

UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA  
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA  
LABORATÓRIO DE ENERGIA, SISTEMAS TÉRMICOS E NANOTECNOLOGIA –  
LEST-Nano

IURI CLARO RIBEIRO



ANÁLISE EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO OPERANDO  
COM R-404A E R-449A

UBERLÂNDIA  
2021

IURI CLARO RIBEIRO

ANÁLISE EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO OPERANDO  
COM R-404A E R-449A

**Projeto de fim de curso** apresentado ao curso de Graduação em Engenharia Mecânica da Universidade Federal de Uberlândia, como parte dos requisitos para obtenção do título de **Engenheiro Mecânico**. Orientado pelo Prof. Dr. Enio Pedone Bandarra Filho.

UBERLÂNDIA

2021

ANÁLISE EXPERIMENTAL DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO OPERANDO  
COM R-404A E R-449A

Projeto de conclusão de curso  
**APROVADO** pelo Colegiado do Curso de  
Graduação em Engenharia Mecânica da  
Faculdade de Engenharia Mecânica da  
Universidade Federal de Uberlândia.

BANCA EXAMINADORA

---

Prof. Dr. Enio Pedone Bandarra Filho  
Universidade Federal de Uberlândia

---

Prof. Dr. Daniel Dall'Onder dos Santos  
Universidade Federal de Uberlândia

---

Me. David Fernando Marcucci Pico  
Universidade Federal de Uberlândia

UBERLÂNDIA

2021

## AGRADECIMENTOS

Presto aqui minha sincera homenagem às pessoas que foram essenciais para conclusão não só deste trabalho, mas de toda minha jornada pela graduação.

Agradeço primeiramente aos meus pais José Francisco e Denise por me ensinarem o real e sincero valor da educação, que com muita paciência e amor durante todos esses anos, tornaram possível esta conquista.

Aos meus familiares e em especial meu irmão Arthur, cujo apoio, companheirismo e amor ao longo dos anos se demonstrou como um alicerce essencial.

Ao Professor Dr. Enio Pedone Bandarra Filho pela confiança, paciência e orientação que possibilitou este trabalho.

À Universidade Federal de Uberlândia e todo ambiente acadêmico que ela representa. Meu crescimento como cidadão proporcionado pela instituição foi de valor inestimável.

Aos meus amigos, sem nomes pois são muitos e em tempos distintos, alguns ainda permaneceram e outros se foram, porém sem eles em várias ocasiões, eu não teria suportado.

Não poderia deixar de mencionar os alunos da Pós-Graduação em Engenharia Mecânica David Fernando Marcucci Pico e Ítalo Franco Guilherme (LEST-Nano/FEMEC), por me fornecerem os dados necessários, ensinar o manuseio da instrumentação para realização dos experimentos e sanar as dúvidas emergentes ao longo do tempo de pesquisa.

À banca examinadora pelo tempo dedicado e valiosos conselhos para correção do conteúdo presente.

*Dedico este trabalho a todos profissionais de saúde e a memória dos que se foram pelo vírus SARS-CoV-2, registrando um momento hediondo que assolou a humanidade.*

*“Quando o mundo estiver unido na busca do conhecimento, e não mais lutando por dinheiro e poder, então nossa sociedade poderá enfim evoluir a um novo nível. ”*

*Thomas Jefferson*

RIBEIRO, I. C., **Análise Experimental de um Sistema de Refrigeração Operando com R-404A e R-449A**. 2021. 60 f. Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, Minas Gerais, Brasil.

## RESUMO

Este trabalho apresenta uma avaliação experimental utilizando o fluido refrigerante R-449A como possível alternativa para sistemas de refrigeração operando com R-404A, devido ao seu GWP inferior. A motivação foi a necessidade de instaurar fluidos refrigerantes que apresentem o menor efeito colateral ao meio ambiente. A realização deste experimento foi em uma bancada de refrigeração com capacidade nominal de 5 TR (~15,6 kW). Os parâmetros analisados foram a capacidade de refrigeração, a potência consumida pelo compressor, o coeficiente de desempenho (COP), as temperaturas de descarga e sucção do compressor bem como suas respectivas pressões e o grau de superaquecimento. A medição do impacto ambiental foi calculada através da metodologia TEWI. A partir dos dados obtidos, realizou-se uma análise de desempenho de ambos os fluidos refrigerantes. Foram realizados testes priorizando o superaquecimento em 10 K, enquanto que para que cada situação foi variada a temperatura de condensação. A temperatura de evaporação foi controlada com um *set point* em alguns ensaios e em outros a válvula de expansão permaneceu operando em modo automático. Os resultados obtidos mostraram que a potência consumida pelo compressor utilizando o R-449A tiveram uma variação de 5,85% abaixo até 3,28% superior quando comparada ao R-404A. A capacidade de refrigeração do R-449A apresentou melhor desempenho em todas análises, cerca de 2 a 6%. O COP foi 1,07 a 11,45% maior utilizando R-449A. Por fim, o cálculo do impacto ambiental mensurado pelo índice TEWI corrobora a questão do fluido R-449A ser um excelente substituto ao R-404A, pois além dos índices indiretos serem ligeiramente menores, os impactos diretos apresentaram 66,5% de vantagem em relação ao R-404A devido ao menor valor de GWP e massa utilizada.

RIBEIRO, I. C., **Experimental Analysis of R-449A as drop-in Replacement for R-404A in a Refrigeration System**. 2021. 60 p. Graduation project, Federal University of Uberlandia, Uberlandia, Minas Gerais, Brazil.

## ABSTRACT

This work presents an experimental analysis using the refrigerant R-449A as a possible alternative for refrigeration systems operating with R-404A, due to its lower GWP. The motivation was the need to introduce refrigerants that have fewer environmental side effects. This experiment was performed on a cooling bench with a nominal capacity of 5 TR (~15.6 kW). The parameters analyzed were the cooling capacity, the power consumed by the compressor, the coefficient of performance (COP), the discharge and suction temperatures of the compressor as well as their respective pressures and the superheating, there was also gathering of the temperatures of the water-cooling systems of the condenser and the refrigerated water. The environmental impact measurement was calculated using the TEWI methodology. Based on the data obtained, a performance analysis of both cooling fluids was performed. The tests were performed prioritizing the superheating in 10 K, while for each situation the condensation temperature was also varied. The evaporation temperature was controlled with a set point in some tests and in others, the expansion valve remained operating in automatic mode. The results revealed that the power consumed by the compressor using R-449A had a variation between 5.85% to 3.28% when compared with R-404A. The cooling capacity of the R-449A was higher in all analyses in the range of 2 to 6% compared to the R-404A. The COP was 1.07 to 11.45% higher using R-449A. Finally, the environmental impact calculation measured by the TEWI index corroborates the fact that the R-449A fluid is an excellent substitute for the R-404A, although the indirect damages are slightly lower, the direct impacts showed a 66.5% benefit to R-404A, due to its lower GWP value and mass used.

**LISTA DE TABELAS**

Tabela 1.1 – Cronograma de redução da produção e consumo dos HFCs aprovado pela Emenda de Kigali .....	15
Tabela 2.1 – Propriedades físicas do R404A.....	21
Tabela 2.2 – Propriedades físicas do R449A.....	21
Tabela 3.1 – Módulos e instrumentos utilizados .....	32
Tabela 4.1 – Capacidade frigorífica do sistema operando com R404A e R449A.....	38
Tabela 4.2 – COP do sistema operando com R404A e R449A.....	40
Tabela 4.3 – Análise de Potência.....	46
Tabela 4.4 – Fluxo energético entre os fluidos refrigerantes e H <sub>2</sub> O, etilenoglicol.....	47
Tabela 4.5 – Fatores e cálculo do impacto ambiental dos fluidos refrigerantes.....	49
Tabela 6.1 – R404A.....	57
Tabela 6.2 – R449A.....	58
Tabela 6.3 – Correções do deslizamento da temperatura de evaporação do R449A.....	59
Tabela 6.4 – Correções do deslizamento da temperatura de condensação do R449A .....	60
Tabela 6.5 – Diferenças das temperaturas .....	60

## LISTA DE FIGURAS

Figura 2.1 – Diagrama de fluxo de um ciclo saturado simples de compressão a vapor .....	17
Figura 2.2 – Diagrama de Mollier do fluido R-404A .....	19
Figura 2.3 – Diagrama de Mollier do fluido R-449A .....	20
Figura 3.1 – Representação esquemática da bancada experimental utilizada para a avaliação depois das mudanças efetuadas .....	27
Figura 3.2 – Bancada experimental utilizada para os testes anteriores de R32 e R410A .....	28
Figura 3.3 – Compressor Scroll ZB38KCE-TF5 (a) e inversor de frequência Yaskawa, modelo V-1000-CIMR-VU2A0030F (b). Fonte: catálogo do fabricante .....	29
Figura 3.4 – Trocadores de calor de placas brasadas Apema, modelos AEK 070-40 (a) e AEK 095-60 (b).....	29
Figura 3.5 – Sistema da VEE: (a) Válvula de expansão eletrônica (E2V24SSF10) – (b) Driver (EVD0000T50) – (c) Sensor de pressão ratiométrico (SPKT0013R0) – (d) Sensor de temperatura NTC – fonte: carel.com.br.....	30
Figura 3.6 – Filtro secador Danfoss (a) e visor de líquido (b).....	31
Figura 3.7 – Separador de óleo EMERSON.....	31
Figura 3.8 – Analisador de energia utilizado na bancada experimental .....	33
Figura 4.1 – Capacidade de Refrigeração em função da temperatura de evaporação .....	39
Figura 4.2 – COP em função da temperatura de evaporação .....	41
Figura 4.3 – Gráfico da relação de potência e temperatura de evaporação .....	41
Figura 4.4 – Temperatura de descarga versus temperatura de evaporação .....	42
Figura 4.5 – Diagrama Pressão versus Entalpia exemplificando aumento de energia do sistema com a diminuição da temperatura de evaporação .....	43
Figura 4.6 – Temperatura de descarga versus temperatura de condensação .....	44
Figura 4.7 – Capacidade de Refrigeração em função da temperatura de condensação.....	44
Figura 4.8 – Relação de capacidade frigorífica e a média das temperaturas de evaporação....	45
Figura 4.9 – Relação de potência e temperatura de condensação .....	45
Figura 4.10 – Relação de potência e a média das temperaturas de evaporação .....	46
Figura 6.1 – Representação esquemática da bancada experimental .....	57

## LISTA DE SÍMBOLOS

### Arábicos

$BE$	Balanço de energia
$CO_2_{equDIRETO}$	Parcela dos impactos diretos do CO <sub>2</sub> sobre o meio-ambiente
$CO_2_{equINDIRETO}$	Parcela dos impactos indiretos do CO <sub>2</sub> sobre o meio-ambiente
$C_p$	Calor específico
$E_{An}$	Consumo energético anual
$h_{entrada}$	Entalpia na entrada do evaporador
$h_{saída}$	Entalpia na saída do evaporador
$L$	Taxa de vazamento anual de refrigerante
$m$	Carga de fluido refrigerante
$\dot{m}$	Vazão mássica
$\dot{m}_{H_2O}$	Vazão mássica de água
$P$	Pressão
$\dot{Q}_{evap}$	Capacidade frigorífica
$\dot{Q}_{evap, H_2O et}$	Capacidade frigorífica do circuito de água gelada com etilenoglicol
$T$	Temperatura
$T_{ent}$	Temperatura na entrada do evaporador
$T_m$	Temperatura média
$T_{saí}$	Temperatura na saída do evaporador
$W_{comp}$	Potência consumida pelo compressor

### Gregos

$\alpha_{rec}$	Fator de reciclagem de fluido refrigerante
$\beta$	Fator de emissões indiretas
$n$	Vida útil do sistema

**Siglas**

ASHRAE	Sociedade americana de engenheiros do setor de aquecimento, refrigeração e ar condicionado
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
CFC	Clorofluorcarbono
Chiller	Sistema de refrigeração por resfriamento de fluido secundário
COP	Coefficiente de performance
Drop-in	Técnica de substituição de refrigerante em sistemas de refrigeração
EEV	Válvula de expansão eletrônica
GWP	Potencial de aquecimento global
HC	Hidrocarboneto
HCFC	Hidroclorofluorcarbono
HFC	Hidrofluorcarbono
HVACR	Setor de aquecimento, ventilação, ar condicionado e refrigeração
LabView	Software visual de laboratório e instrumentação
LEST-Nano	Laboratório de Energia, Sistemas Térmicos e nanotecnologia
ODP	Potencial de destruição de ozônio
TEWI	Impacto de aquecimento equivalente total
IUPAC	União internacional de química aplicada
V1000	Modelo do variador de frequência utilizado neste teste

## SUMÁRIO

<b>AGRADECIMENTOS</b> .....	<b>iv</b>
<b>RESUMO</b> .....	<b>vi</b>
<b>ABSTRACT</b> .....	<b>vii</b>
<b>LISTA DE TABELAS</b> .....	<b>viii</b>
<b>LISTA DE FIGURAS</b> .....	<b>ix</b>
<b>LISTA DE SÍMBOLOS</b> .....	<b>x</b>
<b>1. INTRODUÇÃO</b> .....	<b>13</b>
1.1 OBJETIVO DA PESQUISA .....	16
1.2 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO .....	16
<b>2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA</b> .....	<b>17</b>
<b>3. METODOLOGIA EXPERIMENTAL</b> .....	<b>26</b>
3.1 CORREÇÃO DAS TEMPERATURAS DE EVAPORAÇÃO E CONDENSAÇÃO DO FLUIDO R449A.....	36
3.2 TEWI – TOTAL EQUIVALENT WARMING IMPACT .....	36
<b>4. RESULTADOS</b> .....	<b>38</b>
4.1 PARÂMETROS GERAIS DE REFRIGERAÇÃO.....	38
4.2 COMPARAÇÕES COM OS SISTEMAS ADJACENTES .....	47
4.3 ANÁLISE TEWI.....	48
<b>5. CONCLUSÃO</b> .....	<b>50</b>
<b>BIBLIOGRAFIA</b> .....	<b>52</b>
<b>ANEXO I</b> .....	<b>57</b>
6.1 DADOS COLETADOS NOS TESTES E REPRESENTAÇÃO ESQUEMÁTICA DA BANCADA .....	57
6.2 CORREÇÃO E COMPARAÇÃO DAS TEMPERATURAS DE DESLIZAMENTO DO R-449A.....	59

## 1. INTRODUÇÃO

A busca por alternativas de fluidos refrigerantes com baixos índices de GWP (Global Warming Potential) tem tido destaque na comunidade científica e no setor industrial, as pesquisas e investimentos em novas tecnologias vem sendo desenvolvidas desde meados da década de 1990 quando foram introduzidas mudanças significativas na tecnologia de refrigeração devido as insurgências ambientais. O protocolo de Kyoto (ONU, 1997) descreveu a redução das emissões de gases de efeito estufa (GEE) e ainda objetiva a extinção dos hidrofluorcarbonos (HFCs), cujos efeitos não causam danos à camada de ozônio, porém apresentam elevado impacto ao sistema climático global e vêm sendo utilizados há décadas como alternativas em substituição aos CFCs e HCFCs.

O interesse do homem pela refrigeração é antigo, existem relatos de que povos da China e a civilização greco-romana já usavam métodos com gelo para conservar alimentos e especiarias. Os povos egípcios, que devido a sua situação geográfica e ao clima de seu país, não dispunham de gelo natural, refrescavam a água por evaporação usando vasos de barro, semelhantes às moringas. Em meados do século XVIII, estudos realizados por cientistas, entre eles o célebre químico francês Louis Pasteur, demonstraram que alguns tipos de bactérias são responsáveis pela putrefação dos alimentos e por muitos tipos de doenças e epidemias. Ainda através de estudos, ficou comprovado que a contínua reprodução das bactérias, podia ser impedida em muitos casos ou pelo menos limitada pela aplicação do frio, isto é, baixando suficientemente a temperatura do ambiente em que os mesmos proliferam. Essas conclusões provocaram na época uma grande expansão da indústria do gelo, que até então se mostrava incipiente. A realidade é que durante muitos séculos, a única utilidade encontrada pelo homem para o gelo foi a de refrigerar e conservar alimentos e organismos vivos, e só com o advento do refrigerador automático, aplicado pela primeira vez com sucesso em 1918 com motores elétricos, fabricado pela Kelvinator Company nos Estados Unidos. A partir de 1920 houve uma produção sempre crescente de refrigeradores mecânicos.

Entretanto no início do século XX não era conhecido os malefícios dos fluidos sintéticos clorofluorcarbono (CFC) e hidroclorofluorcarbonos (HCFC), que foram tidos na época por excelência em desempenho em comparação aos fluidos naturais utilizados até o momento, estes possuíam características insatisfatórias e nocivas como a baixa eficiência de troca térmica, eram inflamáveis, corrosivos e tóxicos. Amônia, dióxido de carbono, dióxido de enxofre e cloreto de metila são alguns exemplos de fluidos refrigerantes naturais da primeira geração usados no passado, além do que, necessitavam de pressão elevada para atingir capacidade criogênica

necessária à fabricação econômica de gelo. Os compressores frigoríficos de então, dada a limitação tecnológica da época, eram tidos como máquinas perigosas, sujeitas a explosão.

Em 1974, Rowland e Molina expuseram a periculosidade que os fluidos sintéticos com o elemento cloro utilizados na indústria da refrigeração exerciam sobre a camada de ozônio, iniciou-se novamente uma busca por fluidos refrigerantes alternativos e em 1987 é estabelecido o tratado Montreal que regula a nível mundial, medidas para controle e extinção de substâncias nocivas ao meio ambiente.

