto de Orvalho
Temp. Evaporação SST	-8,80 °C
Temp. Condensação SDT	40,0 °C
Temperatura do líquido (após o condensador)	33,2 °C
Temperatura do gás sucção	18,20 °C
Modo de operação	Auto
Tensão Elétrica	230V-3-60Hz
Regulador de capacidade	100%
Superaquecimento útil	100%

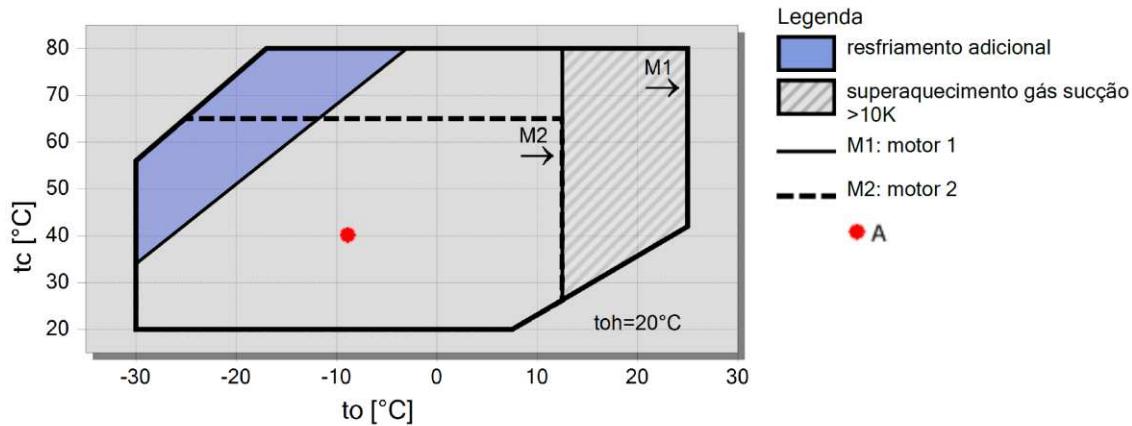


#### Resultado

Compressor	2CC-4.2Y-20D
Etapas de capacidade	100%
Capac. Frigorífica	6,94 kW
Capac. Frigorífica *	6,55 kW
Capacidade Evaporador	6,94 kW
Potência absorvida	2,37 kW
Corrente (230V)	9,45 A
Faixa de Tensão	200-230V
Capacidade do Condensador	9,32 kW
COP/EER	2,92
COP/EER*	2,76
Vazão em massa	147,3 kg/h
Modo de operação	Padrão
Temp. gás de Descarga não resfriado	90,4 °C

\*segundo EN 12900 (temperatura gás sucção 20°C sem sub-resfriamento de líquido).

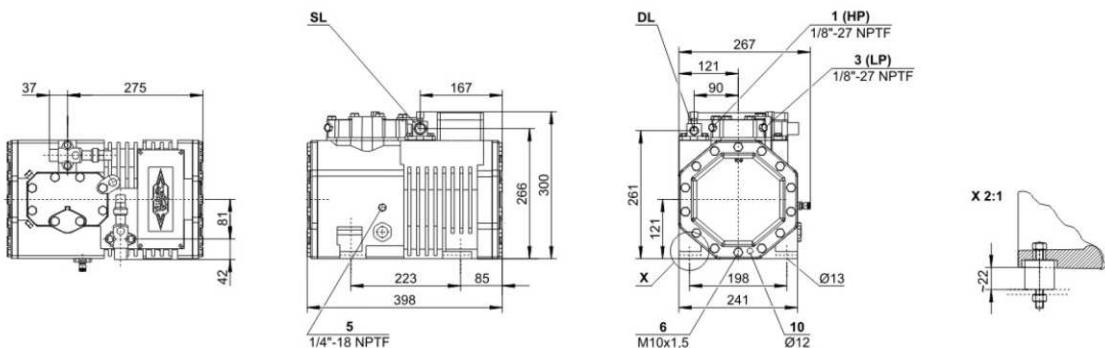
#### Limites de aplicação 100% Octagon



	Compressor R134a 2CC-4.2Y-20D
BITZER Software v6.4.4 rev1464	29/06/2016 / Todos os dados são suscetíveis de mudança
	5 / 9

## Dados Técnicos: (2CC-4.2Y)

### Dimensões e Conexões



### Dados Técnicos

#### dados técnico

Deslocamento LP/HP (1450 RPM)	16,24 m <sup>3</sup> /h
Deslocamento LP/HP (1750 RPM)	19,60 m <sup>3</sup> /h
No. de cilindros x diâmetro x curso	2 x 55 mm x 39,3 mm
Peso	70 kg
Pressão máxima (LP/H)	19 / 28 bar
Conexão da linha de sucção	22 mm - 7/8"
Conexão da linha de descarga	16 mm - 5/8"
Tipo de óleo R134a/R407C/R404A/R507A/R407A/R407F	tc<55°C: BSE32 / tc>55°C: BSE55 (Option)
Tipo de óleo R22 (R12/R502)	B5.2 (Standard)
Tipo de óleo R290/R1270	SHC226E (Standard)

#### dados motor

Voltagem do motor (outras sob consulta)	200-230V D-3-60Hz
Máxima corrente de trabalho	19,0 A
Corrente de partida (rotor bloqueado)	97,3 A
Máx. Potência absorvida excedida	6,8 kW

#### extenção do fornecimento

Proteção do motor	SE-B1
Classe da proteção	IP65
Coxins	Standard
Carga de óleo	1,50 dm <sup>3</sup>

#### opções disponíveis

Ventilador adicional	Option
Resistência de aquecimento de óleo	0..120 W PTC (Option)

#### medição sonora

Nível de potência sonora (+5°C / 50°C)	67,5 dB(A) @ 50Hz
Nível de potência sonora (-10°C / 45°C)	67,0 dB(A) @ 50Hz
Nível de potência sonora (-35°C / 40°C)	(70,0) dB(A) @ 50Hz
Nível de pressão sonora @ 1m (+5°C / 50°C)	59,5 dB(A) @ 50Hz
Nível de pressão sonora @ 1m (-10°C / 45°C)	59,0 dB(A) @ 50Hz
Nível de pressão sonora @ 1m (-35°C / 40°C)	(62,0) dB(A) @ 50Hz