

VICTOR HUGO PANATO

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DA OPERAÇÃO DE
SUBSTITUIÇÃO DO R22 EM SISTEMA DE
REFRIGERAÇÃO OPERANDO COM COMPRESSOR
SCROLL**



**UNIVERSIDADE FEDERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA
2015**

Dados Internacionais de Catalogação na Publicação (CIP)
Sistema de Bibliotecas da UFU, MG, Brasil.

P187a
2015

Panato, Victor Hugo.

Análise experimental da operação de substituição do R22 do sistema de refrigeração operando com compressor scroll / Victor Hugo Panato. - 2015.

84 f. : il.

Orientador: Enio Pedone Bandarra Filho.

Dissertação (mestrado) - Universidade Federal de Uberlândia, Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica.

Inclui bibliografia.

1. Engenharia mecânica - Teses. 2. Refrigeração - Teses. 3. Hidrocarbonetos - Teses. I. Bandarra Filho, Enio Pedone. II. Universidade Federal de Uberlândia. Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica. III. Título.

VICTOR HUGO PANATO

**ANÁLISE EXPERIMENTAL DA OPERAÇÃO DE
SUBSTITUIÇÃO DO R22 EM SISTEMA DE
REFRIGERAÇÃO OPERANDO COM COMPRESSOR
SCROLL**

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

Área de Concentração: Transferência de calor e Mecânica dos fluidos

Orientador: Prof. Dr. Enio Pedone Bandarra Filho

UBERLÂNDIA - MG

2015

À minha esposa Tatiane e minha filha Laura pelo apoio, compreensão e carinho. Que eu possa retribuir com amor.

À minha mãe, Lídia, que é meu exemplo de vida e força.

Victor Hugo Panato

AGRADECIMENTOS

Ao Professor Dr. Enio Pedone Bandara Filho pelo encorajamento e orientação durante todo o tempo de trabalho.

À equipe do laboratório que sempre contribuíram e orientaram, em especial ao Arthur Heleno Pontes Antunes pela especial colaboração e oportunidade de desenvolvermos um trabalho em conjunto.

À Universidade Federal de Uberlândia e Faculdade de Engenharia Mecânica pela disponibilidade e atenção dispendida na minha formação, iniciada ainda na graduação.

PANATO, V. H., **Análise experimental da operação de substituição do R22 em sistema de refrigeração operando com compressor scroll.** 2015. Nof. Dissertação de Mestrado, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, Minas Gerais, Brasil.

Resumo

Este trabalho busca soluções práticas para sistemas de refrigeração que contribuem para a problemática da degradação do meio ambiente. O objetivo é alterar o fluido de trabalho original do sistema de refrigeração e, ainda, identificar no universo de opções, o melhor substituto. Para isso, uma bancada experimental foi construída e é constituída por um compressor scroll com capacidade de 12 kW, originalmente projetado para o R22, assim como, trocadores de calor tipo tubo em tubo e uma válvula de expansão eletrônica (VEE). O sistema foi devidamente instrumentado, de forma a possibilitar a avaliação da capacidade de refrigeração e do COP. Cada substituição no sistema original, ou seja, cada processo de *drop-in*, contribui na confirmação da singularidade de aplicações do compressor scroll. Inicialmente, foram executados experimentos para construção das superfícies de respostas e metamodelos, de forma a possibilitar a análise dos limites do sistema. Após essa etapa, novos testes foram executados em toda a faixa de operação. Iniciando pela rotação do compressor a 60 Hz e 100% de abertura da VEE. Posteriormente, os limites de cada refrigerante alternativo foram testados. Os resultados mostraram-se restritivos tanto ao tipo de fluido ensaiado, como às condições de operação do ciclo de compressão de vapor. O Hidrocarboneto (HC) R1270 operou em condição limitada, ao passo que o R410A nem mesmo atingiu condições de regime permanente. Os refrigerantes que apresentaram melhor adaptação ao sistema de refrigeração foram os HFCs R404A, R438A e R134a. Em sequência, foi realizada análise de desempenho de cada refrigerante, operando com 90% da massa inicial. Como resultado, foi alcançado uma modesta ampliação da região de aplicações do sistema, no entanto, os valores de COP foram os menores encontrados, com exceção do R404A. Por fim, a estimativa dos impactos ambientais de cada fluido foi calculada por meio do método TEWI. O R1270, mesmo com limitações operacionais, apresentou o melhor resultado, enquanto o R438A foi o mais danoso ao meio ambiente.

PANATO, V. H., **Experimental analysis of R22 replacement operation in cooling system with scroll compressor.** 2015. Nof. M. Sc. Dissertation, Federal of University of Uberlândia, Uberlândia, Minas Gerais, Brazil.

Abstract

This work focuses on practical solutions for cooling systems that contribute to solve the problem of environmental degradation. The aim is to change the original cooling system working fluid, and identify in the universe of choices, the best alternative fluid. Thus, a experimental facility was built and, it consisted of a scroll compressor with capacity of 12 kW, originally designed for R22, as well as tube-in-tube heat exchangers and an electronic expansion valve (VEE). The system was properly instrumented, in order to enable the assessment of cooling capacity and COP. Each replacement on the original system, so, each *drop-in* process, contributes to confirming the uniqueness of the scroll compressor applications. In the beginning, tests were carried out to build the response surface and metamodels, so enable analyze the system boundaries. After this, new tests were carried out in all operation range. Starting with the operation frequency of 60 Hz and 100% opening VEE. Later, the boundaries of each the alternative refrigerant were tested. The results showed restriction to the type of fluid tested as well as to the operating conditions of the vapor compression cycle. The hydrocarbon (HC) R1270 operated in a limited conditions whereas R410A even reached steady state conditions. Refrigerants that showed better adaptation to the cooling system were HFCs R404A, R438A and R134a. In sequence, it was conducted performance analysis for each refrigerant operating with 90% of initial charge. As a result it was achieved a slight expansion of the system application region, however, the COP values were the lowest ones, except for the R404A. Finally, the estimation of environmental impacts of each fluid was calculated by the TEWI method. The R1270, even with operating limitations, showed the best results, while the R438A presented the worst result for the environment.

LISTA DE SÍMBOLOS

Arábicos

A_{VEE}	Grau de abertura da válvula de expansão eletrônica
E_{anual}	Energia elétrica consumida pelo equipamento no período de 01 ano
F_{CP}	Frequência de operação do compressor
L_{anual}	Percentual de vazamento de fluido refrigerante anualmente
m	Massa
\dot{m}	Vazão mássica
P_1	Pressão absoluta na linha de sucção do compressor
P_2	Pressão absoluta na linha de descarga do compressor
\dot{Q}_{EV}	Capacidade de refrigeração
R^2	Coeficiente de determinação
T_{CD}	Temperatura de condensação
T_{EV}	Temperatura de evaporação
T_{SA}	Grau de superaquecimento
T_{SR}	Grau de sub-resfriamento
\dot{W}_{CP}	Potência consumida pelo compressor

Gregos

α	Rotabilidade
β	Emissão de CO ₂ para geração de 01 (um) kW
ϵ	Erro Experimental
λ	Relação dos volumes interno do compressor

Siglas

A1	Classificação normativa
A3	Classificação normativa
ABNT	Associação Brasileira de Normas Técnicas
ACGIH	Conferência Governamental Americana de Higienistas Industriais
ANOVA	Análise de variância
ASHARE	Sociedade Americana de Engenheiros do Setor de Aquecimento, Refrigeração e Ar Condicionado
CFC	Clorofluorcarbono
CONAMA	Conselho Nacional de Meio Ambiente
COP	Coeficiente de eficácia
Drop-in	Processo de substituição de refrigerante em sistemas de refrigeração
EER	Razão de eficiência energética
GEE	Gases causadores de efeito estufa
GIZ	Sociedade Alemã para a Cooperação Internacional
GTO	Grupo de trabalho do ozônio
GWP	Potencial de aquecimento global
GWP ₁₀₀	Potencial de aquecimento global relativo ao CO ₂ em um horizonte de 100 anos
HC	Hidrocarbono

HCFC	Hidroclorofluorcarbono
HFC	Hidrofluorcarbono
INA111	Modelo de circuito integrado para adequação dos sinais de pressão de refrigerante utilizados nesta dissertação
INA125AP	Modelo de circuito integrado para adequação dos sinais de temperatura utilizados nesta dissertação
IHM	Interface homem-máquina
LABVIEW	Software visual de laboratório e instrumentação
LEST	Laboratório de Energia, Sistemas Térmicos e Nanotecnologia
MSR	Metodologia de superfície de resposta
ODP	Potencial de destruição de ozônio
PAG	Polialquilenoglicol
PAO	Polialfaolefina
PBCO	Programa Brasileiro de eliminação da produção e consumo de sustâncias que destroem a camada de ozônio
PCH	Programa Brasileiro de eliminação dos HCFCs
PNC	Plano Nacional de eliminação dos CFCs
POE	Poliolester
PT100	Tipo de sensor de temperatura utilizado nesse trabalho
Retrofit	Processo de atualização e modernização de um sistema
RHM064FS	Modelo do medidor de vazão mássica de refrigerante utilizado nesta tese
RTD	Detecção de temperatura por termoresistência
Statistica	Software estatístico avançado
TEWI	Impacto do aquecimento equivalente total
TLV	Limite de tolerância
V7AM23P7	Modelo do variador de frequência utilizado nesta tese
V1000	Modelo do variador de frequência utilizado nesta tese
VEE	Válvula de expansão eletrônica
VXI-9-1	Modelo de torre de resfriamento utilizada nesta dissertação

SUMARIO

CAPÍTULO 1 – Introdução.....	1
1.1. Motivação.....	1
1.2. Organização do texto.....	2
CAPÍTULO 2 – Revisão Bibliográfica.....	3
2.1. Os impactos ao meio ambiente.....	3
2.2. A Eliminação dos CFC / HCFC.....	4
2.3. O HFC como substituto.....	6
2.4. Os refrigerantes estudados.....	8
2.5 O compressor scroll.....	21
CAPITULO 3 – Metodologia.....	23
3.1. Bancada experimental.....	23
3.2. Método de superfície de resposta.....	30
3.3. Comparação dos resultados dos fluidos refrigerantes.....	34
3.4. TEWI.....	36
CAPITULO 4 – Resultados e discussões.....	39
4.1. Superfícies de resposta.....	40
4.2. Comparação dos conjuntos de testes.....	50
4.3. Comparação dos refrigerantes.....	66
4.4. Análise do TEWI.....	73
CAPITULO 5 – Conclusões.....	76
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	79
ANEXO 1 – Planilha de Resultados Experimentais: ECC.....	85
ANEXO 2 – Planilha de Resultados Experimentais: Comparativo.....	91

CAPITULO I

INTRODUÇÃO

1.1. Motivação

O HCFC22, ou simplesmente R22, é o fluído refrigerante mais amplamente utilizado em sistemas de refrigeração e climatização todos os tempos (BITZER, 2014). Isto é devido justamente as suas características e ampla faixa de operação. Este fluido, ainda apresenta outras vantagens tais como: baixa toxicidade, não é inflamável e apresenta excelente estabilidade química.

Os HCFCs, Hidroclorofluorcarbonos, estão em fase de eliminação em diversos países, devido ao acordo firmado pelo Protocolo de Montreal (1987). O Brasil, relacionado no grupo de países em desenvolvimento, deverá eliminar o uso dos HCFCs até o ano de 2040.

Os compressores scroll e alternativo estão entre os modelos mais utilizados no mercado de climatização e refrigeração, o que torna a substituição desses equipamentos mais difícil, operacionalmente e financeiramente. Este cenário favorece a operação de *drop-in*. A massificação dos aparelhos de climatização existe devido à redução do investimento inicial e dos custos de instalação. Uma consequência do uso desses equipamentos é o aumento proporcional da quantidade de fluido refrigerante produzido.

Os fluidos sintéticos alternativos atuais possuem valor zero de ODP (Potencial de Destruição de Ozônio), entretanto alguns apresentam valores elevados de GWP (Potencial de aquecimento global). Entre os sintéticos, encontram-se os HFCs (Hidrofluorcarbonos) representados pelo R134a (ODP: 0 e GWP₁₀₀: 3260), e pelas misturas de HFCs, como: R407C (ODP: 0 e GWP₁₀₀: 1774), R410A (ODP: 0 e GWP₁₀₀: 2063) e as misturas de baixo GWP como por exemplo: HFO-1234yf (ODP: 0 e GWP₁₀₀: 4). Cada um desses fluidos apresenta vantagens e desvantagens, podendo ser aplicados, dentro dos seus limites e potencialidade, por meio da operação de *drop-in*.

Os fluídos naturais apresentam grande vantagens em relação aos fluidos sintéticos, pois possuem baixos valores de GWP e ODP nulo. Os refrigerantes CO₂ e Amônia são, tecnicamente, inviáveis para aplicação a operação de *drop-in* proposta nesse trabalho. Esse impedimento se deve às distintas condições operacionais. Desta forma, o refrigerante R1270 foi a opção natural adotada nesta pesquisa para substituto do R22.

Com o objetivo de identificar um fluido alternativo, capaz de substituir o R22, com menor impacto ao meio ambiente, em sistemas de refrigeração com compressor scroll, a bancada de experimental, foi ensaiada com os fluidos R134a, R404A, R438A, R410A e R1270, em diferentes condições operacionais e os resultados foram analisados por meio das superfícies de respostas e comparados entre os refrigerantes.

1.2. Organização do texto

Com o objetivo de estruturar a leitura e facilitar a descrição e o entendimento, o trabalho foi dividido em capítulos, de forma a apresentar, passo a passo, o processo experimental e a análise dos resultados.

No primeiro capítulo, encontra-se a motivação e os objetivos principais da dissertação.

O segundo capítulo traz a revisão bibliográfica que define a problemática ambiental e suas origens. As tendências de eliminação dos HCFCs no cenário internacional, bem como estudos de casos relacionados ao *drop-in*.

O capítulo III abrange a descrição da bancada experimental, seus componentes e instrumentos de medição e leitura. As metodologias usadas são apresentadas e os pré-requisitos para os ensaios estabelecidos.

O capítulo IV relata os principais fatos ocorridos nos desenvolvimento experimental e suas consequências. A análise das restrições encontradas e a comparação dos resultados também são apresentadas neste capítulo. Por fim, a comparação dos resultados do TEWI é estabelecida entre os refrigerantes ensaiados.

O capítulo V é reservado as conclusões do trabalho, as dificuldades encontradas e as propostas de trabalhos futuros são apresentadas.

Nos anexos encontram-se as planilhas de resultados e as análises estatísticas dos mesmos.

CAPITULO II

REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

2.1. Os impactos ao meio ambiente

Atualmente, dois temas muito citados na comunidade científica são: a destruição da camada de ozônio e o aquecimento global. Além de citados em conferências, por vezes, a problemática ambiental foi tema fundamental em eventos de abrangência mundial.

Entre as principais conferências, podemos citar: a Conferência de Estocolmo (1972), a Convenção de Viena para a Proteção da Camada de Ozônio (1985), a Conferência de Quioto (1987), a Conferencia Brasileira sobre o Meio Ambiente e o Desenvolvimento (1992) e, mais recentemente, a 20^a Conferência do Clima (2014), realizada no Peru.

A eficiência energética é outro tema citado em conferências sobre o aquecimento global, pois existe uma relação direta entre estes temas. A eficiência energética por si só, é bastante discutida, pois é de interesse geral a redução nos consumos de energia.

A união da eficiência energética com propostas “ecologicamente corretas”, aderentes à política de preservação do meio ambiente, impulsionou as empresas a tomarem ações para reduzir seu *carbon footprint*¹, utilizando materiais menos degradadores, realizando campanhas de preservação e investindo em pesquisas em diversas áreas. As novas legislações e medidas governamentais, associaram-se para de vez, tornarem o tema, amplamente discutido e estudado.

¹ Carbon footprint é a quantidade total de gases de efeito estufa produzidos direta e indiretamente, para apoiar as atividades humanas.

2.2. A Eliminação dos CFC / HCFC

Em 1985, durante a conferência de Viena, foi elaborado um manifesto com o objetivo de proteção da camada de ozônio. Esse manifesto contribuiu para que, em 1987, fosse elaborado o Protocolo de Montreal, constituído com metas para redução e eliminação de substâncias que prejudicassem a camada de ozônio, entre elas os fluidos CFC (clorofluorocarbono) e os HCFCs, como R22. A assinatura desse documento pelo Brasil ocorreu em 1990.

Em 1991, o Brasil criou o Grupo de Trabalho do Ozônio (GTO) para implantação do protocolo de Montreal no país. Esse grupo elaborou, em 1994, o PBCO (Programa Brasileiro de Eliminação da Produção e Consumo de Substâncias que Destroem a Camada de Ozônio). Em 1995, a Resolução CONAMA 13 (Conselho Nacional do Meio Ambiente), priorizou a conversão tecnológica de equipamentos, de forma a eliminar a utilização dos gases CFCs.

A Resolução CONAMA 267 (2000) proibiu a utilização de fluídos que causassem a destruição da camada de ozônio na produção de novos produtos (exceto para fins medicinais) e ainda restringiu a importação desses fluidos. Em 2002 foi criado o PNC (Plano Nacional de Eliminação dos CFCs) que promoveu os treinamentos de milhares de técnicos de refrigeração e, ainda, a compra e a distribuição de equipamentos como: recolhedoras de gás, centrais de regeneração, recolhedora e recicladora para gás automotivo. Além disso, foram elaboradas normas técnicas para contribuir com a eliminação e a correta destinação desses fluídos refrigerantes, ações de combate ao comércio ilícito desses fluídos e, por fim, a realização de seminários.

Em 2007, na décima nona reunião das partes do protocolo de Montreal, foi aprovada a decisão XIX/6, que tinha como objetivo de antecipar a eliminação dos HCFCs. No Brasil, em 2009, foi criado o Programa Brasileiro de Eliminação dos HCFCs, entre as atividades previstas estavam: a transferência e implantação de tecnologia de baixo carbono e a capacitação de técnicos (PEREIRA e HUEHREN, 2014).

A primeira edição do protocolo de Montreal não fixou reduções parciais para os países do artigo 05 (países em desenvolvimento), os cortes foram estabelecidos somente aos países do artigo 02 (países desenvolvidos): Países como: EUA, França, Itália, Canadá e Inglaterra, tiveram metas escalonadas. O Brasil, a China e outras economias emergentes, passaram a respeitar metas intermediárias após a assinatura da decisão XIX do protocolo. O cronograma é apresentado na Fig. 2.1

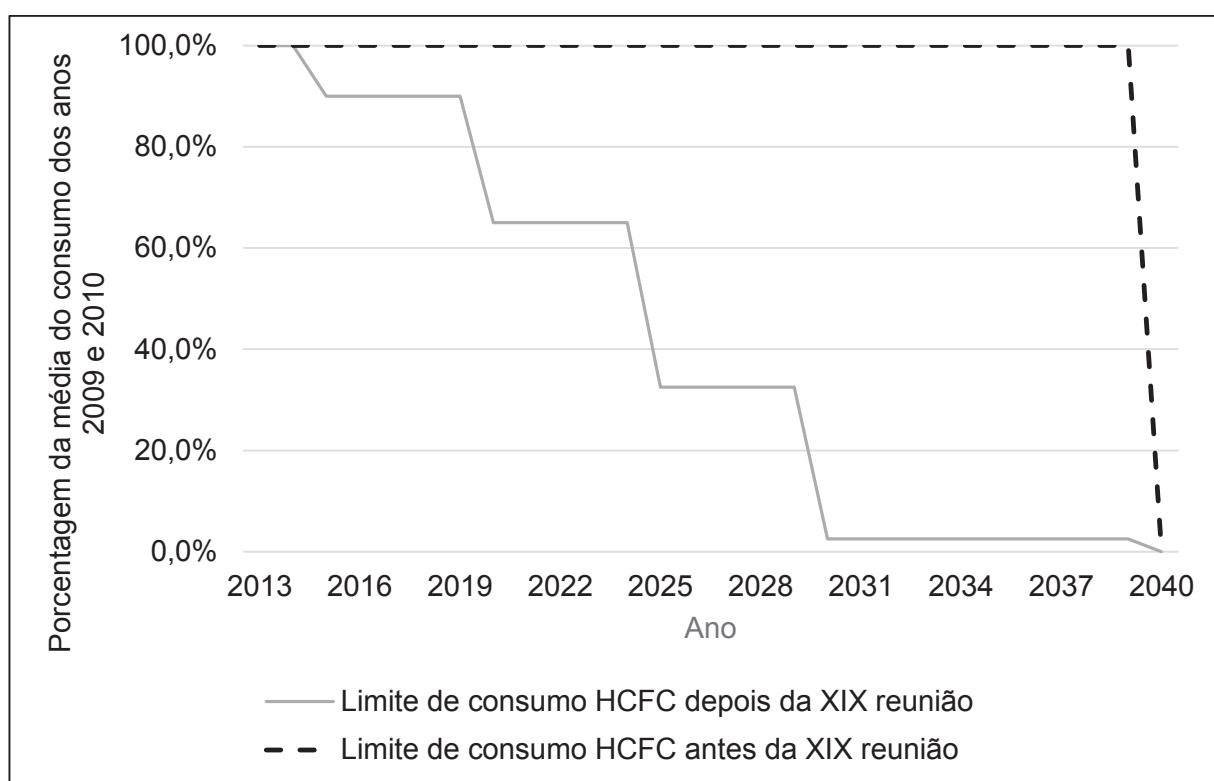


Figura 2.1 - Comparação das metas para redução do consumo e produção da HCFC entre os países do artigo 05 (países em desenvolvimento)

A Fig. 2.2 apresenta as metas do Protocolo de Montreal para países desenvolvidos e em desenvolvimento.

	Linha de Base	Congelamento	2010	2015	2020	2025	2030	2040
Países Artigo 5	Consumo: média de 2009 / 2010	2013		10.0%	35.0%	67.5%	97.5%	100%
	Produção: média de 2009 / 2010							
Países Artigo 2	Consumo: Consumo de HCFC em 1989 + 2,8% do consumo de CFC em 1989	1996		75.0%	90.0%	99.5%	100%	
	Produção: Média da produção de HCFC de 1989 + 2,8% da produção de CFC							

Figura 2.2 - Metas de redução e eliminação do consumo de HFCF. Fonte: MMA – Ministério do Meio ambiente

2.3. O HFC como substituto

Os HFC são fluidos sem o elemento cloro, por isso não degradam a camada de ozônio. Atualmente, grande parte dos fluidos alternativos ao R22 pertencem a esse grupo.

Segundo LOUW; RIPLEY (2014), o consumo de HFCs vem crescendo, ano após ano mas o alto valor de GWP que alguns de seus representantes possuem, deve ser observado com preocupação, devido a seu impacto no efeito estufa. Como alternativa para os HCFCs, esses fluidos tiveram um aumento, ainda mais representativo, devido às restrições aos HCFC e à antecipação de metas de parada de utilização. Na conferência que tratou do uso dos HFCs, Lambert Kuijpers, Co-Presidente da *Technology and Economic Assessment Panel*, informou a estimativa de crescimento (de 10 a 12%) na demanda dos HFCs. Porém, como estes não prejudicam a camada de ozônio, os acordos firmados pelo protocolo de Montreal não podem ser aplicados nesse caso. Ainda nesse pensamento, fundos de financiamento, como o Fundo Multilateral do protocolo de Montreal, criado exclusivamente para financiar as ações de eliminação dos gases que prejudicam a camada de ozônio, também não poderiam financiar ações para a eliminação dos HFCs. A União Europeia (EU) busca reduzir em 20% o consumo desses gases até 2030.

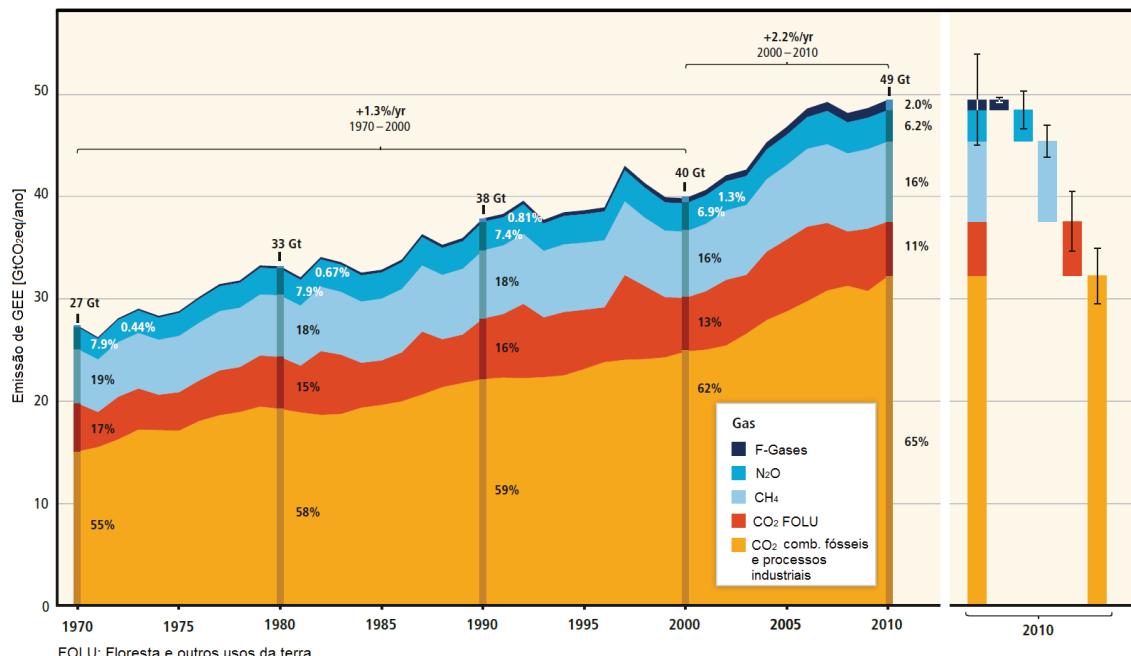


Figura 2.3 - Evolução da emissão total antropogênica de GEE no mundo por grupos (IPCC, 2014).

Mesmo com todas as ações realizadas, as emissões de gases de efeito estufa (GEE) continuam crescendo. As taxas de crescimento de emissão também aumentaram

substancialmente (IPCC, 2014). Entre os anos de 1970 a 2000, o crescimento da emissão de GEE foi da ordem de 1,3% ao ano. Na última década, essa taxa foi de 2,2%, estabilizando apenas entre os anos de 2007 e 2008, devido à crise econômica global. A Fig. 2.3 mostra a evolução da emissão de gases do efeito estufa.

Na Fig. 2.3 pode-se identificar os gases causadores de efeito estufa como, por exemplo, CO₂ proveniente da queima de combustível fósseis e processos industriais, CO₂ originário dos incêndios florestais, incêndios de turfa, Metano (CH₄) advindo da decomposição de resíduos de esgoto e digestão animal, Óxido Nitroso (N₂O) originado do uso de fertilizantes na atividade agrícola e, por último, os gases fluorados, entre eles os HFCs, que possuem alto valor de GWP. Mesmo que ainda em pequena porcentagem, a figura mostra o crescimento dos F-Gases e a importância desse grupo neste cenário.

As características dos fluidos refrigerantes podem ser observadas na Fig.2.4. Destaca-se a grande evolução na eliminação dos refrigerantes prejudiciais a camada de ozônio. A substituição do R12 pelo R22 e, posteriormente, a substituição do R22 pelo R134a e R410A, derrubaram drasticamente os efeitos negativos causados na camada de ozônio.

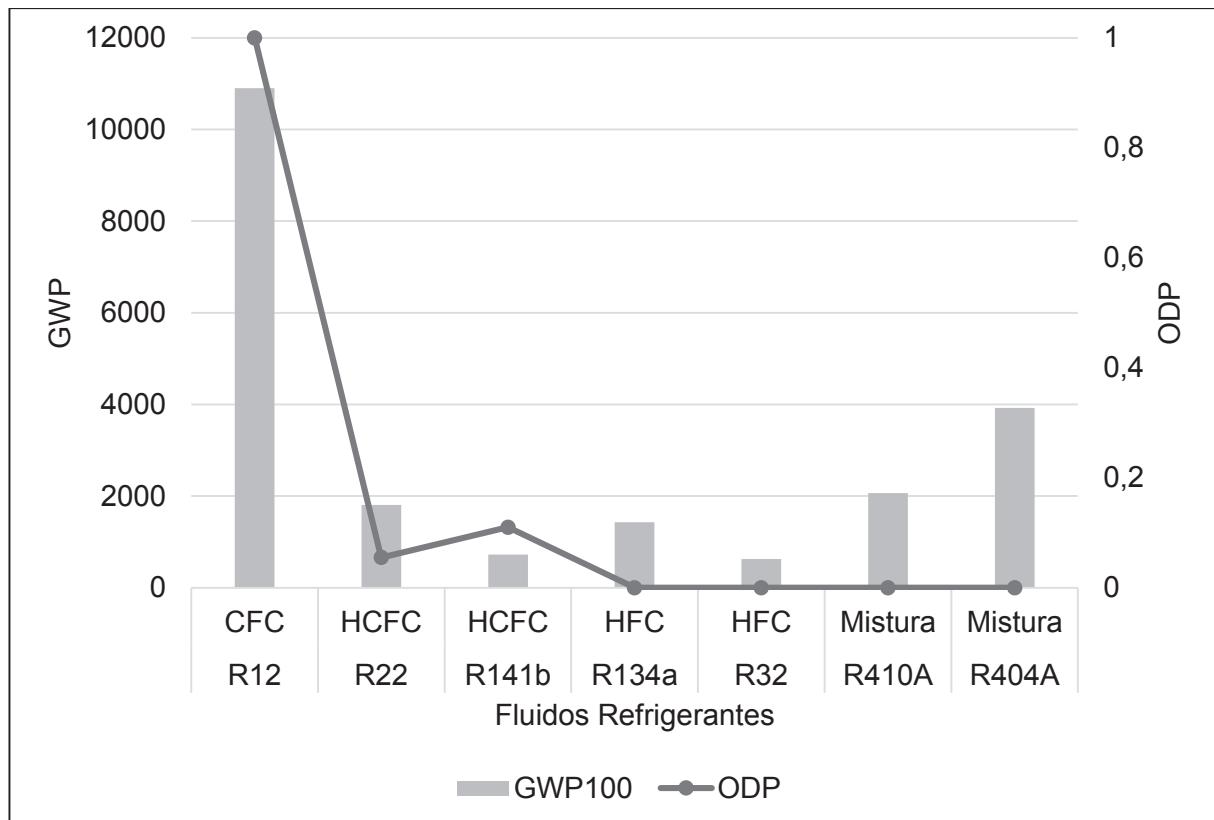


Figura 2.4 – Comparaçāo de ODP e GWP para os gases. (IPCC, 2007) & (www.unep.org, 2014)

Observando-se ainda, na Fig. 2.4, que a evolução verificada na redução do ODP, não se repete no GWP individual dos refrigerantes. As novas substituições de HCFC pelos HFCs ou pelas misturas de HFCs (R410A e R407C) não apresentam melhorias e, algumas vezes, podem piorar o efeito estufa ($GWP_{100}^{R22} = 1810$ e $GWP_{100}^{R404A} = 3922$).

Muitos países, principalmente a Comunidade Europeia, apresentaram preocupações sobre os HFCs com alto valor de GWP. No workshop realizado em Paris, em julho de 2014, o representante da comunidade europeia, Philip Owen, sugeriu metas de redução do consumo desses refrigerantes. Até 2030, o consumo deverá ser reduzido em 20% dos valores atuais (LOUW; RIPLEY 2014). Nesse mesmo evento, Chandra Bhushan, reforçou a ideia da necessidade de se conciliar as propriedades dos fluidos alternativos aos HCFCs com a eficiente energética dos sistemas de refrigeração. Em complemento, foi abordada a preocupação que alguns países poderão ter que realizar dois trabalhos de eliminação, passando primeiro pela etapa de eliminação dos HCFCs, que vem sendo substituídos pelos HFCs, e posterior eliminação destes pela nova geração de fluidos com baixo GWP. Essas duas etapas podem ser realizadas em uma única vez, caso o fluido substituto seja corretamente escolhido. Para isso, o desenvolvimento e testes de novos fluidos refrigerantes precisam ser acelerados. Philip Owen, também apresentou limites de valores de GWP, como exemplo: os substitutos dos fluidos refrigerantes atuais deverão possuir GWP inferior a 150 em ar condicionado veicular.

2.4. Os refrigerantes estudados

Muitas opções de fluidos refrigerantes foram estudadas e estão em desenvolvimento. As propriedades mais importantes dos refrigerantes, as limitações e as experiências relatadas na literatura são abordadas nesta seção.

HCFC

São fluidos formados pelos elementos cloro, flúor, carbono e hidrogênio. A presença de cloro foi reduzida, em relação ao CFC, pela substituição desse elemento pelo hidrogênio, como consequência, o potencial de destruição da camada de ozônio foi reduzido. Os principais representantes desta classe são: o R22 e o R502.

Segundo Calm; Domanski (2004), o R22 foi desenvolvido em 1928 e sua comercialização iniciada em 1936. Foi amplamente utilizado em diversos setores e capacidades, e ainda, operou em diversos tipos de compressores, tais como: scroll,

alternativo e parafuso. Após a proibição do R12, as propriedades do R22 sobressaíram-se em relação aos outros fluidos refrigerantes disponíveis.

O R22, ainda que bem inferior aos CFCs, tem efeito prejudicial a camada de ozônio ($ODP = 0,055$) e alto impacto no efeito estufa (IPCC, 2014). A sua relativa baixa exigência energética, quando comparado com os fluidos HFCs e misturas de HFCs, também é uma característica que corroborou com o seu desenvolvimento e popularização. Em comparação com o R12, suas propriedades, tais como: temperatura de descarga e pressão de vapor são mais elevadas, dado observado na Fig. 2.5.

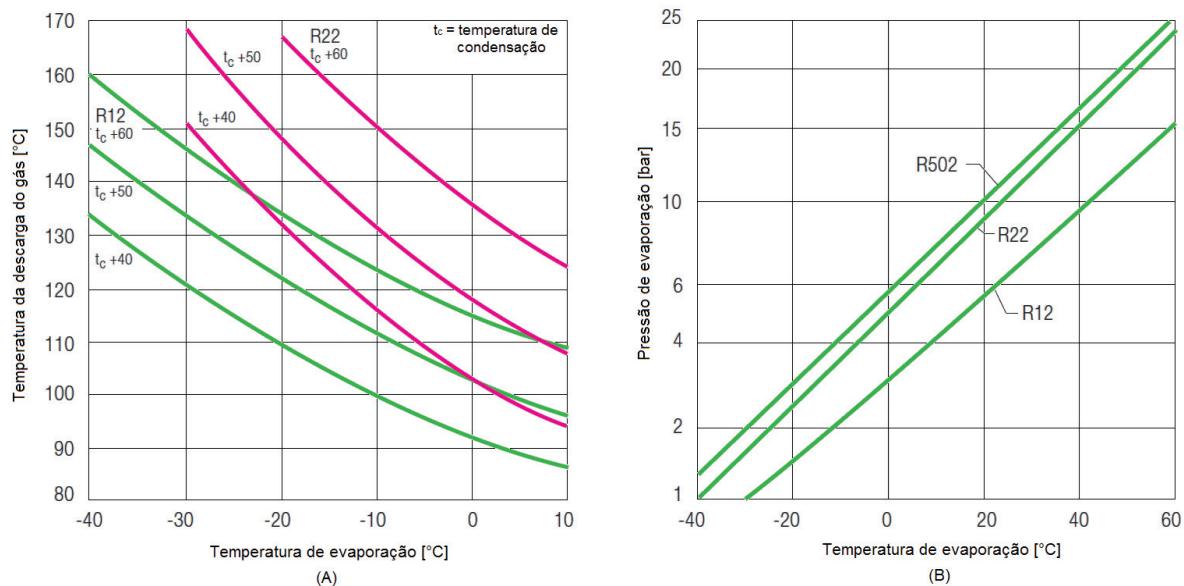


Figura 2.5 – Comparação da temperatura de descarga de gás (A) e nível de pressão (B) em função da temperatura de evaporação em um compressor semi-hermético. BITZER (2014)

HFC

Os HFCs não apresentam o elemento químico cloro (Cl) em sua constituição, de forma que esses fluidos refrigerantes não impactam na camada de ozônio ($ODP = 0$). A comercialização desses fluidos iniciou nos anos 90, e são atualmente os refrigerantes mais utilizados em novos equipamentos. Considerados a solução de longo prazo para substituição dos HCFCs, alguns desses fluidos tornaram-se vilões em países da Europa. Entre os representantes desse grupo, pode-se citar: R134a, R32, R407C e R410A. São fluidos com baixa toxicidade e não inflamáveis. Normalmente operam com óleo poliolester (POE) o que dificulta na operação de *drop-in* em compressores originais para R22, com óleo mineral.