A preocupação com a destruição da camada de ozônio foi exposta em 16 de setembro de 1987, quando foi firmado o Protocolo de Montreal sobre substâncias que destroem a camada de ozônio, com adesão inicialmente tímida, ratificado por apenas 29 países e pela então Comunidade Econômica Europeia (CEE), entrando em vigor em 1º de janeiro de 1989. Atualmente, como corolário de instrumento indutor de conscientização ambiental, o Protocolo de Montreal é o único tratado internacional com ratificação universal, contando com a participação maciça de 197 países, o que é indício de uma conscientização ambiental global, trabalhada ao longo da existência do regime do ozônio.

A tecnologia vigente abriu um leque de opções para a substituição dos fluidos com altos níveis de ODP (Ozone Depletion Potencial), porém surge a questão dos gases que contribuem para o efeito estufa, referente a quantidade de dióxido de carbono presente na atmosfera, o GWP é definido em relação ao efeito de aquecimento de uma massa similar de CO<sub>2</sub> para um período fixo de 100 anos. Esse período de integração mais longo reflete melhor o impacto total das emissões. O CO<sub>2</sub> é utilizado como referência química para o GWP em função de seu elevado impacto. Outros químicos, como os refrigerantes, por exemplo, são gases de efeito estufa muito mais potentes que o próprio CO<sub>2</sub>. A diferença vem da crescente abundância do dióxido de carbono na atmosfera como resultado, principalmente, do uso de combustíveis fósseis, dos processos de combustão, etc. Atualmente, estão sendo definidos prazos para eliminação de todos os refrigerantes, incluindo os HFC, que apresentarem valores de GWP superiores a 150. Essas novas substâncias são chamadas de refrigerantes de quarta geração (MACAGNAN, M. H., (2018)).

O Protocolo de Montreal sofreu oito modificações desde 1987. Em 1º de janeiro de 2019, entrou em vigor a Emenda de Kigali ao regulamento de Montreal. Em outubro de 2016, os Estados Partes do Protocolo decidiram, na 28ª Reunião das Partes ocorrida em Kigali, Ruanda, pela aprovação de uma emenda que inclui os hidrofluorcarbonos (HFCs) na lista de substâncias controladas pelo acordo. Os HFCs não causam danos à camada de ozônio, porém apresentam elevado impacto ao sistema climático global, e vêm sendo utilizados há décadas como

alternativas em substituição aos CFCs e HCFCs. A Emenda de Kigali, como ficou conhecida, define um cronograma de redução da produção e consumo dos HFCs até um patamar mínimo a ser atingido pelos Estados Partes, segundo tabela a seguir:

**Tabela 1.1 – Cronograma de redução da produção e consumo dos HFCs aprovado pela**

**Emenda de Kigali**

		<b>A5 Grupo 1</b>	<b>A5 Grupo 2</b>	<b>A2</b>
	Ano	2020-2022	2024-2026	2011-2013
<b>Linha de Base</b>	Componente HFC	Média do consumo HFC	Média do consumo HFC	Média do consumo HFC
	Componente HCFC	65% Linha de base	65% Linha de base	15% Linha de base*
<b>Congelamento</b>		2024	2028	-
<b>1º degrau</b>		2029 – 10%	2032 – 10%	2019 – 10%
<b>2º degrau</b>		2035 – 30%	2037 – 20%	2024 – 40%
<b>3º degrau</b>		2040 – 50%	2042 – 30%	2029 – 70%
<b>4º degrau</b>				2034 – 80%
<b>Platô</b>		2045- 80%	2047- 85%	2036 – 85%

\* Para Bielorrússia, Federação Russa, Cazaquistão, Tadjiquistão, Uzbequistão: 25% do componente do HCFC da linha de base e diferente início nos dois primeiros degraus (1) 5% redução em 2020 e (2) 35% redução em 2025

**Notas:**

Grupo 1: Estados Partes do Artigo 5 não incluídos no Grupo 2

Grupo 2: GCC (Bahrein, Kuwait, Omã, Catar, Arábia Saudita, Emirados Árabes Unidos), Índia, Irã, Iraque, Paquistão.

O Brasil, pertencente ao Grupo 1 dos países A5, deverá congelar o consumo dos HFCs em 2024, iniciando sua redução escalonada a partir de 2029, para em 2045 atingir o consumo máximo de 20% em relação à linha de base.

## 1.1 OBJETIVO DA PESQUISA

O intuito deste trabalho é realizar uma avaliação experimental de desempenho dos fluidos refrigerante R-404A e R-449A, comparar os resultados e as vantagens de cada fluido em determinada situação operacional, com a finalidade de gerar um relatório completo e determinar a possibilidade de substituição do R-404A pelo R-449A, diminuindo assim a possibilidade de impactos ambientais sobre o aquecimento global.

As referências apresentadas neste trabalho foram inspiradas em trabalhos prévios consistentes, e em grande parte sobre os que foram realizados no Laboratório de Energia, Sistemas Térmicos e Nanotecnologia (LEST-Nano) da Universidade Federal de Uberlândia.

## 1.2 ORGANIZAÇÃO DO TRABALHO

Este trabalho segue uma estrutura simples e clara dos argumentos e referencial teórico necessários para compreensão do tema abordado.

Capítulo 2: Revisão dos conceitos básicos de refrigeração. Posteriormente, é apresentado as propriedades termofísicas dos fluidos analisados e seus diagramas termodinâmicos de Mollier. Na sequência, são apresentadas as principais pesquisas sobre processos experimentais envolvendo os fluidos R-449A e R-404A, em processos de *drop-in* e de substituição do R-404A em diversos sistemas de refrigeração. Finalmente, a última seção é apresentada a metodologia TEWI e seu equacionamento.

Capítulo 3: Metodologia experimental, mostra a bancada utilizada e sua instrumentação. É apresentado como foi feito o tratamento dos dados.

Capítulo 4: Aborda os resultados e discussões pertinentes da pesquisa, avaliando os principais parâmetros físicos sobre as capacidades frigoríficas, COP e potência do sistema operando com os fluidos R-449A e R-404A. Em seguida, são apresentadas as relações de taxa de transferência de calor no evaporador do fluido refrigerado com o refrigerante. Por fim, é realizado os cálculos do TEWI para cada fluido e suas comparações.

Capítulo 5: Traz as conclusões e observações deste trabalho e recomendações para futuras pesquisas.

## 2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Apresenta-se este capítulo como referencial aos conceitos físicos e matemáticos clássicos e proeminentes da pesquisa contemporânea, o objetivo primordial é através do embasamento teórico e experimental apresentados em outros trabalhos antecedentes, legitimar os resultados e discussões aqui expostos.

As análises experimentais foram efetuadas em um sistema de refrigeração operando em um ciclo por compressão de vapor, ou seja, quatro etapas fundamentais classificadas em compressão, condensação, expansão e evaporação do fluido refrigerante.

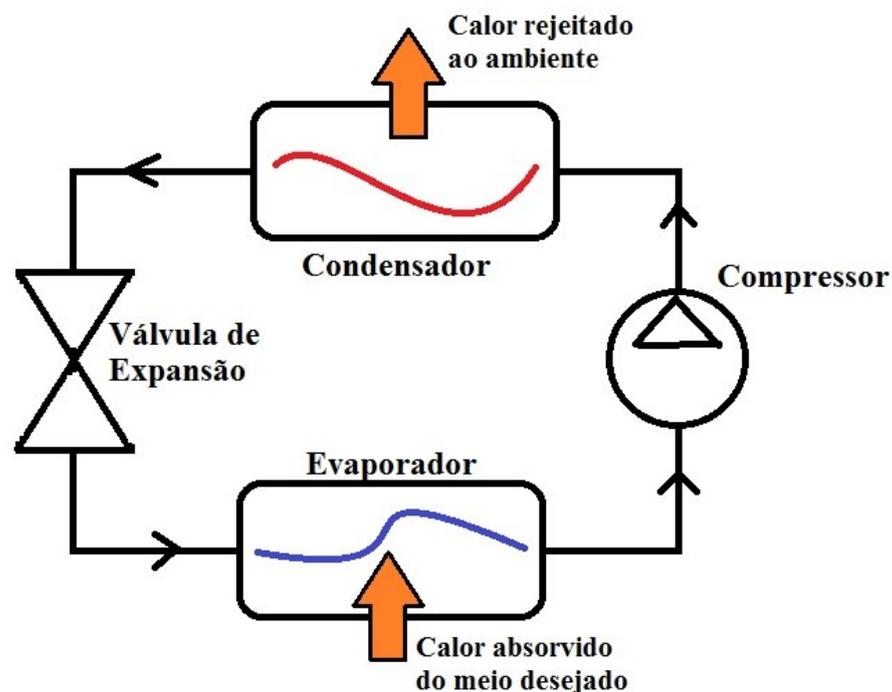


Figura 2.1 – Diagrama de fluxo de um ciclo saturado simples de compressão a vapor

O ciclo consiste em usar o fluido refrigerante como mecanismo de transporte de energia, o qual é submetido à compressão no estado de vapor superaquecido e recebe energia na forma de trabalho, aumentando sua pressão e temperatura, em seguida passa por uma rejeição de calor para o ambiente na unidade condensadora, aqui é necessário que o fluido refrigerante passe para a condição de líquido saturado ou até mesmo líquido subresfriado. Então o fluido refrigerante é direcionado a válvula de expansão onde ocorre uma despressurização vertiginosa e consequentemente uma diminuição brusca de temperatura, este processo por ser quase instantâneo pode ser considerado adiabático (troca térmica na forma de calor nulo). Por fim na

unidade evaporadora é onde se retira o calor do ambiente de interesse. É fundamental que o refrigerante absorva energia e passe do estado de saturação para vapor superaquecido, evitando assim danos ao compressor e ineficiência do ciclo.

A seguir são apresentadas as propriedades físico-químicas dos fluidos refrigerantes R404A e R449A estudados nos ensaios. O R404A é composto de uma mistura ternária zeotrópica, porém por apresentar um comportamento de pouco deslizamento da temperatura de evaporação (*glide* de 0,8 °C) é considerado uma mistura quase azeotrópica. Uma mistura zeotrópica apresenta variações significativas na composição das fases e na temperatura de saturação durante o processo de condensação ou evaporação a pressão constante. A composição do R404A é de 4% de R134a (1,1,1,2-tetrafluoroetano), 44% de R125 (Pentafluoretano) e 52% de R-143a (1,1,1-Trifluoroetano). O R449A também é uma mistura zeotrópica e com as composições de 24,3% de R32 (Difluormetano), 24,7% de R125 (Pentafluoretano), 25,3% de R1234yf (2,3,3,3-tetrafluor-1-propano) e 25,7% de R134a (1,1,1,2-tetrafluoroetano). Ambos os refrigerantes possuem ODP nulos, ou seja, não agredem a camada de ozônio, quanto ao GWP o R449A apresenta valor de 1397 e é candidato a substituir o R404A que possui o mesmo índice de 3922, colocando o primeiro em destaque como fluido com menor potencial de aquecimento global. Ambos os parâmetros de segurança dos fluidos refrigerantes estão no A1 grupo L1, isto é, possuem baixa toxicidade e não são inflamáveis, segundo a norma ANSI/ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers) Standard 34.

A seguir nas Figuras 2.2 e 2.3 são representados os diagramas de Mollier (pressão-entalpia) dos fluidos R-404A e R-449A respectivamente.

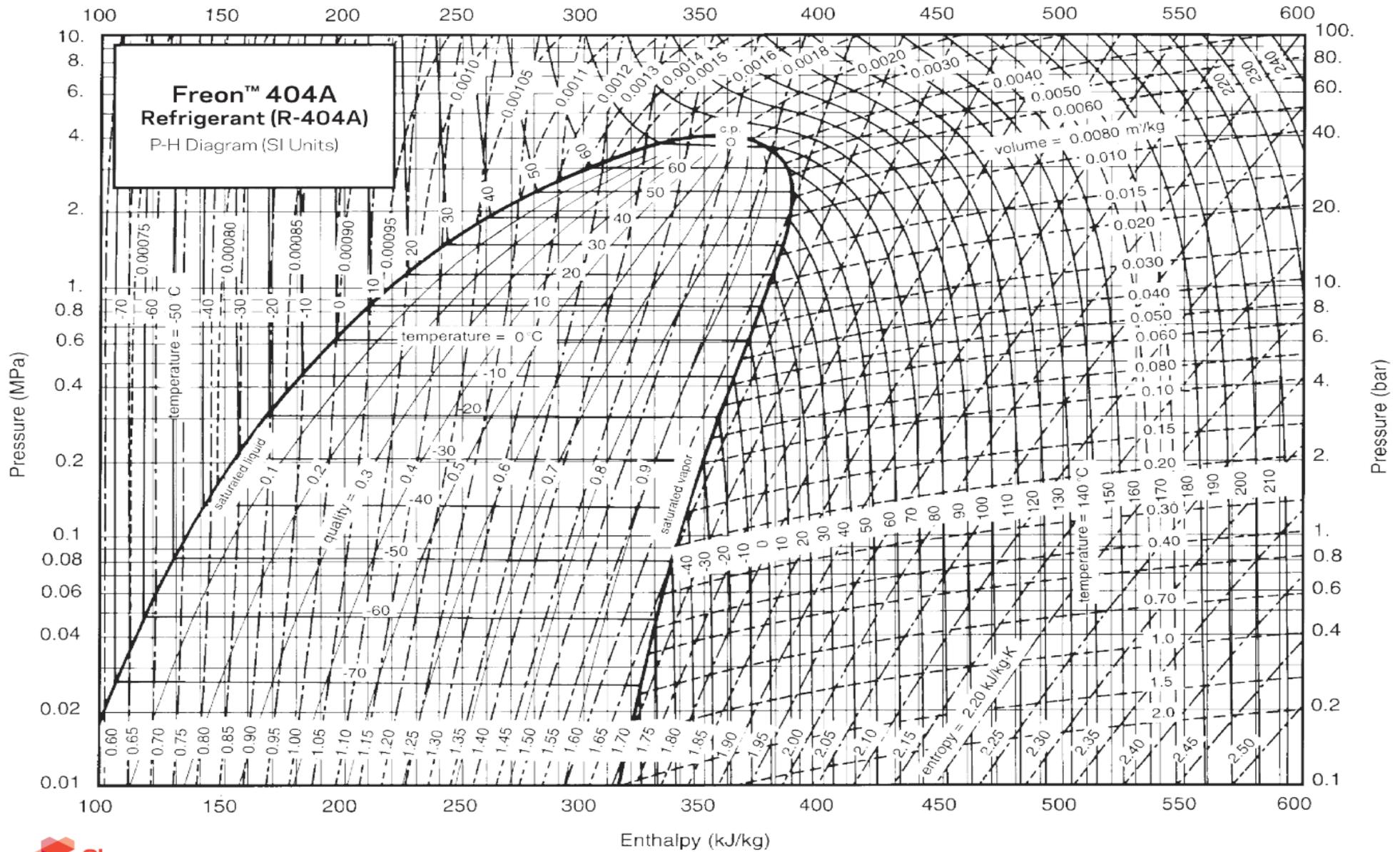


Figura 2.2 – Diagrama de Mollier do fluido R-404A

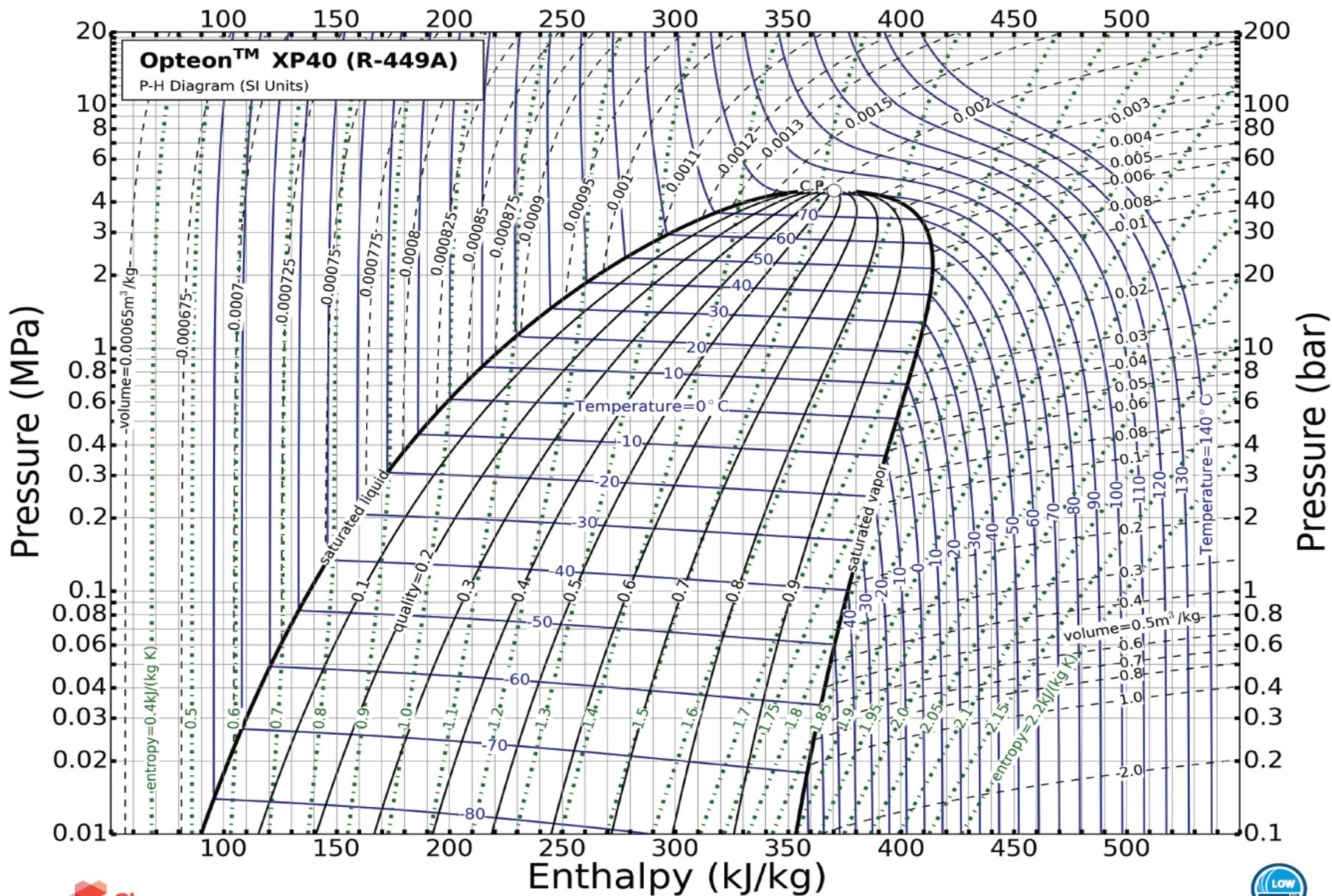


Figura 2.3 – Diagrama de Mollier do fluido R-449A

As tabelas 2.1 e 2.2 mostram as propriedades físicas do R404A e R449A respectivamente.