O R134a é, amplamente utilizado em equipamentos de grande porte (*Chillers*) com compressores parafuso ou centrífugos. Este fluido apresenta ampla faixa de operação e estabilidade térmica e química. A baixa capacidade de refrigeração volumétrica do R134a, comparado ao R22, torna necessário o uso de compressores maiores, e consequentemente, mais carga de refrigerante no sistema (BITZER, (2014)).

A Fig. 2.6 possibilita a comparação entre o R22 e o R134a.

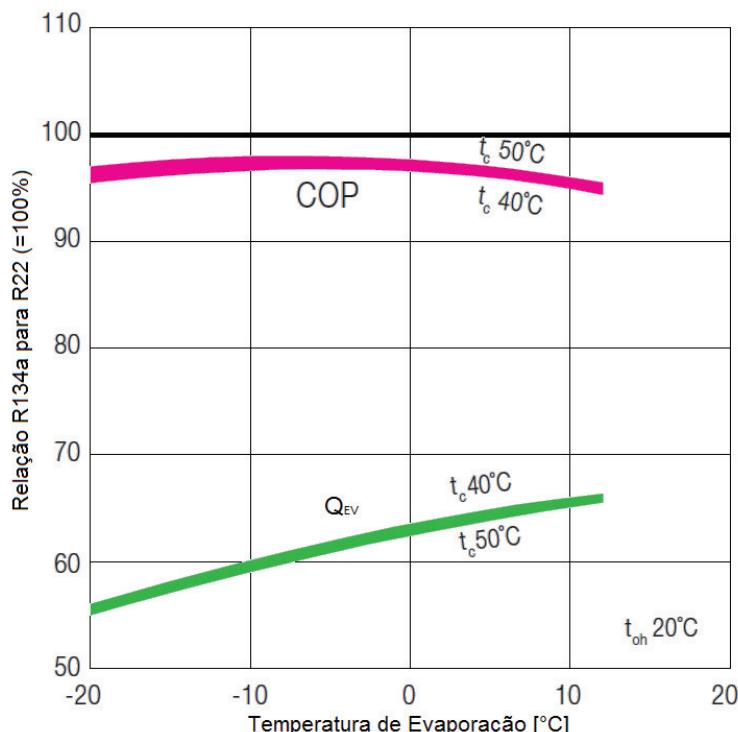


Figura 2.6 - Comparação do desempenho do R134A e R22 operando em um compressor semi-hermético. BITZER (2014)

Os fluidos HFCs, em sua maioria, não são miscíveis com óleo mineral. Os óleos POE e polialquíleno glicol (PAG) possuem melhor miscibilidade com HFCs, mas são mais higroscópicos, requerendo maiores cuidados com as operações de vácuo e tempo de exposição ao ar.

A estabilidade do R134a é garantida se em contato com metais como cobre, ferro e alumínio (DUPONT, 2004a). Sua estabilidade com mangueiras automotivas, inclusive mangueiras produzidas com *nylon*, é considerada boa.

O R134a possui o mesmo limite de tolerância à toxicidade (TLV) que o fluido R22 (DUPONT, 2004a). É classificado pela ASHARE como fluido A1, ou seja, não tóxico e não propagador de chama (NATIONAL REFRIGERANTS, INC, 2011).

O R404A é a opção para substituição do R502, um HCFC com ODP = 0,283. O R404A é uma mistura quase azeotrópica, formada pelos fluidos refrigerantes R125 (44%), R143a (52%) e R134a (4%) em massa, e possui ODP nulo. Pode alcançar eficiência energética, comparando-se ao R502 em capacidade de refrigeração (DUPONT, 2004b). Somente pode ser utilizado com óleo lubrificante Poliolester e sua estabilidade com os metais usuais em refrigeração, é considerada aceitável (HONEYWELL, 2006).

Em uma operação de *retrofit* do R22, o R404A apresenta a mesma capacidade de refrigeração em elevadas temperaturas de evaporação. Em médias e baixas temperaturas, a capacidade de refrigeração do R404A é superior ao R22, podendo exceder em 30% em temperaturas abaixo de -40°C (DUPONT, 2004b). Apesar da pressão de descarga do compressor ser mais alta, sua razão de pressão é menor. A Fig. 2.7 apresenta uma comparação entre as pressões de vapor do R404A e do R502.

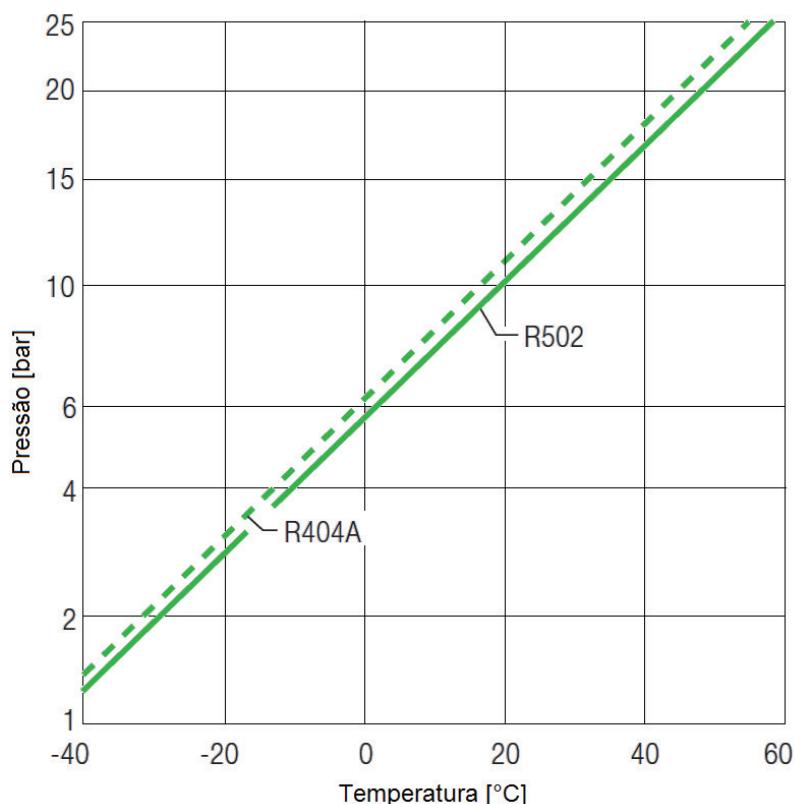


Figura 2.7 - Comparação do nível de pressão do R-404A e R-502. BITZER (2014)

Bolaji (2011) realizou experimentos com um sistema de ar condicionado de janela desenvolvido para operar com R22. Foram testados, além do fluido original, o R404A e o R507. Seus resultados mostraram que a temperatura de descarga do R404A excedeu em 15,3% os valores do R22 e a capacidade de refrigeração do R404A foi 8,4% menor.

Muito utilizado em sistema de pequeno porte, o R410A é apropriado para operações com alta temperatura de evaporação. Este tem sido, amplamente aplicado em sistemas de refrigeração comercial e residencial. O R410A opera com níveis de pressão 50% maiores que o R22, porém, apresenta menor temperatura de descarga.

O R410A é composto pelo R32 (50%) e R125 (50%) em massa, e pode ser considerado uma mistura quase azeotrópica. Devido a sua maior condutividade térmica, pode-se optar por um compressor e por tubulações menores, por consequência, menor quantidade de fluido é necessária, o que reduz o impacto direto do aquecimento global e promove menor custo de instalação e reposição da carga. Em sistemas novos, o R410A pode apresentar eficiências até 6% de maiores, quando comparado com o R22, tanto para compressores scroll, como para alternativos (HONEYWELL INTERNATIONAL INC., 2006).

Em operações de *drop-in*, deve-se verificar a resistência dos componentes e das tubulações para a nova pressão de trabalho. O R410A apresenta excelente estabilidade com cobre, alumínio e aço e opera apenas com óleo lubrificante POE.

Segundo Payne e Domanski (1999), comparado ao R22, o sistema operando com R410A, apresenta piores valores de COP, em altas temperaturas ambiente. Isso ocorre devido à temperatura crítica do R410A ($70,1^{\circ}\text{C}$) ser menor que a temperatura do R22 ($96,2^{\circ}\text{C}$). A Fig. 2.8 apresenta os resultados experimentais de dois compressores operando em uma faixa de temperatura externa, que varia entre $27,8^{\circ}\text{C}$ e $68,3^{\circ}\text{C}$.

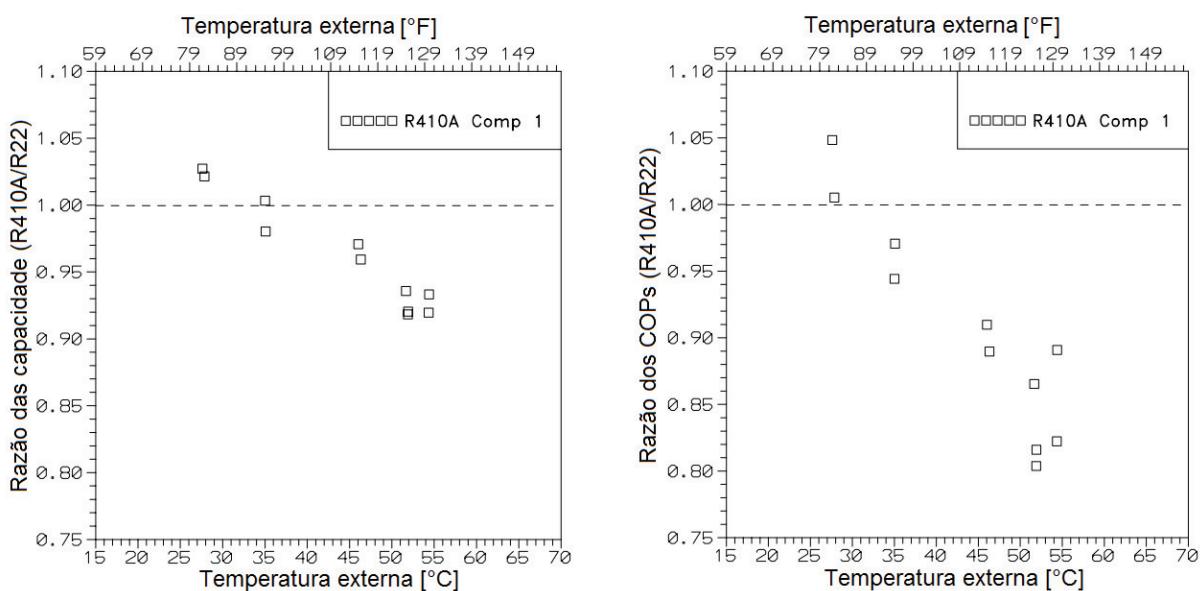


Figura 2.8 – Capacidade de refrigeração (A) e COP (B) de um sistema de AC operando com R410A em relação ao R22 (PAYNE e DOMANSKI, 1999)

O R438A é um fluido refrigerante de elevada temperatura crítica e pode operar tanto com óleos POE como óleo mineral. Desta forma, em operações de *drop-in*, dispensa-se a necessidade de remoção do lubrificante. Em sua composição encontramos R32 (8,5%), R125 (45%), R134a (44,2), R600 (1,7%) e R601a (0,6%).

Allgood; Lawson (2010) realizaram testes para comparação do R438A ao R22. Os ensaios foram realizados para três faixas de temperatura de evaporação (baixa, média e alta). A razão de eficiência energética (EER) foi similar para os dois refrigerantes. A capacidade de refrigeração foi menor para o R438A (entre 5 e 10%) e a pressão de descarga foi ligeiramente superior para o R438A. Os autores sugerem ainda, que ajustes de *set point* de pressão e temperatura são dispensados, porém ajustes de superaquecimento podem ser necessários em algumas situações.

Elgendi; Hassanain; Fatouh (2015) realizaram o *drop-in* do R22 com o fluido R438A em um sistema com compressor reciprocente de um cilindro, hermético e condensador e evaporador do tipo casco e tubo. Eles realizaram os testes comparativos em diferentes vazões de massa de refrigerante e condições de condensação (temperatura e massa do fluido secundário) e concluíram que o resultado do R438A apresenta menor capacidade de refrigeração (devido ao maior calor latente do R22) e maior consumo de energia pelo compressor (devido a maior vazão mássica do R438A). Desta forma, o COP com R22 variou entre 1,63 e 1,93 enquanto o COP com R438A, variou entre 1,46 e 1,66. Ainda assim, os autores concluíram que o R438A apresenta uma melhor capacidade de refrigeração e eficiência energética, quando comparado aos outros fluidos alternativos ao R22. Além disso, os autores citam a similar pressão de evaporação e condensação e a menor temperatura de descarga do R438A, quando comparado ao R22, como características que credenciam o fluido como alternativo ao R22. Para a operação de *drop-in*, a adaptação ao mesmo óleo lubrificante, torna ainda mais propício a seleção do R438A como alternativa, sendo necessário apenas o acréscimo de 10 a 20% para adequado retorno de óleo ao compressor.

Outros HFCs também tem sido testados e usados como alternativas ao R22. Chitti; Bivens (1998) realizaram o *drop-in* do R22 pelo R407C em um sistema com compressor scroll e trocadores de calor brazados. Os resultados do R407C apresentaram capacidade de refrigeração média, 5,6% maior e EER similar (0,3% maior) que o alcançado pelo sistema operando com o R22 em todo a faixa de temperatura de evaporação e condensação experimentada. Apesar da pressão de descarga do R407C ter sido 15% maior que a pressão do R22, a temperatura de descarga foi aproximadamente 6% menor para o R407C.

Lee et al. (2002) investigaram a substituição do R22 pelo HFC R407C em um compressor parafuso com trocador de calor tubo-e-casco. Eles observaram uma redução na

capacidade de refrigeração entre 10 e 20% e redução de 20 a 30% no COP. Em sua análise, os pesquisadores observaram que os coeficientes de transferência de calor no evaporador e condensador, para operação com R407C, foram os principais fatores impactantes nessa redução.

Park; Shim; Jung (2009) fizeram a substituição do R22 pelo fluido R431A em uma sistema de ar condicionado e bomba de calor residencial de 3,5 kW, operando com compressor rotativo, projetado para R22. O fluido alternativo testado, R431A, é uma mistura com 71% de propano e 29% de HFC152a, em massa, e apresenta ODP nulo e GWP igual a 43. Os resultados do R431A apresentaram COP 3,5 a 3,8% maior que o R22 e capacidade similar. As temperaturas de descarga do compressor com R431A foram entre 21,1 e 27,3°C menores e, devido sua densidade, a carga de refrigerante utilizado foi aproximadamente 50% menor.

Hidrocarbonetos

Os refrigerantes naturais, entre eles os hidrocarbonetos (HCs) foram muito utilizados até a década de 30, quando devido suas propriedades inflamáveis e tóxicas, passaram a dar espaço para outras classes de fluidos refrigerantes, entre eles o CFCs (RIFFAT et al., 1997).

Alguns setores ainda utilizam os hidrocarbonetos como fluido refrigerante e para baixas temperaturas não surgiram CFCs, HCFCs e HFCs que possam corresponder com propriedades similares. Nesse ramo, concorrem principalmente com o CO₂ e NH₃.

São fluidos com ODP nulo, baixo GWP, e ainda, abundantes na natureza. Com o aumento da pressão para eliminação dos fluidos prejudiciais a camada de ozônio e ao efeito estufa, muitas pesquisas abordaram a utilização dos hidrocarbonetos.

Estes fluidos podem ser aplicados em uma ampla faixa de temperaturas, chegando a temperaturas de -170°C (PEIXOTO, 2008). Em aplicações específicas, pode-se obter resultados de eficiência energética similares e até mesmo superiores ao R22.

A Tab. 2.1 relaciona diversas normas e requisitos para operação de sistemas com hidrocarbonetos.

Estima-se que os custos iniciais de instalações de sistemas com HCs sejam de 10 a 20% maiores que sistemas equivalentes com refrigerantes sintéticos. Essa diferença dar-se-á pelos requisitos de segurança que sistemas que operam com HC requerem, como: detectores de vazamento, válvulas de segurança, etc.

Tabela 2.1 – Requisitos para uso dos HC apresentados nas principais normas

Norma	Tipo de equipamento	Limites de carga máxima para HCs	Outros aspectos tratados pela norma
EN 378	Comercial e Industrial	Carga < 150g: (sem requisitos de segurança para sistemas herméticos)	Componentes, dispositivos de segurança, local de instalação, manutenção
		Carga > 150g: (requisitos com relação ao volume da sala e ventilação natural)	Testes
		Carga > 5kg: (requisitos com relação válvula de segurança, detector de HC, ventilação mecânica)	
ISO 5149	Comercial e industrial	Depende da aplicação	
IEC 60335-2-24	Pequenos refrigeradores e congeladores	150g	Teste de pressão
IEC 60335-2-40	Equipamentos compactos de ar condicionado e bombas de calor	1 kg ou 5 kg em ambientes externos	Teste de pressão Manutenção
IEC 60335-2-89	Refrigeradores e congeladores comerciais compactos	150g	Teste de pressão

Fonte: (PEIXOTO, 2008)

As propriedades apresentadas pelos HCs podem ser, em várias condições, superiores às propriedades dos fluidos que estes substituem. Na Fig. 2.9 pode-se observar uma comparação entre o R600a, o R12 e o R134a. Observa-se ainda, que a pressão de saturação do R600a é menor que a pressão dos outros fluidos em toda a faixa de temperatura. Essa característica exige menos energia e menor razão de compressão do

sistema. Em países tropicais, como o Brasil, onde a temperatura ambiente é mais elevada, as diferenças entre as pressões de trabalho são ainda mais acentuada.

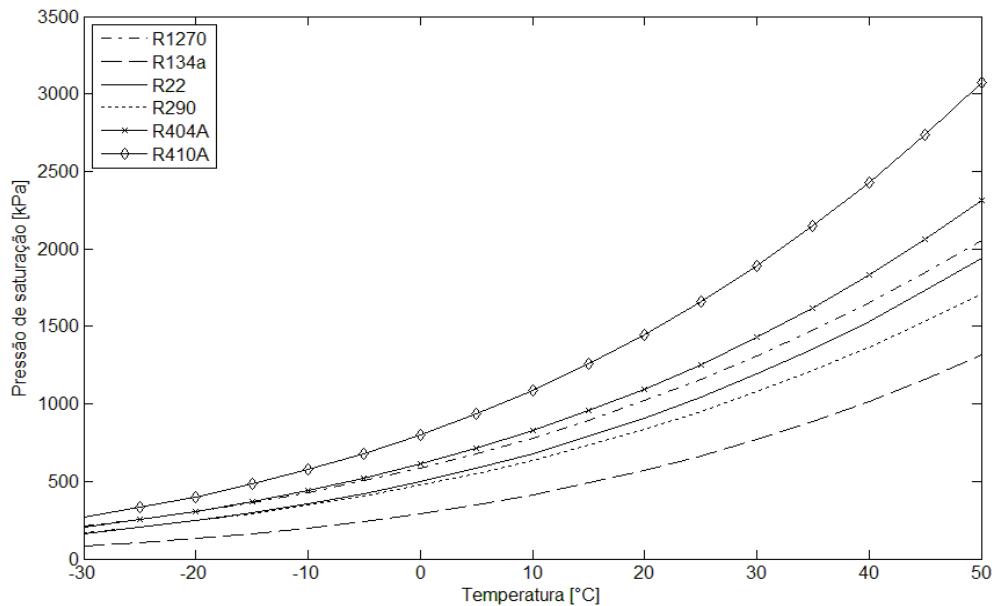


Figura 2.9 – Pressão de saturação para diferentes refrigerantes. Fonte: ESS.

Outra propriedade que se pode ser ressaltada é a condutividade térmica desse fluido, em ambas as fases. Como observado na Fig. 2.10, para toda faixa de temperatura, o HC possui maiores valores que os outros fluidos, possibilitando assim, menor vazão mássica e melhor desempenho energético. Os valores de vazão volumétrica só não são, muito inferiores aos demais refrigerantes, porque seu volume específico é baixo. A temperatura de descarga dos hidrocarbonetos tende a ser inferior a temperatura dos outros fluidos devido ao alto calor específico.

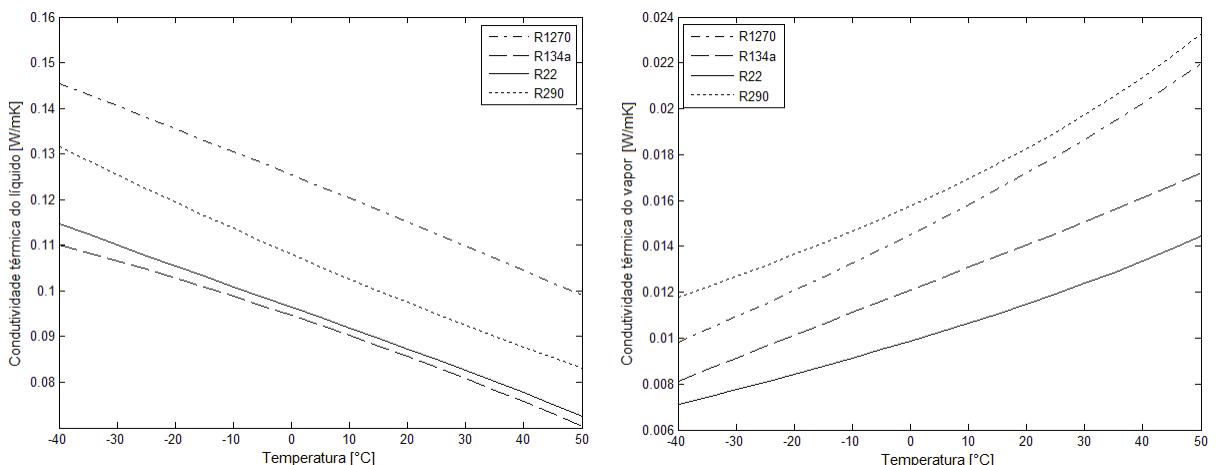


Figura 2.10 – Condutividade térmica dos refrigerantes. Fonte: ESS.

A viscosidade do fluido refrigerante está relacionada com a perda de carga do sistema. Dessa forma, quando se compara a viscosidade do R600a com os outros fluidos, conforme a Fig. 2.11, observa-se que o hidrocarboneto possui menor viscosidade em toda a faixa de temperatura. Essa característica é vantajosa tanto na fase líquida, como na fase vapor.

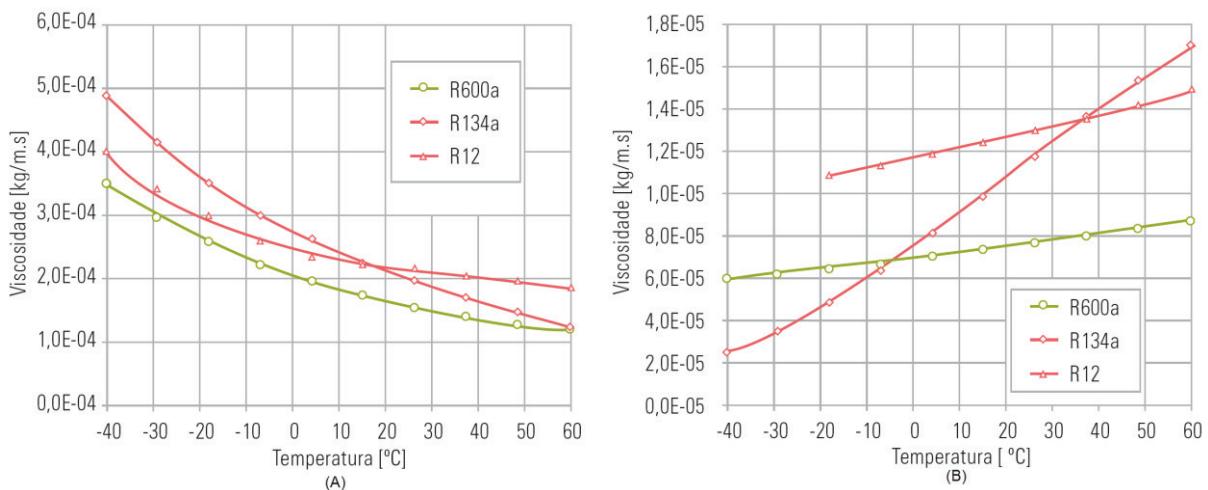


Figura 2.11 – Viscosidade do fluido na fase líquida (A) e vapor (B). (PIMENTA, 2008)

Com relação à lubrificação, os hidrocarbonetos podem trabalhar, com óleo mineral e POE. Lubrificantes com aditivos de silicone e silicatos não são compatíveis (LOMMERS, 2003). A Tab. 2.2 relaciona tipos de óleos lubrificantes e sua compatibilidade com os hidrocarbonetos.

Tabela 2.2 – Compatibilidade e solubilidade dos HCs em lubrificantes.

Óleo Lubrificante	Compatibilidade		Solubilidade
	Mineral	Bom	
Alquilbenzeno (AB)		Bom	Média
Poliolester (POE)		Bom	Alta
Polialfaolefina (PAO)		Bom	Alta
Polialquilenoglicol (PAG)		Bom	Média

Fonte: Colbourne et al., 2012

Os hidrocarbonetos apresentam compatibilidade com quase todos os materiais usados na área de refrigeração e ar condicionado, excetuando borracha natural, polietileno, policloreto de polivinila (PVC) e borracha de etileno-propileno-dieno (EPDM). Elastômeros e

plásticos encontrados em anéis, sede de válvulas, vedações e gaxetas são compatíveis com os hidrocarbonetos.

A grande restrição ao uso dos hidrocarbonetos, se aplica à segurança na sua utilização. Tanto na instalação, quanto na operação e manutenção, apesar da baixa toxicidade, a inflamabilidade é uma característica restritiva desta classe de refrigerantes.

A Fig. 2.12 apresenta a classificação de alguns fluidos, quanto a toxicidade e inflamabilidade.

	Baixa toxicidade Toxicidade não verificada em concentrações ≤ 400 ppm	Alta toxicidade Toxicidade verificada em concentrações ≤ 400 ppm
Muito Inflamável	A3 R600a, R290, R1270	B3
Pouco Inflamável	A2 HFO1234yf	B2 R717
Sem propagação de chama	A1 R134A, R404A, R410A, R438A, R407C, R744	B1 R123

Figura 2.12 – Classificação dos fluidos refrigerantes quanto a toxicidade e flamabilidade. (ASHRAE, 2005)

A toxicidade de um contaminante (nesse caso o fluido refrigerante) está relacionada com a concentração máxima desse material em um ambiente, onde observa-se efeitos adversos nos ocupantes (COLBOURNE et al. (2012). O TLV é um padrão mundialmente reconhecido e usado inclusive pelas normas brasileiras, para definir a máxima concentração a que uma pessoa pode ficar exposta, a certo contaminante, por determinado período. Criado pela ACGIH (American Conference of Government and Industrial Hygienists), o TLV também é usado pela American Society of Heating, Refrigerating, and Air-Conditioning Engineers (ASHRAE) para classificar os fluidos refrigerantes.

Quanto a inflamabilidade dos fluidos refrigerantes, a ASHRAE classifica os fluidos em 3 categorias: Classe 01, composta por fluidos que não propagam chama quando testados a 21°C e pressão atmosférica padrão 101 kPa; Classe 02, constituída por fluidos com baixa inflamabilidade, que propagam chama quando testado no ar a 21°C e pressão atmosférica padrão. Estes possuem um limite inferior de inflamabilidade, maior que 3,5% por volume e um calor de combustão menor que 19.000 kJ/kg; Classe 03 classifica fluidos com alta inflamabilidade, que propagam chama quando testado no ar a 21°C e pressão

atmosférica padrão, mas possuem um limite inferior de inflamabilidade menor que 3,5% por volume ou um calor de combustão maior ou igual a 19.000 kJ/kg

Os HCs usuais na refrigeração estão todos classificados na classe 3. A faixa de inflamabilidade dos fluidos refrigerantes é apresentada na Tab. 2.3.

Tabela 2.3 – Limites inferiores (LIF) e superior (LSF) de inflamabilidade para refrigerantes.

	Refrigerante	LIF	LSF
R290	Propano	2.10%	10.10%
R600	Butano	1.86%	8.41%
R600a	Iso-butano	1.86%	8.41%
R1270	Propileno	2.00%	11.10%
R22	Clorodifluormetano	-	-
R134a	1,1,1,2 Tetrafluormetano	-	-
R407c	R32/R125/R134a	-	-
R410A	R32/R125	-	-
R744	Dióxido de Carbono	-	-
R717	Amônia	14.80%	
R764	Dióxido de Enxofre	-	-

Fonte: ASHRAE, 2005

Clealand; Keedwell; Adams (2009), realizaram o *drop-in* do R22 com os fluidos Care 50 (Propano e etano) e Care 40 (propano) em um sistema de resfriamento de leite com compressor reciprocante. Os resultados apresentaram queda de capacidade de 2% (Care 50) e 9% (Care 40). Desta forma, o autor considerou o Care 40 como inapropriado para o *drop-in* do R22. Os valores do COP apresentaram acréscimo de 5% para o Care 40 e 7 a 9% para o Care 50, em relação ao R22.

Teng et al. (2012) substituíram o R22 em um sistema de ar condicionado de janela pelo R290. Eles testaram várias massa de refrigerante alternativo (25 a 70% da massa do R22) para obter o melhor rendimento e ainda, em diferentes três diferentes temperaturas externas (26, 29 e 32°C). Eles analisaram a razão de compressão, temperatura de sucção, COP, capacidade de refrigeração, consumo de energia pelo compressor e EER em função da variação da massa de refrigerante, apresentando sempre os resultados normalizados com o R22. Desta forma, concluíram que os melhores resultados são atingidos com 50 a 55% da massa do R22 original. As baixas cargas de refrigerante causaram problemas, entre outros, na razão de compressão devido à grande área ocupada por gás no condensador e pela gás reevaporado (*flash gas*). Cargas altas, tenderam a estagnar os resultados. Na

comparação com o R22, os resultados do HC apresentaram aumento de aproximadamente 20% no EER.

Wu; Yang; Hou (2012) realizaram testes com um ar condicionado de janela, originalmente projetado para R22, com os fluidos R290 e R1270. Eles compararam o R22 com os HCs, em operação com o compressor original e também, com um compressor de maior capacidade volumétrica, alterando assim as condições originais. A dimensão do equipamento foi restrita para adequação a EN 378 quanto aos critérios de segurança. O óleo lubrificante mineral, utilizado para operação com R22, foi substituído por outro óleo mineral com maior viscosidade, para operação com os HCs. A massa dos hidrocarbonetos foi avaliada para determinação do ótimo valor para esse equipamento, onde concluíram, como carga ideal, o valor de 50% da massa de R22. Na comparação com o R22, os sistema com R290 e R1270, com o mesmo compressor, apresentaram redução de 5% na capacidade de refrigeração para o R290 e aumento de 2,4% para o R1270. O EER por sua vez, apresentou aumento para ambos os fluidos (10,3% para o R290 e 0,8% para o R1270). A substituição do compressor por equipamento de maior capacidade volumétrica, apresentou aumento da capacidade de refrigeração de 8,9 e 15% para o R290 e R1270, respectivamente e um diminuição no EER (8,5% para R290 e 1,6% para R1270). Desta forma, fica caracterizado como o R290 uma solução para melhoria do EER e o R1270 para aumento de capacidade de refrigeração.

Ribeiro; Genaro (2013) realizaram testes com um compressor rotativo e compararam os resultados do HC R1270 com o HCFC R22. Nestes testes o mesmo óleo lubrificante foi utilizado (mineral). Os resultados mostraram um crescimento do COP do R1270 em relação ao R22, para uma faixa de temperatura de condensação entre 25 a 55°C e temperatura de evaporação de -10, -5 e 5°C.

A Sociedade Alemã para a Cooperação Internacional (GIZ, 2010), reuniu vários estudos de casos sobre a substituição de HCFCs por HC ou até mesmo a produção de equipamentos novos usando HCs. Como exemplo, podemos citar a empresa Carter Retail Equipment, que produz balcões refrigerados com o fluido R1270. A produção se adequa às normas locais e internacionais de segurança, limitando a massa de refrigerante a 1,5 kg e realizando testes de estanqueidade.

Outro exemplo relacionado é o da empresa JCI que produz chillers com condensação a água e a ar, em capacidades de 60 a 500 kW, com mais de 50 kg de carga de refrigerante, dividido em dois circuito e compressores parafusos. Esses equipamentos são produzidos desde 1996 para diversos países. O cuidado com o treinamento das equipes de operação e manutenção é bastante enfatizado pelo fabricante.

Os hidrocarbonetos mais utilizados, atualmente, são: o R290 (Propano), R600a (Isobutano) e R1270 (Propileno). Algumas misturas de HCs foram desenvolvidas, como exemplo: R433A e R436A.

2.5. O compressor Scroll

O compressor scroll foi desenvolvido no início do século XX, mas o seu uso comercial intensificou na década de 70 com o desenvolvimento das máquinas de fabricação computadorizadas. Baixo ruído e pouca quantidade de peças móveis são algumas de suas principais características, que fizeram o modelo se tornar mais difundido.

Basicamente. É constituído por duas peças (volutas) que comprimem o refrigerante pelo movimento entre elas. A voluta fixa é semelhante a peça móvel, porém defasada. A voluta móvel, presa diretamente ao motor elétrico, gira de forma que, o espaço vazio entre as volutas se movem para a região central, onde está localizada o orifício de descarga.

Devido ao seu projeto, o contato entre as espiras é pontual mas não necessariamente único, fazendo assim, com que haja vários bolsões de refrigerante sendo comprimidos de forma individual, continuamente. Desta forma a descarga do compressor é praticamente contínua. Essa característica torna desnecessário o uso de válvula de sucção, já que a câmera de alta pressão está isolada da sucção, diferentemente do que ocorre no compressor a pistão. A válvula de descarga é utilizada apenas em alguns modelos, onde se objetiva grande razão de compressão.

O número de bolsões, o raio da voluta, razão de volumes, entre outras dimensões, são determinados para condições específicas de operação desse equipamento. Maertens; Richardson (1992) escreveram que, quando o sistema de refrigeração opera na razão de compressão do compressor, obtém-se os melhores resultados de desempenho do equipamento. Em operações com razão de compressão abaixo da razão do projeto do compressor, o fluido é sobre-comprimido, consumindo energia desnecessária que reduz a eficiência do sistema. Por outro lado, quando a compressão de operação é superior, fluido a alta pressão retornará para a câmara do compressor, causando redução do volume do bolsão de descarga, também reduzindo a eficiência do processo de compressão.

Kohayakawa et al., (1988) reduziram o volume de sucção de um compressor scroll, desenvolvido para o R22, objetivando melhorar a eficiência do equipamento em operação com o R410A. Desta forma, foi obtido incremento da eficiência de aproximadamente 5% em relação original. Esse compressor, possuía originalmente uma válvula de by-pass para

redução das perdas por sobre-compressão. Eles chamaram de “fenômeno característico” a ocorrência de sobre-compressão no compressor scroll, devido a razão de compressão fixa.

Hayano et al. (1988), estimaram as perdas de um compressor scroll em um trabalho numérico e concluíram que mais de 60% da energia consumida pelo compressor é utilizada no processo de compressão do refrigerante. Na Tab. 2.4, são apresentados os valores experimentais, observador pelos pesquisadores nesse mesmo trabalho.

Tabela 2.4 – Perdas para um compressor scroll.

Descrição das Perdas	Perda / Potência Total Consumida [%]
Trabalho isentrópico *	63,2
Perdas por sobre pressão	1,1
Perdas por vazamento e calor	15,0
Soma das Perdas por fricção	7,7
Perdas no motor elétrico	13,0

Fonte: Hayano et al. (1988)

Dutta; Yanagisawa; Fukuta (2001) estudaram, experimentalmente e teoricamente, a influência da injeção de refrigerante líquido na melhoria da eficiência do compressor. Eles concluíram que a injeção de refrigerante reduz a temperatura de descarga do compressor mas a eficiência adiabática decresce devido ao aumento da energia consumida. Estes resultados foram obtidos para uma temperatura do óleo lubrificante controlada e constante. Quando este controle não ocorre, a temperatura do lubrificante decresce com o aumento da razão de injeção de líquido devido ao decréscimo da temperatura de descarga do refrigerante, melhorando assim a eficiência adiabática e aumentando a vazão mássica na sucção do compressor.

Crawford; Uselton (2012) realizaram o *drop-in* do fluido R410A com o alternativo R32, um fluido com menor valor de GWP (GWPR32 = 675), em um Split com compressor scroll nas condições da norma AHRI 210/240. Foram necessários, pequenos ajustes na válvula de expansão, com o intuito de manter o valor do superaquecimento semelhante ao encontrado nos testes com R410A, e algumas precauções com a segurança, devido a inflamabilidade do R32. Foi utilizado uma carga de R32 no sistema, de 77% da carga original de R410A. Eles observaram que os testes realizados com R32 apresentaram redução na eficiência e um ligeiro aumento da capacidade de refrigeração. A temperatura de descarga apresentou resultados mais elevados para o R32.

CAPITULO III

METODOLOGIA

3.1. Bancada Experimental

A bancada experimental foi desenvolvida no laboratório LEST (Laboratório de Energia, Sistemas Térmicos e Nanotecnologia) da Universidade Federal de Uberlândia. A Fig. 3.1 apresenta um esquema da bancada experimental com seus componentes.

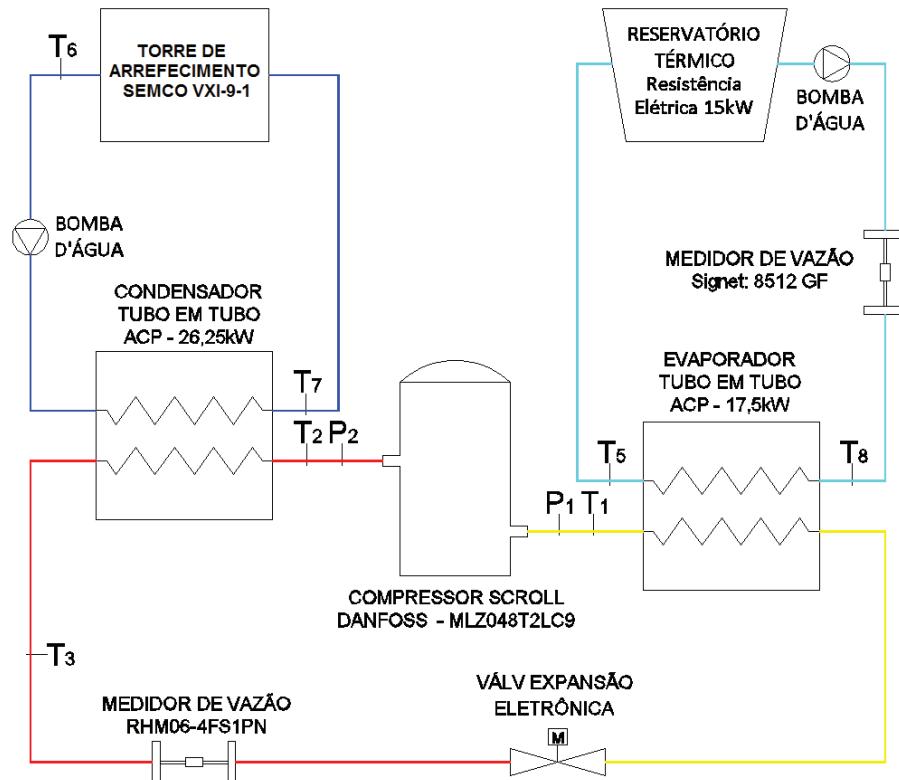


Figura 3.1 – Desenho esquemático da bancada experimental

O principal componente da bancada é o compressor tipo scroll. Foi utilizado para esse experimento um compressor modelo MLZ048T2LC9, fabricado pela Danfoss. Esse equipamento é projetado para operar em média temperatura (-15 a -5°C). Nessas condições específicas, o compressor pode produzir até 21 kW (DANFOSS, 2010). O compressor é composto por motor elétrico de alta eficiência e rotor scroll, montado em uma mesma carcaça, sendo o compressor hermético. Esse compressor, pode operar com diversos fluidos refrigerantes em condições variadas de temperatura de evaporação e descarga. O mesmo não possui válvula de descarga e sucção e pode operar a uma temperatura máxima de 130°C. As conexões dos tubos de sucção e descarga de fluido refrigerante são brasadas, diminuindo assim pontos de vazamento que podem ocorrer em conexões roscadas. A Fig. 3.2 apresenta uma vista em corte do compressor e na Tab. 3.1 são apresentadas as características do mesmo.

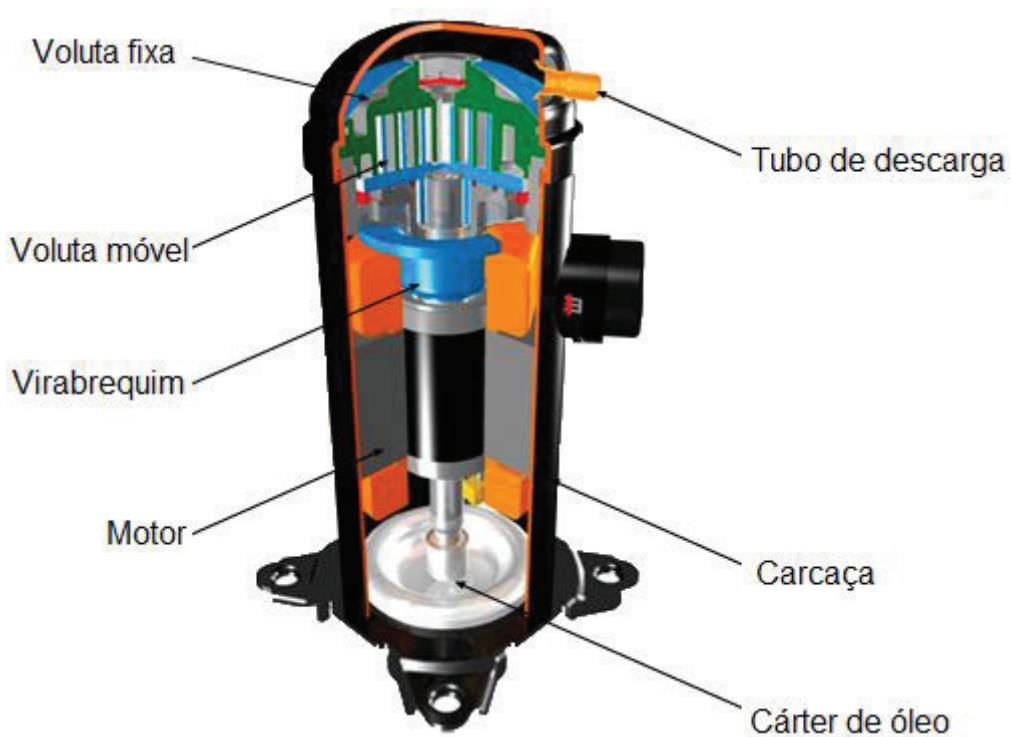


Figura 3.2 – Vista em corte do compressor modelo MLZ

Um dos objetivos desse trabalho é verificar o comportamento do sistema e, consequentemente, os valores dos resultados experimentais em função da variação de frequência. Para isso, utilizou-se um inversor de frequência modelo V1000, da marca Yaskawa. Esse equipamento pode fornecer a faixa de frequência desejada para os testes (30 a 70 Hz), de acordo com o planejamento experimental. A potência consumida pelo compressor foi medida por meio do inversor, com uma incerteza de 0,003 kW.

Tabela 3.1 – Dados técnicos do compressor

Característica do equipamento	Compressor Scroll
Fabricante	Danfoss
Modelo	MLZ048T2LC9
Refrigerante	R22
Alimentação	Trifásica 220 V
Operação	60 Hz / 3500 rpm
Vazão volumétrica [m ³ /h]	22,6
Capacidade de refrigeração nominal [kW]	12,9
Consumo nominal [kW]	5,4
COP [-]	2,4

A válvula de expansão utilizada neste trabalho é do tipo eletrônica (VEE), marca Carel e modelo E2V18BRB00, que foi doada pelo fabricante. As suas características técnicas são apresentadas na Tab. 3.2, juntamente com os dados que se referem a condição de 100% de abertura, operando com fluido refrigerante R22 e 5°C de sub-resfriamento. O funcionamento desse dispositivo se dá por meio de um motor de passo que controla a abertura e o fechamento de um orifício por onde escoa o fluido.

Tabela 3.2 – Operação da VEE conforme as condições de evaporação, referência R22.

T _{CD} [°C]	Capacidade de Refrigeração [kW]				
	T _{EV} [°C]				
	-10,0	-5,0	0,0	10,0	
28	10,7	11,5	12,2	13,0	
36	12,3	12,9	13,4	13,9	
40	13,0	13,5	13,8	14,3	
44	13,5	13,9	14,2	14,6	

Um conjunto de resistências elétricas é utilizado para aquecer o fluido secundário que circula no evaporador, de forma a simular a carga térmica. As resistências submersas no reservatório térmico têm capacidade de 15 kW. A movimentação do fluido é feita por um bomba hidráulica, fabricada pela KSB, modelo Hydroblock CN 750 com vazão volumétrica máxima de 8 m³/h.

O trocador de calor utilizado como evaporador foi doado, juntamente com o condensador, pela empresa ACP Termotécnica. Estes são do tipo tubo em tubo, ou seja, tubos concêntricos. O refrigerante passa por dentro do tubo interno, fabricado em cobre e diâmetro de 15,6 mm. O fluido proveniente do reservatório térmico passa pelo anel formado entre os tubos interno e externo, em contracorrente. O tubo externo do evaporador é confeccionado em aço e com diâmetro de 22,2 mm.

A condensação é realizada por um trocador de calor, com as mesmas características do evaporador. O refrigerante circula pelo tubo interno e o fluido de arrefecimento pelo anel. A diferença entre estes trocadores, refere-se ao comprimento do condensador, que é aproximadamente 20% maior em relação ao evaporador, permitindo assim, maior transferência de calor.

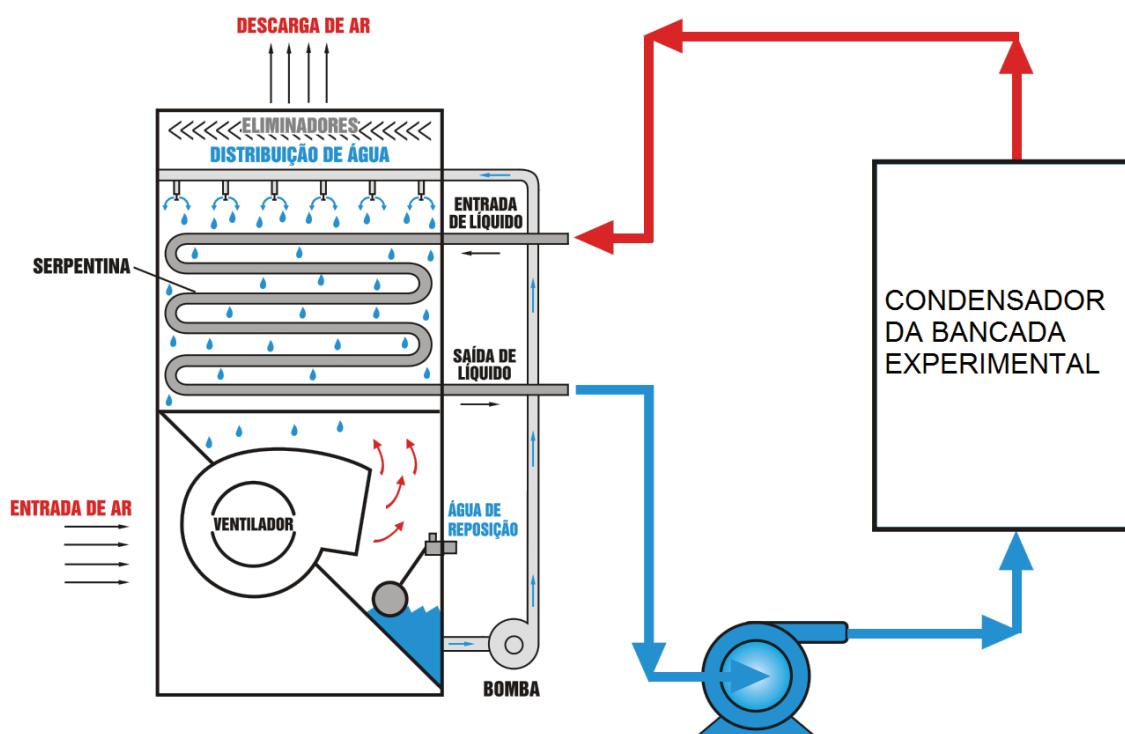


Figura 3.3 – Esquema da torre de arrefecimento da bancada experimental.

O bombeamento do fluido de arrefecimento para o condensador é realizado por uma bomba, fabricada pela empresa KSB, modelo Hydrobloc CN 750 com vazão volumétrica máxima de 8 m³/h. A vazão das bombas é controlada por válvulas do tipo gaveta. A torre de arrefecimento foi fabricada pela empresa SEMCO, modelo VXI-9-1. O fluido é arrefecido em circuito fechado, diminuindo assim a contaminação da água por impurezas do ar. Desta forma, a incrustação nos condensadores é reduzida. A Fig. 3.3 apresenta o esquema de funcionamento da torre utilizada.

Com relação à instrumentação, foram monitorados os principais pontos do sistema de forma a conhecer-se o balanço energético dos componentes.

A vazão mássica do fluido refrigerante foi medida por um sensor que funciona de acordo com o princípio de Coriolis, fabricado pela empresa Metroval, modelo RHM06-4FS1PN. Sua faixa de medição vai de 0,0098 a 0,1686 kg/s, com uma incerteza média de medição de 0,0015 kg/s.

As medições de pressão foram realizadas com o auxílio de três sensores de pressão marca IFM, modelo PA3023, com alcance de medição de 25 bar e incerteza média de medição de 25 kPa. Um dos sensores foi usado para o controle da VEE enquanto os outros dois foram usados para medição da pressão na sucção e descarga do compressor.

Os sensores de temperatura utilizados nesse trabalho foram do tipo RTD (termoresistência), modelo PT100, com 3 fios e incerteza média de 0,15°C. Considerado a utilização das mesmas espessuras e comprimentos dos condutores, conservando assim a qualidade das leituras. Um sensor de temperatura é destinado ao controle do funcionamento da válvula de expansão. Os outros sensores são distribuídos e identificados conforme a Fig. 3.1.

O condicionamento dos sinais dos sensores de pressão e temperatura foram realizados com amplificadores de instrumentação de alta qualidade (INA111 e INA125AP) doados pela Texas Instruments.

Com o auxílio de uma interface desenvolvida em LABVIEW, foi possível a visualização das leituras dos sensores de pressão e temperatura em tempo real. A Fig. 3.4 apresenta a tela com leitura.

Um controlador lógico programável, fabricado pela Allan Bradley, modelo SCL5/03, foi usado no controle da temperatura do reservatório térmico, com o objetivo de garantir uma carga térmica constante, fazendo o acionamento parcial, ou total, das resistências elétricas.

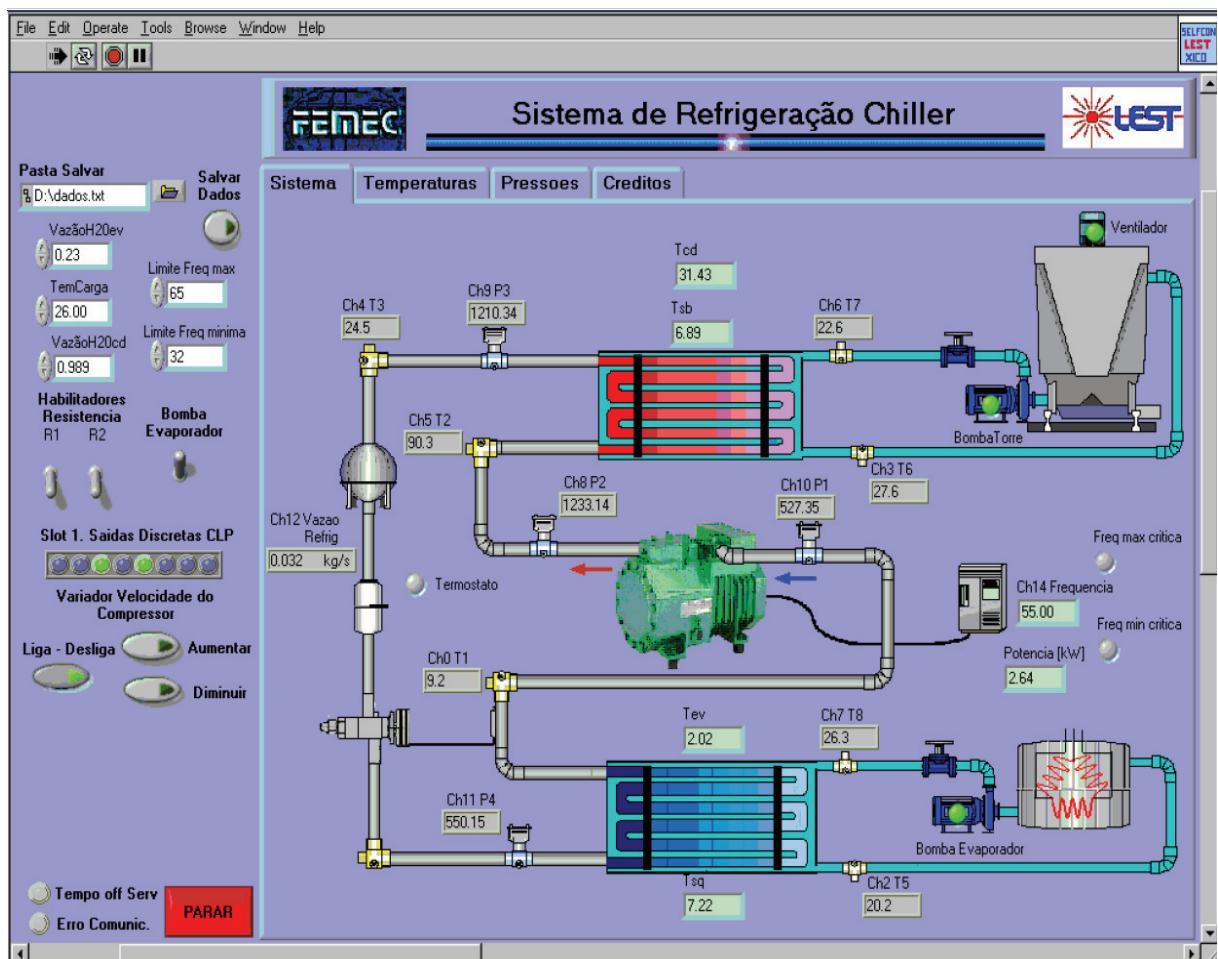


Figura 3.4 – Tela de monitoramento da bancada experimental

O controle da abertura da VEE foi realizado diretamente pela sua IHM (interface homem-máquina).

O ajuste da vazão do fluido secundário, que atravessa o evaporador, foi realizado com o auxílio de uma válvula de gaveta. O controle da rotação do compressor e a medição da potência consumida pelo compressor (\dot{W}_{CP}) foram realizadas pela IHM do inversor de frequência.

Na Tab. 3.3 é apresentado o procedimento para a realização dos ensaios.

Tabela 3.3 – Procedimento de realização de ensaio

Etapa	Sequência de operação	Descrição do procedimento
1	Acionamento do painel elétrico principal	O CLP, os condicionadores e outros equipamentos são alimentados.
2	Acionamento da central de monitoramento e controle	Inicia-se a comunicação serial dos pacotes de dados entre o CLP e o computador.
3	Acionamento das bombas centrífugas	Uma das máquinas de fluxo inicia a circulação de água entre o condensador e a torre de resfriamento, enquanto a outra promove a circulação de água entre o evaporador e o reservatório térmico.
4	Realização de vácuo na linha de refrigerante e carregamento com o fluido específico.	Por meio de um <i>manifold</i> , conecta-se simultaneamente a bomba de vácuo e o tanque de refrigerante à linha de succão da bancada experimental, que é evacuada. Logo após utiliza-se nitrogênio para total remoção de gases, realiza-se novamente o vácuo e por fim carrega-se com refrigerante.
5	Fixar as condições do fluido secundário	A água circulante na tubulação entre o evaporador e o reservatório térmico deve ser ajustada com vazão de 0,35 kg/s e temperatura na entrada do trocador igual a 20°C.
6	Ajustar a válvula de expansão eletrônica	O dispositivo de controle da VEE deve ser configurado na opção “controle principal” do menu e posteriormente adota-se a operação manual, o número de passos deve ser fixado no valor referente à abertura de cada teste.
7	Acionamento do compressor	Quando o fluxo de água nos trocadores apresenta estabilidade e a temperatura da água na entrada do evaporador atinge o valor pré-estabelecido, procede-se com o acionamento do compressor no valor da frequência correspondente a cada teste.
8	Coletar as respostas do teste	Após o sistema atingir o regime permanente, os dados devem ser coletados, para posteriormente, receber um tratamento estatístico.

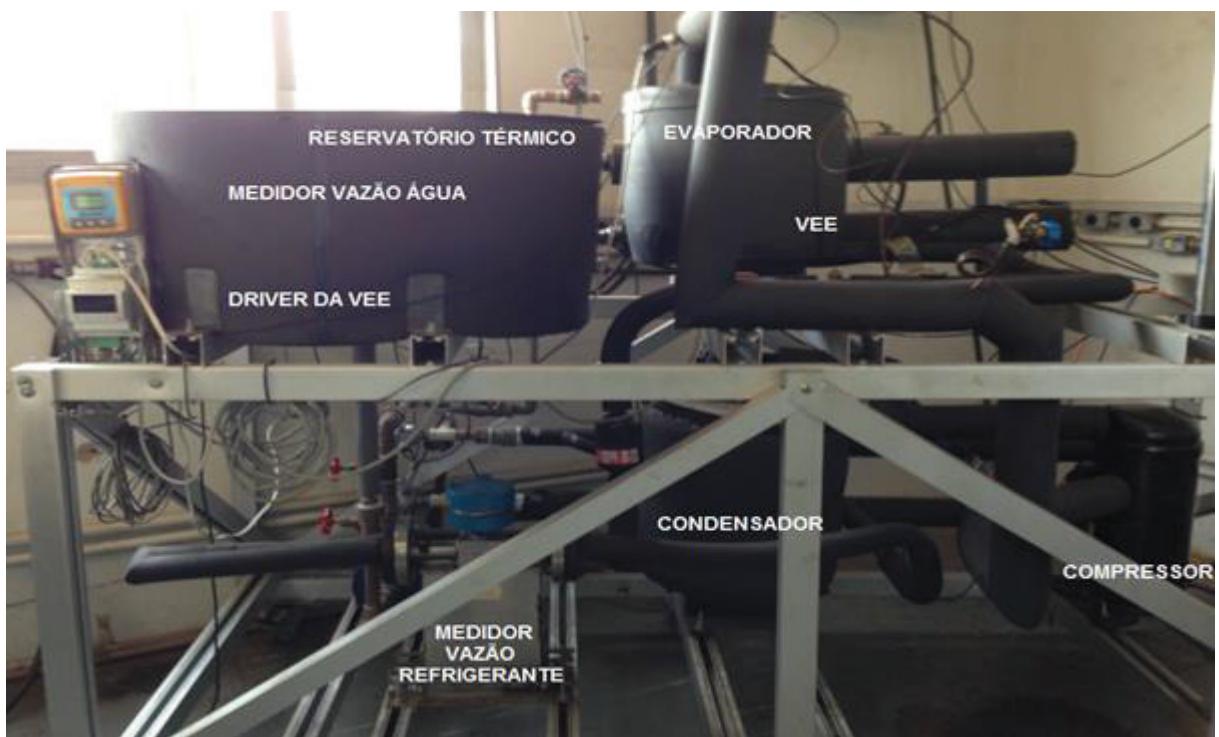


Figura 3.5 – Foto da bancada experimental e seus instrumentos

3.2. Método de superfície de resposta

No estudo da operação de *drop-in*, muitos testes e resultados são gerados. Um trabalho estatístico pode colaborar, não apenas na adaptação de resultados, como também, na busca de pontos operacionais de ótimo desempenho. A metodologia de superfície de resposta (MSR) é uma ferramenta de tratamento estatístico utilizado no presente trabalho.

Uma das características do sistema de refrigeração, que a MSR atende, é a organização das diversas variáveis do ciclo com suas respectivas influências nas respostas. A análise da sensibilidade de cada parâmetro pode colaborar na priorização dos estudos e investimentos. Outro ponto importante da MSR é a possibilidade de estimar-se soluções ótimas do sistema de refrigeração.

Experimento Composto Central (ECC)

Um dos procedimentos mais utilizados entre os projetos de experimentos de segunda ordem, o ECC é composto por um experimento realizado no ponto central, o qual é replicado

com o objetivo de estimar-se do erro puro. Os pontos fatoriais e axiais, são realizados para definição dos termos quadráticos do metamodelo.

Algumas definições devem ser escolhidas para o desenvolvimento do método, tais como: Número de réplicas do ponto central, pontos axiais do modelo e determinação da matriz de planejamento.

A Fig. 3.6 apresenta um exemplo do experimento factorial utilizado no desenvolvimento deste trabalho. Este utiliza uma rotabilidade $\alpha = \sqrt{k}$, onde $k = 2$ representa os fatores do planejamento.

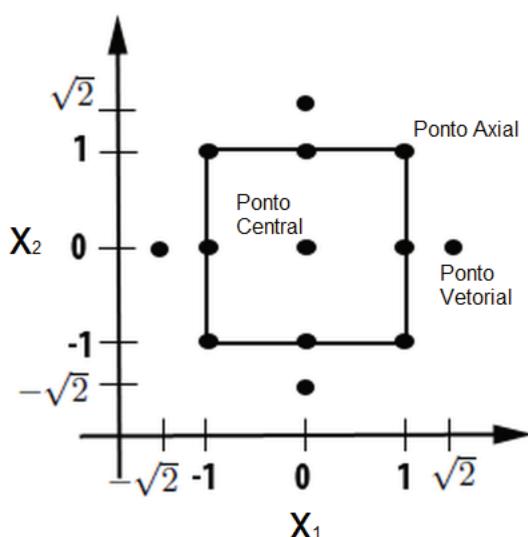


Figura 3.6 – Experimento Composto Central com $\alpha = \sqrt{2}$

A Eq. 3.1 é utilizada na modelagem das respostas do nosso experimento, em que serão analisadas duas variáveis: a abertura da VEE (A_{VEE}) e a frequência de operação do compressor (F_{CP}).

$$Y = \beta_0 + \beta_1 x_1 + \beta_2 x_2 + \beta_1 x_1^2 + \beta_2 x_2^2 + \beta_3 x_1 x_2 + \varepsilon_{12} \quad (3.1)$$

Onde:

Y : Resposta do experimento, podendo ser usado qualquer resposta;

x_1 : Grau de abertura da válvula de expansão eletrônica;

x_2 : Frequência de operação do compressor;

ε_{12} : Erro experimental.

Os testes dos fatores foram executados com a análise de variância (ANOVA). Essa ferramenta estuda o impacto de cada fator na resposta em análise e a qualidade dos dados experimentais. A Fig. 3.7 apresenta o resultado inicial (a), e após eliminação das variáveis de menor influencia (b). Percebe-se que nem todas as variáveis possuem a mesma importância para a resposta e podem ser eliminadas. O intervalo de confiança do experimento é de 95% e a linha limite para influência do parâmetro é indicada pela linha vermelha ($p = 0,05$).

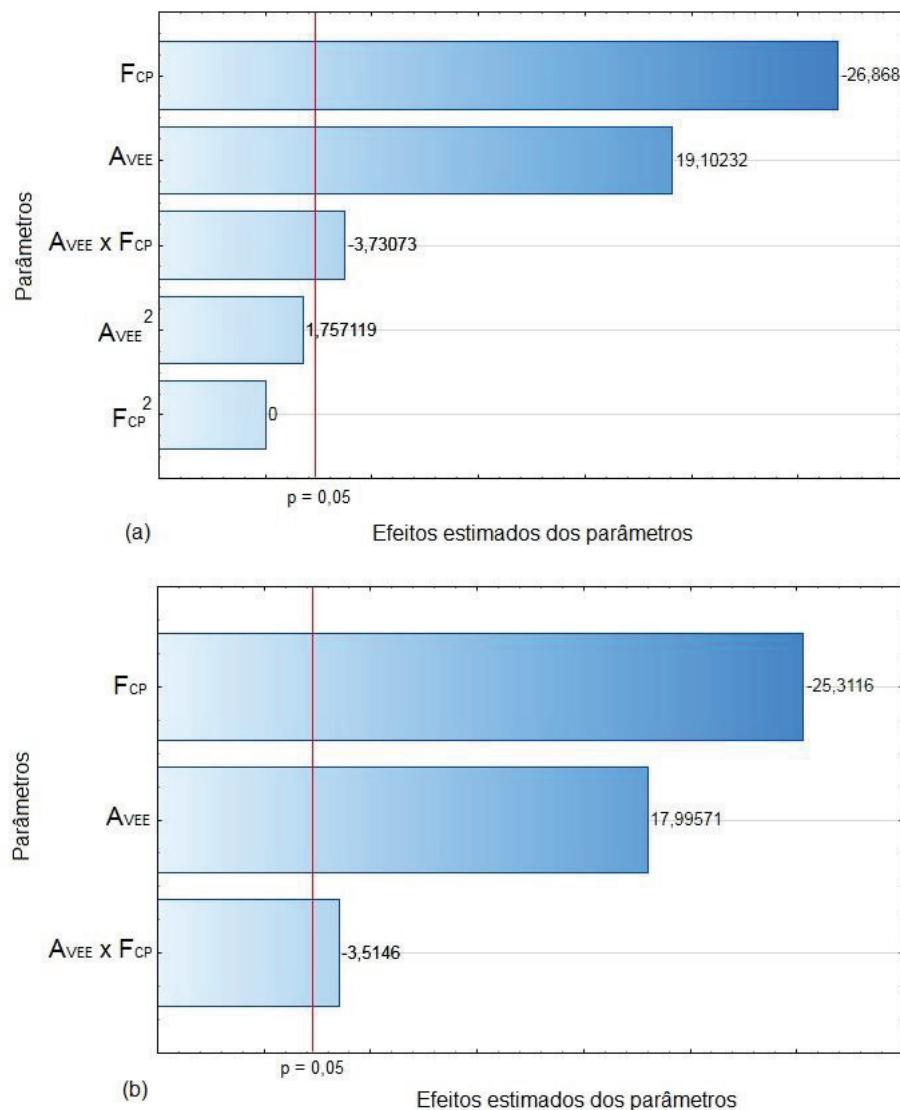


Figura 3.7 – Eliminação de fatores de menor importância. (a) primeira análise da ANOVA e (b) Análise da ANOVA depois da eliminação de parâmetros

A análise estatística desta dissertação foi executada com o auxílio do software Statistica. Durante a análise, foram testados os seguintes parâmetros: T_{EV} , T_{CD} , T_{SA} , T_2 , \dot{W}_{CP} , m , \dot{Q}_{EV} e COP. Onde T_2 equivale a temperatura de descarga do compressor. Os testes

priorizaram a observação do efeito da frequência de operação do compressor e do grau de abertura da VEE nas respostas do sistema de refrigeração, e serão discutidos no capítulo IV.

Na Tab. 3.4 são apresentados os limites utilizados para a determinação dos testes e seus fatores de execução.

Tabela 3.4 – Limites dos fatores utilizados no planejamento do experimento - ECC

Fatores de Planejamento					
F_{CP} [Hz]			A_{VEE} [%]		
Inferior	Central	Superior	Inferior	Central	Superior
45	55	65	75	80	85

Os ensaios para elaboração da superfície de resposta, seguiram os valores dos fatores (F_{CP} e A_{VEE}), apresentados na Tab. 3.5.

Tabela 3.5 – Relação dos testes, sorteados para o experimento composto central.

Teste	Frequência [Hz]	A_{VEE} [%]
01	55	87,1
02	65	85,0
03	41	80,0
04	55	80,0
05	55	80,0
06	45	85,0
07	45	75,0
08	55	80,0
09	55	80,0
10	55	80,0
11	69	80,0
12	55	72,9
13	65	75,0

3.3. Comparação dos resultados dos fluidos refrigerantes

Os testes para comparação dos resultados dos refrigerantes, foram realizados conforme Tab. 3.6.

Tabela 3.6 – Planejamento dos experimentos.

Teste	Frequência [Hz]	Temperatura de evaporação [°C]
01	60	-5
02	60	-10
03	60	-15
04	50	-5
05	50	-10
06	50	-15
07	40	-5
08	40	-10
09	40	-15

Com objetivo de avaliar uma nova condição, principalmente alterando os parâmetros de operação do evaporador, um novo conjunto de testes foi executado. Neste caso, a temperatura de saída da água do reservatório térmico foi igual a 30°C ($T_8 = 30^\circ\text{C}$, Fig. 3.1). Estes testes são identificados no corpo do texto, como conjunto T30. Os testes, na condição inicial, com temperatura do reservatório térmico (T_8) igual a 20°C, são identificados como T20.

Tabela 3.7 – Carga de refrigerante utilizada.

Fluido refrigerante	Massa de refrigerante [kg]	
	1º conjunto de ensaios	2º conjunto de ensaios
R22	3,2	2,80
R134a	3,2	-
R438A	3,0	2,70
R404A	2,4	2,16
R1270	1,5	1,35
R410A	3,0	2,70

Os valores individuais de carga de refrigerante utilizados para a realização dos testes encontram-se na Tab. 3.7.

Os valores do 1º conjunto de ensaios são os mesmos adotados por Antunes (2015), que trabalhou nesta bancada experimental, porém utilizando um compressor alternativo. A substituição do compressor alternativo pelo scroll, pouco impacta sobre a carga de fluido do sistema, pois o massa de refrigerante dentro deste componente, quando comparado com a massa do sistema de refrigeração completo, equivale a 0,02%. Esta avaliação somente é válida pois todos os outros componentes da bancada experimental de Antunes (2015), inclusive as linhas de líquido, foram mantidas.

O terceiro e quarto conjunto de ensaios, foram executados com o objetivo de aumentar a faixa de temperaturas de evaporação alcançadas na operação de *drop-in*. Este conjunto apresenta massa de refrigerante reduzida, 90% do refrigerante original. A identificação dos conjuntos de testes com carga reduzida, é realizada, no texto, por meio do índice sobreescrito (${}^{-10}$). Assim, tem-se, além dos conjuntos com carga completa (T20 e T30), os testes específicos $T20^{-10}$ e $T30^{-10}$.

Condição de Regime Permanente.

Como o objetivo do estudo é comparar a utilização de cada refrigerante, condições fixas e estáveis de operação devem ser atingidas, afim de garantir que o sistema esteja em regime permanente.

O regime permanente está relacionado a variação dos parâmetros temperatura, pressão e vazão mássica de refrigerante. Foi determinado como regime permanente, o instante seguinte, em que a variação dos resultados for menor que 5%, durante o período de dez minutos. Na Fig. 3.8 observa-se a tela do LABVIEW, no instante em que a condição de regime permanente é alcançada.

Em todos os ensaios, a temperatura de descarga do compressor foi o último parâmetro a atingir o regime permanente. Os ensaios demoraram, em média, 60 minutos. Quando da presença de bolhas no visor de líquido e ruídos alternados, o estado de regime permanente não fora atingido.

A temperatura de *entrada* e *saída* da água no evaporador não atingiu a definida condição de regime permanente devido ao controle tipo liga – desliga vinculado as resistências elétricas, porém esses dados não foram utilizados no cálculo do balanço energético do compressor.

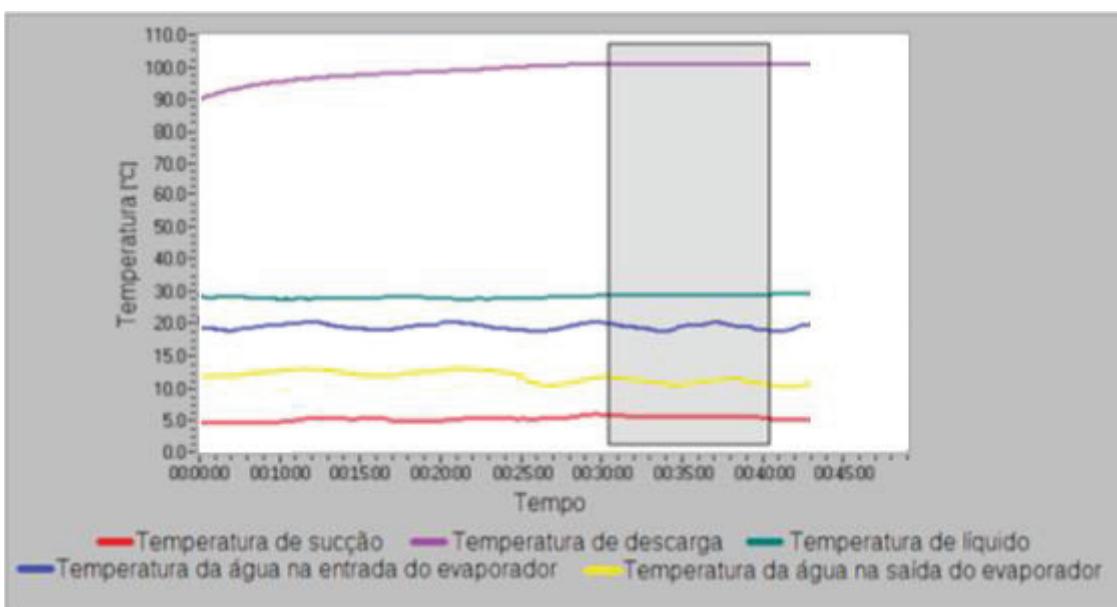


Figura 3.8 – Tela de monitoramento das temperaturas, condição de regime permanente

Este método de definição de regime permanente, também foi utilizado por outros pesquisadores, não necessariamente utilizando os mesmos valores de tempo e variação, com visto em Cabello et al., (2013) e Aprea; Maiorino; Mastrullo (2011).

3.4. TEWI

O TEWI é um método de estimativa do impacto de um sistema de refrigeração no efeito estufa.