**Tabela 2.1 – Propriedades físicas do R404A**

PROPRIEDADES FÍSICAS	UNIDADES	R-404A
Peso molecular	(g/mol)	97.61
Temperatura ebulição a (1,013 bar)	(°C)	-46.45
Deslizamento temperatura de ebulição (a 1,013 bar)	(K)	0.7
Temperatura crítica	(°C)	72.07
Pressão crítica	(bar abs)	37.31
Densidade crítica	(Kg/m <sup>3</sup> )	484
Densidade do líquido (25°C)	(Kg/m <sup>3</sup> )	1048
Densidade do líquido (-25°C)	(Kg/m <sup>3</sup> )	1236
Densidade do vapor saturado (a 1,013 bar)	(Kg/m <sup>3</sup> )	5.41
Pressão do vapor (25°C)	(bar abs)	12.42
Pressão do vapor (-25°C)	(bar abs)	2.49
Calor latente de vaporização (a 1,013 bar)	(KJ/Kg)	200
Calor específico do líquido (25°C) (1,013 bar)	(KJ/Kg.K)	1.64
Calor específico do vapor (25°C) (1,013 bar)	(KJ/Kg.K)	0.88
Condutibilidade térmica do líquido (25°C)	(W/mk)	0.064
Condutibilidade térmica do vapor (1,013 bar)	(W/mk)	0.0143
Solubilidade com o água (25°C)	(ppm)	Depreciável
Límite de inflamabilidade (25°C)	(% vol)	Nenhum
Toxicidade (AEL)	(ppm)	1000
ODP	-	0
GWP	-	3922*

\* De acordo com IPPCC-AR4/CIE (Quarto Relatório de Avaliação do Grupo Intergovernamental de Especialistas sobre Alterações Climáticas)-2007.

**Tabela 2.2 – Propriedades físicas do R449A**

PROPRIEDADES FÍSICAS	UNIDADES	R-449A
Peso molecular	(g/mol)	87,2
Temperatura ebulição a (1,013 bar)	(°C)	-46,0
Temperatura crítica	(°C)	81,5
Pressão crítica	(bar)	44,5
Pressão do vapor (25°C)	(bar)	12,75
Densidade do líquido (21,1°C)	(Kg/m <sup>3</sup> )	1113,3
Temperatura de deslizamento ou glide	(K)	~4
Inflamabilidade		Não
ODP	-	0
GWP	-	1397 *

\* De acordo com IPPCC-AR4/CIE (Quarto Relatório de Avaliação do Grupo Intergovernamental de Especialistas sobre Alterações Climáticas)-2007.

Mota-Babiloni et al. (2014) fizeram um estudo com seis fluidos refrigerantes candidatos a substituírem o R404A. Foi apresentado nas simulações e equações do trabalho um método para modelar as variações causadas pelo glide dos fluidos zeotrópicos. As conclusões foram benéficas aos substitutos do R404A em relação ao COP.

Makhnatch et al. (2016) evidenciou características positivas do R449A como possível substituto do R404A na refrigeração comercial de supermercados. Primeiramente devido a semelhança das propriedades termodinâmicas e seu menor GWP. Foi estimado nas temperaturas médias de condensação e evaporação que os fluidos apresentaram características muito próximas, apesar do R449A apresentar menor performance energética, a adaptação traz benefícios advindos da redução de emissões de CO<sub>2</sub> eq. devido a vazamento de refrigerante e recuperação das perdas, dados obtidos pelo método TEWI.

Pansulla e Allgood (2016) já haviam enunciado que o R449A era um forte candidato para substituição de fluidos com alto GWP. No trabalho eles fizeram diversos testes comparando o R449A com o R22 em aplicações de baixa e média temperatura. Os resultados obtidos dos experimentos e modelagens foram favoráveis ao R449A.

Mendoza-Miranda, Mota-Babiloni e Navarro-Esbrí (2016) fizeram uma avaliação experimental com os fluidos refrigerantes R404A e R449A usando um evaporador com micros estabilizadores verticais e comparados com dados obtidos de outro evaporador estacionário. Este modelo foi validado usando medições experimentais a partir de um evaporador casco-tubo e micro aletas localizados em um sistema experimental de compressão de vapor. Os testes foram realizados usando vários parâmetros, como pressão de evaporação, taxa de fluxo mássico, grau de superaquecimento entre outros. As principais conclusões obtidas neste trabalho são que os fluidos refrigerantes apresentaram uma grande diferença em todos os parâmetros analisados, sendo a maioria causadas pelo efeito de diferença da temperatura de evaporação entre o ponto de bulbo e orvalho (glide), diferentes coeficientes de transferência de calor e entalpias.

Cardoso et al. (2017) mediante várias análises de diversos fluidos refrigerantes, os autores concluíram que o R449A como substituto do R404A apresentou aprimoramento de 9 a 12% no COP para sistema frigoríficos de média e baixa temperatura respectivamente, mas custou 3% de capacidade de refrigeração em ambos sistemas. Os dados obtidos foram coletados em drop in direto e caso seja feito as devidas modificações para o R449A, o sistema apresentará melhor desempenho energético além do benefício ecológico, afirmaram os pesquisadores.

Vaitkus e Dagilis (2017) consideraram que os HFCs de baixo GWP e os HFOs (Hidrofluorefina) são os refrigerantes considerados como alternativa viável e realista para os refrigeradores eutéticos. Afirmam que a viabilidade dos sistemas e a larga capacidade dos

compressores scrolls por injeção de líquido já apresentaram ótimos desempenhos e já foram certificados para os refrigerantes R407F, R407A, R448A e R449A e as misturas HFO com GWP abaixo de 150. Estes refrigerantes requerem poucas mudanças no sistema de refrigeração (Emerson, 2016). Devido à temperatura de descarga mais alta, a válvula de controle de temperatura de descarga e os termostatos precisam ser modificados.

Foi provado ainda por Vaikus e Dagilis (2017) que todas as alternativas de substituição do R404A mostraram-se com menor capacidade de refrigeração – a redução é de 16% para o R407A, 13% para R448A e R449A e 12% para R407F. Tanto o R407F como o R407A oferecem uma pequena melhoria de eficiência de 3 a 4%, enquanto com o R448A e o R449A, a eficiência diminui em 10%. Comprovaram os parâmetros de desempenho similar do R448A e R449A, pois são quase idênticos (sua composição é muito próxima). Estes fluidos quando submetidos em teste de redução de temperatura do sistema de -20 °C para -33 °C em temperatura ambiente de 25 °C, houve um aumento de 24% de tempo e de 9% de consumo de energia quando comparado ao R507A.

Makhnatch e Mota-Babiloni (2017) propuseram a substituição do R404A por R449A em sistemas frigoríficos de temperatura média e troca térmica indireta para supermercados projetados para operar com R404A.

Baseados nas propriedades termodinâmicas similares entre os fluidos e que as principais diferenças em relação às propriedades dos refrigerantes são observadas no deslizamento “glide” (+4,9 K para R449A a 0,1 MPa), densidade de vapor e condutividade térmica líquida (-26% e + 26%, respectivamente). As operações de ambos os refrigerantes analisadas nas temperaturas médias do sistema de refrigeração indireta não apresentaram diferenças significativas. A substituição do R404A por R449A no sistema indireto de refrigeração requer apenas que o controlador da válvula de expansão e a carga de fluido refrigerante sofra ajustes. As temperaturas de subresfriamento e superaquecimento do R449A foram ligeiramente menores, como também ocorreu para as temperaturas médias de operação dos trocadores de calor. O trabalho mostrou que a temperatura de descarga do R449A foi maior do que a do R404A e alcançou valores de até 91 °C. Concluíram que ao adaptar sistemas de R404A, é necessário ter atenção com as temperaturas de descarga maiores do compressor (por exemplo, em sistemas de baixa temperatura ou onde é mantido um alto superaquecimento).

Ainda no mesmo artigo, no experimento realizados pelos autores foi estabelecido uma temperatura do fluido secundária na entrada do condensador de 30 °C para a comparação de energia, o fluido R449A é beneficiado de um maior efeito de refrigeração, de modo que o seu valor de COP foi semelhante ao do R404A, apesar de ter uma capacidade de refrigeração menor.

Assim, embora o uso de R449A em um sistema originalmente de R404A não resultou em um melhor desempenho energético, há o benefício ambiental que a adaptação para o R449A traz, que vem da redução do CO<sub>2</sub>-eq. Por consequência das emissões devido ao vazamento de refrigerante e perdas de recuperação.

Portanto, quanto à segurança, semelhança na operação e as comparações de desempenho energético observado através deste caso real realizado pelos autores, comprova-se que a utilização do R449A fornece benefícios ambientais e energéticos. As conclusões são de que o R449A pode ser considerado uma alternativa de baixo GWP para o R404A em sistemas de refrigeração indireta, onde uma diminuição na capacidade de refrigeração é aceitável.

Karampour e Sawalha (2018) estimaram que o TEWI associado a sistemas de refrigeração para supermercados, compararam os fluidos sintéticos (R404A, R449A) e concluíram que são de 2 a 7 vezes maiores que de sistemas à base de refrigerante natural (R744, R717, R290) em Stockholm e Barcelona.

Sánchez et al. (2019) fizeram testes com diversos fluidos de baixo GWP em uma planta de expansão indireta e compararam os resultados com os de um sistema de expansão direta em cascata projetada para R134a/R744. Os testes foram elaborados em uma cabine frigorífica de temperatura média e um freezer operando em temperatura baixa, mantendo uma relação de 1:1 entre as capacidades de refrigeração.

Os resultados experimentais demonstraram que o uso de um arranjo indireto sempre ocasionou perda na eficiência energética da instalação frigorífica por causa do tempo excessivo de operação do ciclo de alta temperatura do compressor. Portanto para rejeição de calor na temperatura de 31 °C, houve um incremento de energia entre +14,7% para o teste com R1270 e +3,4% com o R152a e os autores afirmaram que essa tendência equivale para outras faixas de temperatura.

Ainda no mesmo manuscrito foi exposto que em sistemas indiretos é verificado que a carga de refrigerante pode ser reduzida em média 58,5% com limitante em 68,5%. Encontraram estes valores sem modificar nada na planta original, então foi sugerido que algumas mudanças podem ajustar essa capacidade para melhorar a eficiência, como por exemplo o reservatório de líquido. Com a redução de carga mássica de refrigerante o parâmetro TEWI é alterado, o qual é altamente influenciado pelo consumo de energia, os autores propuseram que a combinação da redução da carga de refrigerante necessária e o consumo energético fornecem uma redução no índice TEWI de 30% quando o sistema de expansão indireta foi testado com R152a.

Alama e Jeongb (2020) fizeram simulações de dinâmica molecular para estimar a pressão de vapor e a densidade saturada dos refrigerantes R448A e R449A nas faixas de

temperatura de 233,15K a 343,15K e pressão de 0,5 Mpa a 4,5 MPa. Verificaram e validaram o modelo numérico e a metodologia utilizada com base nas propriedades existentes do R404A, que ao comparadas com as obtidas no REFPROP estavam em conformidade. Realizaram as análises das curvas de coexistência líquido-vapor e o ponto crítico dos três refrigerantes previstos pela simulação Gibbs ensemble Monte Carlo (GEMC). Eles descobriram que as interações moleculares nas ligações dos pares H-C e F-C e nas interações não ligantes dos fluidos refrigerantes eram mais intensas na fase de vapor do que na fase de líquido. Concluíram o paper enfatizando a importância das propriedades termodinâmicas encontradas dos fluidos R448A e R449A e que sua aplicação é de grande interesse para aumento de performance na refrigeração comercial destes novos refrigerantes.

Heredia-Aricapa et al. (2020) mostraram em suas análises que os melhores fluidos para substituição do R404A são 454C, R455A, R459B, e R465A, pois possuem o GWP reduzido em 96%. Mas o R449A é uma opção viável para um curto período de tempo. Em suas avaliações mostraram que o R449A teve um decréscimo de 13% na capacidade de refrigeração, e uma redução no consumo de energia em 4%. Com alguns ajustes no dispositivo de expansão e aumento de apenas 4% na carga de fluido refrigerante do sistema, alcançou o mesmo valor de COP entre o R404A e o R449A. A conclusão mostra que o R449A apresenta benefícios energéticos em relação ao R404A.

Jacob e Matty et al. (2020) fizeram um experimento para analisar o coeficiente de transferência de calor e as quedas de pressões dos fluidos refrigerantes de baixo GWP R448A e R452A e com o predecessor R404A. O experimento foi realizado em um tubo de 4,7 mm em três diferentes condições de saturação ( $T_{sat, avg} = 40, 50, 60 \text{ }^\circ\text{C}$ ) e com variação do fluxo de massa em  $100 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  até  $800 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$ . O coeficiente de transferência de calor do R448A foi experimentalmente provado superior ao R404A para o mesmo fluxo de massa. Com um escoamento de  $600 \text{ kg m}^{-2} \text{ s}^{-1}$  a queda de pressão média foi de 81% para o R448A e 3,3% para o R452A maiores, comparados ao R404A. Sendo o calor latente de vaporização do R448A de aproximadamente 24% maior que o R404A a  $0 \text{ }^\circ\text{C}$ , para um mesmo sistema de refrigeração de 1Kw os três fluidos apresentaram a mesma performance de transferência de calor. A queda pressão média por atrito do R448A foi de 16% menor que a do R404A.

### 3. METODOLOGIA EXPERIMENTAL

Para a realização das avaliações experimentais foi utilizada uma bancada operando em um ciclo de refrigeração por compressão de vapor. Neste ciclo, o fluido refrigerante entra no compressor na fase de vapor superaquecido, onde ele recebe energia na forma de trabalho, suficiente para elevar a sua pressão e em consequência sua temperatura. À vista disso, ao transpor este curso, o fluido refrigerante ainda se mantém na fase de vapor superaquecido, apresentando elevadas temperatura e pressão. Então ele é conduzido ao condensador, onde ocorre o processo de diminuição de temperatura devido à troca de calor entre o fluido refrigerante e a água oriunda da torre de resfriamento, mantendo-se a pressão constante. Essa etapa permite que o fluido refrigerante saia do condensador como líquido saturado ou subresfriado e em alta pressão.

O próximo estágio do processo consiste na válvula de expansão, cuja função é o estrangulamento do escoamento, provocando uma redução significativa de pressão. Consequente, o fluido experimenta uma mudança parcial de estado, teoricamente após a expansão ele estaria com um título mais próximo de zero, resultando em uma mistura líquido-vapor com maior percentual de massa de líquido. A etapa seguinte consiste no evaporador, onde o objetivo é a retirada de calor por troca térmica entre o fluido refrigerante e o meio a ser resfriado. Ao sair do dispositivo de expansão o fluido refrigerante encontra-se em baixa temperatura e pressão, e então é direcionado para a unidade evaporadora, onde ocorre a transferência energia, possibilitando a troca térmica com o meio que será resfriado e, dessa forma, mudando para o estado de vapor superaquecido novamente. Após essa etapa o ciclo termodinâmico é reiniciado, onde o fluido refrigerante é direcionado para o compressor.

Uma representação esquemática da bancada experimental utilizada, com todos os equipamentos, pode ser visualizada na Fig. 3.1. Nota-se que o sistema de arrefecimento é composto por uma torre de resfriamento, bombas de circulação e o condensador. O sistema de água gelada é formado pelo evaporador, a bomba de circulação, o reservatório de água gelada e as resistências elétricas. Essas resistências simulam as cargas térmicas submetidas no evaporador e são responsáveis por manter a temperatura de entrada do evaporador constante, por meio de um controle ON/OFF.