Podemos dividir o impacto causado pelo sistema de refrigeração em duas partes. A primeira parte está relacionada à liberação refrigerante na atmosfera, sendo muito influenciada pelo valor de GWP do fluido, pelas dimensões do sistema, e pelo controle das operações de manutenção (**impacto direto**).

A outra componente (**impacto indireto**) refere-se a poluição causada na produção da energia elétrica, que é utilizada pelo sistema de refrigeração. Assim, a matriz energética do local onde esse sistema operará (quantidade de CO₂ equivalente liberado para geração de energia elétrica) influencia no efeito estufa.

O cálculo do TEWI é representado pela Eq. 3.2.

$$\text{TEWI} = \underbrace{(\text{GWP}_{100} m L_{\text{anual}} n)}_{\text{Impacto direto}} + (\text{GWP}_{100} m (1 - \alpha_{\text{rec}})) + \underbrace{(\text{E}_{\text{anual}} \beta n)}_{\text{Impacto indireto}} \quad (3.2)$$

Onde:

GWP_{100} : Potencial de aquecimento global relativo ao CO₂ em um horizonte de 100 anos;

m : massa de fluido refrigerante no sistema [kg];

L_{anual} : Vazamento anual [%];

n : Tempo de vida útil do sistema de refrigeração [anos];

α_{rec} : recuperação / reciclagem do fluido no fim da vida útil [%];

E_{anual} : Energia consumida anualmente pelo sistema [kWh/ano];

β : Fator de emissão indireta [kgCO₂/kWh].

O vazamento anual (L_{anual}) é caracterizado pelas perdas e vazamentos durante a operação normal, ou perdas catastróficas e, ainda, vazamentos durante a manutenção. As perdas relacionadas ao fim da vida útil dos equipamentos são computadas no parâmetro de recuperação e reciclagem (α_{rec}). Quando termina a vida útil do equipamento, o fluido refrigerante deve ser enviado para um processo de reciclagem ou destruição. Parte desse fluido pode se perder no processo de recolhimento.

Tabela 3.8 – Geração CO₂ na produção de energia

País	g CO ₂ / kWh	Matriz Energia Elétrica
Brasil	73	Hidráulica / gás natural (~90%)
EUA	514	-
U.E.	335	-
França	71	Nuclear (~75%)
China	771	-
Índia	904	-
Noruega	14	Hidráulica (98,5%)
Arábia Saudita	749	-

Fonte: INTERNATIONAL ENERGY AGENCY (2013) e ANEEL (2008)

A parcela indireta é dependente, não apenas da energia consumida anualmente (E_{anual}), como também da quantidade de CO₂ equivalente liberado, para a produção da energia elétrica (β). Locais onde a energia elétrica é produzida a partir de fontes poluidoras como queima de carvão e petróleo, β apresenta valores superiores se comparado a locais onde a energia é proveniente de fontes limpas como hidrelétrica e eólica. A Tab. 3.8 apresenta valores do parâmetro β para alguns países.

CAPITULO IV

RESULTADOS E DISCUSSÕES

Previamente aos ensaios, realizou-se a seleção do óleo lubrificante correspondente a cada refrigerante estudado. Para o fluido R22, optou-se pelo óleo mineral e para os demais fluidos, óleo POE.

De posse do compressor com o devido óleo lubrificante, realizou-se a instalação do mesmo, na base criada para abrigar o sistema e, na sequência, realizou-se a brasagem das conexões. A operação de remoção do ar e de outros gases (vácuo) do sistema de refrigeração foi realizada com o auxílio de uma bomba de vácuo. Esta ação possui o papel de reduzir a umidade à qual o óleo lubrificante fica submetido. Na sequência das atividades técnicas, o sistema foi pressurizado com nitrogênio a um valor de 1000 kPa, por aproximadamente 12 horas, possibilitando assim, a verificação de vazamentos. Após essa etapa, uma nova remoção do ar do sistema foi realizado até a pressão interna atingir o valor de 50 kPa abaixo da pressão atmosférica. O sistema então, foi mantido nesta condição interna por duas horas, para assim ser considerado adequado. Uma terceira operação de remoção de ar foi realizado para garantir que toda a umidade do sistema fosse retirada.

As duas operações simultâneas de remoção de ar foram realizadas em todos os processos de substituição de refrigerante.

Todos os fluidos refrigerantes são inseridos no sistema, na fase líquida. Essa ação foi seguida, tanto para misturas, como para fluidos puros. Com o auxílio de uma balança calibrada, a carga de refrigerante no sistema foi medida, com uma precisão de 5 gramas. A carga de fluido refrigerante foi realizada com o compressor ligado, de forma que, se pudesse verificar, primeiramente, a presença de bolhas no visor de líquido e, ainda se o óleo lubrificante estava entre os níveis, máximo e mínimo, do visor de óleo do compressor. Estes dois parâmetros foram verificados durante todos os ensaios.

O sistema de refrigeração operou com um inversor de frequência, junto ao compressor, e este foi ajustado a 60 Hz. A VEE operou a 100% da abertura da VEE, em configuração manual. O sistema trabalhou por 60 minutos, para que então, o ensaio fosse validado. Operações de fechamento e abertura da válvula de expansão foram feitas de forma gradual, com o objetivo de verificar-se a existência de ruídos excessivos e outras possíveis anomalias de funcionamento.

Ainda durante a fase de ajustes, a temperatura do reservatório térmico foi regulada. O primeiro conjunto de testes foi realizado com 20°C (condição T20) de temperatura de entrada da água no evaporador.

Após a regulagem da temperatura, a frequência do inversor e a abertura da VEE foram ajustados conforme os valores especificados nas planilhas de testes. Ao atingir a condição de regime permanente, as leituras foram realizadas e registradas.

4.1. Superfícies de resposta

Os refrigerantes alternativos contemplados com a MSR são: R134a, R404A e R438A. Os fluidos alternativos, R1270 e R410A, devido às restrições encontradas durante a experimentação, não possibilitaram dados suficientes para a criação da superfície de resposta. O comportamento destes dois fluidos e as restrições serão discutidas na próxima seção.

R134a

As primeiras análises desta seção referem-se ao R134a. Os resultados dos 13 experimentos são apresentados no anexo I.

Como primeiro resultado da metodologia MSR, destaca-se os metamodelos experimentais, que representam, para o fluido R134a, o comportamento de cada resposta em função das variáveis A_{VEE} e F_{CP} do planejamento. As Eqs. 4.1 a 4.8 representam tais metamodelos, com seus respectivos coeficientes de determinação. Em todos os metamodelos, o valor obtido do coeficiente foi superior a 0,8, indicando boa correlação.

$$COP = -5,9790 + 0,1276A_{VEE} + 0,0763F_{CP} - 0,0014F_{CP}A_{VEE}; R^2 = 0,9908 \quad (4.1)$$

$$\dot{m} = 0,022986 + 0,000119A_{VEE} - 0,000521F_{CP} + 0,000004F_{CP}^2 + 0,000015F_{CP}A_{VEE};$$

$$R^2 = 0,9921 \quad (4.2)$$

$$\dot{Q}_{EV} = 8,8380 - 0,0117A_{VEE} - 0,2043F_{CP} + 0,0028F_{CP}A_{VEE}; R^2 = 0,9715 \quad (4.3)$$

$$\dot{W}_{CP} = 12,0711 - 0,1093A_{VEE} - 0,1730F_{CP} + 0,0011F_{CP}^2 + 0,0015F_{CP}A_{VEE};$$

$$R^2 = 0,9970 \quad (4.4)$$

$$T_{EV} = 15,1472 + 0,1421A_{VEE} + 0,7039F_{CP} + 0,0036F_{CP}^2; R^2 = 0,9782 \quad (4.5)$$

$$T_2 = 222,2022 - 2,3498A_{VEE} + 0,9292F_{CP}; R^2 = 0,9434 \quad (4.6)$$

$$T_{CD} = 113,6943 + 0,7442F_{CP} - 0,0054F_{CP}^2 + 3,666A_{VEE} - 0,0236A_{VEE}^2;$$

$$R^2 = 0,8766 \quad (4.7)$$

$$T_{SA} = 196,7676 - 4,8082A_{VEE} + 0,0289A_{VEE}^2 + 0,1019F_{CP}; R^2 = 0,8645 \quad (4.8)$$

Pela análise da Fig. 4.1, verifica-se que COP está concentrado na região com valores entre 1,5 e 3, podendo atingir valores superiores a 3,5, em condição de máxima abertura de VEE e baixas frequências. A capacidade de refrigeração pode atingir valores superiores a 11 kW, porém, valores de resultado entre 8,6 e 10 kW, são mais frequentes. A superfície de resposta da capacidade de refrigeração e da vazão mássica apresentam-se com grande similaridade, confirmando a dependência desses fatores.

A superfície de resposta, que representa a potência consumida pelo compressor, indica uma pequena variação dos resultados deste parâmetro, em operação com frequências acima de 70 Hz, o que caracteriza baixa dependência a variável A_{VEE} nessa condição. A influência do grau de abertura da válvula de expansão aumenta com a redução da frequência de operação do compressor.

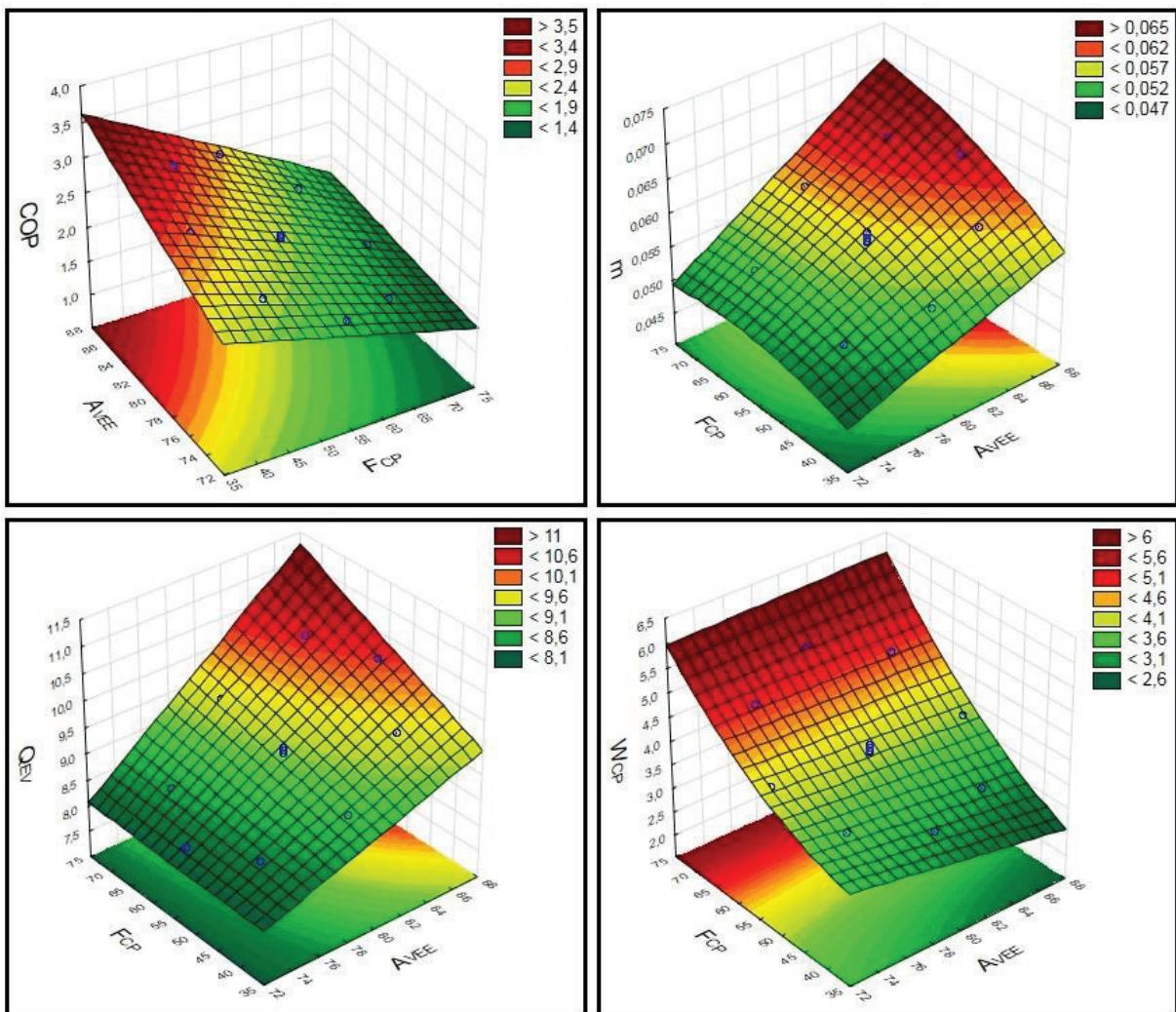


Figura 4.1 – Superfícies de resposta para o R134a: COP, \dot{m} , \dot{Q}_{EV} e \dot{W}_{CP} .

A superfície de resposta da temperatura de condensação, apresenta uma região de estagnação para altas frequências e baixa abertura da válvula de expansão, onde pode-se identificar o valor 52°C como o limite superior para esse fluido.

A temperatura de superaquecimento (T_{SA}) possui um ponto de mínimo entre 80 e 86% de abertura de VEE e frequência de 35 Hz, mas todos os resultados apresentaram grau de superaquecimento maior que 1°C, de forma a evitar o retorno de líquido ao compressor.

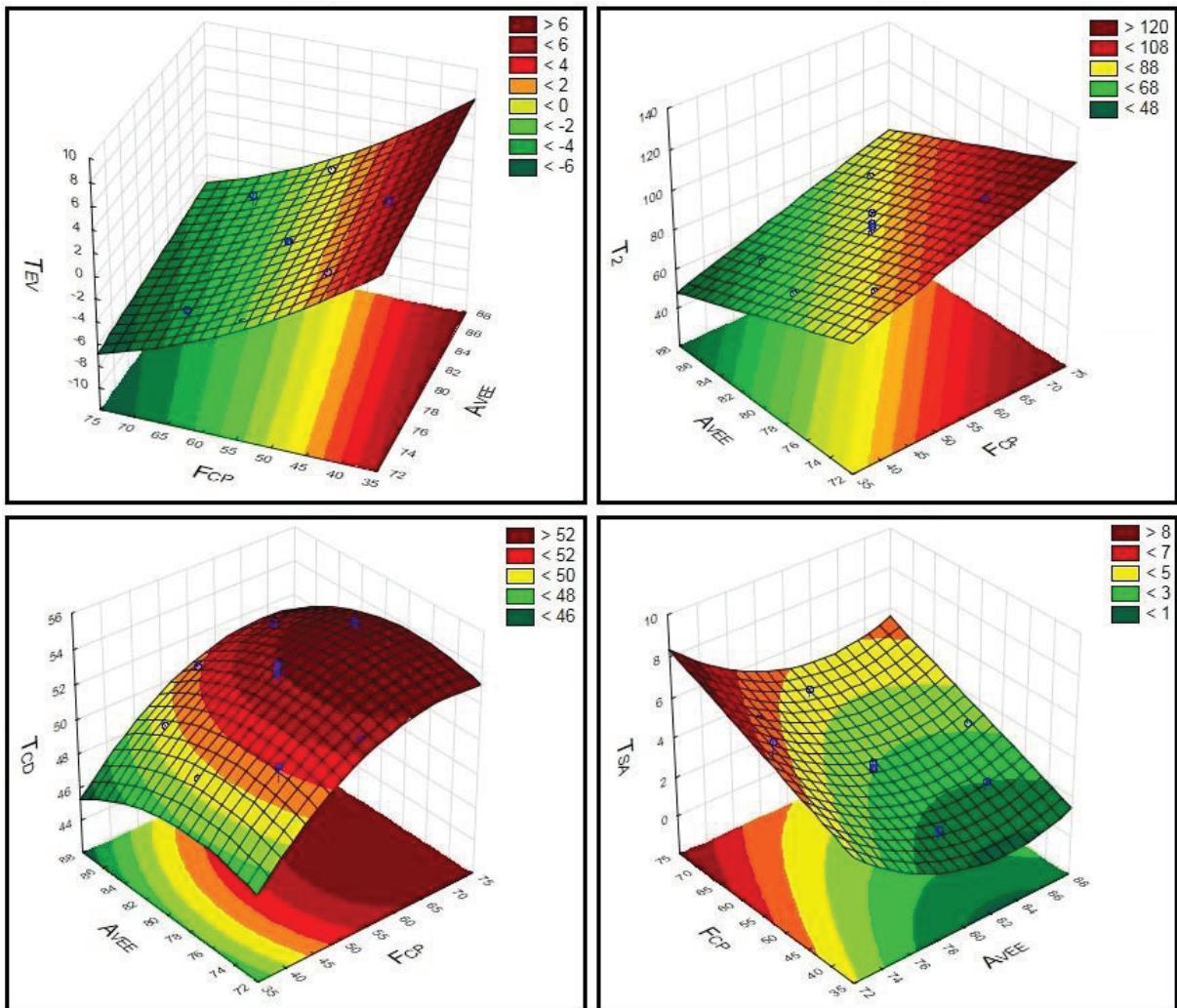


Figura 4.2 – Superfícies de resposta para o R134a: T_{EV} , T_2 , T_{CD} e T_{SA}

R404A

Para o fluido R404A, tem-se as Eqs. 4.9 a 4.16, dispostas a seguir. A planilha de resultados para este fluido, é apresentada no anexo I.

$$\text{COP} = -1,1238 + 0,0663F_{CP} - 0,0007F_{CP}^2 + 0,0163A_{VEE}; \quad R^2 = 0,9542 \quad (4.9)$$

$$\dot{m} = -0,041827 + 0,001261A_{VEE} + 0,000000072F_{CP}^2; \quad R^2 = 0,9328 \quad (4.10)$$

$$\dot{Q}_{EV} = -0,3674 + 0,1025A_{VEE} + 0,00002F_{CP}^2; \quad R^2 = 0,8435 \quad (4.11)$$

$$\dot{W}_{CP} = 8,9382 - 0,2339F_{CP} + 0,0026F_{CP}^2 + 0,0002A_{VEE}F_{CP}; \quad R^2 = 0,9789 \quad (4.12)$$

$$T_{EV} = 21,8695 + 0,3642A_{VEE} - 2,1314F_{CP} + 0,0158F_{CP}^2; \quad R^2 = 0,9799 \quad (4.13)$$

$$T_2 = 297,1397 - 1,8007A_{VEE} - 2,0473F_{CP} + 0,0264F_{CP}^2; \quad R^2 = 0,9852 \quad (4.14)$$

$$T_{CD} = 18,0275 + 0,1807A_{VEE} + 0,1069F_{CP}; \quad R^2 = 0,8551 \quad (4.15)$$

$$T_{SA} = -257,9504 + 7,0747A_{VEE} - 0,0514A_{VEE}^2 + 1,3229F_{CP} - 0,0086F_{CP}^2;$$

$$R^2 = 0,9894 \quad (4.16)$$

Na Fig. 4.3 são apresentadas as superfícies de resposta dos parâmetros, COP, \dot{m} , \dot{Q}_{EV} , e \dot{W}_{CD} para o fluido R404A.

Verifica-se, pela análise da superfície de resposta do COP, que seu valor pouco varia para frequências menores que 45 Hz, e decresce mais rapidamente, para frequências acima de 55 Hz. Sendo assim, a utilização de inversor de frequência para esse fluido se mostrou bastante vantajosa.

A menor influência da variável A_{VEE} , nos resultados do COP, está relacionada com a limitação da capacidade da válvula de expansão, a tratar no item 4.2.

Para nenhuma condição de operação, o COP obteve valores superiores a 1,8. Nos experimentos realizados para a comparação dos refrigerantes, presentes nesta seção, item 4.2, foi obtido um resultado experimental com valor superior a esse limite indicado na superfície de resposta. O valor de 2,07 para COP, foi resultado de experimento com 100% de abertura da válvula de expansão e frequência de operação do compressor em 40 Hz.

A vazão mássica de refrigerante variou linearmente com a abertura da VEE, com pequena influência da alteração do fator frequência do compressor. A capacidade de refrigeração também é, fortemente influenciada pelo grau de abertura da válvula de expansão. A semelhança das superfícies de resposta da vazão mássica e capacidade de refrigeração pode ser observada. A capacidade de refrigeração para esse fluido, nestas condições de operação, é menor que 9 kW. Este fluido apresentou a menor capacidade de refrigeração entre os três refrigerantes aqui analisados.

A potência consumida pelo compressor é mais influenciada pela frequência de operação do compressor, isso reforça a dependência do COP com a frequência de operação.

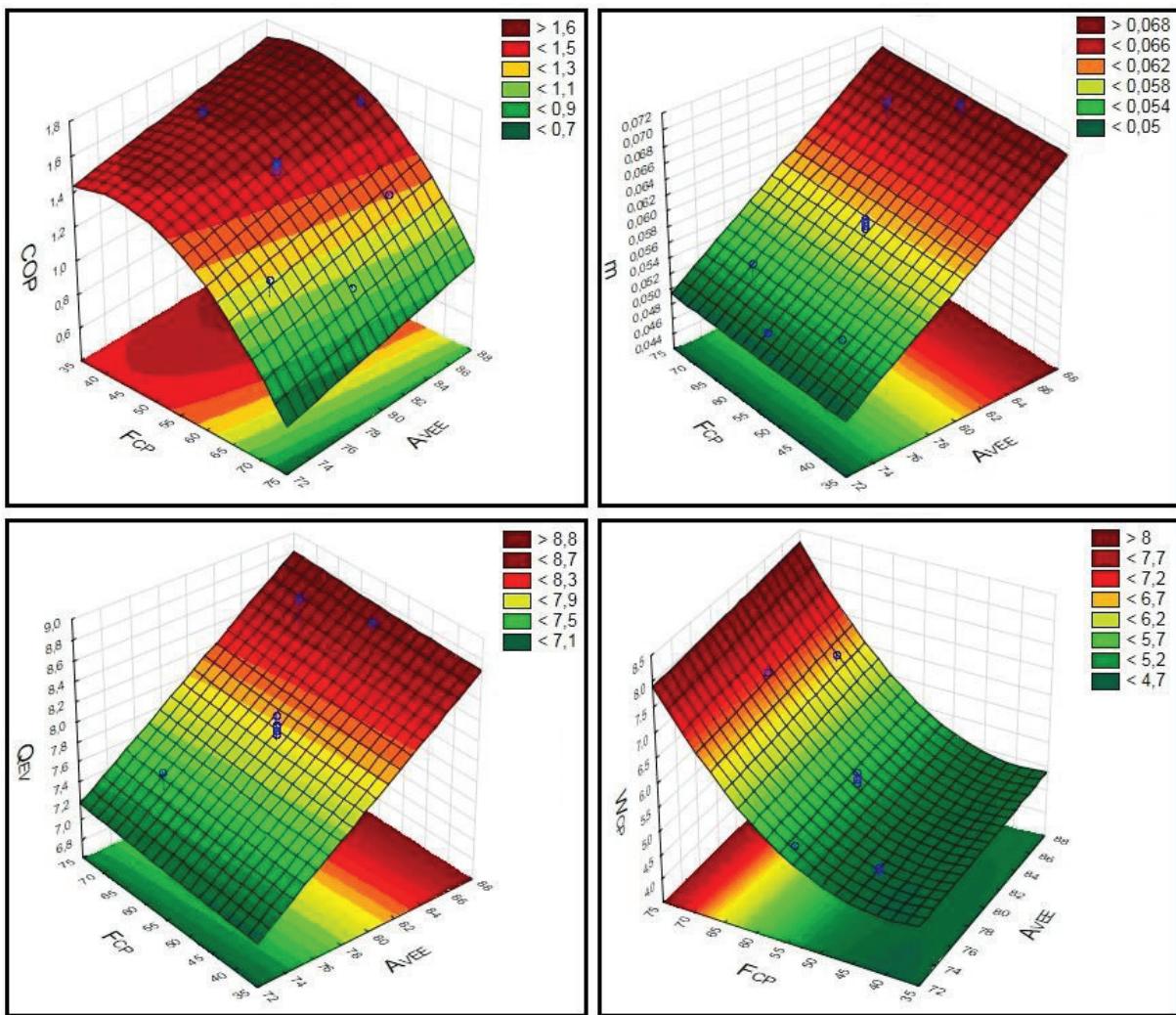


Figura 4.3 – Superfícies de resposta para o R404A: COP, \dot{m} , \dot{Q}_{EV} , \dot{W}_{CP}

A Fig. 4.4 apresenta as superfícies de respostas para as temperaturas de evaporação, descarga do compressor, condensação e graus de superaquecimento.

A temperatura de evaporação variou em toda a faixa de operação que de interesse deste trabalho (-5 a -15°C). Sua dependência maior é com a frequência de operação do compressor. Entre as frequências de 65 a 75 Hz, a variação da temperatura de evaporação foi menos acentuada.

A temperatura de descarga variou entre 82 e 140°C, ultrapassando o limite seguro de temperatura do compressor e do óleo lubrificante. Desta forma, para operações com velocidade do compressor superior a 60 Hz, o grau de abertura da VEE deve ser cuidadosamente controlado. Operações acima de 70 Hz são inviáveis para aberturas testadas.

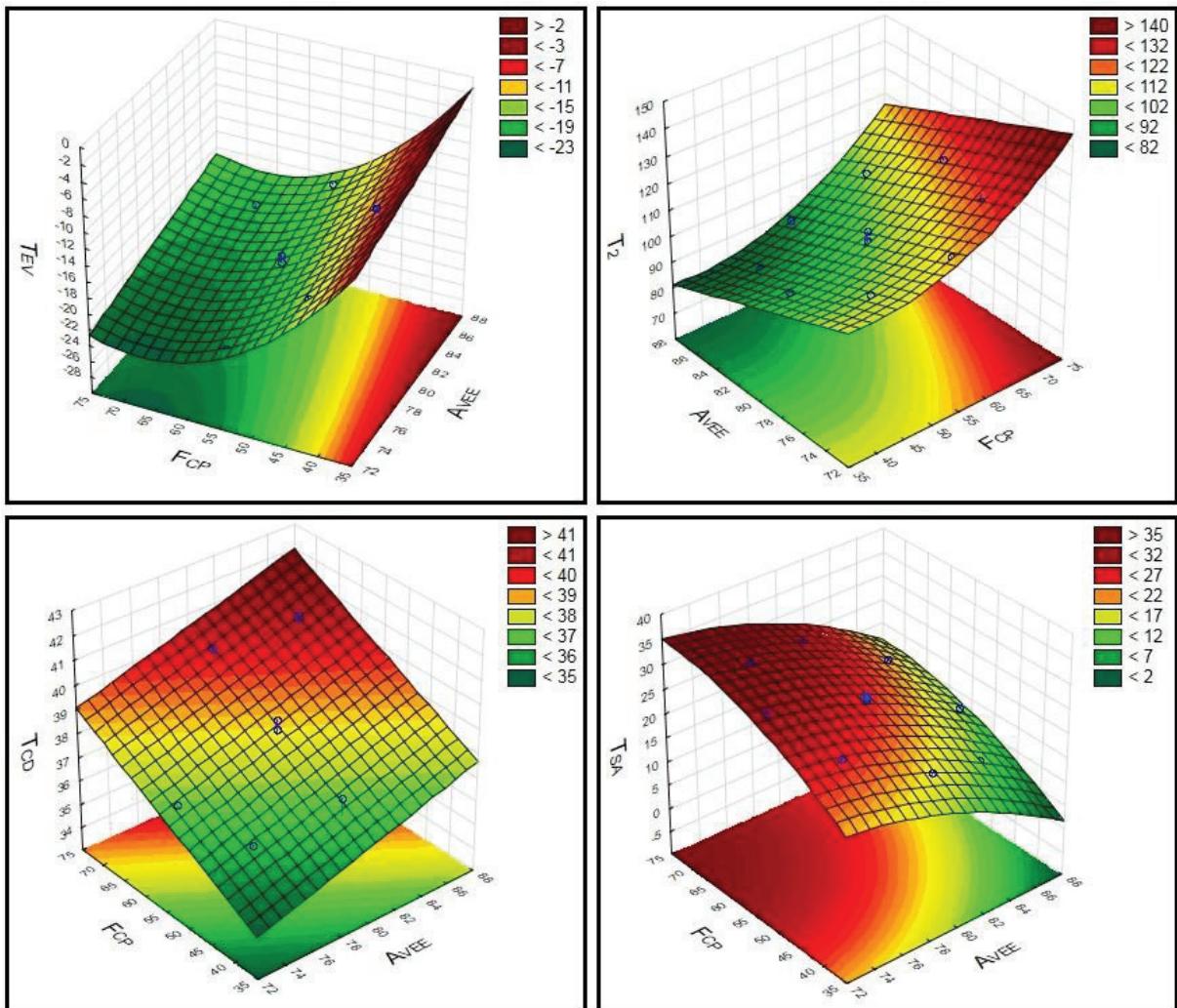


Figura 4.4 – Superfícies de resposta para o R404A: T_{EV} , T_2 , T_{CD} e T_{SA}

A temperatura de condensação variou com os dois fatores, grau de abertura da VEE e frequência de rotação do compressor, resultando em valores entre 34 e 42°C. Estes valores são inferiores aos obtidos para o refrigerante R134a. Em toda a faixa teste, a temperatura de superaquecimento resultou em temperaturas acima de zero, variando entre 2 e 32°C, sem indicar regiões de risco de retorno de líquido.

R438A

A superfície de resposta do comportamento do COP, vazão mássica, capacidade de refrigeração e potência requerida pelo compressor são apresentadas na Fig. .

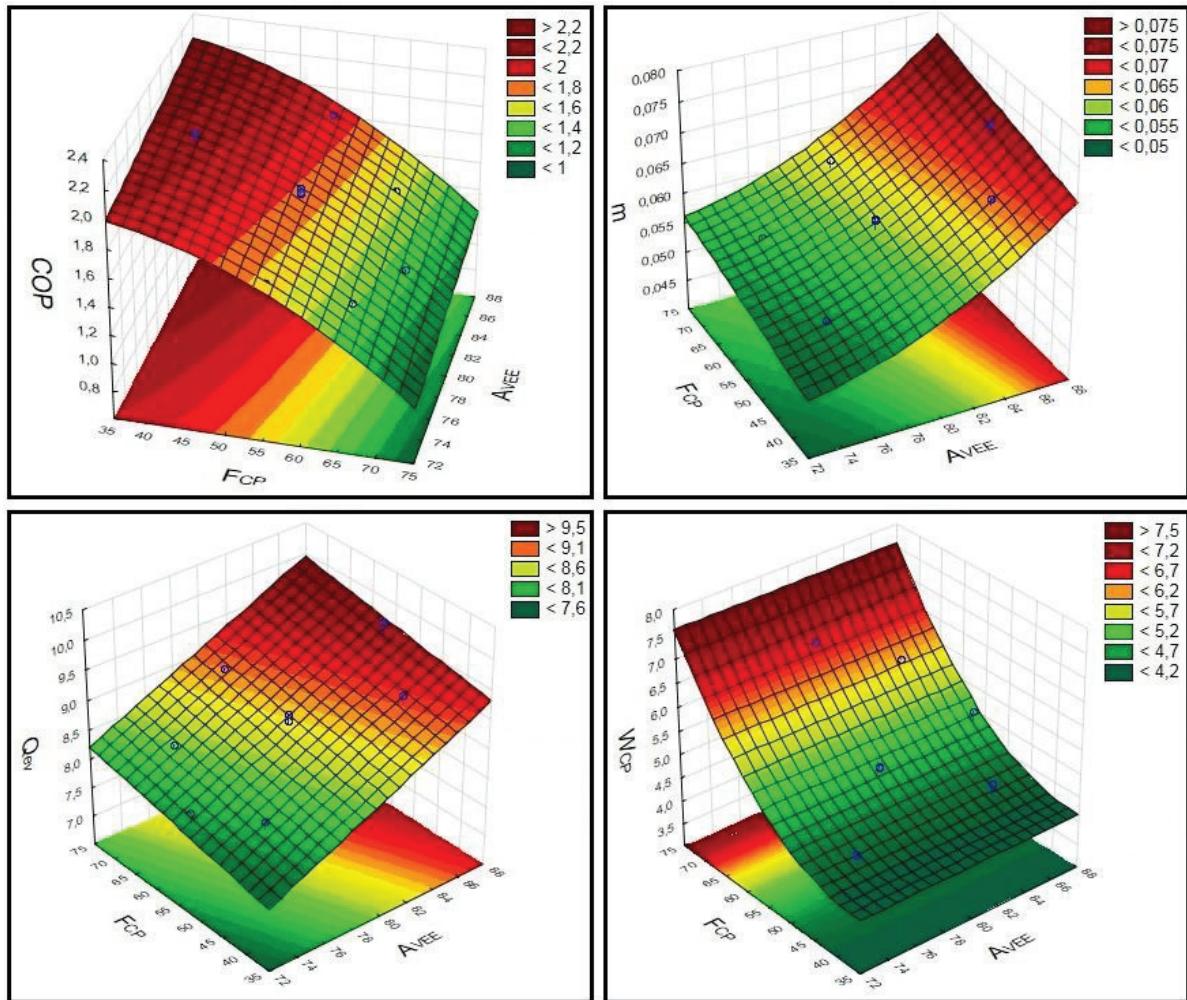


Figura 4.5 – Superfícies de resposta para o fluido R438A: COP, \dot{m} , \dot{Q}_{EV} , \dot{W}_{CP} .

As Eqs. 4.17 a 4.24 representam os metamodelos para o fluido R438A.

$$\text{COP} = 0,7416 + 0,0195F_{CP} - 0,0004F_{CP}^2 + 0,0147A_{Vee}; \quad R^2 = 0,9807 \quad (4.17)$$

$$\dot{m} = 0,280746 - 0,006994A_{VEE} + 0,000051A_{VEE}^2 + 0,000161F_{CP}; \quad R^2 = 0,9095 \quad (4.18)$$

$$\dot{Q}_{EV} = -0,8752 + 0,1092A_{VEE} + 0,0161F_{CP}; \quad R^2 = 0,8922 \quad (4.19)$$

$$\dot{W}_{CP} = 5,5805 + 0,0202A_{VEE} - 0,1688F_{CP} + 0,0023F_{CP}^2; \quad R^2 = 0,9683 \quad (4.20)$$

$$T_{EV} = 20,2981 + 0,3213A_{VEE} - 1,7079F_{CP} + 0,0125F_{CP}^2; \quad R^2 = 0,9924 \quad (4.21)$$

$$T_2 = 265,3023 - 1,7524A_{VEE} - 1,9603F_{CP} + 0,0264F_{CP}^2; \quad R^2 = 0,9789 \quad (4.22)$$

$$T_{CD} = 150,5717 - 3,1353A_{VEE} + 0,0208A_{VEE}^2 + 0,1292F_{CP}; \quad R^2 = 0,7323 \quad (4.23)$$

$$T_{SA} = 106,0542 - 1,2691A_{VEE} + 0,1605F_{CP}; \quad R^2 = 0,9402 \quad (4.24)$$

Pode-se observar que o COP alcança valores superiores a 2,2, em condições de operação com baixa frequência do compressor. Como observado anteriormente, para o fluido R404A, o COP atingiu valores unitários em alta rotação e baixo grau de abertura da válvula de expansão. A variação do COP é influenciada com a alteração da frequência de operação.

A vazão e a capacidade de refrigeração variaram com os dois fatores analisados. O R438A apresentou maior capacidade de refrigeração que o R404A, com valor máximo de 10 kW, porém, com resultados inferiores o R134a. A potência consumida pelo compressor apresentou maior dependência da frequência de operação, não ultrapassando 8 kW.

As superfícies de resposta, apresentadas na Fig. 4.6, mostram um limite inferior para a temperatura de evaporação de -15°C, o que ocorre mesmo para operações com frequência acima de 60 Hz.

O funcionamento do sistema com valores de frequência de operação acima de 65 Hz, e A_{VEE} abaixo de 80%, podem gerar temperaturas de descarga superiores ao limite do compressor. Esta relação entre A_{VEE} e F_{CP} pode ser utilizada como limite para operação do fluido.

Temperaturas de condensação acima de 40°C são predominantes da operação desse fluido, chegando a valores próximos de 46°C na condição extrema de frequência e

abertura da VEE. Os valores são superiores aos obtidos com o R404A e inferiores ao R134a.

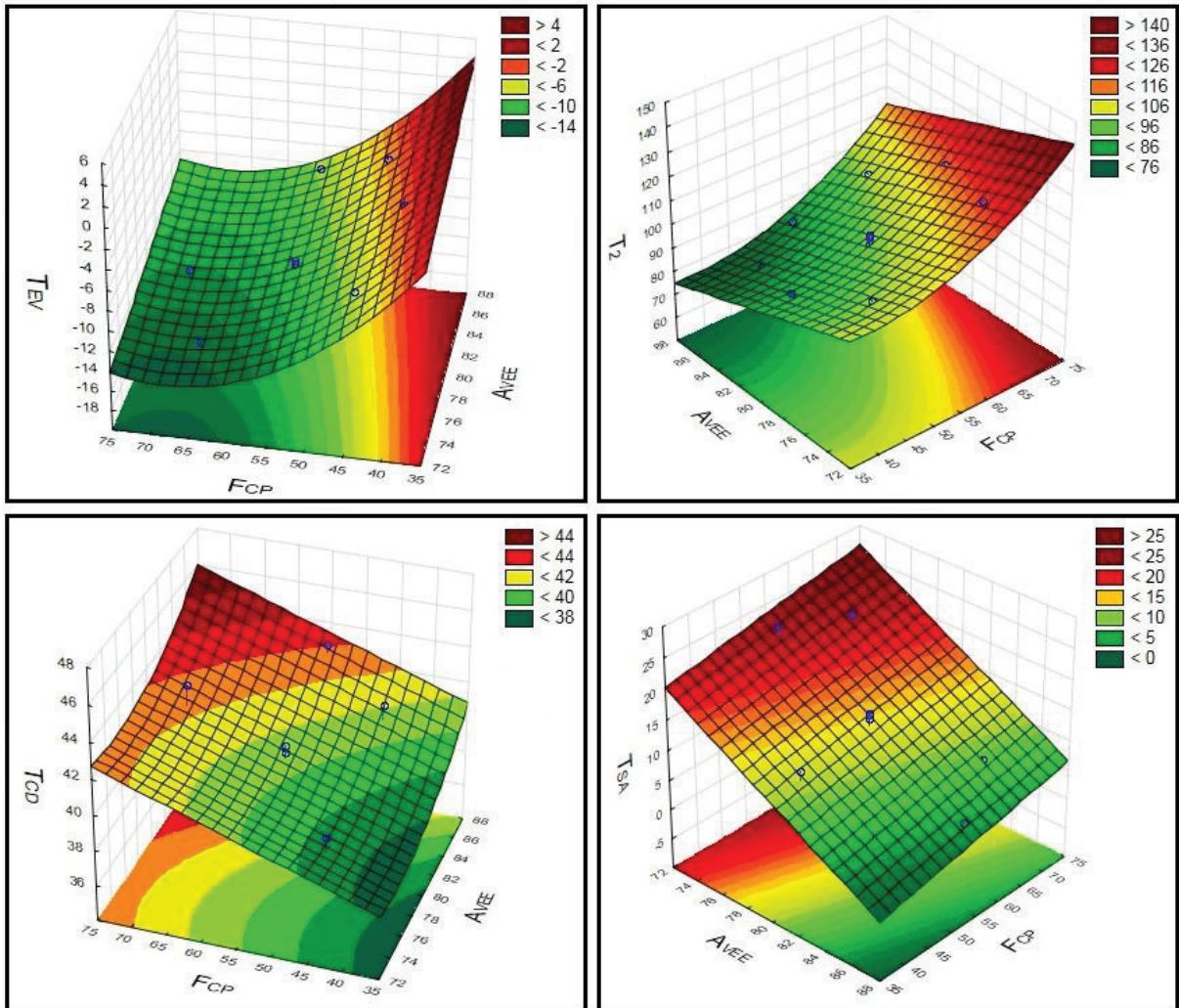


Figura 4.6 – Superfícies de resposta para o R404A: T_{EV} , T_2 , T_{CD} e T_{SA} .

O superaquecimento aproximou-se de 0°C (zero) para condição de operação de 88% de grau de abertura da VEE e, frequência de operação de 35 Hz, o que pode acarretar, retorno de refrigerante ao compressor na fase líquida. O valor máximo do grau de superaquecimento alcançado foi próximo de 27°C.

4.2. Comparação dos conjuntos de testes

R22

Os testes com o fluido R22, foram executados para referência dos resultados. A bancada experimental, foi inicialmente ajustada com inversor de frequência em 60 Hz e o grau de abertura da válvula de expansão em 100%.

O fechamento da VEE causou a redução da temperatura de evaporação e aumento da temperatura de descarga. A partir de 85% de abertura, a pressão de sucção estabilizou-se e a temperatura de descarga ultrapassou os limites definidos para conservação das propriedades do óleo lubrificante e compressor (130°C), limitando assim, o conjunto de testes com R22. Os testes executados com valor da frequência em 50 Hz, apresentaram comportamentos similares. Valores menores que 80% de abertura da VEE, resultaram em temperatura de descarga acima do limite do óleo lubrificante e do compressor. Nos testes com 40 Hz, a vazão mássica e a relação de pressão (pressão de sucção e descarga) apresentaram valores reduzidos e o sistema não alcançou a condição de regime permanente. Resultados com valores de temperatura de evaporação -15°C não foram alcançados. O máximo COP (2,49) foi alcançado para a condição de 50 Hz e 100% de abertura da VEE.

Os testes na condição T30 ($T_8 = 30^{\circ}\text{C}$), apresentaram os mesmos comportamentos e limitações dos ensaios anteriores, com temperaturas evaporação mais elevadas. A capacidade de refrigeração foi superior, devido à maior vazão mássica (12,58 kW para T20 e 13,17 kW). Porém, como a potência consumida aumenta proporcionalmente mais que a capacidade de refrigeração, o resultado do COP foi inferior. A temperatura de descarga também se elevou, e devido as restrições, não houveram resultados com valores de temperatura de evaporação iguais, de forma a compará-los.

Os testes com 90% da massa de refrigerante, resultaram em temperaturas de evaporação mais elevadas (comparando T20 e T20^{-10}) na análise com os mesmos ajuste das variáveis, F_{CP} e A_{VEE} . As restrições dos ensaios se repetiram, a temperatura de descarga ultrapassou o limite de 130°C , devido ao fechamento da válvula de expansão A temperatura e a pressão de descarga aumentaram. A vazão mássica apresentou um pequeno incremento, apenas para a condição de 60Hz e 100% de abertura da VEE. Capacidade de refrigeração, energia consumida e COP reduziram.

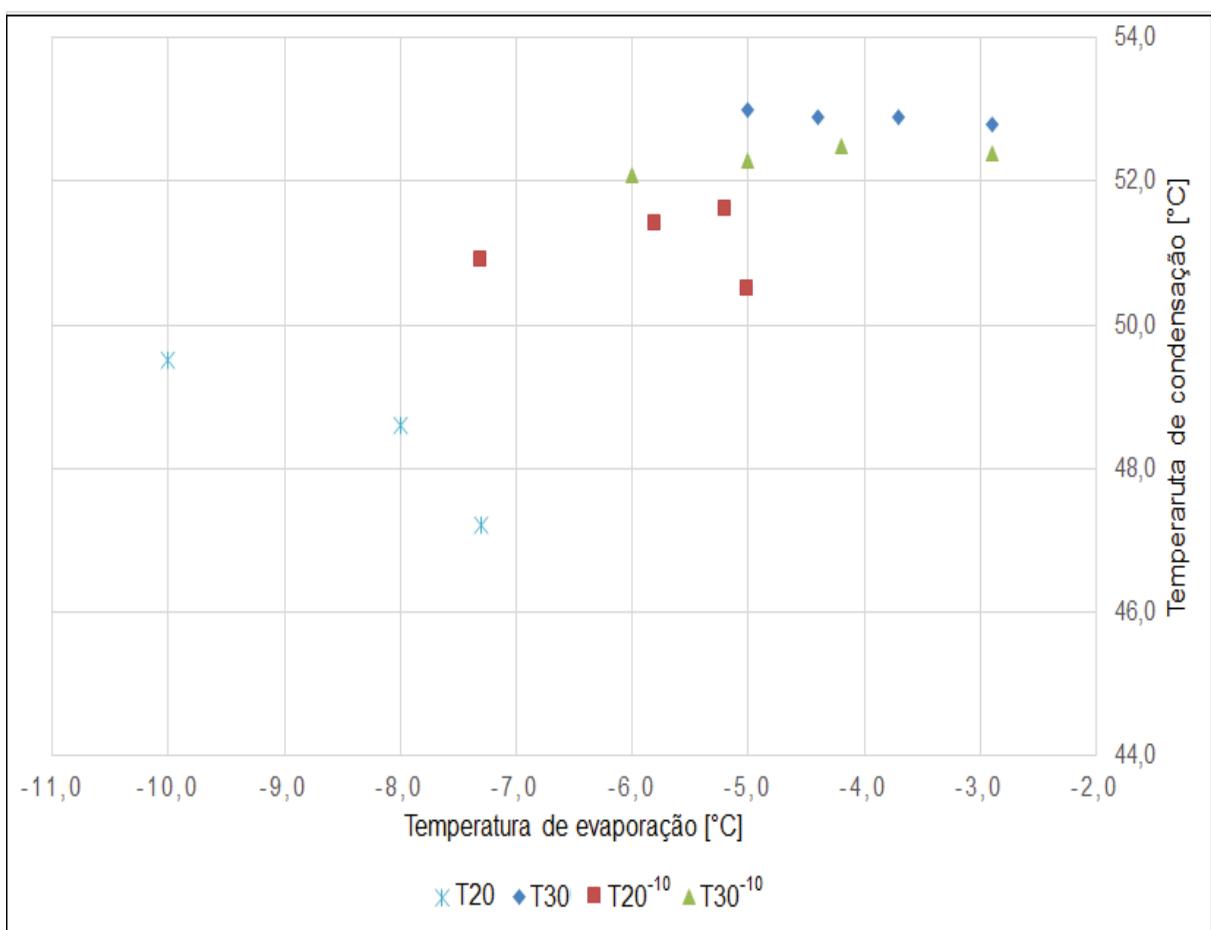


Figura 4.7 – T_{EV} e T_{CD} para os conjuntos de teste, com R22, operando a 60 Hz.

Nos testes $T30^{-10}$ ($T_8 = 30^\circ\text{C}$ e 90% da massa de refrigerante original) os resultados apresentaram variação da temperatura de evaporação similar ao conjunto T30. Os valores da temperatura de descarga, da capacidade de refrigeração e da potência consumida, variaram conforme a oscilação do COP, se comparados ao conjunto T30. A temperatura de condensação reduziu-se, atingindo valores entre 50,6 e 52,5°C.

A Fig. 4.7 mostra a variação das temperaturas de evaporação e condensação para cada conjunto de testes. Observa-se pouca influência de T_8 quando se retira 10% da massa de refrigerante. O aumento de T_8 deslocou os resultados para a direita do gráfico nas duas condições de carga estudada.

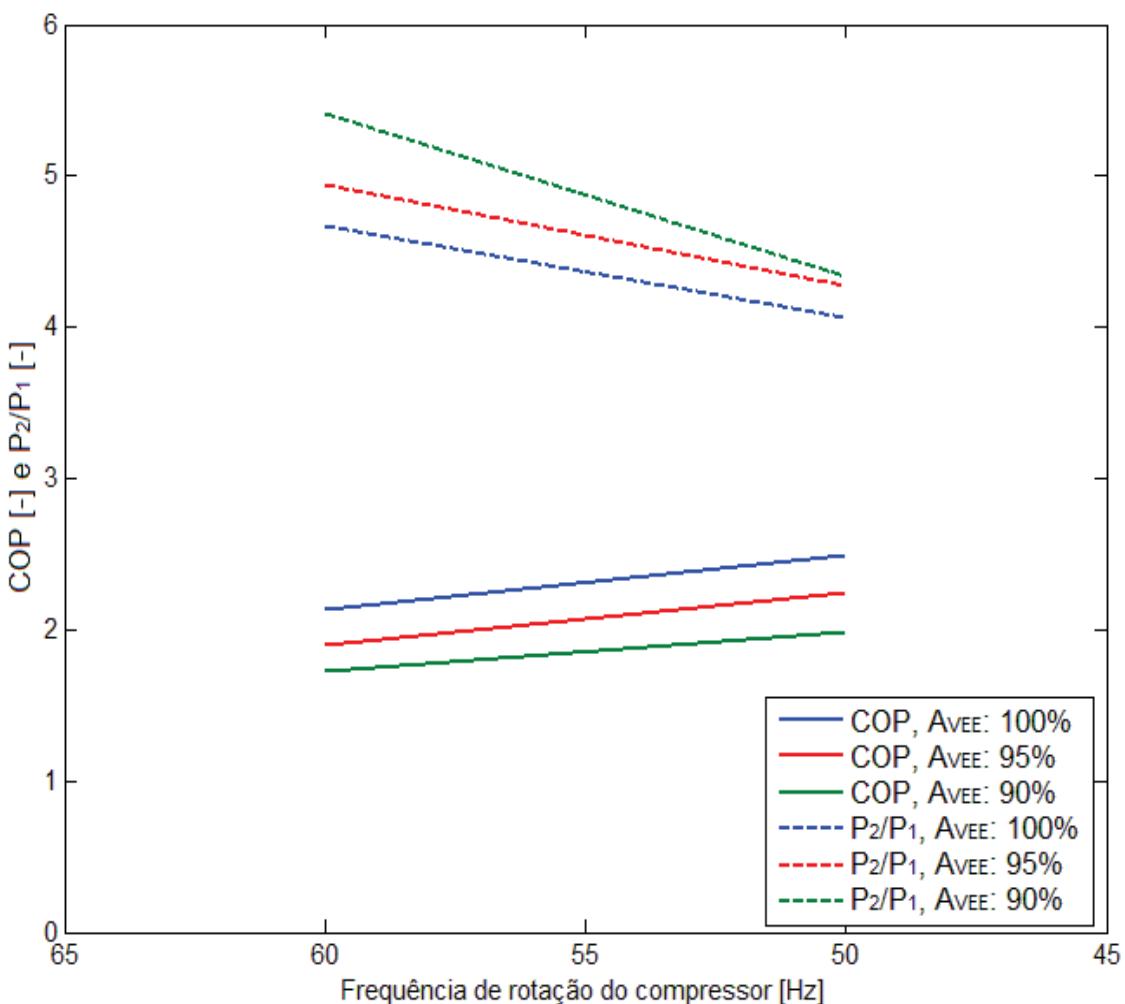


Figura 4.8 – Comportamento do COP e da relação P₂/P₁, operando com R22 (T20).

Segundo Aprea; Mastrullo; Renno (2006), a F_{CP} e a relação de pressão influenciam o COP do sistema. Pode-se observar na Fig. 4.8, a relação entre a redução da rotação do compressor, a redução da taxa de compressão e o aumento do COP para o compressor scroll. Os resultados dos experimentos mencionados anteriormente para o R22, assim como os valores utilizados na construção da Fig. 4.8, apresentam-se no anexo II.

R134A

O R134a foi o primeiro refrigerante alternativo ensaiado. Foram realizados experimentos em apenas uma condição de ensaio ($T_8 = 20^\circ\text{C}$ e 3,2kg) pois a restrição da dimensão da válvula de expansão não havia sido identificada até então.

Os experimentos com R134a foram realizados com frequências entre 35 e 70 Hz. A abertura da válvula de expansão ficou limitada pela temperatura de superaquecimento próxima de zero. Com o fechamento da válvula de expansão, alta temperatura de descarga foram obtidas, aproximando-se do limite de segurança do compressor. O menor valor de temperatura de evaporação foi -7,7°C, neste caso, o compressor operou com frequência de 70 Hz e a VEE foi ajustada com 70% de grau de abertura. Para este teste, a temperatura de descarga do compressor atingiu 116°C.

A temperatura de condensação variou entre 46,7°C e 54,8°C, enquanto a faixa temperatura de evaporação variou entre -7,7 a 9,6°C. Em frequências inferiores a 35 Hz, o fechamento da válvula de expansão provocou uma redução na relação de pressão, devido às perdas internas do compressor por vazamento de fluido refrigerante entre as volutas fixa e móvel.

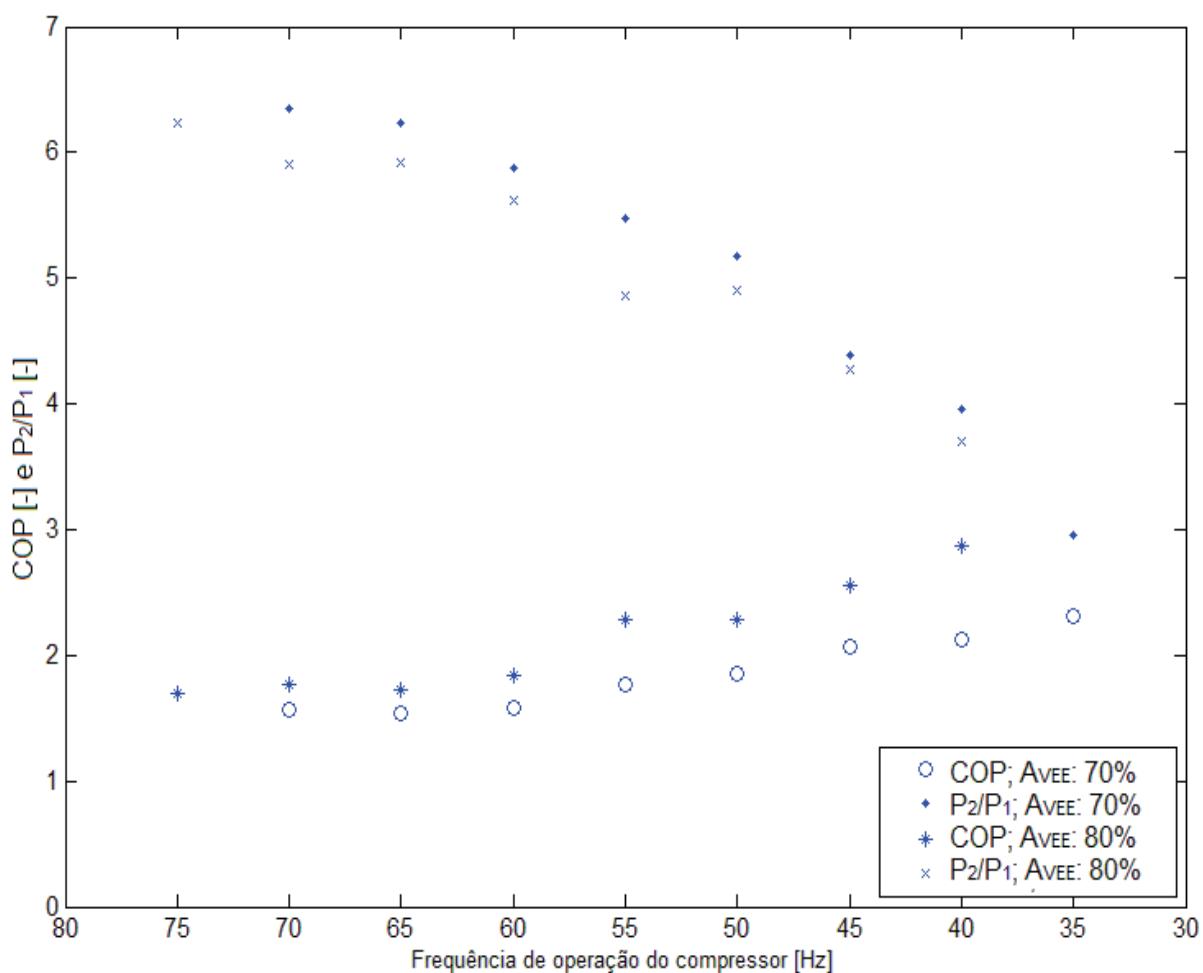


Figura 4.9 – COP e relação de pressão (P_2/P_1) para ensaios com R134a.

A Fig. 4.9 apresenta a relação entre a frequência de operação, a relação de pressão e o COP. Verifica-se que, em menores rotações, a relação entre as pressões de sucção e descarga (P_2 / P_1) diminui e o COP se eleva.

A máxima capacidade de refrigeração foi obtida com frequência de operação de 65 Hz e 100% de grau de abertura da VEE. O maior valor de COP (2,87), foi obtido com abertura da válvula de expansão em 80% e frequência a 40 Hz. Os resultados dos experimentos com R134a são apresentados no anexo II.

R404A

Para o fluido 404A, as temperaturas de evaporação de -5°C, -10°C e -15°C foram obtidas apenas para a condição de operação com frequência de 40 Hz. Para frequências superiores, mesmo com abertura total da válvula de expansão, as maiores temperaturas de evaporação atingidas foram inferiores a -5°C. Nesta tendência, os testes para rotações acima de 50 Hz ficaram restritos à temperaturas abaixo de -10°C. A análise das temperaturas de evaporação, sugere que a capacidade da VEE, para este refrigerante, é insuficiente. Os resultados obtidos para o R404A encontram-se no anexo II.

A temperatura de descarga atingiu o valor de 118,3°C para o teste com frequência de rotação igual a 40 Hz e grau de abertura de VEE em 66%. A temperatura de descarga do compressor não foi restrição para nenhum ensaio, na faixa de temperatura de evaporação estudada.

Os resultados da temperatura de condensação variaram entre 33,5 e 46,2°C. A capacidade de refrigeração para frequência de operação igual a 60 Hz e 100% de grau de abertura da VEE foi de 9,83 kW, um valor superior foi obtido para 70 Hz. A mínima capacidade de refrigeração resultou em 5,82 kW. Devido a tal flexibilidade, o refrigerante R404A mostra-se apto a trabalhar em situações com ampla faixa de capacidade de refrigeração.

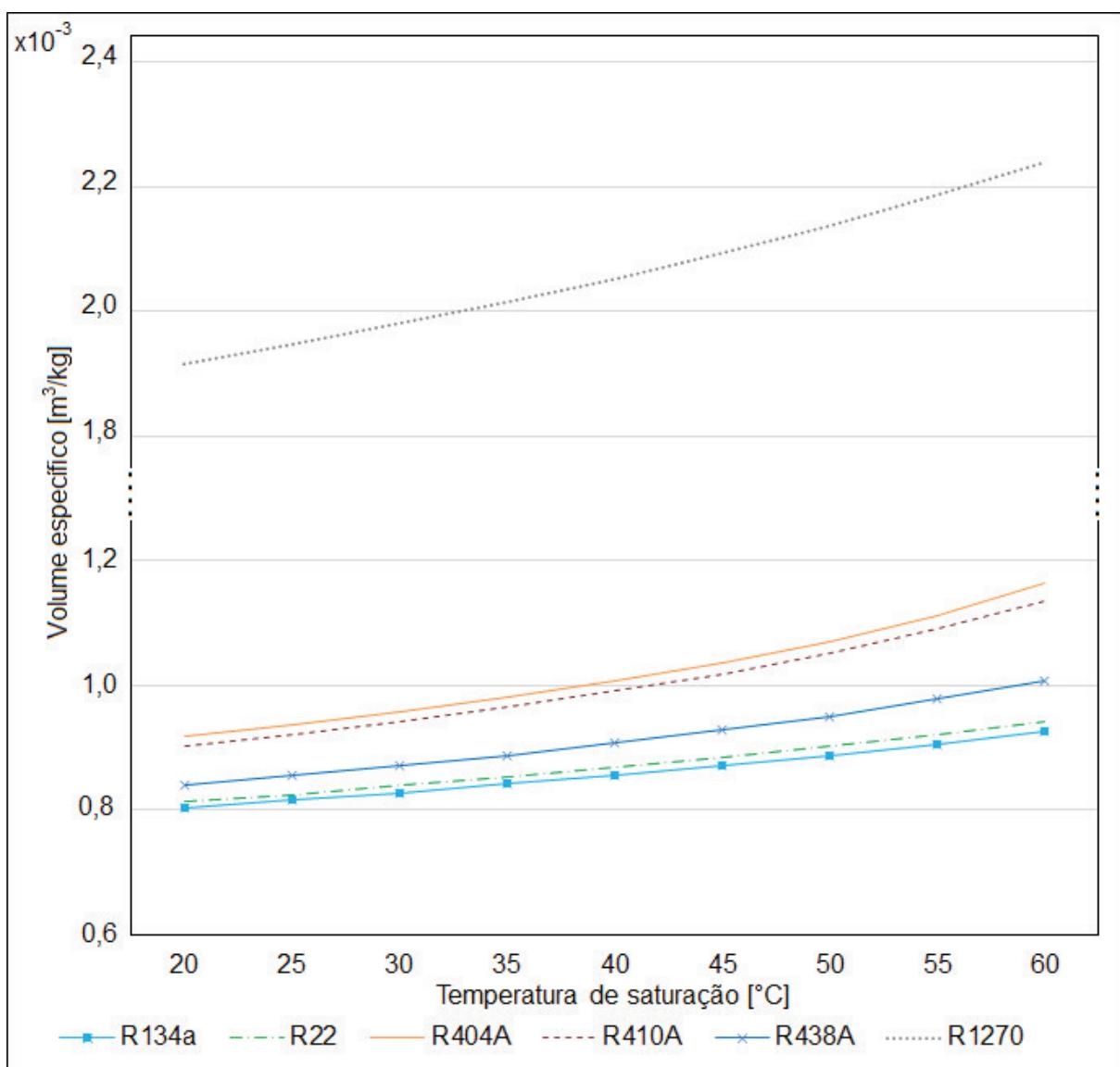


Figura 4.10 – Volume específico dos fluidos na fase líquida em função da temperatura de saturação ($T_{SR} = 5^\circ\text{C}$)

A máxima potência consumida pelo compressor foi de 8,65 kW. O COP máximo foi de 2,07, obtido com frequência 40 Hz e 100% de abertura da VEE, a temperatura de evaporação nesta condição foi de -5°C.

A análise sobre a capacidade da válvula de expansão, pode ser verificada pela Fig. 4.10, onde observa-se o volume específico, na fase líquida, em função da temperatura de condensação, para os fluido testados. O R404A tem o segundo maior resultado na temperatura de saturação avaliada, apresentando valores menores que o R1270.

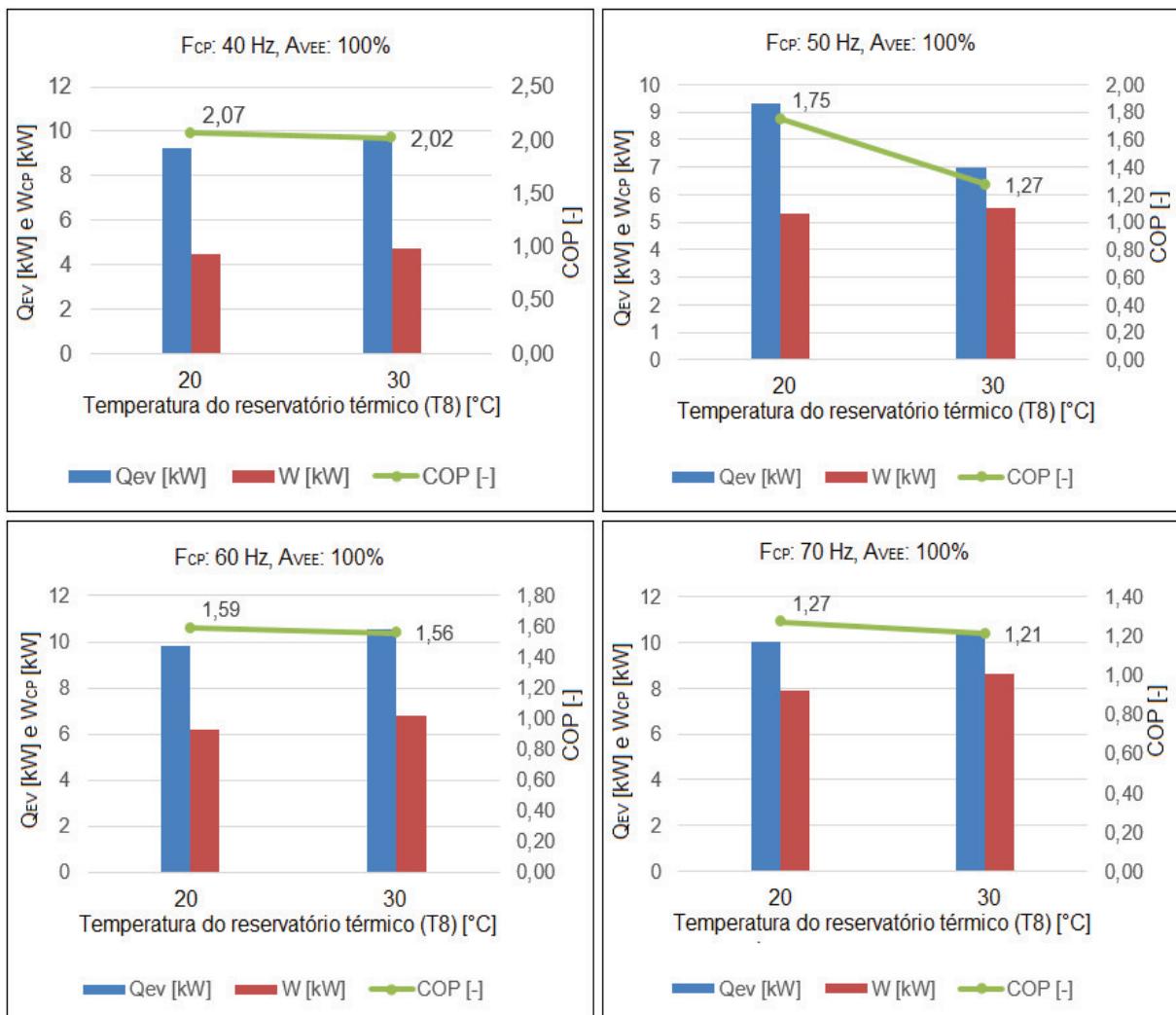


Figura 4.11 – Variação do \dot{Q}_{EV} e \dot{W}_{CD} , Refrigerante: R404A.

Em outra análise, realizada com o auxílio do catálogo da VEE, verifica-se que a capacidade de refrigeração máxima para o R404A é de 9 kW para 100% de abertura da VEE. Durante o experimento, nesta condição, para todas as rotações acima de 50 Hz, esse valor sempre foi ultrapassado.

Nos testes com $T_8 = 30^\circ\text{C}$ (T30), o mesmo grau de abertura da válvula de expansão (100%), em variadas frequências de operação, resultaram em temperaturas de evaporação, em média, 2.7°C maiores que os resultados obtidos nos testes T20. A capacidade de refrigeração e a potência consumida aumentaram, porém o COP reduziu. A Fig. 4.11 apresenta os resultados para diferentes frequências de operação.

A temperatura de evaporação apresentou valores mais altos, para os testes com massa reduzida (2,16 kg) comparado aos testes com carga completa, ampliando assim, a

faixa de operação deste fluido. A comparação destes conjuntos de teste, com os mesmos valores de frequência e grau de abertura da VEE, resultaram em pressões de descarga inferiores e vazão mássica superiores para os testes com carga de refrigerante reduzida.

As maiores capacidades de refrigeração dos testes $T20^{-10}$, impactaram nos COPs, que apresentaram maiores valores.

A Fig. 4.12 representa a comparação dos testes com mesma temperatura de evaporação (-15°C), para diferentes frequências de operação. Observa-se melhores resultados de COP e capacidade de refrigeração, nos ensaios com massa de refrigerante reduzida ($T20^{-10}$).

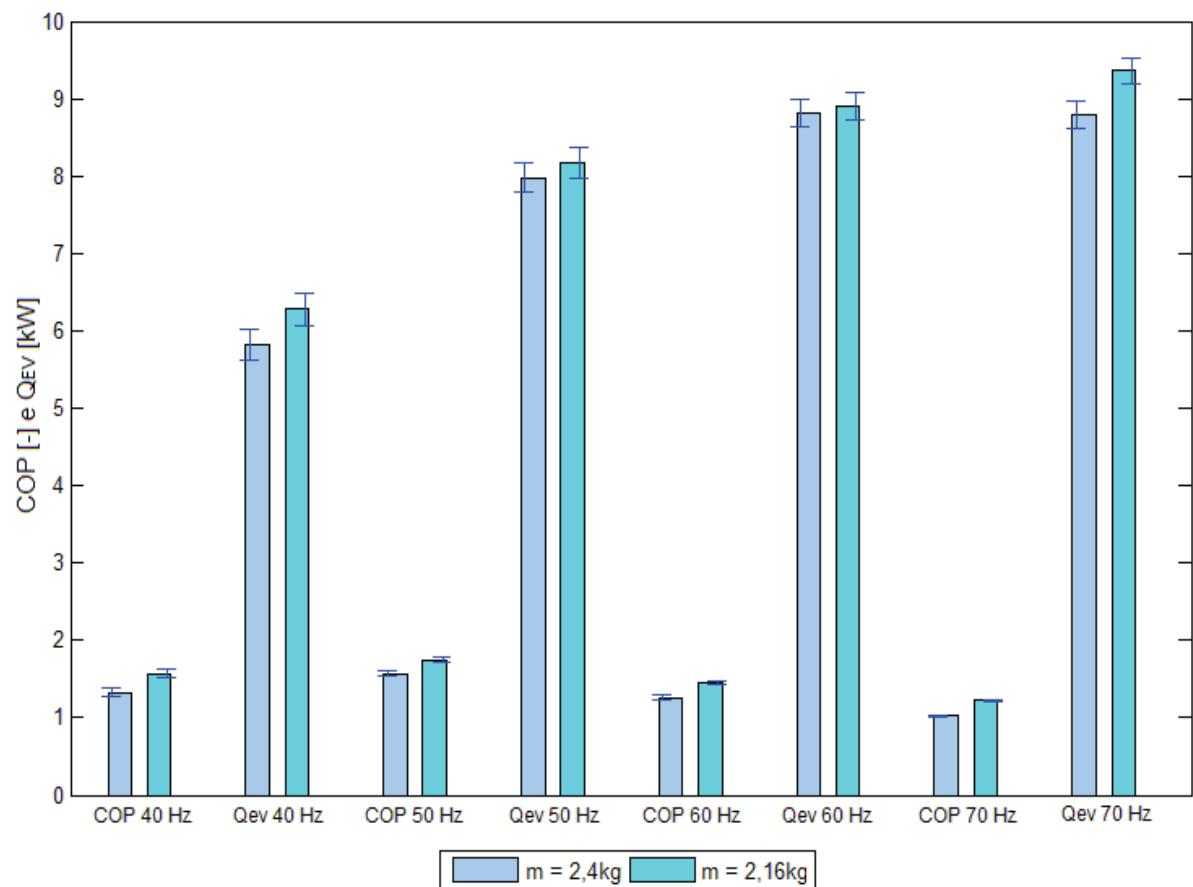


Figura 4.12 – Comparação dos resultados (COP e \dot{Q}_{EV}) em função da carga de fluido refrigerante no sistema, para $T_{EV} = -15^{\circ}\text{C}$.

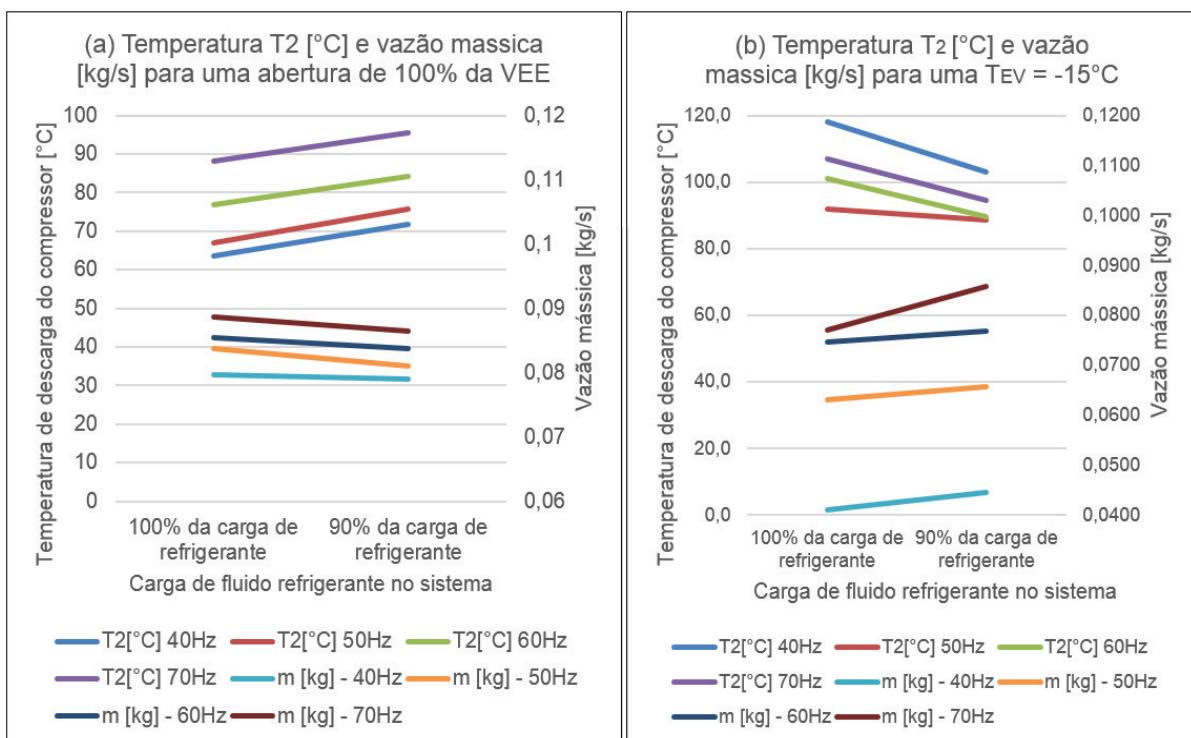


Figura 4.13 – Variação de T₂ e vazão mássica em função da carga de refrigerante no sistema. (a) para uma mesma abertura da VEE. (b) para uma mesma T_{EV}.