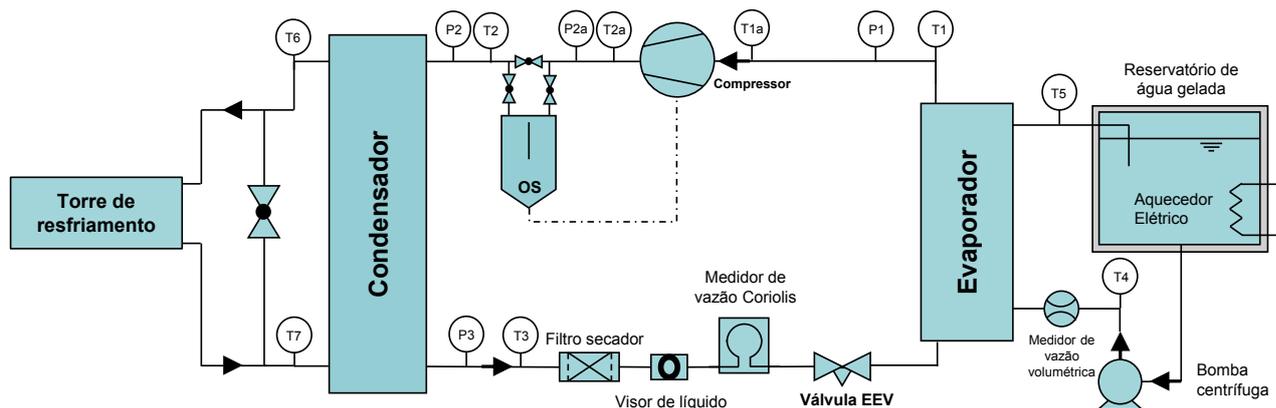


Figura 3.1 – Representação esquemática da bancada experimental utilizada para a avaliação depois das mudanças efetuadas

Segundo Silva (2019) o projeto da bancada experimental foi planejado anteriormente e construído por Garcia (2010) e sua função era o estudo de técnicas de controle adaptativo (Fuzzy) em sistemas de refrigeração. A posteriori, a bancada foi remodelada em 2015 por Antunes (2015) para avaliar possíveis substitutos do R22, onde foram testados diversos fluidos refrigerantes alternativos com menor impacto ambiental em compressores tipo alternativos e scroll herméticos.

Marcucci (2018) fez uma nova atualização na bancada para prosseguir com suas pesquisas de mestrado, onde foram reconstruídas as tubulações e adicionado novos equipamentos e sensores de medição. Silva (2019) ainda afirma que a realização das avaliações experimentais do drop-in de R410A por R32 só foram possíveis graças a substituição do compressor de R22 por um compressor projetado para operar com R410A, houve também uma substituição dos trocadores de calor para o tipo placas brasadas, novos sensores de temperatura e atualização do sistema de aquisição de dados (software LABview). Com essas melhorias foi possível monitorar com maior precisão as variáveis medidas, controle da carga térmica no reservatório de água gelada e gerenciamento da aquisição de dados. Novas bombas centrífugas em série foram instaladas na linha de água de condensação, pois havia elevada perda de carga relativa ao trocador de placas juntamente com a elevada capacidade de refrigeração do compressor scroll. A Fig. 3.2 mostra a bancada experimental utilizada.



Figura 3.2 – Bancada experimental utilizada para os testes anteriores de R32 e R410A

Para o experimento deste trabalho, foi utilizado um compressor hermético do tipo scroll e rotação fixa da empresa Emerson. O modelo do compressor é o ZB38KCE-TF5, e possui uma capacidade nominal de 5 TR (~15 kW), projetado para trabalhar tanto com o R404A como o R449A em aplicações de ar condicionado, segundo o fabricante. O inversor de frequência que acionava o compressor era do tipo vetorial trifásico, fabricado pela empresa Yaskawa, modelo V-1000-CIMR-VU2A0030F. A Fig. 3.3 mostra o compressor e o inversor. Os trocadores de calor da bancada são do tipo placas brasadas da empresa Apema. Na unidade evaporadora, foi utilizado um trocador de calor de 40 placas, modelo AEK 070-40. Para a unidade de condensação foi utilizado um de 60 placas, modelo AEK 095-60. A pressão máxima de operação de ambos trocadores é de 30 bar. Marcucci (2018) fez a substituição dos trocadores do tipo tubos concêntricos, que eram utilizados anteriormente na bancada, por trocadores do tipo placas brasadas possibilitando a redução da quantidade de fluido refrigerante utilizado no sistema devido ao seu menor volume. A Fig. 3.4 apresenta os trocadores utilizados na bancada experimental.



Figura 3.3 – Compressor Scroll ZB38KCE-TF5 (a) e inversor de frequência Yaskawa, modelo V-1000-CIMR-VU2A0030F (b). Fonte: catálogo do fabricante



Figura 3.4 – Trocadores de calor de placas brasadas Apema, modelos AEK 070-40 (a) e AEK 095-60 (b)

Foi utilizado uma válvula de expansão da CAREL, modelo E2V24SSF10. Com uma capacidade nominal de 23,4 kW operando com R404A, seguimos uma faixa de avaliação da evaporação de  $-12\text{ °C}$  até  $-4\text{ °C}$  e condensando de  $38\text{ °C}$  até  $48\text{ °C}$ , com dez graus de superaquecimento e zero grau de subresfriamento. O controle da vazão mássica do sistema foi realizado por meio do driver EVD0000T50 fornecido pelo fabricante.

Um controle PID foi utilizado para controlar o superaquecimento em dez graus. As entradas do controle foram a pressão de evaporação e a temperatura de saída do evaporador

medidos, respectivamente, por um sensor de pressão ratiométrico modelo SPKT0013R0 e um sensor de temperatura de contato NTC modelo NTC030HF01. Aferidos os valores de pressão e temperatura, o driver estimava, nesta ordem, a temperatura de evaporação e o grau de superaquecimento do sistema. O sistema da válvula de expansão é ajustado pela posição axial de um êmbolo cônico concêntrico a um orifício calibrado através de um motor de passo, localizados no interior da válvula, controlados por esses valores estimados pelo driver. Segundo Silva (2019) o controle desse deslocamento permite com que o grau de superaquecimento na saída do evaporador se mantenha fixo graças à queda de pressão gerada. Assim, evita-se o retorno de líquido ao compressor, o aumento do grau de superaquecimento na sucção e, por consequência, o aumento da temperatura de descarga e do consumo de energia. A Fig. 3.5 apresenta a válvula de expansão, o driver, o sensor de pressão ratiométrico e o sensor de contato NTC utilizados na bancada experimental.



Figura 3.5 – Sistema da VEE: (a) Válvula de expansão eletrônica (E2V24SSF10) – (b) Driver (EVD0000T50) – (c) Sensor de pressão ratiométrico (SPKT0013R0) – (d) Sensor de temperatura NTC – fonte: carel.com.br

O sistema de condensação foi arrefecido por uma linha de água provinda de uma torre de resfriamento evaporativa, fabricada pela Semco modelo VXi-9-1. A água era circulada por duas bombas centrífugas em série da KSB modelo CN570, de capacidade máxima de  $8 \text{ m}^3/\text{h}$ , e um reservatório de água.

O circuito semifechado de água gelada, que simula ao mesmo tempo um sistema direto e indireto, ou seja, é o fluido intermediário de transporte de energia, é composto pelo evaporador, onde o fluido refrigerante absorve energia na forma de calor da água e

consequentemente abaixando a temperatura da mesma, uma bomba centrífuga e o reservatório de água onde foram colocadas as resistências elétricas de 15 kW de potência. Considera-se um sistema semifechado pois o mesmo não é totalmente isolado, possibilitando a evaporação de uma parcela pequena do reservatório de água. A simulação de carga térmica foi feita por meio das resistências elétricas com o controle da vazão e a temperatura de entrada do evaporador. É interessante observar que neste trabalho será abordado apenas os testes em expansão direta.

O sistema também conta com um filtro secador, um visor de líquido e o separador de óleo, este último da marca EMERSON modelo A-W55855. O filtro secador exerce a função de eliminar qualquer particulado que seja transportado com o fluido refrigerante, retirar a umidade contida no sistema através da peneira molecular e eliminar a presença de ácidos do sistema através de alumina ativada. O filtro secador utilizado na bancada foi o DML – 084, fabricado pela Danfoss. O visor de líquido permite verificar o estado do fluido refrigerante após passar pela condensação, neste ponto do sistema é pretendido que todo o fluido refrigerante esteja na fase de líquido e o visor permite verificar a existência de bolhas, o que não é desejável. Além do estado é possível verificar a existência de umidade pelo visor através da presença de um sensor químico, validando a condição de secagem do sistema. O visor de líquido em questão é o SGP – 12sN, também fabricado pela Danfoss. O separador de óleo foi instalado na linha de alta pressão, logo após a descarga do compressor, sua função é separar o óleo lubrificante do fluido refrigerante, retornando o óleo ao compressor. A Fig. 3.6 representa o filtro secador e o visor de líquido e a Fig. 3.7 o separador de óleo.

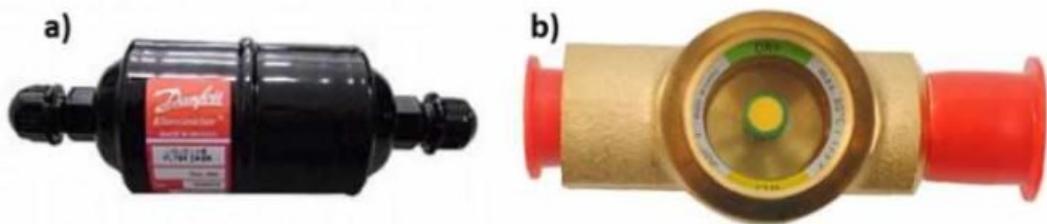


Figura 3.6 – Filtro secador Danfoss (a) e visor de líquido (b)



Figura 3.7 – Separador de óleo EMERSON

Os sensores de temperatura utilizados para aferir as medições nos pontos enunciados na Fig. 3.1 foram do tipo RTD (Resistance Temperature Detector) modelo PT 100, instalados em contato direto com o fluido nas linhas de condensação e de água gelada.

As aferições de pressão foram obtidas por transdutores na entrada e na saída do compressor e do condensador (depois de sofrer perda de carga ao passar pelo separador de óleo), através de transdutores de pressão do tipo piezo resistivos do fabricante IFM, modelo PA – 3023 com faixa de medição de 0 a 25 bar para a condensação e modelo PA – 3024 com faixa de medição de 0 a 10 bar para a evaporação.

A vazão mássica do fluido refrigerante foi mensurada por um Coriolis do fabricante Metroval, modelo RMH06-4FS1PN, com faixa de medição de 0,0098 a 0,1686 kg/s. Integrado a este componente um transmissor da Metroval modelo CMM01-290DACDCB, responsável por converter o valor de vazão mássica obtido em um sinal proporcional entre 4-20 mA, permitindo a comunicação com o sistema de aquisição de dados.

Foi incorporado um sensor de vazão entre o visor de líquido e a EEV, conforme está mostrado na Fig. 3.1, de modo que fosse possível averiguar o estado do fluido refrigerante antes de passar pelo sensor. Para manter e verificar se a mesma quantidade de energia térmica cedida pela água era transferida para o fluido refrigerante, foi acoplado um sensor de vazão volumétrica na descarga da bomba de circulação da linha de água gelada, modelo 8512 GF do fabricante Signet.

O sistema de aquisição de dados avaliados é da National Instruments e o monitoramento e obtenção dos dados fornecidos pelos sensores instalados na bancada. Este sistema era integrado por um chassi Ni CompactDAQ, modelo Ni cDAQ-9178, agrupado com cinco módulos de entrada e saída, fornecidos pelo mesmo fabricante, e uma interface desenvolvida no software LABview®, que possibilitou monitorar, controlar e gerenciar o armazenamento de dados. Os módulos para a aquisição de dados e monitoramento do sistema estão listados na Tabela 3.1

**Tabela 3.1 – Módulos e instrumentos utilizados**

<b>Instrumento</b>	<b>Quantidade</b>	<b>Tipo de Módulo</b>	<b>Modelo</b>
<b>PT-100</b>	7	Resistência	NI 9216
<b>Transdutor de pressão</b>	3	Corrente (mA)	NI 9203
<b>Medidor de vazão coriolis</b>	1	Corrente (mA)	NI 9203
<b>Medidor de vazão volumétrico</b>	1	Corrente (mA)	NI 9203
<b>Controle</b>	3	E/S Digital	NI 9401

O compressor foi equipado com um analisador de energia e potência trifásico EP Pro do fabricante ClimaCheck, de modo que foi possível mensurar a potência real da máquina. Disposto na configuração delta, o equipamento foi posicionado antes do inversor de frequência, com intuito de reduzir a influência de harmônicos gerados pelo inversor durante a medição. O analisador de energia utilizado possui faixa de medição entre 10 e 100 A para corrente e de 110 a 480 V para a tensão. A Fig. 3.8 apresenta o equipamento utilizado.



Figura 3.8 – Analisador de energia utilizado na bancada experimental

Todos os cálculos e propriedades termodinâmicos dos fluidos refrigerantes e da água foram feitos com os softwares EES® (Engineering Equation Solver), CHEMOURS Refrigerant Expert™, DANFOSS® ref tools, Minitab® 19 e Microsoft Office Excel®. Para efeito de cálculo foi considerado regime permanente, a expansão do fluido refrigerante na válvula como isoentálpica e adiabática, as avaliações de queda de pressão e a troca de calor com o ambiente externo nos trocadores de calor foram desprezadas, a linha de baixa pressão que consiste da válvula de expansão até o compressor foi tida como expansão isobárica.

Todos os dados coletados pelos sensores são apresentados no Anexo I.

Para calcular a capacidade frigorífica do sistema efetua-se o balanço de energia pela primeira lei da termodinâmica, que é representada pela Eq. 3.1. Na entrada e saída do evaporador, pela linha de fluido refrigerante, é onde são medidos os valores de vazão mássica e temperaturas do fluido refrigerante. Essa aferição foi verificada pelos medidores e equipamentos citados anteriormente.

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m} \cdot (h_{saída}(T, P) - h_{entrada}(T, x)) \quad (3.1)$$

$\dot{Q}_{evap}$  é a capacidade frigorífica obtida neste sistema,  $\dot{m}$  representa a vazão mássica medida por um Coriolis,  $h_{saída}$  e  $h_{entrada}$  são as entalpias do fluido refrigerante estipuladas através dos valores de temperatura e pressão aferidos, que para este cálculo foram coletados na saída e na entrada do evaporador. É importante frisar que o fluido refrigerante após expandir na EEV sofre transição de líquido comprimido para saturação com título próximo de 0, ou seja, a pressão cai drasticamente possibilitando que as moléculas comecem a evaporar. Neste estado de saturação a pressão e temperatura não são dependentes, à vista disso, para determinar a entalpia na entrada do evaporador, foi atribuído o valor de entalpia na saída do condensador como referência, assumindo que o processo de expansão era isoentálpico.

A eficiência de um ciclo de refrigeração é medida através do coeficiente de desempenho global (COP). Em um ciclo por compressão de vapor convencional, o COP é definido como a razão entre a capacidade de refrigeração ( $\dot{Q}_{evap}$ ), calculada através da Eq. 3.1, e a potência consumida pelo compressor ( $\dot{W}_{comp}$ ).

$$COP = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_{comp}} \quad (3.2)$$

As medições de temperatura e a vazão volumétrica da água gelada com etilenoglicol (Etano-1,2-diol) na proporção de 30%, usado como anticongelante, foram obtidas pelos instrumentos de medição. A capacidade frigorífica do sistema refrigerado foi calculada pela Eq. 3.3 e comparada com os valores do balanço energético em relação ao sistema refrigerante, obtidos na Eq. 3.1.

$$\dot{Q}_{evap, H_2O \text{ et}} = \dot{m}_{evap, H_2O \text{ et}} \cdot C_p(T_m) \cdot (T_{saí} - T_{ent}) \quad (3.3)$$

Adotou-se as variáveis  $\dot{m}_{evap, H_2O \text{ et}}$  como a vazão mássica do sistema refrigerado (água e etilenoglicol), o  $C_p$  foi utilizado o valor médio referente a mistura, o que ocasiona em um valor inferior ao da água pura, e a temperatura foi medida por sensores na entrada e saída do trocador de calor (evaporador) do sistema de água gelada.

Mediante aos cálculos de capacidade frigorífica, a razão da diferença entre o valor obtido no sistema refrigerante e refrigerado pelo mesmo índice do primeiro, nos fornece o erro, que em porcentagem é escrita do seguinte modo:

$$Er = \left( \frac{\dot{Q}_{evap} - \dot{Q}_{evap,H_2O\ et}}{\dot{Q}_{evap}} \right) \cdot 100 \quad (3.4)$$

O intuito desta avaliação experimental é comparar através dos dados obtidos as características do fluido R449A em relação ao R404A, e sintetizar um relatório afirmando os benefícios do R449A como substituto direto do R404A.

As coletas dos dados dos testes realizados ocorreram todos em regime permanente, foram feitas duas baterias de testes para cada fluido em expansão direta, ou seja, o fluido refrigerante se expande em contato com o fluxo do meio em que se deseja resfriar, neste caso a água com etilenoglicol. Já na expansão indireta existe um sistema dedicado que transfere a energia térmica, como por exemplo um chiller, onde o fluido refrigerante absorve calor da água que passará por uma seguinte troca térmica com o meio desejado para remover calor.

Cada bateria teve 13 testes distintos, nos quais somente a temperatura de superaquecimento, a carga de fluido refrigerante e de óleo e a velocidade de rotação do compressor eram constantes em todos. A base experimental desta análise consistiu na variação da temperatura de evaporação e condensação, que por consequência ocasionou pequena variação de pressão da linha de fluido refrigerante quando comparados entre si. Vale ressaltar que a comparação entre os fluidos foi pela temperatura de condensação, ou seja, a temperatura de condensação do teste 5 com R-404A foi aproximada ao máximo para ser idêntica a temperatura de condensação do teste 5 com R-449A, e assim por diante nos demais testes.