A temperatura de descarga e o consumo de energia apresentaram valores inferiores para os ensaios com carga reduzida. Este comportamento é apresentado na Fig. 4.13. A relação de pressão e a temperatura de condensação também reduziram-se para a mesma temperatura de evaporação. A máxima capacidade do sistema, (Abertura da VEE = 100% e rotação a 70 Hz) reduziu-se em 4,39% (10,02 para 9,58 kW) devido a menor vazão de refrigerante.

O aumento da temperatura da água no reservatório térmico (20 para 30°C), elevou os valores de temperatura de evaporação do sistema. Na comparação com mesma frequência de rotação e abertura de VEE, em baixa rotação, a capacidade de refrigeração e COP foram inferiores. A capacidade de refrigeração aumentou de forma mais intensa se comparada ao consumo, conforme se variava a FCP, de forma que, em rotações maiores, os testes T30-10 apresentaram maior COP.

O superaquecimento e a temperatura de descarga do compressor foram sempre superiores aos testes do conjunto T20-10, chegando a valores extremos na condição de 40 Hz (TSA = 37,8°C e T₂ = 121,2°C). A temperatura de condensação oscilou em uma faixa menor de valores, 34,5 e 44,4°C

R438A

Os resultados experimentais obtidos com o fluido R438A atenderam toda a faixa de temperatura de evaporação proposta. Testes realizados com frequência acima de 50 Hz, mesmo com valor 100% de abertura, não atingiram temperatura de evaporação de -5°C. Para a frequência de 40 Hz, o sistema não atingiu a temperatura de evaporação de -15°C, pois, para determinado grau de abertura da válvula de expansão, a temperatura de descarga do compressor atingiu limites acima do limite de segurança. Nos demais ensaios, a temperatura de descarga variou entre 55,8 e 122°C.

A capacidade de refrigeração variou de 5,60 a 11,97 kW, alcançando a mesma flexibilidade observada, anteriormente, para o R404A.

A temperatura de condensação apresentou-se entre 35,4 e 45,9°C. A potência consumida pelo compressor variou entre 3,99 e 6,94 kW e o COP entre 1,40 e 2,97. O máximo valor de COP foi obtido com frequência de operação igual a 40 Hz e 100% de grau de abertura da VEE. O superaquecimento apresentou grande variação com a abertura da VEE.

A discussão realizada no item anterior, para o R404A, sobre a limitação das dimensões da VEE, pode ser estendida ao R438A, pois em operações com 60 Hz, não foi possível alcançar o valor de temperatura de evaporação -5°C, mesmo com 100% de abertura da VEE. A Fig. 4.10 mostra que o R438A possui volume específico com valor intermediário aos fluidos testados, ou seja, maior que os volume específico dos fluidos R134a e R22. Os resultados experimentais indicam que limitação para esse fluido não foi tão restrita como a verificada para o R404A.

De forma semelhante ao R404A, o R438A respondeu ao aumento da temperatura de entrada da água no evaporador, com um pequeno aumento na temperatura de evaporação. Os outros parâmetros como: temperatura de descarga do fluido, temperatura de condensação, temperatura de retorno do refrigerante no compressor, superaquecimento e a vazão mássica do refrigerante, também aumentaram. A capacidade de refrigeração e a potência consumida pelo compressor elevaram-se, enquanto o valor do COP oscilou, variando entre valores superiores e inferiores aos obtidos no conjunto de teste T20. A Fig. 4.14 compara os resultados dos dois testes (T20 e T30) para 100% de abertura da VEE em 4 diferentes frequências de operação.

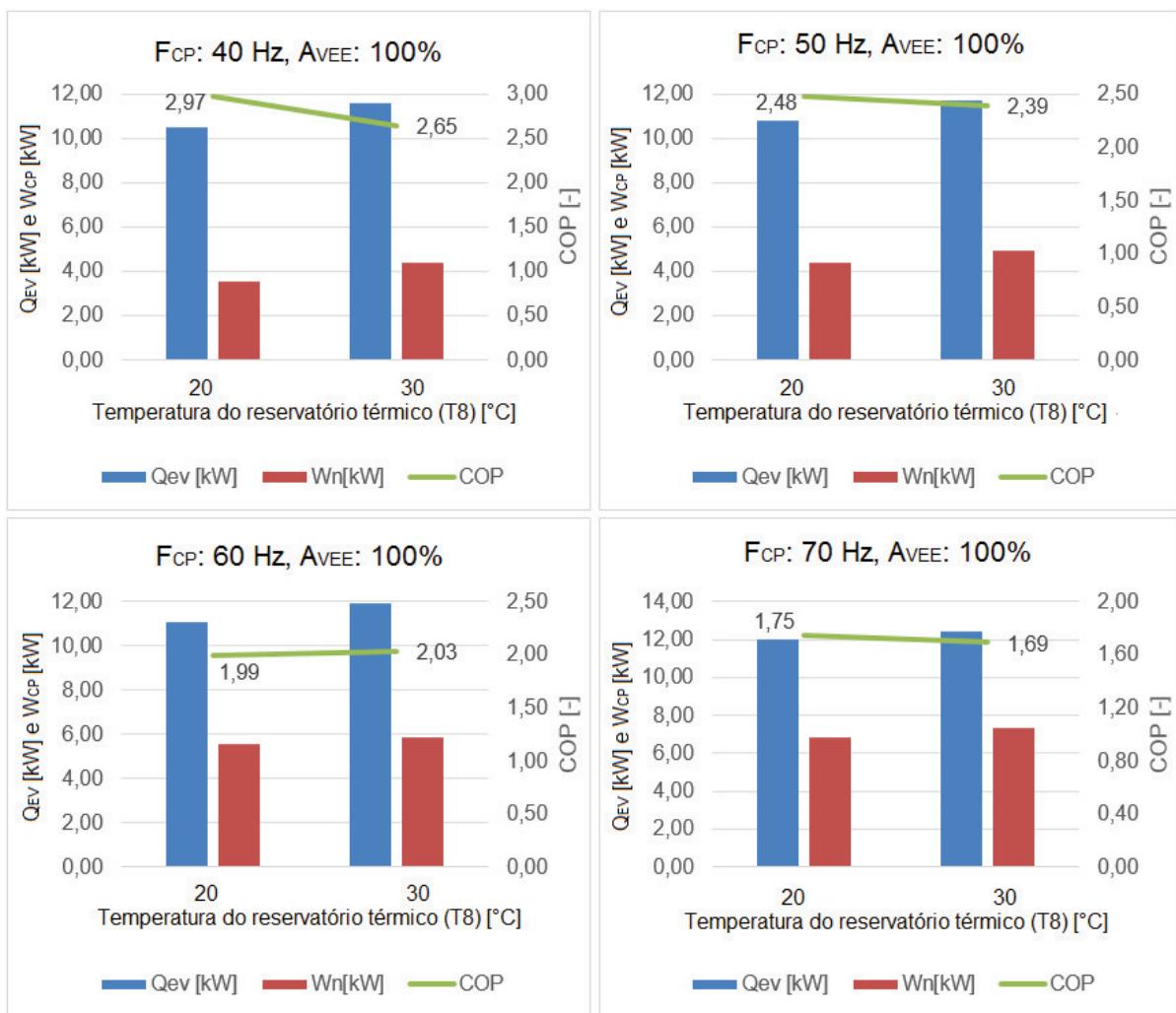


Figura 4.14 – Variação do \dot{Q}_{EV} , \dot{W}_{CD} e COP. Refrigerante: R438A.

A Fig. 4.15 apresenta o comportamento do COP e da capacidade de refrigeração em função da condição de carga de refrigerante e da F_{CP} para uma mesma temperatura de evaporação (-15°C).

Na comparação dos testes com mesma temperatura de evaporação e frequência de operação do compressor, até a rotação de 60 Hz, os experimentos ocorreram em aberturas de válvula semelhantes, e com isso, pouca variação nos resultados foi observada. A capacidade de refrigeração e a potência consumida oscilaram, e da mesma forma, o COP apresentou alguns ensaios com resultados superiores. As temperaturas de descarga e condensação foram maiores para T_8 igual a 30°C.

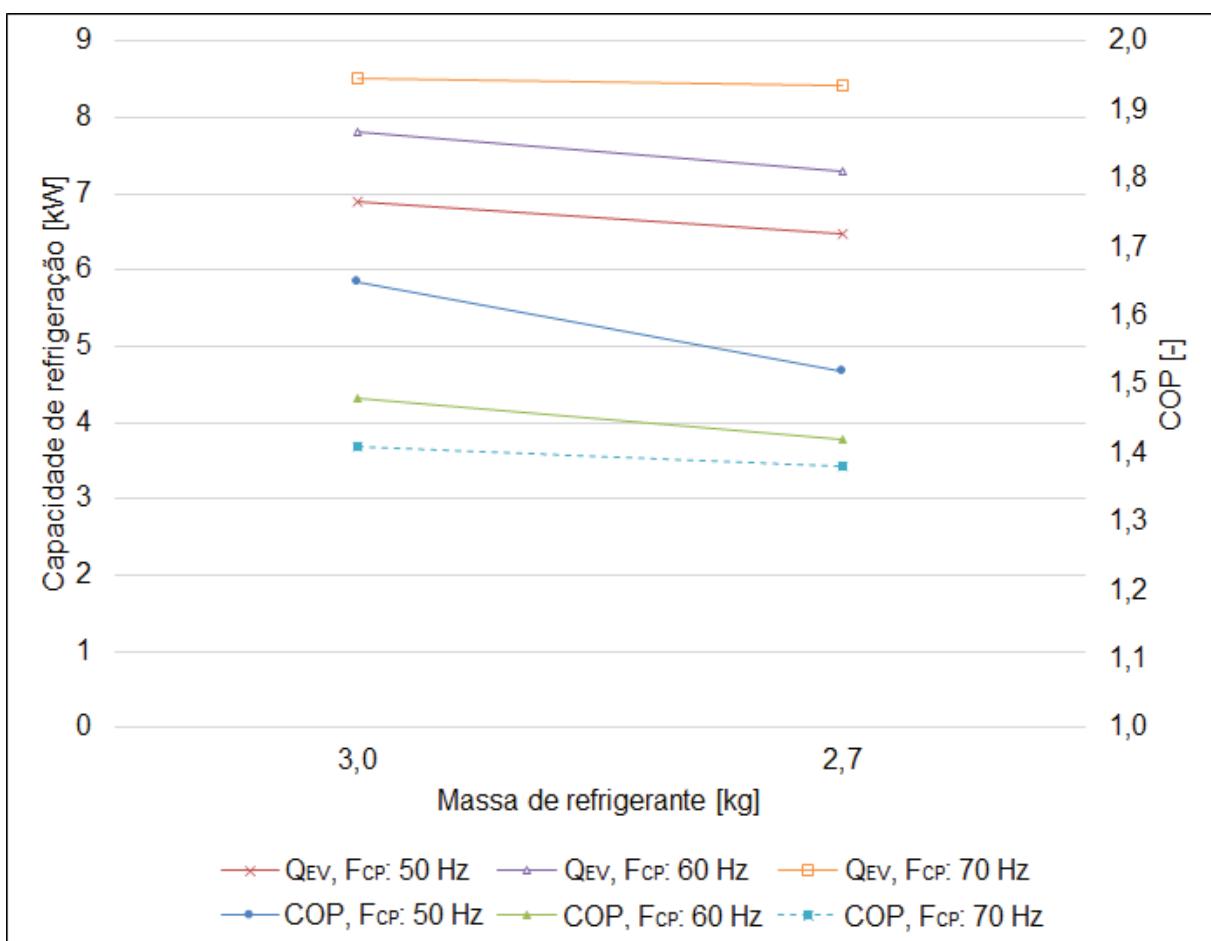


Figura 4.15 – COP e Capacidade de Refrigeração com R438A e $T_{EV} = -15^{\circ}\text{C}$.

Pela análise do conjunto de teste T20⁻¹⁰, em rotações de 40 e 50 Hz o sistema operou normalmente para aberturas intermediárias (50 a 70%), com temperaturas de evaporação entre -10 e -15°C . Para aberturas maiores que 70%, a presença de bolhas no visor de líquido foi observada, somente no início do teste. O tempo para atingir a condição de regime permanente, foi superior ao observado nos demais testes. Para rotação de 60 e 70 Hz, o sistema operou normalmente.

Observando-se ainda, a Fig. 4.15, a retirada de 10% da carga de refrigerante, reduz a capacidade de refrigeração e a potência consumida em comparação ao conjunto de ensaios T20. Além disso, o COP apresentou valores inferiores.

A Tab. 4.1 representa o conjunto de testes com $T_8 = 20^{\circ}\text{C}$, à frequência fixa de 60 Hz e temperatura de evaporação fixa em -15°C . O efeito da retirada de carga do sistema pode ser percebido no comportamento dos parâmetros \dot{Q}_{EV} e COP.

Tabela 4.1 – Resultados obtidos para R438A a 60 Hz e $T_{EV} = -15^{\circ}\text{C}$ e $T_8 = 20^{\circ}\text{C}$.

Parâmetros	$m = 3,0 \text{ kg}$	$m = 2,7 \text{ kg}$
Abertura de VEE [%]	71	75
$T_{SA} [^{\circ}\text{C}]$	26,3	23,9
$T_{CD} [^{\circ}\text{C}]$	39,5	40,0
$T_2 [^{\circ}\text{C}]$	$118,9 \pm 0,2$	$118,3 \pm 0,2$
Vazão mássica [kg/s]	$0,0507 \pm 0,0015$	$0,0500 \pm 0,0015$
$\dot{Q}_{EV} [\text{kW}]$	$7,81 \pm 0,23$	$7,3 \pm 0,22$
COP [-]	$1,48 \pm 0,04$	$1,42 \pm 0,04$

Os testes com carga reduzida e temperatura do reservatório térmico igual a 30°C ampliaram, ainda mais, a faixa de temperatura de evaporação. Foi observada bolhas no visor de líquido e oscilação de temperatura e pressão apenas para 40 Hz e abertura da VEE maiores que 70%. Com o aumento da temperatura, o sistema funcionou normalmente. A temperatura de descarga foi a única restrição, impossibilitando resultados com menor grau de abertura da VEE. O COP apresentou pequena melhorar em comparação com os testes de carga reduzida e 20°C (T_{20-10}) devido ao aumento da energia consumida. O superaquecimento apresentou valores acima de 5°C , com alguns resultados ultrapassando o valor de 30°C .

R410A

De forma semelhante aos outros fluidos refrigerante estudados, o R410A foi ensaiado com valor de carga original, ou seja, valores utilizados por Antunes (2015). Os testes não foram validados devido à alta temperatura de descarga, e elevado consumo elétrico pelo compressor, ultrapassando a capacidade do inversor de frequência. A operação com frequências reduzidas não resultaram no efeito desejado.

Devido a razão fixa de volume interno do compressor scroll, expresso pela Eq. 4.25, a degradação da eficiência é acentuada para este equipamento, quando a razão de compressão interna (ICR), expressa pela Eq. 4.26, afasta-se da razão de compressão do sistema (SCR), representada pela Eq. 4.27 (BAOLONG et al., 2013). Podem ocorrer

problemas e perdas elevadas devido a pressurização excessiva do fluido ou pressurização duplicada quando de pressão de descarga abaixo da pressão do sistema.

$$\lambda_V = \frac{V_{\text{sucção}}}{V_{\text{descarga}}} \quad (4.25)$$

$$\text{ICR} = \frac{P_{\text{descarga}}}{P_{\text{sucção}}} \quad (4.26)$$

$$\text{SCR} = \frac{P_{\text{condensação}}}{P_{\text{evaporador}}} \quad (4.27)$$

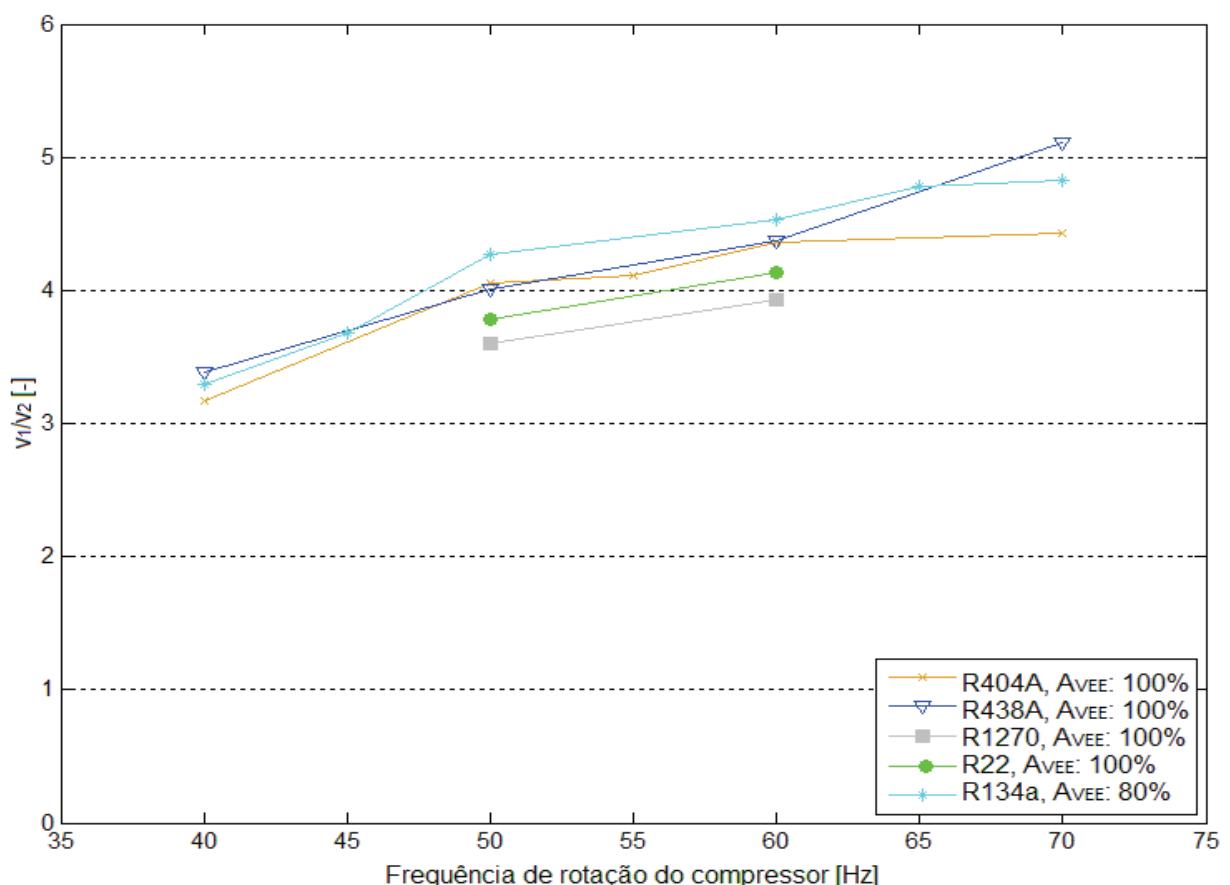


Figura 4.16 – Razão de volumes específicos internos, na condição T20, para todos os refrigerantes que atingiram regime permanente.

A Fig. 4.16 apresenta a relação de volumes específicos na sucção e na descarga do compressor, para diferentes fluidos refrigerantes testados neste trabalho.

Pode-se observar, para os cinco fluidos, que a razão apresenta-se entre 3,17 e 5,1, com resultados mais frequentes próximos a 4. Os valores da relação de volume específicos

a baixa rotação, são influenciados pelas perdas radiais e axiais, comprovando a tendência observada em ASHRAE (2008).

O valor observado para a relação de volumes internos do compressor scroll (λ), utilizado por Kiem et. al. (2002), varia entre 2,3 e 3. A Fig. 4.17 apresenta a relação de volumes e as pressões de sucção e descarga para os fluidos R410A e R22. Este trabalho contribui nas justificativas quanto ao não funcionamento do R410A no compressor utilizado na presente dissertação.

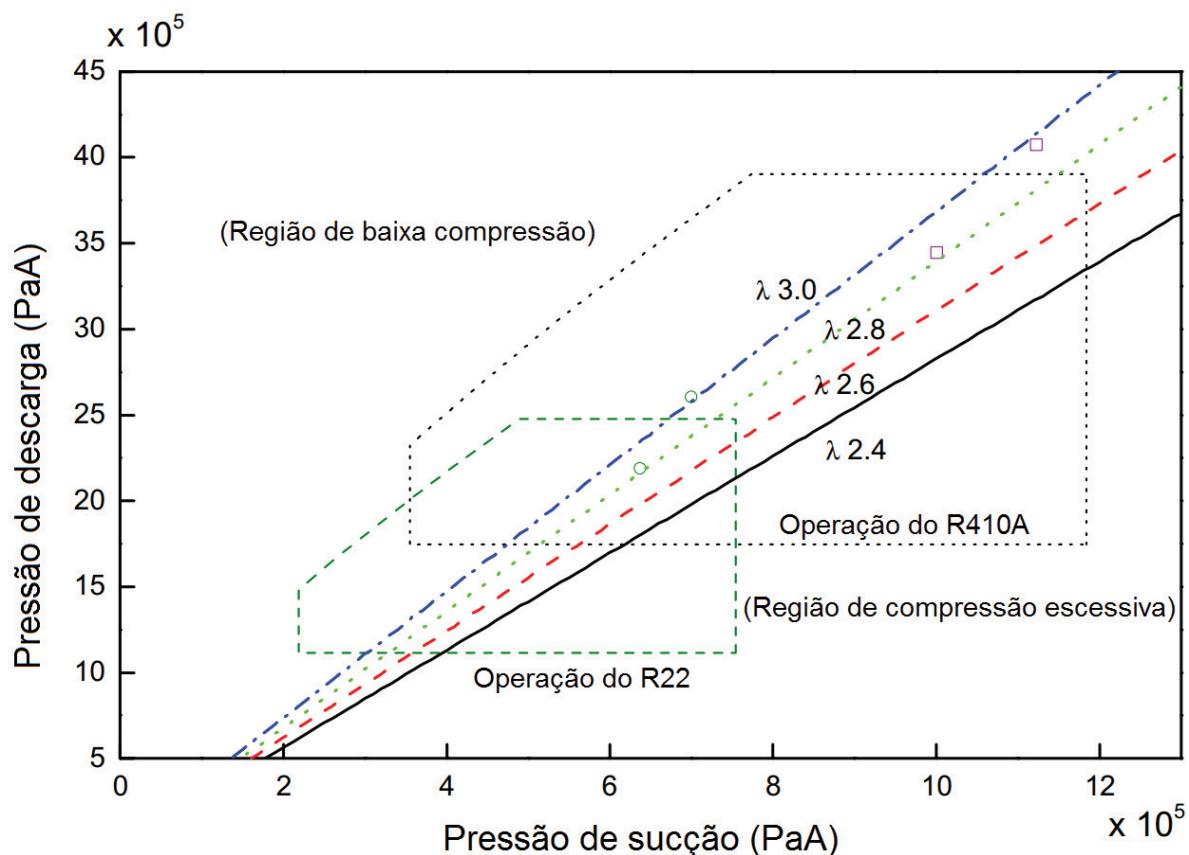


Figura 4.17 – Condição de operação de um compressor scroll e pressão de descarga ideal para várias razões de volume (KIEM et al. 2002).

R1270

Os resultados dos testes com o fluido R1270 foram restritos. Em uma primeira tentativa à frequência de 60 Hz, o fechamento da VEE resultou em potência requerida acima da capacidade do inversor de frequência. A temperatura de evaporação atingiu -7,5°C e a

temperatura de descarga ultrapassou 116°C. A bancada experimental não conseguiu operar nessas condições e os testes foram abortados.

Posteriormente, optou-se pela redução da frequência de rotação do compressor para 50 Hz, mesmo assim, houve limitação dos ensaios. Tal procedimento resultou em reduzidos valores de vazão mássica e de temperatura de sucção, consequentemente, a temperatura de descarga do compressor ultrapassou os limites seguros do compressor e do óleo lubrificante.

Por fim, operou-se com frequência de rotação do compressor a 40 Hz, e neste caso, a vazão mássica do refrigerante resultou em valores mínimos, fora da faixa de medição do medidor e ainda, baixa relação de pressão. Logo, o sistema não atingiu regime permanente.

Outra tentativa de testes com o HC foi realizada tendo em vista, dois comportamentos observados anteriormente. A primeira observação refere-se às restrições identificadas no conjunto de teste T20, onde a temperatura de descarga do compressor foi a principal restrição. A segunda observação, referente à operação de outros fluidos refrigerante, foi que o aumento da temperatura de entrada da água no evaporador impacta diretamente no aumento da temperatura de descarga do compressor. Sendo assim, optou-se pela realização do conjunto de testes T25 ($T_8 = 25^\circ\text{C}$) no lugar dos ensaios T30. Os resultados apresentaram tendências semelhantes aos testes anteriores, com temperatura de descarga elevada. As restrições dos testes do R1270 se repetiram. A temperatura de descarga aumentou em média, 9,25°C. A capacidade de refrigeração e potência requerida também aumentaram. O maior aumento proporcional na potência consumida ocasionou redução do COP.

A retirada da massa de refrigerante do sistema, também não ampliou a faixa de teste, permanecendo restrito a frequências de operação entre 50 e 60 Hz, e 100% de abertura da VEE. Alguns testes, com aberturas inferiores, foram registrados, mas não foi possível alcançar a temperatura de evaporação planejada, -5°C. A alteração da temperatura da água do reservatório térmico (T_{25-10}) não surtiu efeito positivo no sistema.

Os testes validados são apresentados na Fig. 4.18. Neste caso, o sistema operou com 60 Hz e 100% de abertura da VEE. Os parâmetros \dot{Q}_{EV} e COP, assim como, T_2 , podem ser observados na figura.

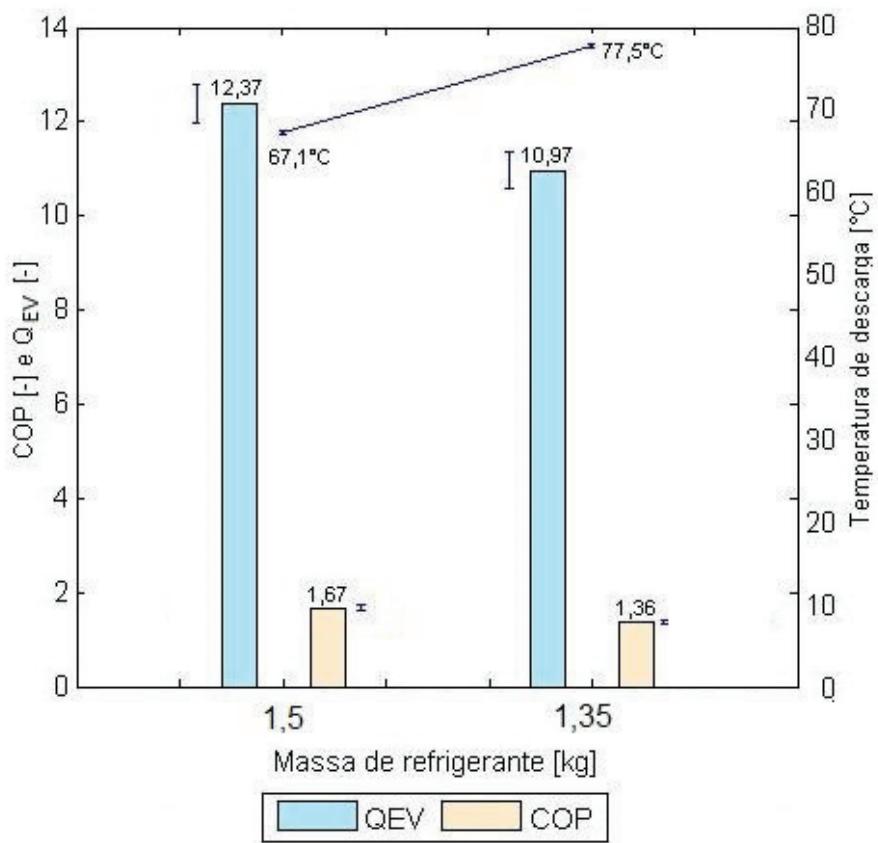


Figura 4.18 – Resultados do refrigerante R1270 com $A_{VEE} = 100\%$

4.3. Comparação dos refrigerantes

A primeira comparação realizada refere-se à capacidade de refrigeração, os dados são apresentados na Tab. 4.2. Foram selecionados os ensaios com máxima capacidade de refrigeração e frequência de 60 Hz.

Todos os fluidos apresentaram resultados inferiores aos alcançados pelo R22. A análise do R404A foi comprometida devido a limitação da válvula de expansão, já mencionada no texto. A temperatura de evaporação utilizada para o R404A, foi inferior ao alcançado pelo R22 ($T_{EV}^{R404A} = -14^{\circ}\text{C}$ e $T_{EV}^{R22} = -7,3^{\circ}\text{C}$), porém, em uma operação de *drop-in*, a VEE não seria alterada. A utilização de uma válvula de maior capacidade em conjunto com inversor de frequência, poderia viabilizar a substituição do fluido R22 pelo R404A, representando um processo de *retrofit*.

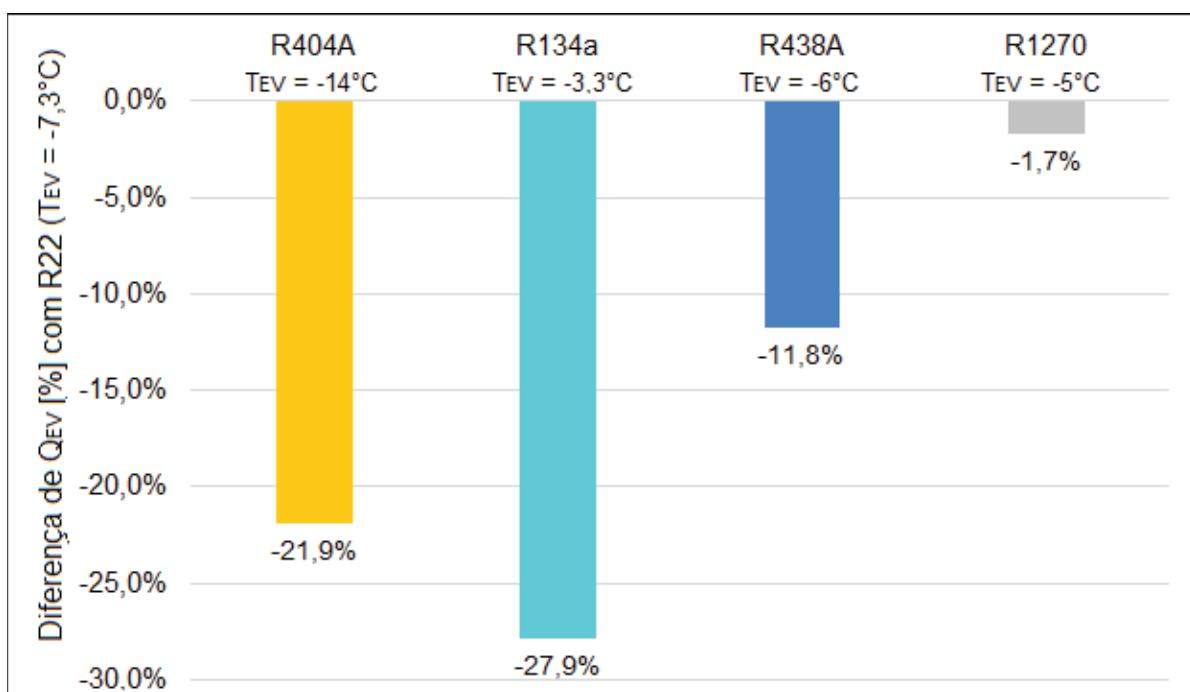


Figura 4.19 – Capacidade de refrigeração, com F_{CP} igual a 60 Hz. Fluido referência: R22.

A análise do fluido R438A, indica uma redução da capacidade de refrigeração na operação de *drop-in*, com relação ao resultado obtido pelo R22 (-11,8%) e um COP também inferior ($COP^{R22} = 2,13$ e $COP^{R438A} = 1,99$).

O R134a apresenta a maior redução de capacidade em relação ao R22 (27,9%). Nesse caso, a diferença é acentuada para uma operação de *drop-in*, a não ser que o sistema esteja superdimensionado. A utilização de um inversor de frequência pode minimizar essa diferença, mas em nenhum experimento com esse refrigerante, mesmo com frequência de rotação a 70 Hz, foi obtido capacidade de refrigeração próxima à do fluido R22. Outro ponto observado, refere-se a temperatura de evaporação. A Temperatura de evaporação do R134a foi superior ao R22, tornando o *drop-in* restrito a condições muito particulares.

O R1270 apresentou a capacidade de refrigeração mais próxima do R22 na comparação com os fluidos testados. Porém, a grande dificuldade de operação com o compressor scroll limitaram os ensaios para este fluido. Existia a expectativa, em virtude da grande capacidade de refrigeração volumétrica do R1270, de obter-se elevadas capacidades de refrigeração com este HC. Os dois fluidos apresentaram resultados da temperatura de evaporação próximos, mostrando boa aplicabilidade.

Tabela 4.2 – Capacidade de refrigeração máxima a 60Hz. Resultados para experimentos com temperatura do reservatório térmico a 20°C.

Refrigerante	Carga [Kg]	F_{CP} [Hz]	A_{VEE} [%]	COP [-]	\dot{Q}_{EV} [kW]	T_{EV} [°C]	T_{CD} [°C]	T_{SA} [°C]	T_{SR} [°C]	Resultados				\dot{m} [kg/s]	\dot{W}_{CP} [kW]	
										T_1 [°C]	T_2 [°C]	T_3 [°C]	P_1 [kPa]	P_2 [kPa]		
R22	3,2	60	100	2,13 ±0,04	12,58 ±0,25	-7,3	47,2	5,9	12,1 ±0,2	-1,4 ±0,2	72,1 ±0,2	35,1 ±0,2	390,2 ±25,0	1823,4 ±25,0	0,0771 ±0,0015	5,90 ±0,003
R134a	3,2	60	80	1,84 ±0,05	9,07 ±0,24	-3,3	54,2	4,1	25,4 ±0,2	0,8 ±0,2	96,0 ±0,2	28,8 ±0,2	260,0 ±25,0	1462,0 ±25,0	0,0566 ±0,0015	4,94 ±0,003
R404A	2,4	60	100	1,59 ±0,03	9,82 ±0,18	-14,0	41,8	6,5	8,4 ±0,2	-7,5 ±0,2	77,0 ±0,2	33,4 ±0,2	374,0 ±25,0	1908,0 ±25,0	0,0854 ±0,0015	6,18 ±0,003
R438A	3,0	60	100	1,99 ±0,04	11,10 ±0,20	-6,0	42,3	2,9	8,1 ±0,2	-3,1 ±0,2	67,3 ±0,2	34,2 ±0,2	360,0 ±25,0	1733,0 ±25,0	0,0844 ±0,0015	5,57 ±0,003
R1270	1,5	60	100	1,67 ±0,06	12,37 ±0,41	-5,0	50,5	7,1	7,4 ±0,2	2,1 ±0,2	67,1 ±0,2	43,1 ±0,2	503,0 ±25,0	2078,0 ±25,0	0,0456 ±0,0015	7,41 ±0,003

Legenda:

Carga: Massa de refrigerante	F_{CP} : Frequência do compressor	A_{VEE} : Grau de abertura da VEE	COP: Coeficiente de eficiácia
\dot{Q}_{EV} : Capacidade de refrigeração	T_{EV} : Temperatura de evaporação	T_{CD} : Temperatura de condensação	T_{SA} : Grau de superaquecimento
T_{SR} : Grau de sub-resfriamento	T_1 : Temperatura do refrigerante na sucção do compressor	T_2 : Temperatura do compressor na descarga	T_3 : Temperatura do refrigerante na saída do condensador
P_1 : Pressão absoluta do refrigerante na sucção do compressor	P_2 : Pressão absoluta do refrigerante na descarga do compressor	\dot{m} : Vazão mássica de refrigerante na descarga do compressor	\dot{W}_{CP} : Potência consumida pelo compressor

A segunda comparação refere-se à faixa de operação dos refrigerantes estudados. A análise da Fig. 4.20, mostra que, o R404A e o R438A, obtiveram melhor cobertura da região de interesse (temperatura de evaporação entre -15 e -5°C). O R404A apresentou temperaturas de condensação inferiores ao R22, variando entre 33,5 e 46,2°C. Considerando a restrição da dimensão da VEE, pode-se afirmar que, esse refrigerante se mostra, potencialmente capaz de operar em toda da faixa de trabalho de interesse desse estudo, caso a VEE seja modificada. O mesmo pode ser dito para o R438A que operou na faixa entre -15°C e -5°C com temperaturas de condensação próximas ao R404A.

O R134a apresentou temperatura de evaporação variando entre -10°C e 5°C, com temperaturas de condensação mais elevadas, superando 50°C.

O comportamento do R1270, apesar dos poucos resultados obtidos, indica elevados valores de temperatura de condensação e evaporação.

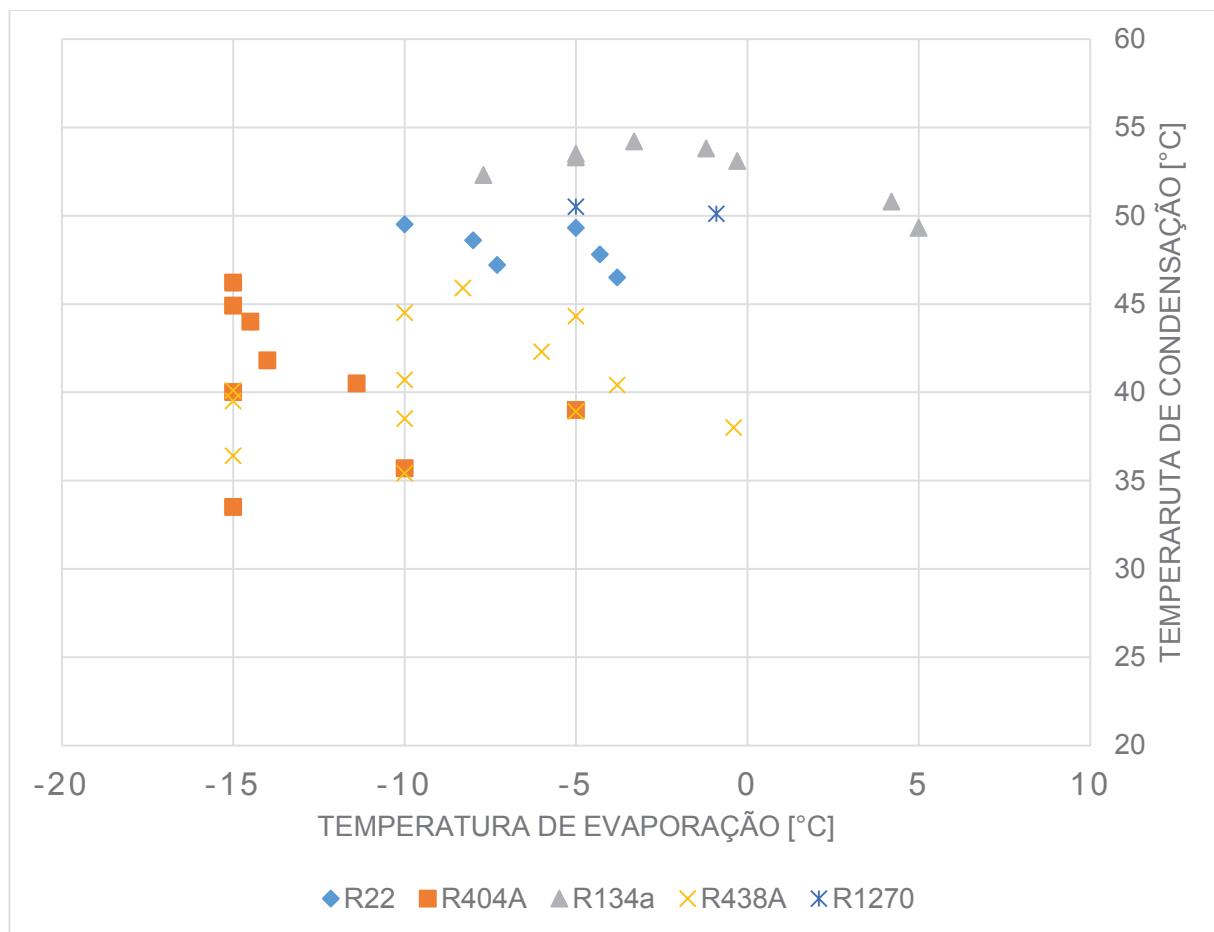


Figura 4.20 – Faixa de operação alcançada para diferentes A_{VEE} e F_{CP} .

A terceira comparação refere-se aos máximos COPs. Na Tab. 4.3 são apresentados os resultados selecionados, com melhor COP obtido por refrigerante. O fluido R404A foi o único com melhor resultado para carga reduzida.

A Fig. 4.21 indica que melhorias do COP podem ser alcançadas, com a mudança do refrigerante, associadas ao uso do inversor de frequência.

O melhor valor de COP foi obtido com o fluido R438A. Para esse fluido, observa-se que a temperatura de evaporação foi pouco superior à obtida no melhor COP do R22 ($T_{EV}^{R22} = -3,8^\circ\text{C}$ e $T_{EV}^{R438A} = -0,4^\circ\text{C}$), e a capacidade de refrigeração inferior ao fluido de referência (-12,8%). O R134a apresentou um valor de COP, também, superior ao R22, porém à uma temperatura de evaporação mais alta ($T_{EV}^{R134a} = 5^\circ\text{C}$ e $T_{EV}^{R22} = -3,8^\circ\text{C}$) e a capacidade de refrigeração inferior (-25,2%). Desta forma, mais uma vez, a operação de *drop-in* com o R134a só se mostra viável, em condições muito especiais, onde a temperatura de evaporação possa ser maior e a capacidade do sistema esteja superdimensionada.

O R404A se mostrou inferior pois, além do COP inferior ao fluido R22 ($COP^{R22} = 2,49$ e $COP^{R404A} = 2,12$), a capacidade um apresentou resultado 24,8% inferior à referência.

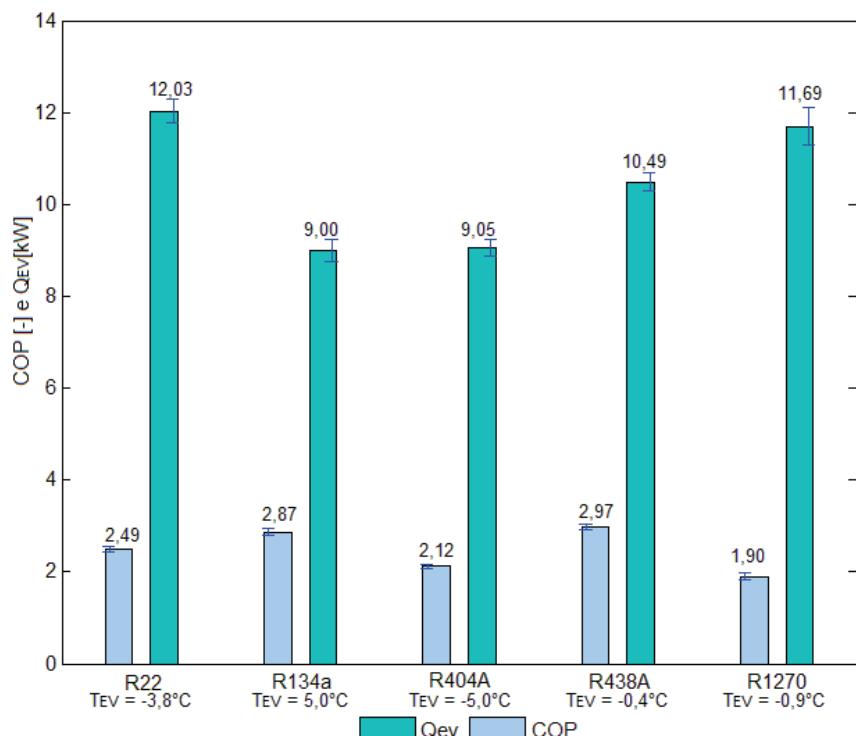


Figura 4.21 – Máximos valores de COP alcançado nos testes com $T_8 = 20^\circ\text{C}$.

Tabela 4.3 – Máximo COP para experimentos com temperatura do reservatório térmico a 20°C.

Refrigerante	Carga [kg]	F_{CP} [Hz]	A_{VEE} [%]	COP [-]	\dot{Q}_{EV} [kW]	T_{EV} [°C]	T_{CD} [°C]	T_{SA} [°C]	T_{SR} [°C]	Resultados						
										T_1 [°C]	T_2 [°C]	T_3 [°C]	P_1 [kPa]			
													P_2 [kPa]			
													\dot{m} [kg/s]			
													\dot{W}_{CP} [kW]			
R22	3,2	50	100	2,49	12,03	-3,8	46,5	5,1	9,2	1,3	62,9	37,3	440,0	1790,2	0,0747	4,83
R134a	3,2	40	80	2,87	9,00	5,0	49,3	1,9	22,0	0,2	±0,2	±0,2	±25,0	±25,0	±0,0015	±0,003
R404A	2,16	40	100	2,12	9,05	-5,0	38,7	5,8	2,3	0,8	71,8	36,4	510,0	1771,0	0,0790	4,28
R438A	3,0	40	100	2,97	10,49	-0,4	38,0	2,7	5,0	2,3	55,8	33,0	439,4	1561,0	0,0770	3,53
R1270	1,5	50	100	1,90	11,69	-0,9	50,1	6,1	6,2	5,2	60,7	43,9	570,6	2064,2	0,0431	6,15

Legenda:

Carga: Massa de refrigerante no sistema
 \dot{Q}_{EV} : Capacidade de refrigeração

A_{VEE} : Grau de abertura da VEE

COP: Coeficiente de eficácia

F_{CP} : frequência de operação do compressor
 T_{EV} : Temperatura de evaporação
 T_{CD} : Temperatura de condensação
 T_1 : Temperatura do refrigerante na succão do compressor
 T_2 : Temperatura do refrigerante na descarga do compressor
 P_1 : Pressão absoluta do refrigerante na succão do compressor

T_{SA} : Grau de superaquecimento

T_3 : Temperatura do refrigerante na saída do condensador
 \dot{m} : Vazão mássica de refrigerante na descarga do compressor

\dot{W}_{CP} : Potência consumida pelo compressor

A quarta comparação refere-se aos valores relativos ao R22. Na Fig. 4.22 são apresentadas as razões do COP e da \dot{Q}_{EV} dos fluidos alternativos com relação ao resultado do R22. Para a mesma temperatura de evaporação (-5°C), observa-se que os fluidos R404A e R438A apresentaram melhor COP e o R1270 apresentou capacidade de refrigeração superior.

Para a condição de temperatura de evaporação igual a -10°C , os R404A e R438A apresentaram COP superior ao R22. O R1270 não operou para essa temperatura de evaporação. Os resultados utilizados na Fig. 4.22, são apresentados na Tab. 4.4.

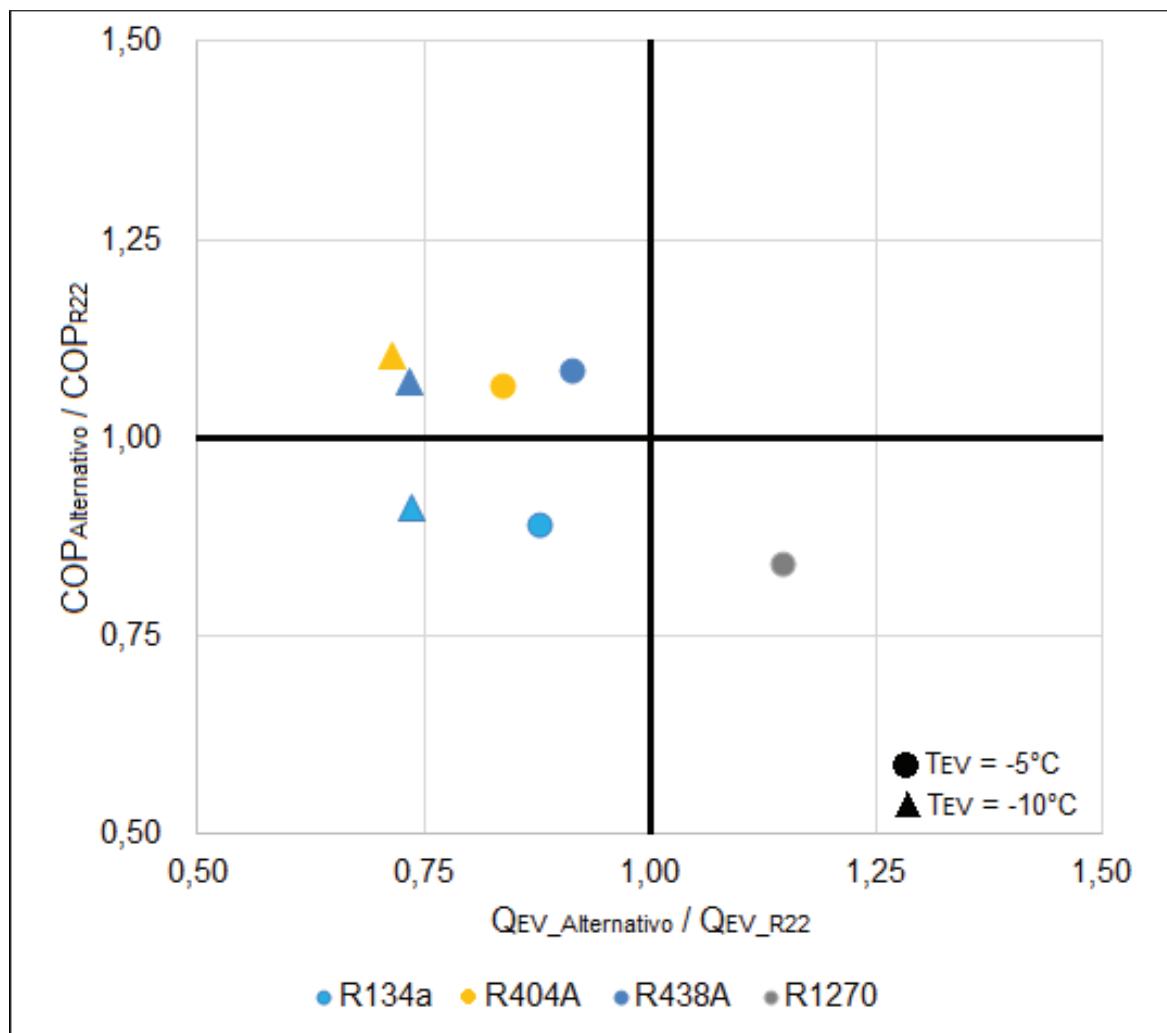


Figura 4.22 – COP e Capacidade de refrigeração relativos ao fluido R22

Tabela 4.4 – Resultados utilizados na comparação do COP e Capacidade de refrigeração do fluidos alternativos com R22.

Fluido / Carga	F_{CP} [Hz]	A_{VEE} [%]	COP [-]	\dot{Q}_{EV} [kW]	T_{EV} [°C]	T_{CD} [°C]
R22/3,2kg	50	90	$1,99 \pm 0,05$	$10,79 \pm 0,25$	-5,0	49,3
R134a/3,2kg	70	80	$1,77 \pm 0,05$	$9,48 \pm 0,24$	-5,0	53,5
R404A/2,16kg	40	100	$2,12 \pm 0,04$	$9,05 \pm 0,18$	-5,0	38,7
R438A/2,7kg	50	100	$2,16 \pm 0,04$	$9,88 \pm 0,19$	-5,0	41,4
R1270/1,5kg	60	100	$1,67 \pm 0,06$	$12,37 \pm 0,41$	-5,0	50,5
R22/3,2kg	60	88	$1,72 \pm 0,04$	$11,49 \pm 0,25$	-10,0	49,5
R134a/3,2kg	70	70	$1,57 \pm 0,05$	$8,12 \pm 0,25$	-7,7	52,3
R404A/2,16kg	40	83	$1,90 \pm 0,05$	$7,88 \pm 0,20$	-10,0	35,9
R438A/2,7kg	50	81	$1,84 \pm 0,05$	$8,10 \pm 0,21$	-10,0	39,3

4.4. Análise do TEWI

Conforme apresentado, o TEWI é uma método para comparação do impacto no efeito estufa promovido por cada sistema. Os parâmetros utilizados na solução da Eq. 2.1 são apresentados a seguir.

O valor utilizado para vazamento anual ($L_{anual} = 0,125$) foi compilado pela AIRAH (2012) para diversas fontes e sistemas. O tempo de duração de operação da planta (vida útil do equipamento) foi considerado 10 anos, e a carga de refrigerante recuperado no final da vida útil dos equipamentos foi 70% ($\alpha_{rec} = 0,7$).

A energia consumida anualmente (E_{anual}) foi calculada considerando a potência do compressor pelo número de horas de funcionamento em todo ano. A partir de uma demanda frigorífica de 194,22 kWh, calculada a partir do sistema com R22 operando 18 horas diárias, estima-se o número de horas que o sistema de refrigeração, operando com fluidos alternativos, precisará funcionar para produzir o mesmo efeito frigorífico. Foi considerado uma temperatura de evaporação igual a -10°C, e assim, calculado 176,32 kW de potência frigorífica, para 16 horas do sistema com R22.

Os dados de GWP₁₀₀ são apresentados na Tab. 4.5. Os valores para geração de CO₂ para produção de energia elétrica (β) são apresentados na Tab.3.8. Foram utilizados os resultados experimentais da Tab. 4.4 referentes a potência consumida.

Tabela 4.5 – Valor do GWP para 100 anos dos fluidos analisados. (IPCC, 2007)

	R22	R134a	R404A	R438A	R1270
GWP ₁₀₀	1810	1430	3922	3607	1,8

A Fig. 4.23 mostra o cálculo do TEWI, separado por localidade e temperatura de evaporação. Na análise inicial, observa-se que a quantidade de CO₂ liberado na produção de energia influencia, significativamente, os resultados de cada localidade. O resultado dos fluidos avaliados, também são influenciados devido a componente indireta do cálculo do TEWI.

Para a temperatura de evaporação de -5°C, o R1270 apresentou o melhor resultado nos locais com menor valor de β (Brasil e U.E.). Porém, o alto consumo de energia do sistema (baixo COP), operando com este refrigerante, ganhou relevância para os EUA, onde o parâmetro β é maior. Nesse caso o melhor resultado foi o R22. Observa-se, ainda, que os resultados do R404A e R438A estão próximos ao R22 para os EUA, devido aos melhores COPs obtidos para esses refrigerantes. Para o Brasil, o R134a apresenta melhor resultado que o R22.

O alto valor do GWP dos fluidos R404A e R438A elevaram os resultados gerais, mesmo apresentando menor consumo energético. Porém, esses fluidos se tornam viáveis, quanto à análise do TEWI, conforme o valor de β é maior. Para países como Arábia Saudita e Índia, onde a geração de energia libera elevado valor de CO₂, estes fluidos podem apresentar, melhores resultados, se comparados ao R22.

Para T_{EV} = -10°C, HFCs apresentam melhores resultados que o R22 no Brasil (R134a) e nos EUA (R404A).

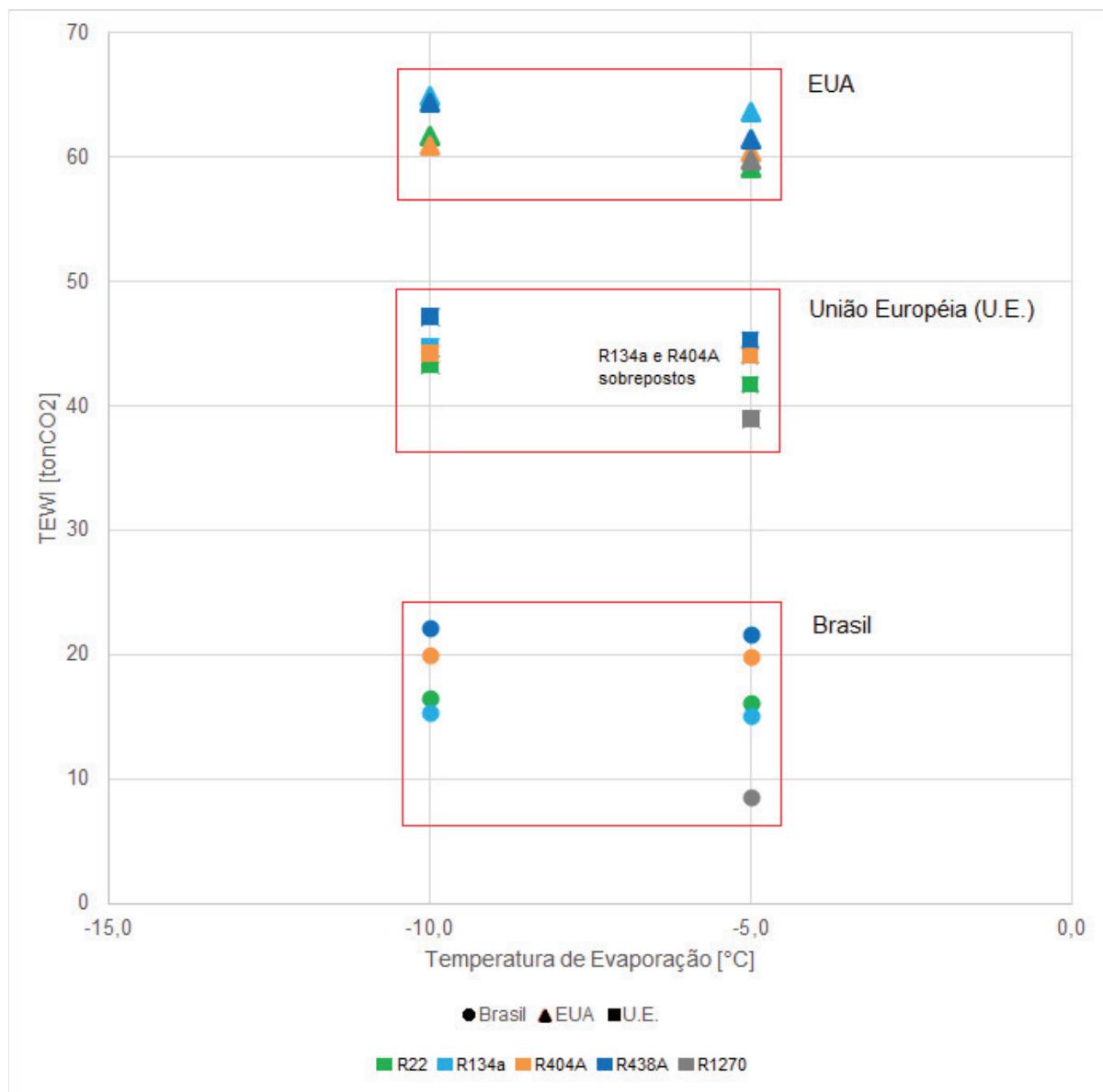


Figura 4.23 – Valores de calculados TEWI para diferentes países.

CAPITULO V

CONCLUSÕES

O desenvolvimento dessa dissertação teve como objetivo, avaliar uma solução para a eminente eliminação do fluido R22. A utilização do inversor de frequência teve como objetivo, explorar o compressor scroll em diferentes faixas de operação, e assim, ampliar a faixa de trabalho, independente do refrigerante escolhido.

As operações de *drop-in* realizadas, mostraram que soluções com HFCs podem atingir faixa temperatura de evaporação semelhante ao fluido original. O R438A apresentou maior flexibilidade, operando além dos limites inferiores e superiores do R22. Apesar disso, a capacidade frigorífica foi inferior, em média 17,8%, se compara à referência.

Os resultados obtidos com o R404A, qualificam este fluido como substituto do R22. Porém, a capacidade de refrigeração reduziu-se em 22,3%. Este HFC operou em toda a faixa de temperatura de evaporação estudada. O experimento com este fluido, realça a necessidade de verificação da análise da capacidade da válvula de expansão na operação de *drop-in*.

Nestes experimentos, o R438A e o R404A obtiveram melhores COPs que o R22, devido à redução do consumo de energia elétrica.

A temperatura de descarga do R404A e R438A apresentaram valores inferiores aos obtidos para o R22, o que colabora com o aumento da vida útil do compressor.

O R134a somente operou em temperaturas de evaporação maiores que -7,7°C, com a faixa de operação deslocada para médias temperaturas de evaporação, devido sua baixa pressão de vapor. Os resultados de capacidade de refrigeração do R134a foram, em média, 19,2% menores se comparados ao R22. Este HFC apresentou-se impróprio para o *drop-in*.

O refrigerante R410A mostrou-se inviável ao processo de *drop-in*. Tal conclusão ocorre em virtude das elevadas temperaturas de descarga. O mecanismo de compressão do scroll, que possui razão de volumes constante, promoveu ao R410A uma compressão excessiva, provocando assim, as indesejáveis temperaturas de descarga elevadas.

O R1270 apresentou o maior valor de capacidade de refrigeração, superando, inclusive, o R22. Porém, devido a sua alta capacidade volumétrica, o consumo de energia elétrica limitou a operação *drop-in*.

De forma geral, o compressor scroll, pelo princípio de compressão com razão de volumes constante, apresentou resultados restritos na operação de *drop-in*, limitando o uso de fluidos alternativos.

A análise do TEWI mostra que os fluidos HFCs devem ser observados como uma solução para o R22, porém com ressalvas. A redução do impacto à camada de ozônio é prejudicada pela ampliação do impacto relacionada ao efeito estufa. Os efeitos diretos, para os fluidos R404A e R438A são relevantes devido ao alto GWP desses fluidos. A criação de procedimentos e, constante rigor sobre as manutenções, podem reduzir vazamentos e melhorar os resultados desses fluidos. Além disso, o uso de recolhedora de fluido também, contribui, com a melhoria desses indicadores.

O R1270, mesmo operando em uma pequena faixa de temperatura de evaporação, apresentou valor de TEWI inferior ao obtido com o R22 devido ao seu valor de GWP, além de maior capacidade de refrigeração, mostrando-se uma solução para a redução do efeito estufa.

Os HFCs com menores valores de GWP devem ser melhor analisados. Neste trabalho experimentamos o R410A que, apesar de alto valor de GWP, tem valor 47% menor que o fluido R404A. Porém, a análise o *drop-in* não foi possível, como mencionado anteriormente.

No presente trabalho, foi utilizado um sistema de refrigeração básico (compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador), a instalação de novos componentes de controle, podem viabilizar operações de *drop-in* com o R410A e outros fluidos com propriedades similares.

As superfícies de resposta se mostraram ferramentas úteis para operações de automação e comparação dos fluidos.

Estudos futuros devem contemplar a bancada com novos componentes, afim de melhorar e ampliar as condições de ensaios. Uma opção é utilizar um compressor com

conexão entre a descarga e a sucção, que permitirá melhor controle da relação de pressão do equipamento. Deve-se também, avaliar o uso de válvula de descarga no compressor para melhoria da eficiência do sistema.

Novos fluidos refrigerantes poderão ser ensaiados, principalmente misturas de HFC e HC, cujas características do fluido resultante é intermediárias, com baixo impacto ambiental (menor valor de GWP) e inflamabilidade intermediária.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

AGÊNCIA NACIONAL DE ENERGIA ELÉTRICA. **Atlas de Energia Elétrica do Brasil - 3^a** Edição. 2008.

AIRAH. **Methods of calculating Total Equivalent Warming Impact (TEWI) 2012.** The Australian Institute of Refrigeration, Air conditioning and Heating. p. 21. 2012.

ALLGOOD, C. C.; LAWSON, C. C. Performance of R-438A in R-22 Refrigeration and Air Conditioning Systems. **International Refrigeration and Air Conditioning Conference**, v. 1, p. 1-8, 2010.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS (ASHRAE). **ASHRAE Handbook - Fundamentals.** Atlanta, 2005. Cap. 19, p. 19.1 - 19.9.

AMERICAN SOCIETY OF HEATING, REFRIGERATING AND AIR-CONDITIONING ENGINEERS (ASHRAE). **ASHRAE Handbook - HVAC Systems and Equipment.** 2008. Cap. 37, p. 37.1-37.38.

ANEEL. **Atlas de Energia Elétrica do Brasil.** 3. ed. Brasília: [s.n.], 2008. 236 p. ISBN 978-85-87491-10-7.

ANTUNES, A. H. P. **Processo de Substituição de R22 em Sistemas de Refrigeração Comercial.** 2015. 136 f. Tese de Doutorado - Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia.

APREA, C.; MAIORINO, A.; MASTRULLO, R. Change in energy performance as a result of a R422D retrofit: An experimental analysis for a vapor compression refrigeration plant for a walk-in cooler. **Applied Energy**, v. 88, n. 12, p. 4742-4748, Dez. 2011. ISSN 03062619.

APREA, C.; MASTRULLO, R.; RENNO, C. Experimental analysis of the scroll compressor performances varying its speed. **Applied Thermal Engineering**, v. 26, n. 10, p. 983-992, Jul. 2006. ISSN 13594311.

BAOLONG, W. et al. Effect of inner compression ratio adjustment on seasonal energy performance of inverter air conditioner. **13th Conference of International Building Performance Simulation Association**. Chambéry: 2013. p. 1515-1522.

BITZER. **Refrigerant Report 18**. Bitzer Kühlmaschinenbau GmbH. 2014.

BOLAJI, O. B. Performance investigation of ozone-friendly R404A and R507 refrigerants as alternatives to R22 in a window air-conditioner. **Energy and Buildings**, Abeokuta, v. 43, n. 11, p. 3139-3143, Ago. 2011. ISSN 03787788.

CABELLO, R. et al. Energy influence of the IHX with R22 drop-in and long-term substitutes in refrigeration plants. **Applied Thermal Engineering**, v. 50, p. 260-267, Jan. 2013. ISSN 13594311.

CALM, J. M.; DOMANSKI, A. P. R-22 Replacement Status. **ASHRAE Journal**, v. 46, n. 8, p. 29-39, Ago. 2004.

CHITTI, M. S.; BIVENS, D. B. Performance of R-407C and HCFC-22 in Chillers with Brazed Plate Heat Exchangers. **International Refrigeration and Air conditioning Conference**, p. 13-18, 1998.

CLELAND, D. J.; KEEDWELL, R. W.; ADAMS, S. R. Use of hydrocarbons as drop-in replacements for HCFC-22 in on-farm milk cooling equipment. **International Journal of Refrigeration**, Palmerston North, v. 32, n. 6, p. 1403-1411, 2009. ISSN 01407007.

COLBOURNE, D. et al. Guidelines for the safe use of hydrocarbon refrigerants. **Deutsche Gesellschaft für Internationale Zusammenarbeit (GIZ)**. Bonn e Eschborn, p. 320. 2012.

CRAWFORD, T.; USELTON, D. System Drop-in Test of Refrigerant R-32 in Split System Heat Pump. **Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute (AHRI)**. Carrollton, p. 19. 2012.

DANFOSS. Compressores scroll de refrigeração MLZ - Guia de seleção e aplicação. BRSC. [S.I.], p. 42. 2010. (FRCC.PC.015.A3.28).

DUPONT. **DuPont HFC-134a Properties, Uses, Storage and Handling**. 2004a.

DUPONT. **Retrofit Guidelines for DuPont™ Suva® HFC Refrigerants**. Wilmington, p. 20. 2004b. (H-75326-3).

DUPONT. **Termodynamic Properties of Dupont ISCEON M029**. Wilmington, p. 22. 2005. (K-15283).

DUTTA, A. K.; YANAGISAWA, T.; FUKUTA, M. An investigation of the performance of a scroll compressor under liquid refrigerant injection. **International Journal of Refrigeration**, Hamamatsu, v. 24, n. 1, p. 577-587, 2001.

ELGENDY, E.; HASSANAIN, M.; FATOUH, M. Assessment of R-438A as a retrofit refrigerant for R-22 in direct expansion water chiller. **International Journal of Refrigeration**, Cairo, v. 50, p. 127-136, Fev. 2015. ISSN 10.1016/j.ijrefrig.2014.07.017.

DEUTSCHE GESELLSCHAFT FÜR INTERNATIONALE ZUSAMMENARBEIT (GIZ). **Guidelines for the safe use of hydrocarbon refrigerants**. Eschborn. 2010.

HAYANO, M. et al. An analysis of losses in scroll compressor. **International Compressor Engineering Conference**, p. 189-197, 1988.

HONEYWELL INTERNATIONAL INC. **Honeywell Genetron® 407C. Properties, Uses, Storage, and Handling**. Morristown, p. 18. 2005.

HONEYWELL INTERNATIONAL INC. **Honeywell Genetron® AZ-20. Properties, Uses, Storage, and Handling**. Morristown, p. 18. 2006.

HONEYWELL INTERNATIONAL INC. **Honeywell Genetron® AZ-50 & 404A Properties, Uses, Storage, and Handling**. Morristown, p. 20. 2006. (H-75326-4).

HONEYWELL INTERNATIONAL INC. **Genetron® 422D. Another R-22 retrofit option**. Morristown. 2008. (G525-005).

INTERNATIONAL ENERGY AGENCY. **CO2 emissions from fuel combustion**. Paris, p. 156. 2013.

IPCC. **Changes in Atmospheric Constituents and in Radiative Forcing**. In: SOLOMON, S., et al. Climate Change 2007: The Physical Science Basis. Contribution of Working Group I to the Fourth Assessment. Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA: Cambridge University Press, 2007. Cap. 2, p. 129-234.

IPCC. **Climate Change 2014: Mitigation of Climate Change. Contribution of Working Group III to the Fifth Assessment**. Cambridge University Press. Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA. 2014. (978-1-107-05821-7).

KIEM, M. K. et al. Noise Characteristics Of A Check Valve Installed In R22 And R410A Scroll Compressors. **International Compressor Engineering Conference**. 2002.

KOHAYAKAWA, T. et al. Performance Evaluation of Horizontal Type Scroll Compressor for Alternative Refrigerant (R410A). **International Compressor Engineering Conference**, Osaka, p. 435-440, 1988.

LEE, D. Y. et al. Experimental investigation on the drop-in performance of R407C as a substitute for R22 in a screw chiller with shell-and-tube heat exchangers. **International Journal of Refrigeration**, v. 25, p. 575-585, 2002.

LOMMERS, C. A. **Air Conditioning and refrigeration industry refrigerant selection guide**. The Australian Institute of Refrigeration Air conditioning and Heating Inc (AIRAH). Melbourne, p. 65. 2003. (0-949436-41-0).

LOUW, K.; RIPLEY, K. **Briefing Note on the Workshop on HFC Management. Workshop on HFC Management**. IISD. 2014. p. 6.

MAERTENS, M. J.; RICHARDSON, H. Scroll Compressor Operating Envelope Considerations. **International Compressor Engineering Conference**, Michigan, p. 587-591, 1992.

NATIONAL REFRIGERANTS, INC. **Refrigerant Reference Guide Fifth Edition**. National Refrigerants, Inc. p. 148. 2011.

PARK, K.-J.; SHIM, Y.-B.; JUNG, D. A 'drop-in' refrigerant R431A for replacing HCFC22 in residential air-conditioners and heat pumps. **Energy Conversion and Management**, Incheon, v. 50, n. 7, p. 1671-1675, 2009. ISSN 0196-890X.enconman.2009.03.027.

PAYNE, W. V.; DOMANSKI, P. A. **A Comparison of an R22 and an R410A Air Conditioner Operating at High Ambient Temperatures**, Maryland, 1999.

PEIXOTO, R. D. A. Uso de fluidos refrigerantes hidrocarbonetos – Estado atual e tendências. **Uso de Refrigerantes Naturais em Sistemas de Refrigeração e Ar-condicionado.** São Paulo: 2008. p. 63 - 78.

PEREIRA, G. D. S.; HUEHREN, R. **Treinamento e capacitação para boas práticas de refrigeração em supermercados.** Brasília: [s.n.], 2014. 234.

PIMENTA, J. M. D. Uso de hidrocarbonetos refrigerantes em aplicações residenciais. **Uso de Refrigerantes Naturais em Sistemas de Refrigeração e Ar-condicionado.** São Paulo: [s.n.]. 2008. p. 79 - 101.

RIBEIRO, G. B.; GENNARO, G. M. D. **Compressor Calorimeter Test of Refrigerants R-22 and R-1270.** Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute (AHRI). Joinville, p. 18. 2013.

RIFFAT, S. B. et al. Natural Refrigerants for Refrigeration and Air-Conditioning Systems. **Applied Thermal Engineering**, v. 17, n. 1, p. 33-42, 1997. ISSN S1359-4311(96)00030-0.

TENG, T.-P. et al. Retrofit assessment of window air conditioner. **Applied Thermal Engineering**, Taipei, v. 32, n. 1, p. 100-107, Jan. 2012. ISSN 10.1016/j.applthermaleng.2011.08.036.

TILLNER-ROTH, R.; CORBAN, K. **R22 retrofit with R422D in German Supermarkets.**

WU, J. H.; YANG, L. D.; HOU, J. Experimental performance study of a small wall room air conditioner retrofitted with R290 and R1270. **International Journal of Refrigeration**, v. 35, n. 7, p. 1860-1868, Nov. 2012. ISSN 10.1016/j.ijrefrig.2012.06.004.

WWW.UNEP.ORG. **United Nations Environment Programme**, 2014. Disponível em: <www.unep.org>. Acesso em: 26 dez. 2014.