A metodologia adotada para aquisição dos dados experimentais consistiu em manter o sistema com a menor variação possível das variáveis temperatura de condensação e evaporação, abertura da válvula de expansão e a temperatura de descarga do compressor era inspecionada como segurança do sistema.

Segundo Antunes (2015) a possibilidade de realizar os testes em regime permanente reflete a estabilidade do sistema. Isso faz com que as propriedades termodinâmicas do fluido de trabalho sejam independentes do tempo de teste. Como referência, adotou-se como regime permanente a condição em que as variáveis medidas variam em um regime de oscilação de mais ou menos 3 vezes o seu desvio padrão, calculado durante, aproximadamente, 10 minutos.

### 3.1 CORREÇÃO DAS TEMPERATURAS DE EVAPORAÇÃO E CONDENSAÇÃO DO FLUIDO R449A

O fluido R449A apresenta um efeito na temperatura de deslizamento considerável, cerca de 4 K, e por isso as equações apresentadas por Motta-Babiloni et al. (2014) serão enunciadas nesta seção a fim de corrigir este efeito. Os autores afirmam que este método possibilita calcular o COP com a mesma precisão que nos fluidos puros e assim compará-los de forma adequada. A Eq. 3.5 representa o critério utilizado para o ajuste da temperatura de evaporação e a Eq. 3.6 para a temperatura de condensação.

$$T_{EV} = \frac{1}{3}T_{Bulbo} + \frac{2}{3}T_{Orvalho} \quad (3.5)$$

$$T_{CD} = \frac{1}{2}T_{Bulbo} + \frac{1}{2}T_{Orvalho} \quad (3.6)$$

A correção mostra que a temperatura de evaporação é uma média ponderada entre soma de duas parcelas envolvendo a temperatura de bulbo e a temperatura de orvalho, já a condensação é uma média simples. Vale ressaltar que apesar de terem os mesmos termos, Bulbo e Orvalho, as temperaturas nestes pontos diferem-se bastante, visto que a pressão na condensação é muito superior do que na evaporação. Os dados e cálculos estão demonstrados no anexo I deste trabalho.

### 3.2 TEWI – TOTAL EQUIVALENT WARMING IMPACT

Para finalizar a comparação entre os fluidos e garantir a compatibilidade de um fluido quanto à substituição de outro já em uso, foi adotado a metodologia TEWI (Total Equivalent Warming Impact) que é um indicador calculado para análise do impacto ambiental.

Uma breve explicação teórica sobre o procedimento adotado TEWI, fundamental na análise dos resultados obtidos neste trabalho, as informações foram retiradas dos catálogos oficiais da BITZER, Kühlmaschinenbau GmbH Refrigerant Report 20 (2018), Methods of Calculating Total Equivalent Warming Impact (TEWI, 2012) e do site de pós-graduação da Universidade do Vale do Rio dos Sinos, coordenado pelo Prof. Mario Henrique Macagnan.

Os sistemas de ar condicionado, bombas de calor, refrigeração comercial e industrial e outros sistemas contribuem para o aquecimento global tanto pela liberação de gases

refrigerantes para a atmosfera como pela emissão de dióxido de carbono e outros gases de efeito estufa devido ao consumo de energia destes equipamentos. Estudos têm demonstrado que o componente relacionado com o consumo de energia, comumente chamado de “efeito indireto” é maior que o “componente direto”, devido às emissões de refrigerantes.

Um método desenvolvido para quantificar e julgar estes dois efeitos é chamada de Total Equivalent Warming Impact, ou TEWI. Ao contrário do ODP e do GWP, que podem ser determinados diretamente através de medidas dos compostos envolvidos no processo, a determinação do TEWI requer a utilização de uma quantificação através da equação:

$$TEWI = \underbrace{(GWP \cdot m \cdot L \cdot n)}_{\text{Vazamentos}} + \underbrace{(GWP \cdot m \cdot [1 - \alpha_{rec}])}_{\text{Perdas recuperação}} + \underbrace{(n \cdot E_{An} \cdot \beta)}_{\text{Consumo energético}} \quad (3.6)$$

O termo  $GWP$  é referente ao potencial de aquecimento global;  $L$  medido em porcentagem da taxa de vazamentos anuais;  $n$  é o tempo de operação dos equipamentos do sistema, em anos;  $m$  é a carga de refrigerante, em kg;  $\alpha_{rec}$  é o fator de reciclagem;  $E_{An}$  é o consumo de energia por ano, em kWh e  $\beta$  é a emissão de  $CO_2$  por kWh, dependente de um mix-energético.

Os dois primeiros termos do lado direito da Eq. 3.6 estão relacionados ao efeito direto ( $CO_{2\_equDIRETO}$ ) do potencial de aquecimento global e o terceiro termo ao efeito indireto ( $CO_{2\_equINDIRETO}$ ). Alguns dados para essa equação são de difícil quantificação como, por exemplo, a taxa de vazamento de refrigerante.

## 4. RESULTADOS

### 4.1 PARÂMETROS GERAIS DE REFRIGERAÇÃO

Foram realizados um total de 26 testes, dos quais cada bateria teve 13 testes para cada fluido refrigerante, ou seja, em expansão direta foram feitos 13 testes com o R404A e 13 com o R449A. Todas as propriedades termodinâmicas bem como as variáveis de temperatura e pressão foram verificadas na análise de dados da literatura, para evitar algum erro proveniente de equipamentos e possíveis falhas nas aferições. Vale ressaltar que os valores utilizados de temperaturas e pressões dos diversos pontos analisados deste trabalho estão no Anexo I.

A carga de fluido foi de 1,8 kg de R404A e 1,7 kg de R449A, para todos os testes e esta diferença deve-se a diferença de massa específica dos fluidos. A tabela a seguir mostra a relação da capacidade frigorífica dos experimentos para cada fluido e condição de trabalho.

**Tabela 4.1 – Capacidade frigorífica do sistema operando com R404A e R449A**

Teste	$\dot{Q}_{evap}$ R449A (kW)	$\dot{Q}_{evap}$ R404A (kW)	$\dot{Q}_{evap}$ (R449/R404)	%
1	8,82	8,57	1,028	2,76
2	11,78	11,11	1,060	5,65
3	9,92	9,57	1,036	3,47
4	13,17	12,49	1,055	5,19
5	9,95	9,45	1,053	5,01
6	11,79	11,09	1,063	5,99
7	8,81	8,63	1,021	2,07
8	13,07	12,62	1,036	3,44
9	10,85	10,40	1,044	4,21
10	10,89	10,46	1,040	3,89
11	10,87	10,62	1,024	2,30
12	10,98	10,65	1,031	3,03
13	10,91	10,56	1,033	3,20

A primeira conclusão é de que quanto maior a temperatura de evaporação maior será a capacidade de refrigeração. Isso se dá porque maiores trocas térmicas acontecem justamente pela capacidade de troca de calor latente na saturação, ou seja, na mudança da fase líquida para vapor pelo aumento de temperatura, denominada ebulição, conclui-se pelos dados obtidos e com a literatura, que a maior temperatura de evaporação do ponto de orvalho (*dew point*), influi

diretamente em maior calor necessário para evaporar o fluido, este consumirá o calor disponível no evaporador garantindo assim maior capacidade frigorífica. O gráfico a seguir representado na Fig. 4.1 mostra esta análise com uma regressão linear comprovando a tendência crescente. Vale ressaltar que a temperatura de evaporação utilizada para o R449A foi a média ponderada, entre as temperaturas de bulbo e de orvalho, devido ao efeito de deslizamento. Os valores das correções estão apresentados no Anexo I deste trabalho.

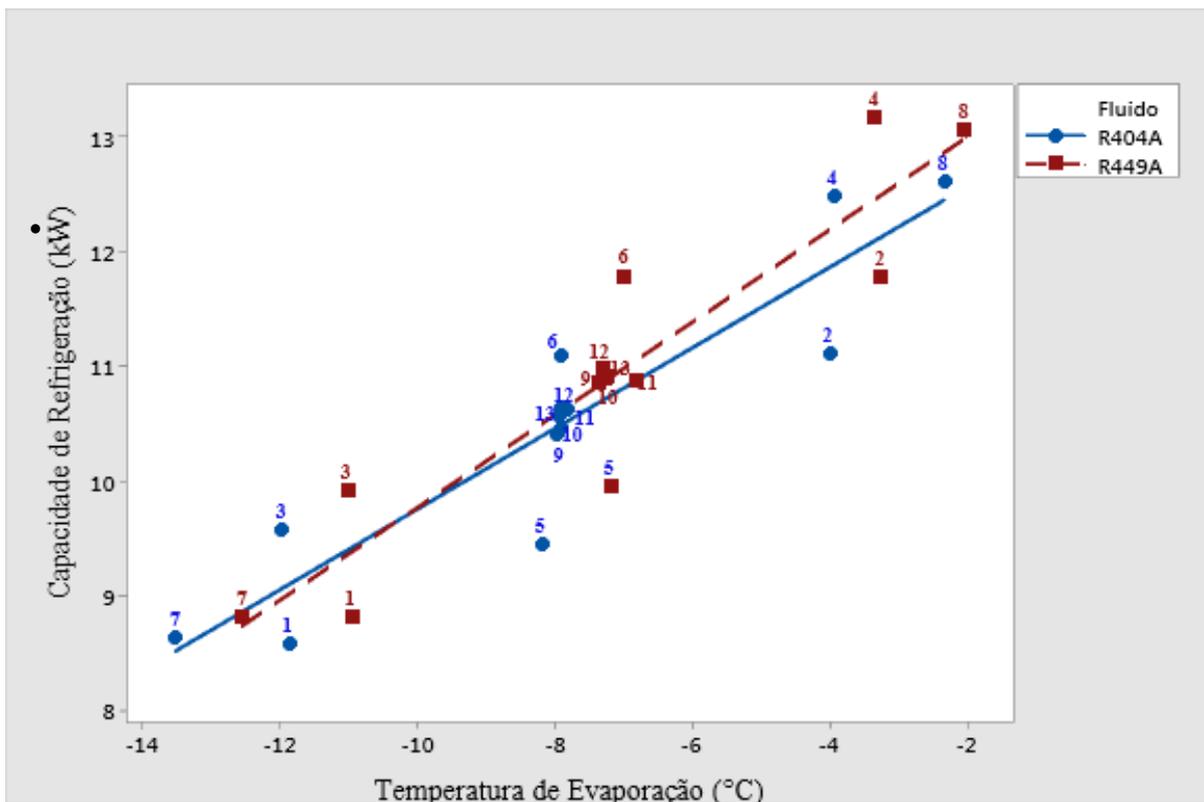


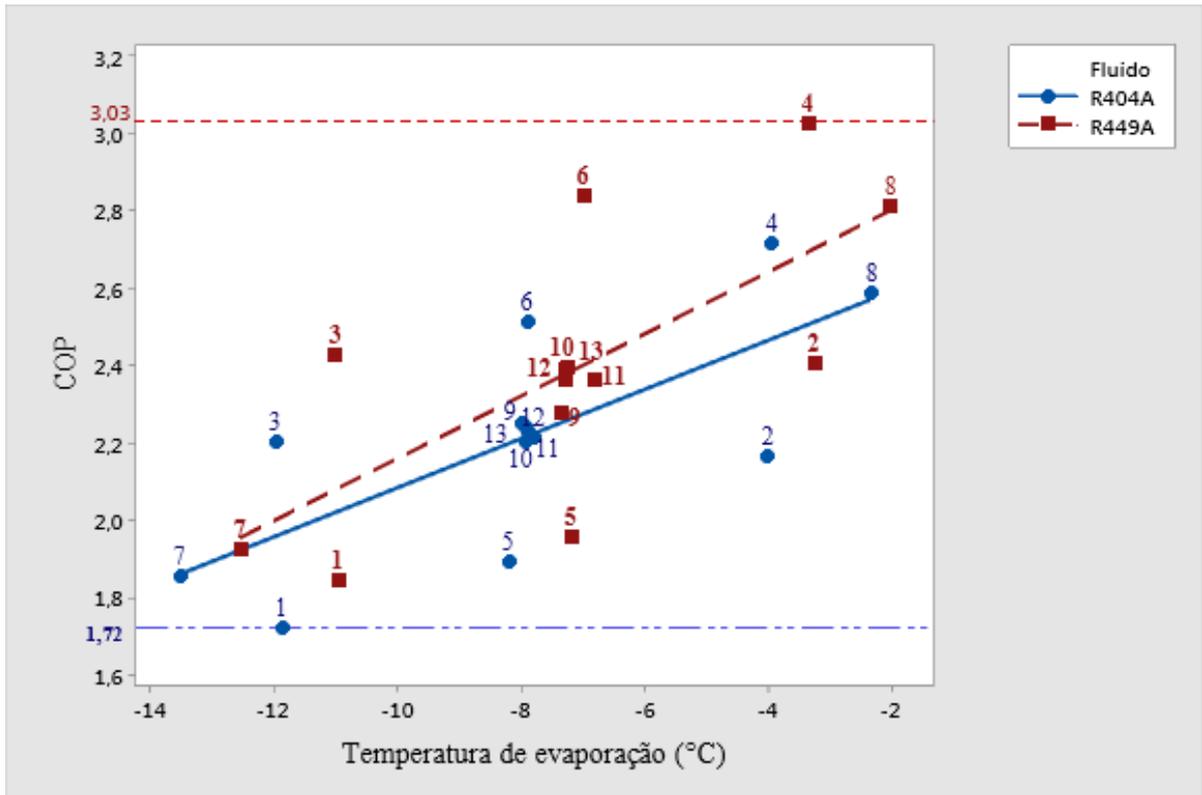
Figura 4.1 – Capacidade de Refrigeração em função da temperatura de evaporação

A próxima tabela mostra os valores do COP para os mesmos testes e a relação dos fluidos em porcentagem.

**Tabela 4.2 – COP do sistema operando com R404A e R449A**

<b>Teste</b>	<b>COP R449A</b>	<b>COP R404A</b>	<b>% COP</b>
1	1,84	1,72	6,63
2	2,41	2,17	9,99
3	2,43	2,20	9,12
4	3,03	2,72	10,27
5	1,96	1,89	3,29
6	2,84	2,51	11,45
7	1,92	1,85	3,68
8	2,81	2,59	7,97
9	2,27	2,25	1,07
10	2,39	2,20	7,86
11	2,36	2,21	6,31
12	2,36	2,23	5,82
13	2,40	2,24	6,52

O COP segue a mesma lógica de ser acrescido conforme a temperatura de evaporação aumenta. É interessante observar que apesar das capacidades de refrigeração serem muito próximas em ambos os fluidos, o R449A apresentou maior COP pois sua carga de fluido no sistema era cerca de 5,56% menor e a potência consumida pelo compressor também foi menor. Os gráficos a seguir representados nas Fig. 4.2 e 4.3 mostram a análise do COP e de potência respectivamente, ambos em relação com a temperatura de evaporação e com uma regressão linear comprovando a tendência crescente.



A temperatura de descarga do compressor nas avaliações mostrou um comportamento decrescente em ambos os fluidos refrigerantes conforme o aumento da temperatura de evaporação e pode ser visto na Fig. 4.4, isto acontece pois a diminuição da temperatura de evaporação implica no aumento do trabalho requerido no compressor, na diminuição do efeito de refrigeração e na diminuição do coeficiente de performance conforme exemplificado no diagrama a seguir da Fig. 4.5.

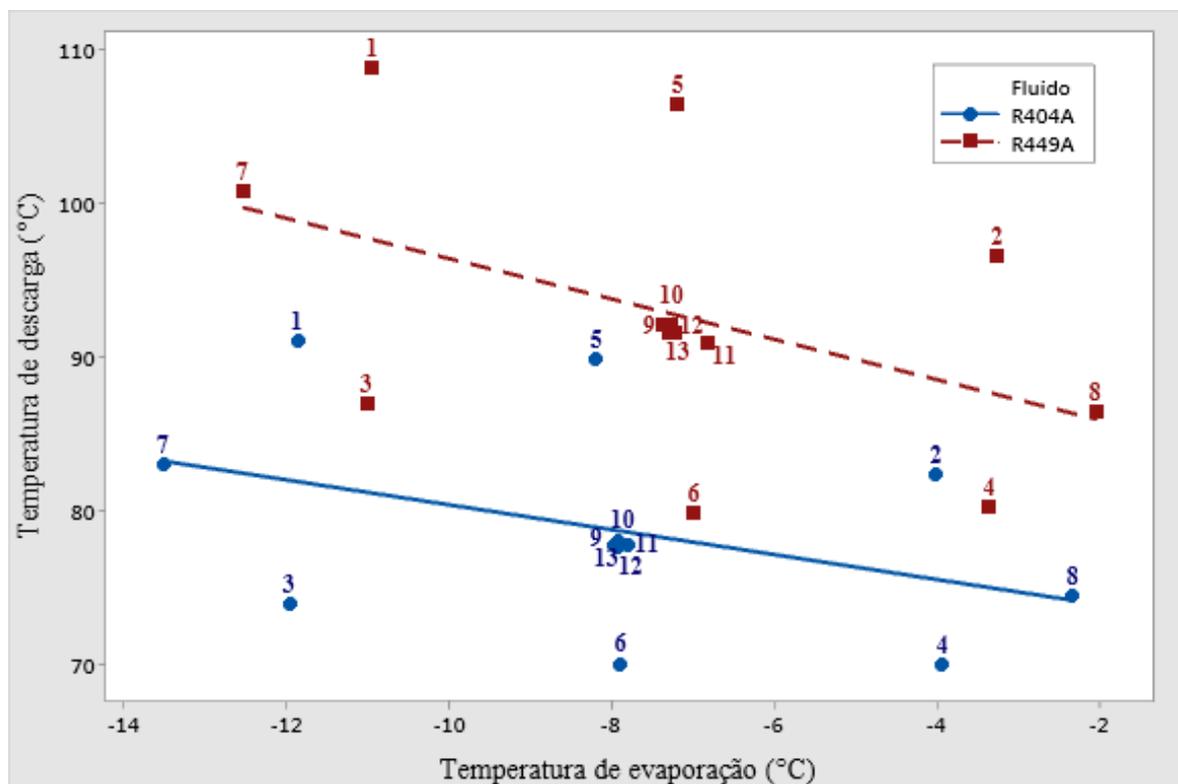


Figura 4.4 – Temperatura de descarga versus temperatura de evaporação

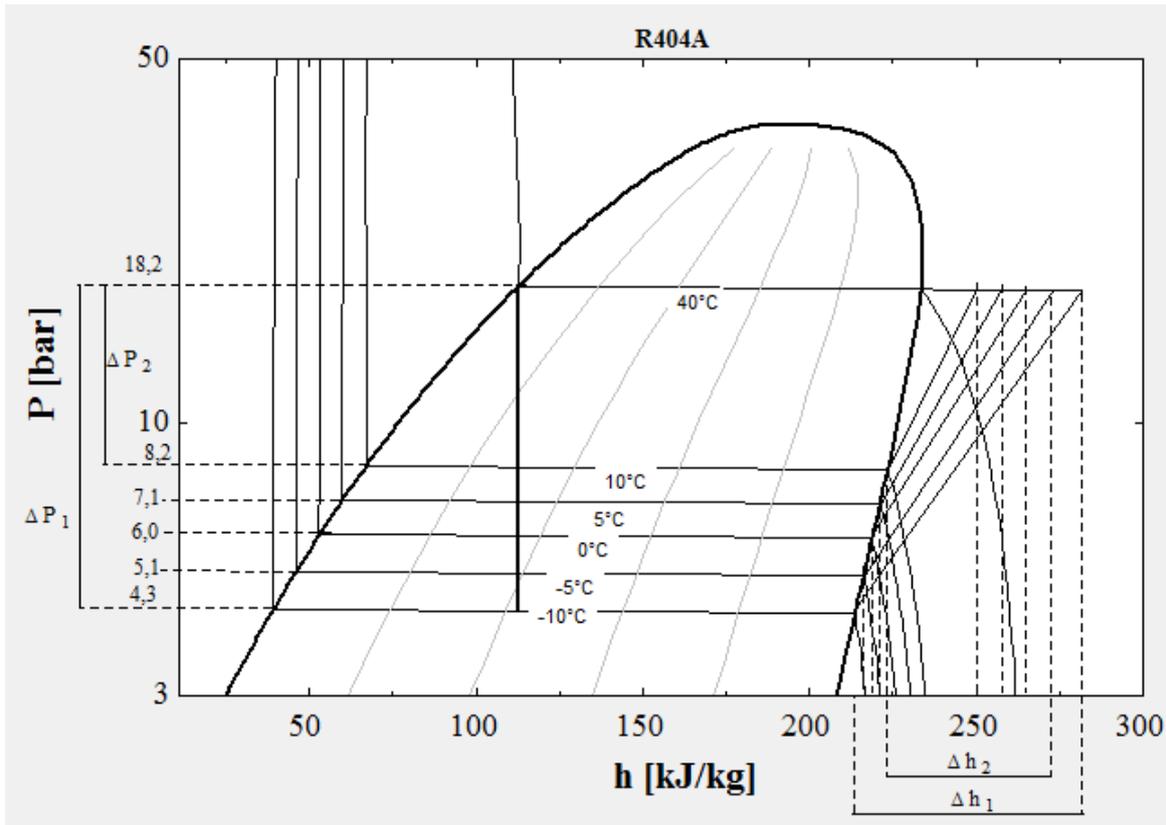


Figura 4.5 – Diagrama Pressão versus Entalpia exemplificando aumento de energia do sistema com a diminuição da temperatura de evaporação

Os próximos gráficos, representados nas Fig. 4.6 e 4.7, demonstram o comportamento dos fluidos em relação a temperatura de condensação. A temperatura de descarga mostrou-se superior em todos os testes para o fluido R449A, o que é desfavorável. A capacidade de refrigeração não apresentou relações sistemáticas com a temperatura de condensação, por exemplo os testes 3 e 5 apresentaram capacidades frigoríficas próximas em faixas de temperaturas de condensação muito distintas (Fig. 4.7). Porém, esta análise permite concluir que a temperatura de evaporação destes dois pontos necessariamente terá uma diferença significativa, o que é comprovado no gráfico da Fig. 4.1. Combinados estes dois gráficos mostram-se muito úteis, pois explicam os fenômenos físicos que foram propostos e testados nos experimentos. Tendo como exemplo os pontos 5 e 6, que na Fig. 4.1 tem-se a temperatura de evaporação próxima e grande variação da capacidade de refrigeração, isto é explicado na Fig. 4.7 por evidenciarem valores extremos da temperatura de condensação.

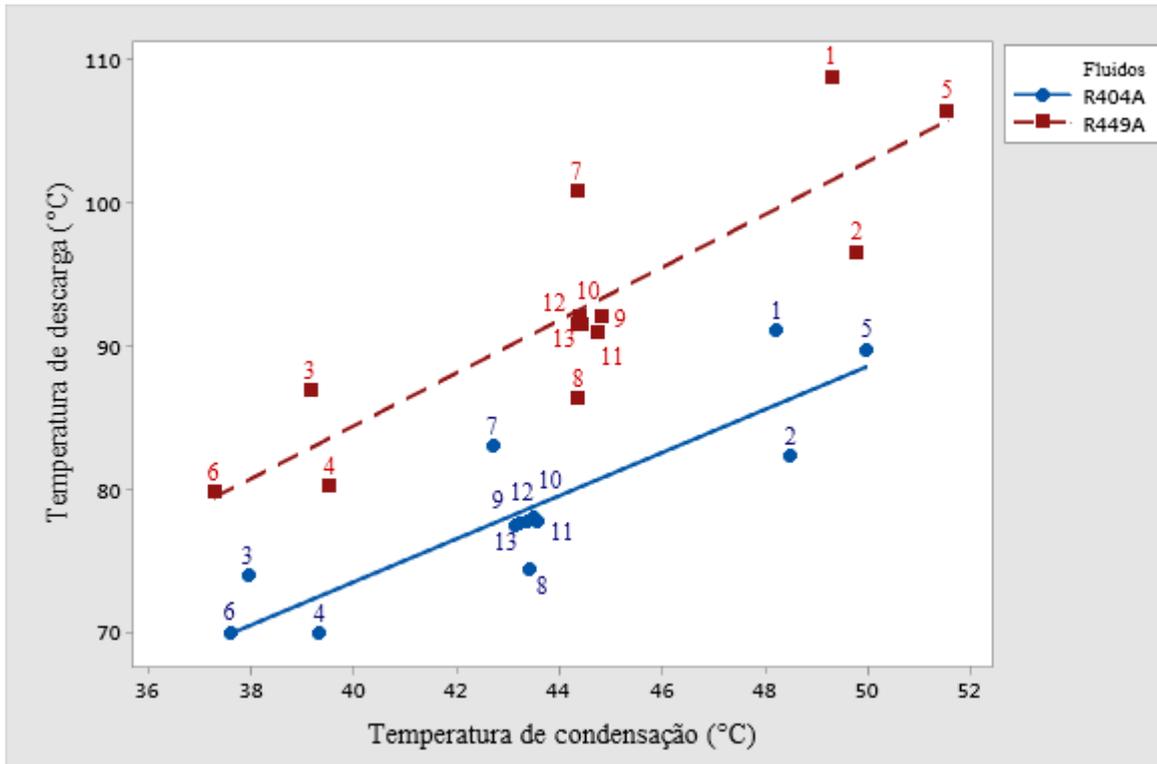


Figura 4.6 – Temperatura de descarga versus temperatura de condensação

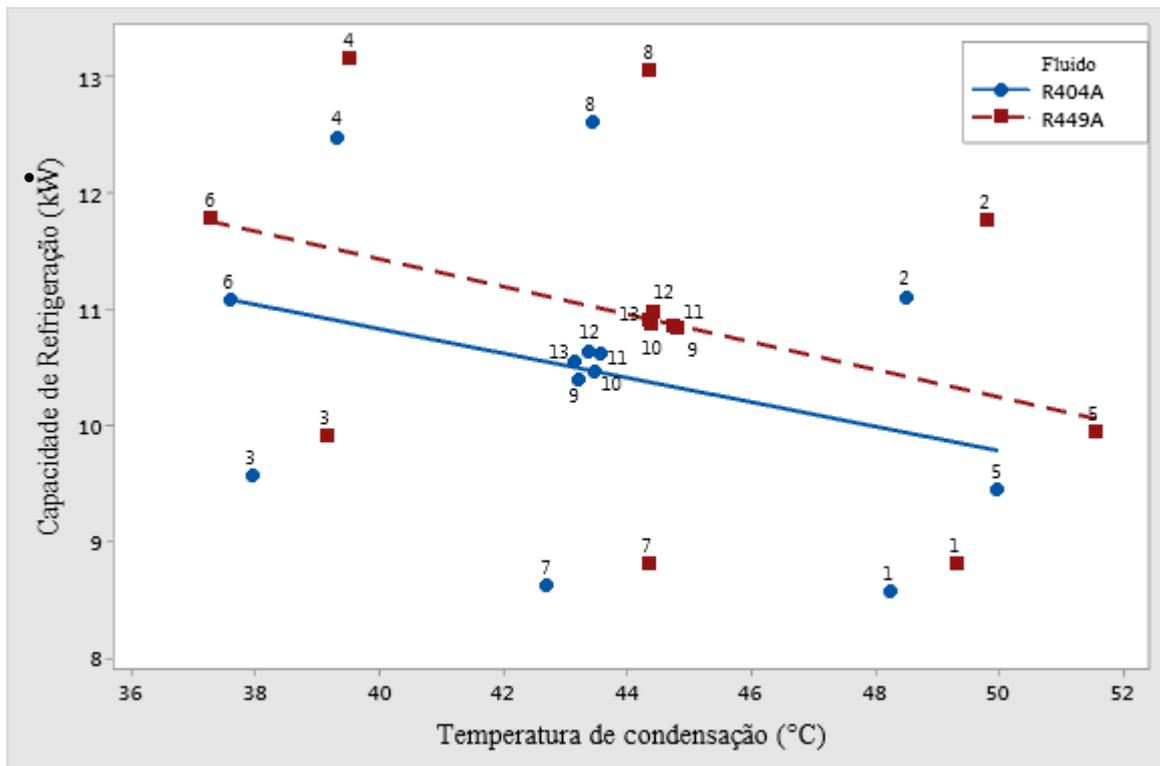


Figura 4.7 – Capacidade de Refrigeração em função da temperatura de condensação

Como consequência tem-se a relação da capacidade frigorífica com as temperaturas de evaporação, e seguindo o objetivo de corroborar a substituição do R404A, a razão obtida pode ser verificada na Fig. 4.8, todos os resultados mostraram-se satisfatórios ao refrigerante R449A, conforme mostrado nas Tab. 4.1 e 4.2.

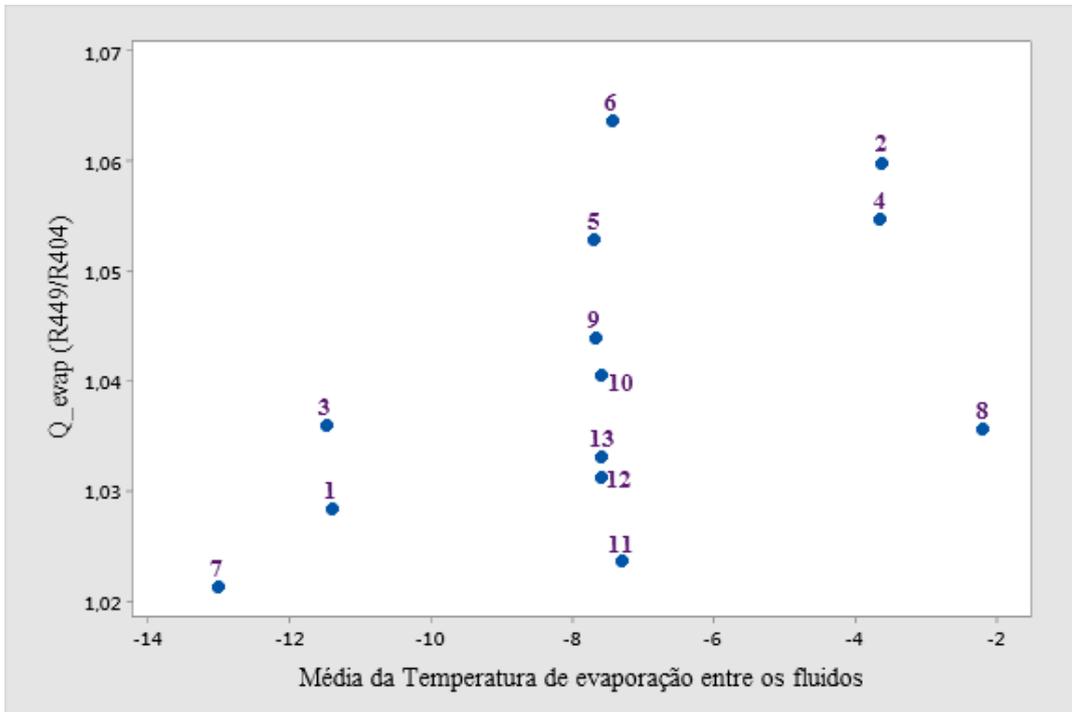


Figura 4.8 – Relação de capacidade frigorífica e a média das temperaturas de evaporação

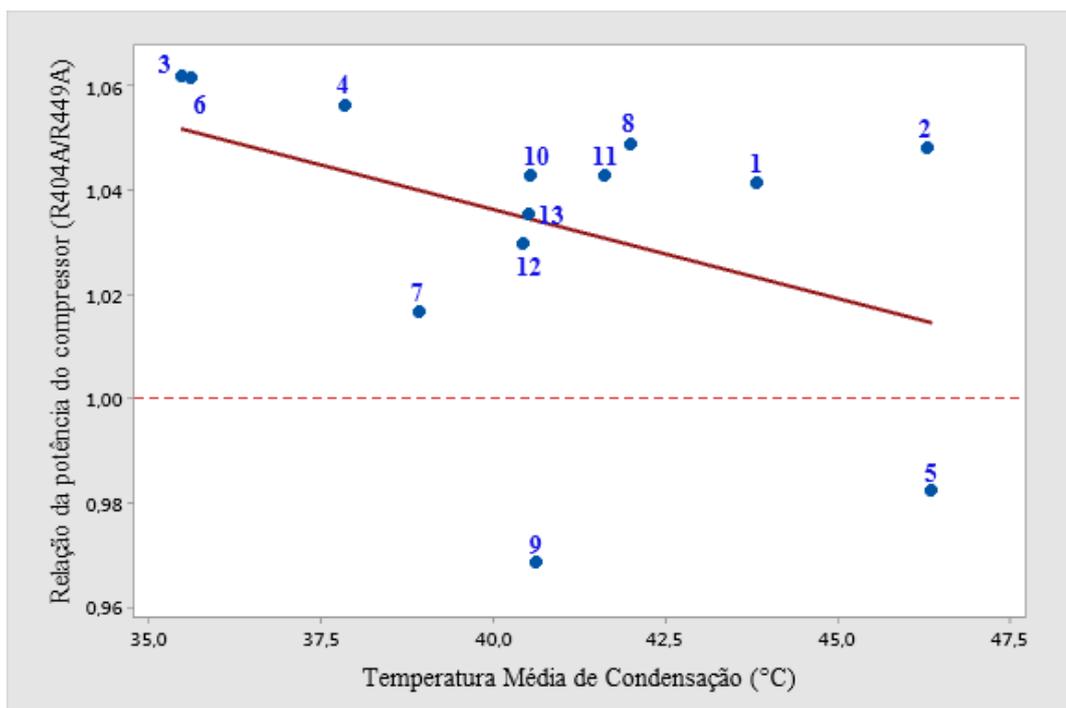


Figura 4.9 – Relação de potência e temperatura de condensação

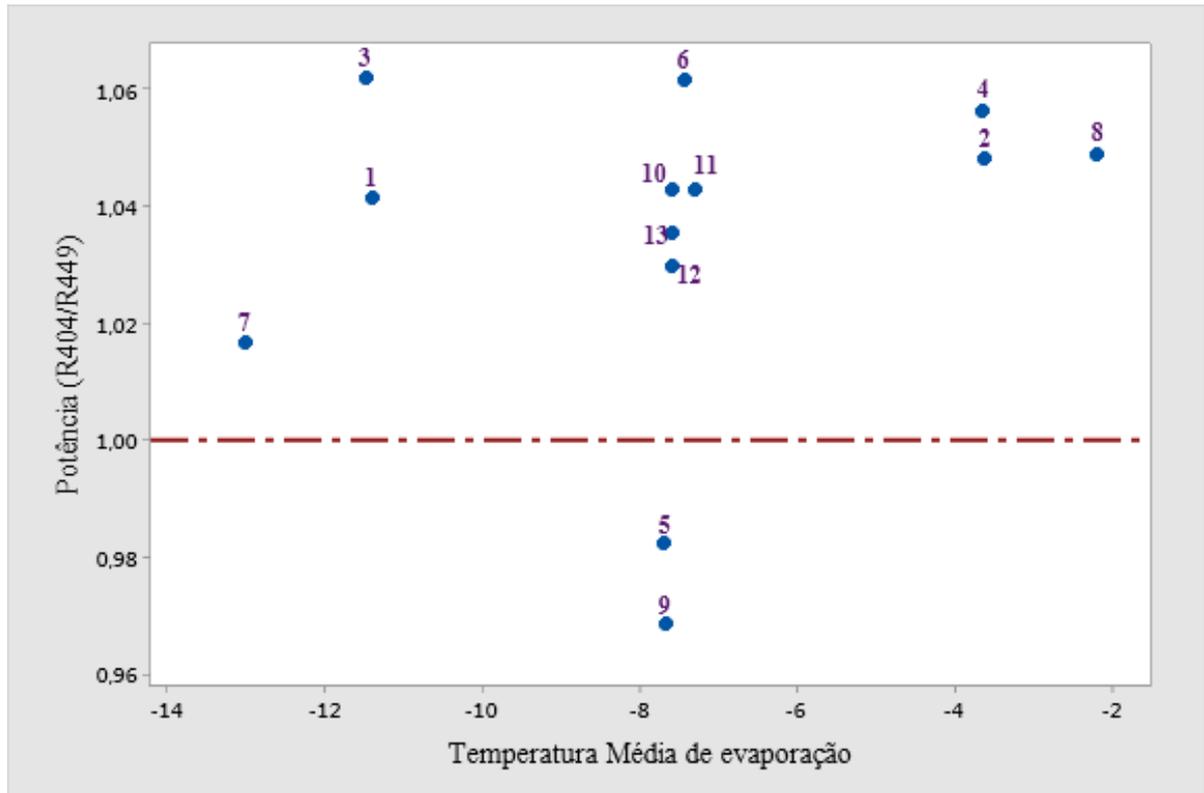


Figura 4.10 – Relação de potência e a média das temperaturas de evaporação

Como mostrado nas Fig. 4.9 e 4.10, a potência utilizando o R404A mostrou-se superior em quase todos os testes e sua porcentagem pode ser verificada na Tab. 4.3

**Tabela 4.3 – Análise de Potência**

**Relação de potência consumida no compressor**

Teste	R404A (W)	R449A (W)	R404/R449	% rel pot
1	4985	4786,7	1,04	3,98
2	5131	4895,3	1,05	4,59
3	4343	4088,8	1,06	5,85
4	4597	4350,9	1,06	5,35
5	4997	5088,0	0,98	<u>-1,82</u>
6	4408	4152,0	1,06	5,81
7	4656	4579,7	1,02	1,64
8	4874	4645,7	1,05	4,68
9	4622	4773,5	0,97	<u>-3,28</u>
10	4754	4557,6	1,04	4,13

11	4797	4599,9	1,04	4,11
12	4783	4645,1	1,03	2,88
13	4717	4555,3	1,04	3,43

## 4.2 COMPARAÇÕES COM OS SISTEMAS ADJACENTES

Esta seção visa fazer um balanço da energia que o sistema de fluido refrigerante absorve no evaporador proveniente da água aditivada de etilenoglicol, a Tab. 4.4 exemplifica os resultados. Os valores de temperatura na entrada e saída do trocador de calor podem ser verificados no Anexo I.

**Tabela 4.4 – Fluxo energético entre os fluidos refrigerantes e H<sub>2</sub>O, etilenoglicol**

### Troca térmica no evaporador

Teste	$\dot{Q}_{evap}$ R404A (kW)	$\dot{Q}_{H2O\_glicol}$ (kW)	Erro R404A	$\dot{Q}_{evap}$ R449A (kW)	$\dot{Q}'_{H2O\_glicol}$ (kW)	Erro R449A
1	8,573	9,038	-5,42	8,817	9,299	-5,47
2	11,110	11,764	-5,88	11,776	12,291	-4,38
3	9,323	10,077	-8,09	9,917	10,489	-5,77
4	12,485	13,027	-4,34	13,169	13,657	-3,71
5	9,448	9,982	-5,64	9,947	10,388	-4,43
6	11,085	11,646	-5,06	11,791	12,215	-3,60
7	8,630	9,211	-6,73	8,812	9,422	-6,91
8	12,619	13,130	-4,05	13,069	13,593	-4,02
9	10,398	10,991	-5,70	10,855	11,297	-4,08
10	10,473	11,044	-5,46	10,885	11,399	-4,72
11	10,619	11,106	-4,59	10,869	11,361	-4,53
12	10,648	11,201	-5,19	10,981	11,538	-5,08
13	10,562	11,112	-5,21	10,911	11,359	-4,11

Vale ressaltar que os cálculos para a água aditivada foram obtidos com uma aproximação do  $C_p$ , cujo estudo foi mostrado por Medeiros, Barbosa e Fontes (2010). O trabalho dos pesquisadores avaliou as propriedades termofísicas de fluidos secundários onde a mistura água e etilenoglicol foi amplamente investigada em várias concentrações diferentes. A informação de interesse para este presente trabalho foi o calor específico de uma mistura com 30% em massa de etilenoglicol a uma temperatura de 4 °C, apresentada com valor de 3,641

[kJ/kg\*K]. Este  $C_p$  médio foi utilizado na Eq. 3.3 para calcular os valores apresentados na Tab. 4.4.

O erro apresentou uma média de 4,68% para o R-449A e 5,49% para o fluido R-404A. Os valores negativos para as porcentagens indicam que em todos os testes o calor transferido para a água com 30% de etilenoglicol foi superior ao disponível do reservatório térmico, ou seja, um desequilíbrio energético e consequentemente violação da primeira lei, o que seria impossível, pois o sistema arrefecido estaria desprendendo mais energia do que o agente refrigerador consegue absorver. As explicações mais prováveis nesta situação seriam as perdas que não foram computadas nos cálculos, como por exemplo vedações e isolamentos reais, que permitem o fluxo de energia, conjuntamente do erro de aproximações adotados para simplificação matemática, aproximações do  $C_p$  e possíveis erros sistemáticos dos equipamentos, o medidor de vazão do sistema de água gelada apresentou possíveis falhas e consequentemente medições com erros. Por fim consideradas todas as possíveis falhas, os resultados obtidos foram satisfatórios para comparação e assimilação teórica com a experimental.

### 4.3 ANÁLISE TEWI

A metodologia TEWI utilizada a seguir permite chegar em um valor para comparar os efeitos e impactos ambientais de cada fluido refrigerante e pode ser verificada pela Eq. 3.6. Vale ressaltar que os dois primeiros termos são os influenciadores diretos, ou seja, a liberação de refrigerante para a atmosfera durante toda vida útil do sistema de refrigeração. O último termo é referente ao impacto indireto, devido ao consumo de energia elétrica.

$$TEWI = \underbrace{(GWP \cdot m \cdot L \cdot n)}_{\text{Vazamentos}} + \underbrace{(GWP \cdot m \cdot [1 - \alpha_{rec}])}_{\text{Perdas recuperação}} + \underbrace{(n \cdot E_{An} \cdot \beta)}_{\text{Consumo energético}} \quad (3.6)$$

O fator GWP do R-404A possui valor de 3922 e 1397 para o R449A (GWP Index para 100 anos segundo IPCC Latest Report Is Assessment Report 4 - AR5). Adotou-se 10 anos de vida útil para ambos os refrigerantes e uma perda de 10% do sistema, estes valores estão de acordo com as médias padrões estabelecidos pelo Methods of Calculating Total Equivalent Warming Impact (TEWI), 2012. A massa de R-449A foi 1,7 kg e a massa de R404A 1,8 kg. O fator de reciclagem, segundo Antunes (2015), pode ser utilizado com segurança em 70% e esse valor foi adotado no cálculo de TEWI dos dois fluidos.

Os parâmetros do impacto indireto foram estipulados para 5.000 horas anuais de operação para o R404A, segundo o catálogo da Bitzer este valor é condizente, e com uma capacidade de refrigeração média de 10,478 kW, obtida nos testes. Por uma razão inversa obteve-se 4.800 horas para o R449A, pois este apresentou melhor eficiência de refrigeração, com valor médio da capacidade frigorífica de 10,908 kW, o que também pode ser obtido pela média de melhora da capacidade frigorífica de 3,8% calculada. Utilizou-se a matriz energética disponibilizada pela Empresa de Pesquisa Energética, 2019, para o índice da intensidade de carbono na geração elétrica brasileira, que em 2018 foi de 0,088 kg CO<sub>2</sub>/ kWh. A Tab. 4.5 mostra os dados e o TEWI para cada fluido refrigerante.

**Tabela 4.5 – Fatores e cálculo do impacto ambiental dos fluidos refrigerantes**

<b>TEWI</b>			
<b>Parâmetros</b>	<b>R-404A</b>	<b>R-449A</b>	<b>Unidade</b>
GWP	3.922,0	1.397,0	%
Carga de fluido refrigerante ( <i>m</i> )	1,8	1,7	kg
Taxa vazamentos anuais (L)	0,18	0,17	%
Tempo de operação dos equipamentos ( <i>n</i> )	10,0	10,0	Anos
Fator de reciclagem ( $\alpha_{rec}$ )	0,7	0,7	%
Consumo energético anual ( $E_{An}$ )	23.716,9	22.049,9	kWh
Emissão CO <sub>2</sub> /kWh ( $\beta$ )	0,088	0,088	kg CO <sub>2</sub> /kWh
TEWI	30.048,4	22.491,3	kg CO <sub>2</sub>

Conclui-se que o fluido R-449A para uma mesma condição de operação possui TEWI de 25,15% inferior comparado ao R-404A, o que garante ampla vantagem sobre questões ambientais. Esse resultado é garantido pelo menor valor evidente de GWP, carga de fluido e consumo energético do compressor.

## 5. CONCLUSÃO

Os resultados foram satisfatórios para corroborar a utilização do fluido R-449A como substituto do R-404A.

As análises e conclusões foram possíveis mediante a coleta precisa de temperaturas e pressões em diversos pontos-chave, medição da vazão mássica do fluido refrigerante e a potência consumida pelo compressor. Estes dados permitiram o cálculo das capacidades de refrigeração, COP e eficiência do sistema, a partir de tabelas e softwares. Neste experimento, a temperatura de condensação foi estipulada como parâmetro fixo para efeito de comparação e a correlação de resultados dos fluidos foi feita com a temperatura de evaporação.

Os resultados primordiais deste trabalho foram as capacidades frigoríficas e o COP, cujos resultados demonstraram favoráveis ao fluido R449A em todos os 13 testes realizados.

A literatura já mostrara os benefícios do fluido R-449A em relação ao R-404A em termos ambientais, no entanto para comprovar de forma metódica, é aplicado a metodologia TEWI para evidenciar as características de cada fluido refrigerante. Os resultados, como esperado, mostraram-se favoráveis ao R-449A com uma larga margem de vantagem. Em um cenário hipotético de 5.000 horas de operação por ano, em 10 anos, o cálculo apresentou uma diferença bruta entre os dois fluidos de aproximadamente 25,15%, que representa 7.757 kg de CO<sub>2</sub>, ou seja, o somatório das emissões diretas e indiretas. Entretanto ao analisar apenas o efeito direto de cada fluido, é evidenciado uma diferença de 66,4%, que é uma expressiva redução no índice que mensura o impacto ambiental por vazamentos e perdas, favorecendo bastante a substituição do R-404A pelo R-449A em termos ecológicos.

Seguindo com a análise das capacidades frigoríficas é interessante notar que apesar de serem sutis as diferenças entre os fluidos neste quesito, o R-449A desempenhou um COP de até quase 12% superior em um dos testes, mantendo-se uma média de aproximadamente 7% nos 13 testes realizados. Isto é evidenciado pelo fato da carga de fluido de R-449A utilizada nos testes ser 100 gramas inferior, o que representa aproximadamente 5,56% de massa em relação a utilizada de R-404A, com isto é possível concluir que os resultados de menos energia consumida pelo compressor nos testes com R-449A são validados, pois a massa molecular do R-449A é menos concentrada do que a do R-404A, cerca de 10,7%. De modo que para um mesmo teste com um fluido de menor massa específica e com menos massa, é fácil concluir que o esforço e o trabalho realizado pelo compressor serão com certeza menores, visto que os testes simulam a mesma condição de operação para a máquina de deslocamento positivo.

Por fim, como sugestão para pesquisas futuras, seria interessante realizar outros testes com o fluido R449A, explorando seu comportamento em temperaturas diferentes de evaporação, principalmente em temperaturas de evaporação mais baixas, visto que o R404A é amplamente usado em sistemas frigoríficos de congelamento. Considerando a possibilidade de um *drop in* efetivo na prática. Outro experimento primordial para validação deste tema, poderia ser realizado em um equipamento de uma indústria ou sistema de refrigeração que utilize o fluido R404A, para validar a sua substituição pelo R449A em um sistema existente, como foi feito por Makhnatch e Mota-Babiloni em 2017 nas gôndolas de supermercados.

## BIBLIOGRAFIA

ANSI/ASHRAE 34-2019, Designation and Safety Classification of Refrigerants, Available from: <https://www.ashrae.org/technical-resources/standards-and-guidelines/ashrae-refrigerant-designations> (Access January 2021)

ANTUNES, A. H. P. Processo de substituição de R22 em sistemas de Refrigeração Comerciais. 2015. 147 f. **Tese de Doutorado**, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, Brasil

ANTUNES, A. H. P., BANDARRA FILHO, E.P., 2016. Experimental investigation on the performance and global environmental impact of a refrigeration system retrofitted with alternative refrigerants. **Int. J. Refrig.** v. 70, p. 119–127.

ASHRAE STANDARD 34-92, American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Atlanta, GA.

ASHRAE, 1992. Number designation of refrigerants and safety classification of refrigerants.

ASHRAE, 2001, Fundamentals. American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, Atlanta, GA.

ASHRAE/NIST **Refrigerants Conference**, Gaithersburg, MD, p. 6-19.

BABILONI, A. M., et al., 2018 Experimental drop-in replacement of R404A for warm countries using the low GWP mixtures R454C and R455A, **International Journal of Refrigeration**. v. 91, p. 136-145.

BESHR, M., AUTE, V., SHARMA, V., ABDELAZIZ, O., FRICKE, B., RADERMACHER, R., 2015. A comparative study on the environmental impact of supermarket refrigeration systems using low GWP refrigerants. **Int. J. Refrig.** v. 56, p. 154–164.

Bitzer International (2018). Refrigerant report 20 <[https://www.bitzer-refrigerantreport.com/fileadmin/user\\_upload/A-501-20.pdf](https://www.bitzer-refrigerantreport.com/fileadmin/user_upload/A-501-20.pdf)>.

BORTOLINI, M.; GAMBERI, M., et al., 2015 Retrofitting of R404a commercial refrigeration systems using R410a and R407f refrigerants, **International Journal of Refrigeration**. v. 55, p. 142-152.

BOSCAN, M., SANCHEZ, J., 2015. Compressor Calorimeter Test of Refrigerant Blend DR-33 (R449A) in a R-404A Reciprocating Compressor, Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute (AHRI) Low-GWP Alternative Refrigerants Evaluation Program (Low-GWP AREP), **TEST REPORT #51**

CALM, J.M.; Didion, D.A., 1997. **Trade-offs in refrigerant selections: past, present and future**. p. 309-321.

CALM, J.M.; DOMANSKI, P.A., 2004. R-22 replacement status. **ASHRAE Journal**, Vol. 46, no. 8, p.29-39.

CARDOSO, B. J., LAMAS, F. B., GASPAR, A. R., RIBEIRO, J. B. (2017) Refrigerants used in the Portuguese food industry: Current status. **International Journal of Refrigeration** v.83 p. 60-74.

CAREL, catálogo de válvulas de expansão em: <https://www.carel.com.br/product/e2v-smart> (Acesso em janeiro de 2021).

DANFOSS, Software reftools de tabelas e propriedades termodinâmicas de fluidos refrigerantes: <https://reftools.danfoss.com/spa/tools/ref-slider> (acessado em janeiro de 2021).

DOMANSKI, P.A., 1999. Evolution of refrigerant application. **International Congress on Refrigeration**. Milan, IT.

FARIAS, V. C., REI, F (2017) Protocolo de Montreal 30 anos: Uma história de sucesso do Direito Ambiental Internacional – 30 years of the Montreal – Protocol: A history of success of International Environmental Law. **Revista de direito internacional** v. 14 n. 3

GARCIA, F. E. M. **Avaliação teórico-experimental de técnicas de controle Fuzzi aplicadas a sistemas de refrigeração**. Uberlândia: Universidade Federal de Uberlândia, 2010.

GAS SERVEI S.A., 2020 Catálogos de fluidos refrigerantes e propriedades termodinâmicas, <<https://gas-servei.com/pt-pt/>>, (acesso em 30/12/2020).

HEREDIA-ARICAPA, Y., et al. 2020 Overview of low GWP mixtures for the replacement of HFC refrigerants: R134a, R404A and R410A, **International Journal of Refrigeration** Vol. 111 p. 113–123.

JABARDO, J.M.S.,2001. Refrigerantes: parte1. **Tecnologia da Refrigeração**, n.7,pp.22-29.

JACOB, T. A.; MATTY, E. P., et al, 2020 Comparison of R404A condensation heat transfer and pressure drop with low global warming potential replacement candidates R448A and R452A, **International Journal of Refrigeration** v. 116, p. 9–22.

MACAGNAN, M. H., (2018) Disciplina da Pós-graduação em engenharia mecânica: [http://www.professor.unisinos.br/mhmac/Refrigeracao/CAP7\\_REF\\_2015\\_v1.pdf](http://www.professor.unisinos.br/mhmac/Refrigeracao/CAP7_REF_2015_v1.pdf) (acesso em 21/12/2020). Universidade do Vale do Rio dos Sinos.

MAKHNATCH, P.; MOTA-BABILONI, A., et al, 2016 Retrofit of lower GWP alternative R449A into an existing R404A indirect supermarket refrigeration system, **International Journal of Refrigeration**. v. 76, p. 184-192.

MARCUCCI. D. F., Utilização de Nanopartículas de Diamante como Aditivo Lubrificante em Sistema de Refrigeração. 2018. 126 f. **Dissertação de Mestrado**, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, Minas Gerais, Brasil.

MEDEIROS, P. S. G., BARBOSA, C. R. F., FONTES, F. A. O., 2010 Estudo das propriedades termofísicas de fluidos secundários aplicados a sistemas de refrigeração com termoacumulação. **VI CONGRESSO NACIONAL DE ENGENHARIA MECÂNICA**. Universidade Federal do Rio Grande do Norte. Campina Grande – Paraíba – Brasil.

MENDOZA-MIRANDA, J. M., MOTA-BABILONI A., NAVARRO-ESBRÍ, J. 2016 Evaluation of R448A and R450A as low-GWP alternatives for R404A and R134a using a micro-fin tube evaporator model. **Applied Thermal Engineering** v. 98 p. 330–339.

Methods of Calculating Total Equivalent Warming Impact (TEWI, 2012). **The Australian Institute of Refrigeration, Air Conditioning And Heating**. Available from: <[www.airah.org.au//Content\\_Files/BestPracticeGuides/Best\\_Practice\\_Tewi\\_June2012.pdf](http://www.airah.org.au//Content_Files/BestPracticeGuides/Best_Practice_Tewi_June2012.pdf)>.

MOLINA, M. J.; ROWLAND, F.S., 1974. Stratospheric sink for chlorofluoromethanes: chlorine atom catalyzed destruction of ozone. **Nature**, Vol. 249, pp. 810-812.

MOTA-BABILONI, A.; NAVARRO-ESBRÍ, J.; BARRAGAN, Á.; MOLÉS, F.; PERIS, B. Theoretical comparison of low GWP alternatives for different refrigeration configurations taking R404A as baseline. **International Journal of Refrigeration**, v. 44, p. 81–90, 2014.

PALM, B., 2007. Refrigeration systems with minimum charge of refrigerant. **Applied Thermal Eng.**, v. 17, p. 1693-1701.

PANSULLA, A., ALLGOOD, C., 2016 Multi-year evaluation of R-449A as a replacement for R-22 in low temperature and medium temperature refrigeration applications, in: **Proceedings of the 16th International Refrigeration and Air Conditioning Conference**, Purdue University, West Lafayette, USA.

Programa brasileiro de eliminação dos HCFCs (PBH). Disponível em <[protocolodemontreal.org.br/site/quem-somos/emenda-de-kigali/](http://protocolodemontreal.org.br/site/quem-somos/emenda-de-kigali/)> (acesso em 23/12/2020).

QUEIROZ, M., ANTUNES, A., PARISE, J., BANDARRA FILHO, E., 2017 Utilização do propano como *drop in* do R134a em um sistema de refrigeração comercial tipo cascata com CO<sub>2</sub>, Universidade Federal de Uberlândia.

SÁNCHEZ, D., CABELLO, R., LLOPIS, R., CATALÁN-GIL J., NEBOT-ANDRÉS, L. (2019) 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.

SHEN, B.; et al., Assessment of DR-55 as a Drop-In Replacement for R410A. In: **INTERNATIONAL REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING CONFERENCE**, 2016. Purdue e-Pubs, Purdue University, paper: 1708.

SILVA, M. T. G. 2019 Avaliação Experimental do Desempenho do R-32 como Substituto do R-410A em um Sistema de Refrigeração. 51 f. **Trabalho de Conclusão de Curso**, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, Brasil.

VAITKUS L., DAGILIS V., 2017 Analysis of alternatives to high GWP refrigerants for eutectic refrigerating systems. **International Journal of Refrigeration**. v. 76, p. 160-169.

VIEIRA, J. C. M. J., 2020 Disciplina de Eficiência energética lecionada na EESC USP <[https://edisciplinas.usp.br/pluginfile.php/3550292/mod\\_resource/content/1/SEL0437\\_Aula10\\_Refrigeracao.pdf](https://edisciplinas.usp.br/pluginfile.php/3550292/mod_resource/content/1/SEL0437_Aula10_Refrigeracao.pdf)> (Acesso em 22/02/2021).

## ANEXO I

## 6.1 Dados coletados nos testes e representação esquemática da bancada

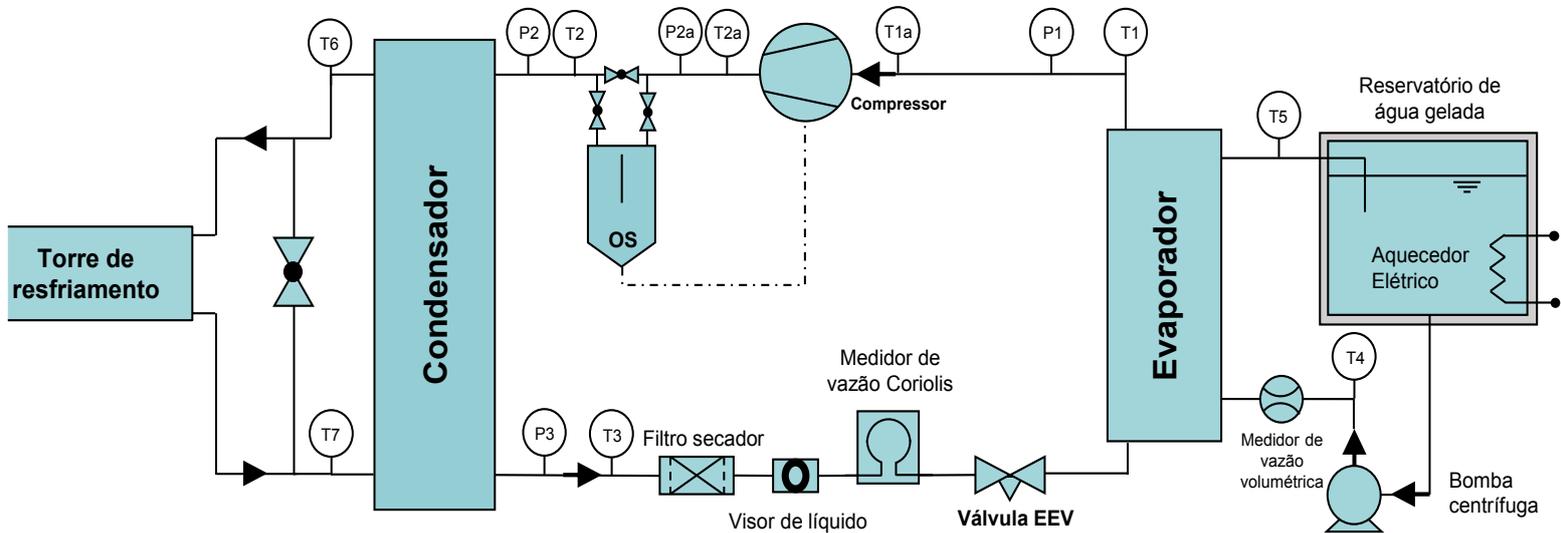


Figura 6.1 – Representação esquemática da bancada experimental

Tabela 6.1 – R404A

Teste	Carga (kg)	A_EEV (%)	T1 (°C)	P1 (bar)	T1a (°C)	T2a (°C)	P2a (bar)	T2 (°C)	P2 (bar)
1	1,8	52,42	-1,867	4,036	-1,455	91,05	22,44	89,31	22,25
2	1,8	66,70	6,294	5,275	6,544	82,33	22,88	80,56	22,41
3	1,8	60,20	-2,068	4,021	-1,670	73,92	17,90	72,23	17,42
4	1,8	91,30	6,118	5,286	6,567	69,90	18,67	68,01	18,10
5	1,8	58,34	1,934	4,583	2,288	89,78	23,55	88,20	23,11
6	1,8	67,10	2,073	4,631	2,472	70,00	17,87	68,22	17,31
7	1,8	53,30	-3,453	3,806	-3,026	83,03	19,89	81,14	19,48
8	1,8	53,97	7,880	5,572	8,169	74,41	20,58	72,72	19,92
9	1,8	62,30	1,762	4,616	2,266	77,66	20,22	75,89	19,81
10	1,8	62,30	2,166	4,625	2,496	77,96	20,35	76,20	19,92
11	1,8	61,90	2,060	4,644	2,424	77,77	20,29	75,93	20,01
12	1,8	61,90	2,096	4,630	2,460	77,74	20,23	76,10	19,89
13	1,8	62,70	1,852	4,624	2,239	77,52	20,21	75,80	19,75

**R404A**

<b>Teste</b>	<b>P3 (bar)</b>	<b>T3 (°C)</b>	<b>T4 (°C)</b>	<b>T5 (°C)</b>	<b>T6 (°C)</b>	<b>T7 (°C)</b>
1	22,15	39,66	-1,1530	-3,4480	57,05	27,40
2	22,25	44,90	7,5080	4,5860	54,87	29,47
3	17,40	34,11	-0,9737	-3,5300	39,35	28,36
4	17,90	38,54	8,1460	4,8980	38,45	31,56
5	23,08	43,45	2,8970	0,3868	58,85	28,52
6	17,21	35,89	3,6080	0,6765	36,80	30,54
7	19,54	35,78	-2,6430	-4,9660	47,61	28,30
8	19,78	41,76	9,6170	6,3340	46,56	29,02
9	19,68	39,37	3,3400	0,5786	46,35	29,49
10	19,83	39,19	3,3670	0,5896	47,28	29,05
11	19,82	38,45	3,4040	0,6002	48,44	25,92
12	19,76	38,05	3,4480	0,6285	47,95	26,46
13	19,68	38,28	3,2420	0,4503	47,51	26,85

**Tabela 6.2 – R449A**

<b>Teste</b>	<b>Carga (kg)</b>	<b>A_EEV (%)</b>	<b>T1 (°C)</b>	<b>P1 (bar)</b>	<b>T1a (°C)</b>	<b>T2a (°C)</b>	<b>P2a (bar)</b>	<b>T2 (°C)</b>	<b>P2 (bar)</b>
1	1,7	41,7	-0,48	3,728	-0,04	108,85	22,2	106,3	22,1
2	1,7	54,8	7,77	4,895	8,31	96,62	22,7	94,4	22,4
3	1,7	47,3	-0,79	3,719	-0,37	86,94	17,6	84,5	17,3
4	1,7	60,6	8,01	4,876	8,38	80,26	18,0	78,2	17,4
5	1,7	46,7	3,36	4,266	3,84	106,49	23,6	104,2	23,3
6	1,7	55,4	4,12	4,298	4,46	79,82	16,9	77,5	16,5
7	1,7	42,7	-2,21	3,519	-1,74	100,81	19,8	98,1	19,6
8	1,7	61,3	9,08	5,100	9,90	86,40	20,2	84,4	19,7
9	1,7	50,6	3,08	4,262	3,65	92,14	20,1	89,8	19,9
10	1,7	52,1	3,55	4,255	4,18	92,11	20,0	89,9	19,6
11	1,7	51,3	3,29	4,323	3,92	90,91	20,1	88,4	19,9
12	1,7	50,4	3,43	4,277	3,87	91,54	20,0	89,4	19,6
13	1,7	51,3	3,53	4,261	3,94	91,56	20,0	89,2	19,6

**R449A**

<b>Teste</b>	<b>P3 (bar)</b>	<b>T3 (°C)</b>	<b>T4 (°C)</b>	<b>T5 (°C)</b>	<b>T6 (°C)</b>	<b>T7 (°C)</b>
1	21,948	39,43	0,26	-2,10	60,6	27,2
2	22,124	44,11	9,47	6,41	57,4	28,5
3	17,130	32,95	0,14	-2,49	40,8	27,9
4	17,305	36,36	9,74	6,32	39,5	27,9
5	23,112	42,77	4,59	1,97	62,6	28,0
6	16,307	33,57	5,37	2,30	33,8	29,2
7	19,522	35,14	-1,55	-3,91	52,5	26,4
8	19,471	40,55	11,38	8,02	47,9	28,2
9	19,658	38,03	4,63	1,78	49,7	27,7
10	19,523	37,57	5,25	2,39	49,4	27,3
11	19,609	39,66	4,95	2,09	49,9	27,4
12	19,557	37,47	4,74	1,87	49,5	27,0
13	19,474	37,85	4,85	2,00	48,4	28,5

**6.2 Correção e comparação das temperaturas de deslizamento do R-449A****Tabela 6.3 – Correções do deslizamento da temperatura de evaporação do R449A**

<b>Teste</b>	<b>P1 (bar)</b>	<b>T_bulbo (°C)</b>	<b>T_orvalho (°C)</b>	<b>T_Evap R449A Corrigida (°C)</b>	<b>% de Erro*</b>	<b>T_Evap R440A (°C)</b>	<b>% entre os fluidos **</b>	<b>Média T_Evap</b>
1	3,728	-14,56	-9,15	-10,95	16,46	-11,87	7,72	-11,41
2	4,895	-6,81	-1,46	-3,24	54,98	-3,99	18,71	-3,62
3	3,719	-14,63	-9,21	-11,02	16,40	-11,97	7,96	-11,49
4	4,876	-6,89	-1,57	-3,34	53,04	-3,93	14,93	-3,64
5	4,266	-10,77	-5,40	-7,19	24,90	-8,19	12,21	-7,69
6	4,298	-10,56	-5,19	-6,98	25,64	-7,89	11,53	-7,44
7	3,519	-16,22	-10,71	-12,55	14,64	-13,52	7,20	-13,03
8	5,100	-5,56	-0,26	-2,03	87,17	-2,32	12,64	-2,17
9	4,262	-11,22	-5,43	-7,36	26,22	-7,98	7,77	-7,67
10	4,255	-10,85	-5,48	-7,27	24,62	-7,92	8,21	-7,59
11	4,323	-10,39	-5,03	-6,82	26,21	-7,80	12,61	-7,31
12	4,277	-11,22	-5,33	-7,29	26,92	-7,89	7,56	-7,59
13	4,261	-10,81	-5,44	-7,23	24,76	-7,93	8,83	-7,58

\* diferença percentual entre o valor corrigido e a temperatura de orvalho.

\*\* o ideal é a menor diferença possível – Tab. 6.4.

Tabela 6.4 – Correções do deslizamento da temperatura de condensação do R449A

Teste	P2 (bar)	P3 (bar)	Média P2 e P3 (bar)	T bulbo (°C)	T orvalho (°C)	T_Cond R449A (°C)	% de Erro	T_Cond R404A (°C)	% entre os fluidos
1	22,1	21,948	22,01	47,30	51,32	49,31	4,08	48,24	-2,22
2	22,4	22,124	22,26	47,79	51,80	49,80	4,03	48,50	-2,67
3	17,3	17,130	17,21	36,94	41,35	39,14	5,63	37,95	-3,15
4	17,4	17,305	17,37	37,32	41,72	39,52	5,57	39,32	-0,51
5	23,3	23,112	23,19	49,59	53,51	51,55	3,80	49,98	-3,14
6	16,5	16,307	16,42	35,04	39,51	37,27	6,00	37,59	0,84
7	19,6	19,522	19,55	42,23	46,45	44,34	4,76	42,70	-3,84
8	19,7	19,471	19,56	42,25	46,47	44,36	4,76	43,43	-2,14
9	19,9	19,658	19,77	42,70	46,91	44,80	4,70	43,21	-3,69
10	19,6	19,523	19,57	42,27	46,49	44,38	4,75	43,49	-2,05
11	19,9	19,609	19,74	42,64	46,84	44,74	4,69	43,58	-2,66
12	19,6	19,557	19,59	42,31	46,53	44,42	4,75	43,39	-2,37
13	19,6	19,474	19,55	42,23	46,45	44,34	4,76	43,15	-2,76

Tabela 6.5 – Diferenças das temperaturas

Teste	Tevap R_404A Danfoss(°C)	T_evap R449A (°C)	Diferença Evap.	T_Cond R449A (°C)	T_cond R404A Danfoss(°C)	Diferença Cond.
1	-11,87	-10,95	0,92	49,31	48,24	1,07
2	-3,99	-3,24	0,75	49,80	48,50	1,30
3	-11,97	-11,02	0,95	39,15	37,95	1,19
4	-3,93	-3,34	0,59	39,52	39,32	<u>0,20</u>
5	-8,19	-7,19	<u>1,00</u>	51,55	49,98	1,57
6	-7,89	-6,98	0,91	37,28	37,59	<u>-0,32</u>
7	-13,52	-12,55	0,97	44,34	42,70	<u>1,64</u>
8	-2,32	-2,03	<u>0,29</u>	44,36	43,43	0,93
9	-7,98	-7,36	0,62	44,81	43,21	1,60
10	-7,92	-7,27	0,65	44,38	43,49	0,89
11	-7,80	-6,82	0,98	44,74	43,58	1,16
12	-7,89	-7,29	0,60	44,42	43,39	1,03
13	-7,93	-7,23	0,70	44,34	43,15	1,19