ANEXO I

Planilha de Resultados Experimentais: ECC

Tabela A.1.1 – Resultados experimentais para fluido R134a, 3,2 kg e temperatura do reservatório térmico 20°C

Teste	Parâmetros				Resultados										
	F _{CP} [Hz]	A _{VEE} [%]	COP [-]	Q _{EV} [kW]	T _{EV} [°C]	T _{CD} [°C]	T _{SA} [°C]	T _{SR} [°C]	T ₁ [°C]	T ₂ [°C]	T ₃ [°C]	P ₁ [kPa]	P ₂ [kPa]	ṁ [kg/s]	W _{CP} [kW]
1	55	80,0	2,29	9,33	-1,1	52,0	3,0	24,9	1,9 ±0,2	87,2 ±0,2	27,1 ±0,2	281,0 ±25,0	1386,0 ±25,0	0,0572 ±0,0015	4,08 ±0,003
2	65	85,0	2,12	10,37	-2,2	52,7	3,5	24,1	1,3 ±0,2	82,4 ±0,2	28,6 ±0,2	270,0 ±25,0	1410,0 ±25,0	0,0645 ±0,0015	4,89 ±0,003
3	41	80,0	2,74	8,84	4,2	49,2	2,1	21,6	6,3 ±0,2	70,8 ±0,2	27,6 ±0,2	340,0 ±25,0	1293,0 ±25,0	0,0537 ±0,0015	3,23 ±0,003
4	55	80,0	2,23	9,23	-1,2	53,2	3,3	24,4	2,1 ±0,2	84,0 ±0,2	28,8 ±0,2	280,0 ±25,0	1428,0 ±25,0	0,0574 ±0,0015	4,14 ±0,003
5	69	80,0	1,77	9,48	-5,4	54,3	4,9	25,2	-0,5 ±0,2	96,0 ±0,2	29,1 ±0,2	240,0 ±25,0	1467,0 ±25,0	0,0595 ±0,0015	5,34 ±0,003
6	55	72,9	1,97	8,27	-2,2	52,5	6,5	24,4	4,3 ±0,2	100,3 ±0,2	28,1 ±0,2	270,0 ±25,0	1404,0 ±25,0	0,0504 ±0,0015	4,19 ±0,003
7	65	75,0	1,72	8,57	-4,3	53,0	5,5	24,4	1,2 ±0,2	106,2 ±0,2	28,6 ±0,2	250,0 ±25,0	1422,0 ±25,0	0,0532 ±0,0015	4,99 ±0,003

Continua

Conclusão

Teste	Parâmetros						Resultados								
	F _{CP} [Hz]	A _{VEE} [%]	COP [-]	Q _{EV} [kW]	T _{EV} [°C]	T _{CD} [°C]	T _{SA} [°C]	T _{SR} [°C]	T ₁ [°C]	T ₂ [°C]	T ₃ [°C]	P ₁ [kPa]	P ₂ [kPa]	\dot{m} [kg/s]	\dot{W}_{CP} [kW]
8	45	85,0	3,00 $\pm 0,08$	9,59 $\pm 0,25$	2,5	49,5	2,3	20,2 $\pm 0,2$	4,8 $\pm 0,2$	63,4 $\pm 0,2$	29,3 $\pm 0,2$	320,0 $\pm 25,0$	1301,0 $\pm 25,0$	0,0594 $\pm 0,0015$	3,20 $\pm 0,003$
9	45	75,0	2,32 $\pm 0,07$	8,36 $\pm 0,25$	1,6	51,5	2,5	23,7 $\pm 0,2$	4,1 $\pm 0,2$	86, 5 $\pm 0,2$	27,8 $\pm 0,2$	310,0 $\pm 25,0$	1368,0 $\pm 25,0$	0,0512 $\pm 0,0015$	3,61 $\pm 0,003$
10	55	87,1	2,64 $\pm 0,06$	10,23 $\pm 0,24$	-0,3	50,8	3,1	20,9 $\pm 0,2$	2,8 $\pm 0,2$	67,0 $\pm 0,2$	29,9 $\pm 0,2$	290,0 $\pm 25,0$	1345,0 $\pm 25,0$	0,0641 $\pm 0,0015$	3,87 $\pm 0,003$
11	55	80,0	2,30 $\pm 0,06$	9,23 $\pm 0,25$	-1,2	52,5	2,8	24,2 $\pm 0,2$	1,6 $\pm 0,2$	83,0 $\pm 0,2$	28,3 $\pm 0,2$	280,0 $\pm 25,0$	1403,0 $\pm 25,0$	0,0573 $\pm 0,0015$	4,01 $\pm 0,003$
12	55	80,0	2,27 $\pm 0,06$	9,27 $\pm 0,24$	-1,1	52,6	2,9	22,1 $\pm 0,2$	1,8 $\pm 0,2$	93,6 $\pm 0,2$	30,5 $\pm 0,2$	281,0 $\pm 25,0$	1408,0 $\pm 25,0$	0,0586 $\pm 0,0015$	4,09 $\pm 0,003$
14	55	80,0	2,21 $\pm 0,06$	8,89 $\pm 0,23$	-1,3	53,8	2,9	20,2 $\pm 0,2$	1,6 $\pm 0,2$	88,8 $\pm 0,2$	33,6 $\pm 0,2$	279,0 $\pm 25,0$	1450,0 $\pm 25,0$	0,0579 $\pm 0,0015$	4,03 $\pm 0,003$

Tabela A.1.2 – Resultados experimentais para fluido R404A, 2,4 kg e temperatura do reservatório térmico 20°C

Teste	Parâmetros					Resultados									
	F _{CP} [Hz]	A _{V/E} [%]	COP	Q _{EV} [kW]	T _{EV} [°C]	T _{CD} [°C]	T _{SA} [°C]	T _{SR} [°C]	T ₁ [°C]	T ₂ [°C]	T ₃ [°C]	P ₁ [kPa]	P ₂ [kPa]	m̄ [kg/s]	W _{CP} [kW]
1	55	80,0	1,49	8,07 ±0,21	-18,3	38,6	25,7	8,5	7,4 ±0,2	101,9 ±0,2	30,1 ±0,2	320,0	1770,0	0,0598 ±0,0015	5,41 ±0,003
2	65	85,0	1,30	8,76 ±0,20	-18,3	40,9	21,6	9,4	3,3 ±0,2	105,7 ±0,2	31,5 ±0,2	320,0	1868,0	0,0679 ±0,0015	6,74 ±0,003
3	41	80,0	1,64	7,70 ±0,21	-8,7	37,5	18,8	7,6	10,1 ±0,2	96,1 ±0,2	29,9 ±0,2	450,0	1723,0	0,0570 ±0,0015	4,70 ±0,003
4	55	80,0	1,45	8,06 ±0,20	-17,5	39,0	24,4	8,7	6,9 ±0,2	105,7 ±0,2	30,3 ±0,2	330,0	1786,0	0,0602 ±0,0015	5,55 ±0,003
5	69	80,0	1,03	7,32 ±0,03	-20,9	40,3	28,3	9,4	7,4 ±0,2	120,3 ±0,2	30,9 ±0,2	290,0	1841,0	0,0545 ±0,0015	7,07 ±0,003
6	55	72,9	1,34	7,17 ±0,21	-20,9	37,3	30,8	8,2	9,9 ±0,2	116,2 ±0,2	29,1 ±0,2	290,0	1713,0	0,0515 ±0,0015	5,36 ±0,003
7	65	75,0	1,23	7,61 ±0,21	-22,8	37,9	32,2	8,6	9,4 ±0,2	121,6 ±0,2	29,3 ±0,2	270,0	1737,0	0,0548 ±0,0015	6,17 ±0,003
8	45	85,0	1,68	8,14 ±0,19	-12,1	37,8	12,1	7,3	0,0 ±0,2	86,4 ±0,2	30,5 ±0,2	400,0	1733,0	0,0647 ±0,0015	4,84 ±0,003
9	45	75,0	1,49	7,31 ±0,21	-15,1	36,4	25,2	7,5	10,1 ±0,2	105,9 ±0,2	28,9 ±0,2	360,0	1676,0	0,0528 ±0,0015	4,89 ±0,003

Continua

Conclusão

Teste	Parâmetros						Resultados								
	F _{CP} [Hz]	A _{VEE} [%]	COP [-]	Q _{EV} [kW]	T _{EV} [°C]	T _{CD} [°C]	T _{SA} [°C]	T _{SR} [°C]	T ₁ [°C]	T ₂ [°C]	T ₃ [°C]	P ₁ [kPa]	P ₂ [kPa]	ṁ [kg/s]	W _{CP} [kW]
10	55	87,1	1,62 ±0,04	8,67 ±0,19	-15,9	39,3	14,6	8,1	-1,3 ±0,2	90,3 ±0,2	31,2 ±0,2	350,0 ±25,0	1799,0 ±25,0	0,0695 ±0,0015	5,36 ±0,003
11	55	80,0	1,53 ±0,04	8,02 ±0,21	-18,3	37,9	24,7	8,5	6,4 ±0,2	101,7 ±0,2	29,4 ±0,2	320,0 ±25,0	1737,0 ±25,0	0,0594 ±0,0015	5,25 ±0,003
12	55	80,0	1,49 ±0,04	7,97 ±0,21	-18,3	37,9	25,5	8,0	7,2 ±0,2	100,8 ±0,2	29,9 ±0,2	320,0 ±25,0	1738,0 ±25,0	0,0590 ±0,0015	5,33 ±0,003
13	55	80,0	1,54 ±0,04	8,17 ±0,21	-18,3	38,0	25,2	9,1	6,9 ±0,2	102,1 ±0,2	28,9 ±0,2	320,0 ±25,0	1745,0 ±25,0	0,0599 ±0,0015	5,31 ±0,003

Tabela A.1.3 – Resultados experimentais para fluido R438A, 3,0 kg e temperatura do reservatório térmico 20°C

Teste	Parâmetros					Resultados									
	F _{CP} [Hz]	A _{V/E} [%]	COP [-]	Q _{EV} [kW]	T _{EV} [°C]	T _{CD} [°C]	T _{SA} [°C]	T _{SR} [°C]	T ₁ [°C]	T ₂ [°C]	T ₃ [°C]	P ₁ [kPa]	P ₂ [kPa]	m̄ [kg/s]	W _{CP} [kW]
1	55	80,0	1,79	8,56	-10,2	39,6	15,3	10,8	5,1	99,4	28,8	308,0	1624,0	0,0578±	4,79
2	65	85,0	1,53	9,20	-11,0	42,0	8,2	12,0	-2,8	100,5	30,0	298,0	1722,0	0,0659±	6,03
3	41	80,0	2,10	8,30	-3,1	37,6	12,5	9,7	9,4	90,1	27,9	400,0	1548,0	0,0549±	3,96
4	55	80,0	1,79	8,59	-9,8	39,3	15,1	10,8	5,3	99,9	28,5	312,0	1614,0	0,0578±	4,79
5	69	80,0	1,34	9,03	-11,9	43,5	14,3	12,5	2,4	115,0	31,0	288,0	1783,0	0,0632±	6,75
6	55	72,9	1,65	8,00	-12,7	39,7	22,3	10,4	9,6	108,0	29,3	280,0	1629,0	0,0527±	4,85
7	65	75,0	1,43	8,44	-13,5	40,9	22,1	11,4	8,6	119,0	29,5	271,5	1677,0	0,0560±	5,91
8	45	85,0	2,03	9,23	-3,8	41,5	3,8	10,6	0,0	80,7	30,9	389,4	1700,0	0,0666±	4,55
9	45	75,0	1,85	8,15	-6,8	39,4	16,2	10,4	9,4	98,5	29,0	350,0	1616,0	0,0541±	4,41

Continua

Conclusão

Teste	Parâmetros					Resultados									
	F _{CP} [Hz]	A _{VEE} [%]	COP [-]	Q _{EV} [kW]	T _{EV} [°C]	T _{CD} [°C]	T _{SA} [°C]	T _{SR} [°C]	T ₁ [°C]	T ₂ [°C]	T ₃ [°C]	P ₁ [kPa]	P ₂ [kPa]	m̄ [kg/s]	W _{CP} [kW]
10	55	87,1	1,87 ±0,04	9,79 ±0,20	-7,5	43,2	5,0	11,3 ±0,2	-2,5 ±0,2	84,1 ±0,2	31,9 ±0,2	340,0 ±25,0	1773,0 ±25,0	0,0720± 0,0015	5,24 ±0,003
11	55	80,0	1,81 ±0,04	8,92 ±0,22	-9,8	41,1	14,4	11,0 ±0,2	4,6 ±0,2	94,5 ±0,2	30,1 ±0,2	312,0 ±25,0	1686,0 ±25,0	0,0613 ±0,0015	4,94 ±0,003
12	55	80,0	1,78 ±0,04	8,81 ±0,22	-10,1	41,1	12,4	11,1 ±0,2	2,3 ±0,2	98,5 ±0,2	30,0 ±0,2	308,5 ±25,0	1684,0 ±25,0	0,0613 ±0,0015	4,96 ±0,003
13	55	80,0	1,79 ±0,04	8,81 ±0,22	-10,0	40,7	12,0	11,2 ±0,2	2,0 ±0,2	95,9 ±0,2	29,5 ±0,2	310,0 ±25,0	1668,0 ±25,0	0,0611 ±0,0015	4,92 ±0,003

Legenda:

Carga: Massa de refrigerante no sistema	F _{CP} : frequência de operação do compressor	A _{VEE} : Grau de abertura da VEE	COP: Coeficiente de eficiácia
Q _{EV} : Capacidade de refrigeração	T _{EV} : Temperatura de evaporação	T _{CD} : Temperatura de condensação	T _{SA} : Grau de superaquecimento
T _{SR} : Grau de sub-resfriamento	T ₁ : Temperatura do refrigerante na sucção do compressor	T ₂ : Temperatura do refrigerante na descarga do compressor	T ₃ : Temperatura do refrigerante na saída do condensador
P ₁ : Pressão absoluta do refrigerante na sucção do compressor	P ₂ : Pressão absoluta do refrigerante na descarga do compressor	m̄: Vazão mássica de refrigerante	W _{CP} : Potência consumida pelo compressor

ANEXO II

Planilha de Resultados Experimentais: Comparativo

Tabela A.2.1 – Resultados experimentais para fluido R22, 3,2 kg e temperatura do reservatório térmico 20°C

Teste	Parâmetros				Resultados										
	F _{CP} [Hz]	A _{VEE} [%]	COP [-]	Q _{EV} [kW]	T _{EV} [°C]	T _{CD} [°C]	T _{SA} [°C]	T _{SR} [°C]	T ₁ [°C]	T ₂ [°C]	T ₃ [°C]	P ₁ [kPa]	P ₂ [kPa]	ṁ [kg/s]	W _{CP} [kW]
1	60	100	2,13 ±0,04	12,58 ±0,25	-7,3	47,2	5,9	12,1	-1,4 ±0,2	72,1 ±0,2	35,1 ±0,2	390,2	1823,4 ±25,0	0,0771 ±0,0015	5,90 ±0,003
2	60	95	1,90 ±0,04	11,89 ±0,25	-8,0	48,6	6,3	13,1	-1,7 ±0,2	81,9 ±0,2	35,5 ±0,2	380,8	1880,1 ±25,0	0,0731± 0,0015	6,27 ±0,00
3	60	88	1,72 ±0,04	11,02 ±0,25	-10,0	49,5	8,1	14,0	-1,9 ±0,2	105,6 ±0,2	35,5 ±0,2	355,0	1920,2 ±25,0	0,0676± 0,0015	6,41 ±0,00
4	50	100	2,49 ±0,05	12,03 ±0,25	-3,8	46,5	5,1	9,2	1,3 ±0,2	62,9 ±0,2	37,3 ±0,2	440,0	1790,2 ±25,0	0,0747 ±0,0015	4,83 ±0,003
5	50	95	2,25 ±0,05	11,49 ±0,25	-4,3	47,8	5,7	11,0	1,4 ±0,2	75,4 ±0,2	36,8 ±0,2	432,4 ±25,0	1847,5 ±25,0	0,0709 ±0,0015	5,11 ±0,003
6	50	90	1,99 ±0,05	10,79 ±0,25	-5,0	49,3	6,1	13,2	1,1 ±0,2	92,5 ±0,2	36,1 ±0,2	422,0	1912,0 ±25,0	0,0662 ±0,0015	5,42 ±0,003

Tabela A.2.2 – Resultados experimentais para fluido R22, 3,2 kg e temperatura do reservatório térmico 30°C

Teste	Parâmetros						Resultados								
	F _{CP} [Hz]	A _{VEE} [%]	COP [-]	Q _{EV} [kW]	T _{EV} [°C]	T _{CD} [°C]	T _{SA} [°C]	T _{SR} [°C]	T ₁ [°C]	T ₂ [°C]	T ₃ [°C]	P ₁ [kPa]	P ₂ [kPa]	m̄ [kg/s]	W _{CP} [kW]
1	60	100	1,88 ±0,03	13,17 ±0,25	-2,9	52,8	5,0	14,6	2,1 ±0,2	91,2 ±0,2	38,2	453,4 ±25,0	2070,2 ±25,0	0,0822 ±0,0015	7,02 ±0,003
2	60	95	1,73 ±0,03	12,51 ±0,24	-3,7	52,9	5,3	14,6	1,6 ±0,2	97,4 ±0,2	38,3	440,3 ±25,0	2073,5 ±25,0	0,0782 ±0,0015	7,24 ±0,003
3	60	90	1,56 ±0,03	11,59 ±0,24	-4,4	52,9	4,7	15,4	0,3 ±0,2	106,7 ±0,2	37,5	430,8 ±25,0	2077,1 ±25,0	0,0723 ±0,0015	7,42 ±0,003
4	60	85	1,32 ±0,03	11,00 ±0,24	-5,0	53,0	6,6	14,6	1,6 ±0,2	126,8 ±0,2	38,4	422,0 ±25,0	2082,5 ±25,0	0,0686 ±0,0015	8,36 ±0,003
5	50	100	2,25 ±0,04	12,59 ±0,25	0,2	50,6	4,5	12,6	4,7 ±0,2	83,1 ±0,2	38,0	501,2 ±25,0	1970,3 ±25,0	0,0780 ±0,0015	5,59 ±0,003
6	50	95	2,07 ±0,04	12,03 ±0,25	0,1	51,5	3,8	14,0	3,9 ±0,2	90,2 ±0,2	37,5	500,2 ±25,0	2010,2 ±25,0	0,0745 ±0,0015	5,80 ±0,003
7	50	90	1,78 ±0,04	11,24 ±0,25	-0,2	52,6	4,0	15,8	3,8 ±0,2	104,3 ±0,2	36,8	495,2 ±25,0	2061,7 ±25,0	0,0692 ±0,0015	6,30 ±0,003
8	50	85	1,62 ±0,04	10,37 ±0,25	-0,5	52,0	4,7	16,2	4,2 ±0,2	119,4 ±0,2	35,8	490,0 ±25,0	2035,4 ±25,0	0,0632 ±0,0015	6,40 ±0,003

Tabela A.2.3 – Resultados experimentais para fluido R22, 2,8 kg e temperatura do reservatório térmico 20°C

Teste	Parâmetros						Resultados								
	F _{CP} [Hz]	A _{VEE} [%]	COP [-]	Q _{EV} [kW]	T _{EV} [°C]	T _{CD} [°C]	T _{SA} [°C]	T _{SR} [°C]	T ₁ [°C]	T ₂ [°C]	T ₃ [°C]	P ₁ [kPa]	P ₂ [kPa]	m̄ [kg/s]	W _{CP} [kW]
1	60	100	1,91 ±0,04	12,43 ±0,24	-5,0	50,5	5,4	10,5	0,4 ±0,2	79,5 ±0,2	40,0 ±0,2	422,0 ±25,0	1965,0 ±25,0	0,0790 ±0,0015	6,49 ±0,003
2	60	95	1,76 ±0,04	11,82 ±0,24	-5,2	51,6	5,3	11,5	0,1 ±0,2	94,5 ±0,2	40,1 ±0,2	419,0 ±25,0	2017,0 ±25,0	0,0753 ±0,0015	6,73 ±0,003
3	60	90	1,57 ±0,03	10,91 ±0,24	-5,8	51,4	5,0	12,1	-0,8 ±0,2	105,0 ±0,2	39,3 ±0,2	410,0 ±25,0	2006,0 ±25,0	0,0692 ±0,0015	6,95 ±0,003
4	60	85	1,45 ±0,03	10,09 ±0,24	-7,3	50,9	5,5	12,6	-1,8 ±0,2	113,9 ±0,2	38,3 ±0,2	390,0 ±25,0	1986,0 ±25,0	0,0636 ±0,0015	6,97 ±0,003
5	50	100	2,33 ±0,05	11,72 ±0,24	-2,7	47,2	4,5	7,8	1,8 ±0,2	69,9 ±0,2	39,4 ±0,2	455,6 ±25,0	1823,1 ±25,0	0,0740 ±0,0015	5,03 ±0,003
6	50	95	2,13 ±0,05	11,08 ±0,24	-3,1	47,6	5,1	8,7	2,0 ±0,2	80,7 ±0,2	38,9 ±0,2	450,1 ±25,0	1839,3 ±25,0	0,0695 ±0,0015	5,21 ±0,003
7	50	90	1,95 ±0,05	10,46 ±0,24	-3,5	48,1	4,6	9,8	1,1 ±0,2	90,4 ±0,2	38,3 ±0,2	443,2 ±25,0	1861,1 ±25,0	0,0655 ±0,0015	5,35 ±0,003
8	50	85	1,22 ±0,04	6,99 ±0,24	-3,8	48,9	5,0	11,2	1,2 ±0,2	104,8 ±0,2	37,7 ±0,2	440,0 ±25,0	1894,4 ±25,0	0,0435 ±0,0015	5,72 ±0,003

Tabela A.2.4 – Resultados experimentais para fluido R22, 2,8 kg e temperatura do reservatório térmico 30°C

Teste	Parâmetros						Resultados								
	F _{CP} [Hz]	A _{VEE} [%]	COP [-]	Q _{EV} [kW]	T _{EV} [°C]	T _{CD} [°C]	T _{SA} [°C]	T _{SR} [°C]	T ₁ [°C]	T ₂ [°C]	T ₃ [°C]	P ₁ [kPa]	P ₂ [kPa]	m̄ [kg/s]	W _{CP} [kW]
1	60	100	1,83 ±0,03	12,72 ±0,24	-2,9	52,4	5,4	12,1	2,5 ±0,2	93,9 ±0,2	40,3 ±0,2	453,0 ±25,0	2051,0 ±25,0	0,0806 ±0,0015	6,95 ±0,003
2	60	95	1,68 ±0,03	11,84 ±0,24	-4,2	52,5	5,2	12,0	1,0 ±0,2	99,3 ±0,2	40,5 ±0,2	433,0 ±25,0	2056,0 ±25,0	0,0755 ±0,0015	7,03 ±0,003
3	60	90	1,52 ±0,03	10,99 ±0,24	-5,0	52,3	5,1	12,9	0,1 ±0,2	110,4 ±0,2	39,4 ±0,2	422,0 ±25,0	2049,0 ±25,0	0,0696 ±0,0015	7,25 ±0,003
4	60	85	1,37 ±0,03	10,08 ±0,24	-6,0	52,1	5,8	13,6	-0,2 ±0,2	122,3 ±0,2	38,5 ±0,2	408,0 ±25,0	2037,0 ±25,0	0,0633 ±0,0015	7,38 ±0,003
5	50	100	1,97 ±0,04	11,21 ±0,24	1,3	50,7	4,8	11,5	6,1 ±0,2	90,7 ±0,2	39,2 ±0,2	518,9 ±25,0	1973,4 ±25,0	0,0699 ±0,0015	5,68 ±0,003
6	50	95	1,94 ±0,04	11,05 ±0,24	-0,2	50,6	4,5	11,4 ±0,2	4,3 ±0,2	92,7 ±0,2	39,2 ±0,2	495,2 ±25,0	1972,2 ±25,0	0,0692 ±0,0015	5,70 ±0,003
7	50	90	1,81 ±0,04	10,77 ±0,24	-0,9	50,7	4,6	12,1	3,7 ±0,2	103,1 ±0,2	38,6 ±0,2	484,3 ±25,0	1975,6 ±25,0	0,0672 ±0,0015	5,95 ±0,003
8	50	85	1,61 ±0,04	9,95 ±0,24	-1,2	50,6	5,5	12,4 ±0,2	4,3 ±0,2	116,4 ±0,2	38,2 ±0,2	479,0 ±25,0	1971,2 ±25,0	0,0617 ±0,0015	6,17 ±0,003

Tabela A.2.5 – Resultados experimentais para fluido R134a, 3,2 kg e temperatura do reservatório térmico 20°C

Teste	Parâmetros					Resultados									
	F _{CP} [Hz]	A _{VEE} [%]	COP [-]	Q _{EV} [kW]	T _{EV} [°C]	T _{CD} [°C]	T _{SA} [°C]	T _{SR} [°C]	T ₁ [°C]	T ₂ [°C]	T ₃ [°C]	P ₁ [kPa]	P ₂ [kPa]	m̄ [kg/s]	W _{CP} [kW]
1	75	80	1,69 ±0,04	9,54 ±0,25	-6,5	53,4	5,0	26,4	-1,5 ±0,2	103,4 ±0,2	27,0 ±0,2	230,0 ±25,0	1434,0 ±25,0	0,0590 ±0,0015	5,65 ±0,003
2	70	70	1,57 ±0,05	8,12 ±0,25	-7,7	52,3	15,2	24,5	7,5 ±0,2	116,0 ±0,2	27,8 ±0,2	220,0 ±25,0	1396,0 ±25,0	0,0482 ±0,0015	5,18 ±0,003
3	70	80	1,77 ±0,05	9,48 ±0,24	-5,0	53,5	4,0	25,4	-1,0 ±0,2	95,3 ±0,2	28,1 ±0,2	243,5 ±25,0	1440,0 ±25,0	0,0592 ±0,0015	5,37 ±0,003
4	65	70	1,54 ±0,05	8,22 ±0,25	-6,5	53,4	15,2	24,9	8,7 ±0,2	113,0 ±0,2	28,5 ±0,2	230,0 ±25,0	1435,0 ±25,0	0,0488 ±0,0015	5,32 ±0,003
5	65	80	1,72 ±0,04	9,49 ±0,24	-4,3	54,7	4,3	25,8	0,0 ±0,2	95,7 ±0,2	28,9 ±0,2	250,0 ±25,0	1480,0 ±25,0	0,0594 ±0,0015	5,51 ±0,003
6	65	90	2,19 ±0,05	11,23 ±0,24	-1,2	54,8	3,7	22,5	2,5 ±0,2	72,5 ±0,2	32,3 ±0,2	280,0 ±25,0	1484,0 ±25,0	0,0719 ±0,0015	5,13 ±0,003
7	65	100	2,58 ±0,05	12,52 ±0,24	-1,2	53,7	3,6	21,7	2,4 ±0,2	56,0 ±0,2	32,0 ±0,2	280,0 ±25,0	1444,0 ±25,0	0,0800 ±0,0015	4,85 ±0,003
8	60	70	1,58 ±0,05	7,66 ±0,25	-5,0	53,3	15,4	24,3	10,4 ±0,2	122,0 ±0,2	29,0 ±0,2	243,5 ±25,0	1430,0 ±25,0	0,0454 ±0,0015	4,85 ±0,003
9	60	80	1,84 ±0,05	9,07 ±0,24	-3,3	54,2	4,1	25,4	0,8 ±0,2	96,0 ±0,2	28,8 ±0,2	260,0 ±25,0	1462,0 ±25,0	0,0566 ±0,0015	4,94 ±0,003
10	55	70	1,77 ±0,06	8,23 ±0,26	-3,3	53,1	13,6	25,0	10,3 ±0,2	111,0 ±0,2	28,1 ±0,2	260,0 ±25,0	1425,0 ±25,0	0,0485 ±0,0015	4,66 ±0,003

Continua

Conclusão

Teste	Parâmetros						Resultados								
	F _{CP} [Hz]	A _{VEE} [%]	COP [-]	Q _{EV} [kW]	T _{EV} [°C]	T _{CD} [°C]	T _{SA} [°C]	T _{SR} [°C]	T ₁ [°C]	T ₂ [°C]	T ₃ [°C]	P ₁ [kPa]	P ₂ [kPa]	ṁ [kg/s]	W _{CP} [kW]
11	55	80	2,28 _{±0,06}	9,29 _{±0,25}	-1,2	51,2	2,9	25,0	1,7 ±0,2	86,0 ±0,2	26,2 ±0,2	280,0 ±25,0	1360,0 ±25,0	0,0566 ±0,0015	4,08 ±0,003
12	50	70	1,85 ±0,06	8,28 ±0,25	-1,2	53,8	9,1	24,8	7,9 ±0,2	109,8 ±0,2	29,0 ±0,2	280,0 ±25,0	1449,0 ±25,0	0,0500 ±0,0015	4,47 ±0,003
13	50	80	2,28 ±0,06	9,11 ±0,24	-0,3	53,1	3,8	22,9	3,5 ±0,2	80,5 ±0,2	30,2 ±0,2	290,0 ±25,0	1425,0 ±25,0	0,0570 ±0,0015	3,99 ±0,003
14	45	70	2,07 ±0,06	8,27 ±0,26	1,6	51,2	9,8	24,1	11,4 ±0,2	103,2 ±0,2	27,1 ±0,2	310,0 ±25,0	1360,0 ±25,0	0,0484 ±0,0015	3,99 ±0,003
15	45	80	2,55 ±0,07	9,22 ±0,25	2,5	51,4	2,5	24,4	5,0 ±0,2	79,5 ±0,2	27,0 ±0,2	320,0 ±25,0	1366,0 ±25,0	0,0559 ±0,0015	3,61 ±0,003
16	40	70	2,12 ±0,07	7,65 ±0,25	4,2	50,8	2,6	22,8	6,8 ±0,2	95,5 ±0,2	28,0 ±0,2	340,0 ±25,0	1347,0 ±25,0	0,0465 ±0,0015	3,61 ±0,003
17	40	80	2,87 ±0,08	9,00 ±0,25	5,0	49,3	1,9	22,0	6,9 ±0,2	71,0 ±0,2	27,3 ±0,2	350,0 ±25,0	1294,0 ±25,0	0,0544 ±0,0015	3,14 ±0,003
18	35	70	2,31 ±2,65	6,81 ±7,81	9,6	46,7	0,4	19,7	10,0 ±0,2	82,4 ±0,2	27,0 ±0,2	410,0 ±25,0	1212,0 ±25,0	0,0408 ±0,0015	2,95 ±0,003

Tabela A.2.6 – Resultados experimentais para fluido R404A, 2,4 kg e temperatura do reservatório térmico 20°C

Teste	Parâmetros					Resultados									
	F _{CP} [Hz]	A _{V/E} [%]	COP	Q _{EV} [kW]	T _{EV} [°C]	T _{CD} [°C]	T _{SA} [°C]	T _{SR} [°C]	T ₁ [°C]	T ₂ [°C]	T ₃ [°C]	P ₁ [kPa]	P ₂ [kPa]	m̄ [kg/s]	W _{CP} [kW]
1	70	100	1,27 ±0,02	10,02 ±0,18	-14,5	44,0	6,4	9,6	-8,1 ±0,2	88,3 ±0,2	34,4 ±0,2	368,0 ±25,0	2012,0 ±25,0	0,0886 ±0,0015	7,89 ±0,003
2	70	94	1,02 ±0,02	8,79 ±0,18	-15,0	46,2	12,6	9,2	-2,4 ±0,2	107,0 ±0,2	37,0 ±0,2	361,0 ±25,0	2116,0 ±25,0	0,0770 ±0,0015	8,65 ±0,003
3	70	80	1,12 ±0,03	8,01 ±0,21	-21,8	39,7	30,4	9,4	8,6 ±0,2	127,2 ±0,2	30,3 ±0,2	280,0 ±25,0	1817,0 ±25,0	0,0587 ±0,0015	7,13 ±0,003
4	65	85	1,22 ±0,03	8,57 ±0,19	-18,3	42,2	20,9	9,4	2,6 ±0,2	110,2 ±0,2	32,8 ±0,2	320,0 ±25,0	1927,0 ±25,0	0,0678 ±0,0015	7,03 ±0,003
5	60	100	1,59 ±0,03	9,82 ±0,18	-14,0	41,8	6,5	8,4	-7,5 ±0,2	77,0 ±0,2	33,4 ±0,2	374,0 ±25,0	1908,0 ±25,0	0,0854 ±0,0015	6,18 ±0,003
6	60	91	1,26 ±0,03	8,82 ±0,18	-15,0	44,9	15,1	8,9	0,1 ±0,2	101,1 ±0,2	36,0 ±0,2	361,0 ±25,0	2057,0 ±25,0	0,0747 ±0,0015	6,98 ±0,003
7	55	100	1,86 ±0,04	9,81 ±0,19	-13,6	39,5	6,6	8,2	-7,0 ±0,2	72,4 ±0,2	31,3 ±0,2	380,0 ±25,0	1807,0 ±25,0	0,0827 ±0,0015	5,28 ±0,003
8	55	80	1,36 ±0,03	8,13 ±0,20	-17,5	41,3	24,2	8,9	6,7 ±0,2	111,4 ±0,2	32,4 ±0,2	330,0 ±25,0	1887,0 ±25,0	0,0623 ±0,0015	5,99 ±0,003
9	50	100	1,75 ±0,03	9,30 ±0,18	-11,4	40,5	5,4	4,3	-6,0 ±0,2	66,9 ±0,2	36,2 ±0,2	410,0 ±25,0	1851,0 ±25,0	0,0838 ±0,0015	5,32 ±0,003
10	50	84	1,57±0, 04	7,98±0, 19	-15,0	40,0	16,7	8,5	1,7 ±0,2	92,0 ±0,2	31,5 ±0,2	361,0 ±25,0	1831,0 ±25,0	0,0630 ±0,0015	5,08 ±0,003

Continua

Conclusão

Teste	Parâmetros					Resultados									
	F _{CP} [Hz]	A _{VEE} [%]	COP [-]	Q _{EV} [kW]	T _{EV} [°C]	T _{CD} [°C]	T _{SA} [°C]	T _{SR} [°C]	T ₁ [°C]	T ₂ [°C]	T ₃ [°C]	P ₁ [kPa]	P ₂ [kPa]	\dot{m} [kg/s]	W _{CP} [kW]
11	40	100	2,07 ±0,04	9,27 ±0,18	-5,0	39,0	4,4	4,6	-0,6 ±0,2	63,5 ±0,2	34,4 ±0,2	510,0 ±25,0	1784,0 ±25,0	0,0796 ±0,0015	4,48 ±0,003
12	40	78	1,58 ±0,05	7,24 ±0,21	-10,0	35,7	22,1	5,5	12,1 ±0,2	101,7 ±0,2	30,2 ±0,2	430,0 ±25,0	1649,0 ±25,0	0,0529 ±0,0015	4,58 ±0,003
13	40	66	1,33 ±0,05	5,82 ±0,21	-15,0	33,5	29,2	4,5	14,2 ±0,2	118,3 ±0,2	29,0 ±0,2	361,0 ±25,0	1562,0 ±25,0	0,0410 ±0,0015	4,37 ±0,003

Tabela A.2.7 – Resultados experimentais para fluido R404A, 2,4 kg e temperatura do reservatório térmico 30°C

Teste	Parâmetros					Resultados									
	F _{CP} [Hz]	A _{VEE} [%]	COP [-]	Q _{EV} [kW]	T _{EV} [°C]	T _{CD} [°C]	T _{SA} [°C]	T _{SR} [°C]	T ₁ [°C]	T ₂ [°C]	T ₃ [°C]	P ₁ [kPa]	P ₂ [kPa]	m̄ [kg/s]	W _{CP} [kW]
1	70	100	1,21 ±0,02	10,46 ±0,19	-12,1	45,1	15,3	8,1	3,2 ±0,2	104,5 ±0,2	37,0 ±0,2	400,0 ±25,0	2064,0 ±25,0	0,0884 ±0,0015	8,65 ±0,003
2	70	92	1,19 ±0,02	9,91 ±0,20	-15,0	45,0	27,2	9,5	12,2 ±0,2	119,0 ±0,2	35,5 ±0,2	361,0 ±25,0	2058,0 ±25,0	0,0763 ±0,0015	8,36 ±0,003
3	60	100	1,56 ±0,03	10,56 ±0,19	-11,4	45,2	14,2	9,2	2,8 ±0,2	90,4 ±0,2	36,0 ±0,2	410,0 ±25,0	2067,0 ±25,0	0,0884 ±0,0015	6,77 ±0,003
4	60	89	1,39 ±0,03	9,39 ±0,20	-15,0	44,2	29,2	10,0	14,2 ±0,2	108,8 ±0,2	34,2 ±0,2	361,0 ±25,0	2023,0 ±25,0	0,0702 ±0,0015	6,75 ±0,003
5	55	100	1,83 ±0,03	10,80 ±0,20	-10,7	40,9	16,5	9,3	5,8 ±0,2	83,9 ±0,2	31,6 ±0,2	420,0 ±25,0	1871,0 ±25,0	0,0837 ±0,0015	5,90 ±0,003
6	50	100	1,27 ±0,03	7,00 ±0,18	-8,7	43,9	8,9	8,6	0,2 ±0,2	80,3 ±0,2	35,3 ±0,2	450,0 ±25,0	2007,0 ±25,0	0,0597 ±0,0015	5,51 ±0,003
7	50	96	1,57 ±0,03	8,90 ±0,19	-10,0	43,7	14,1	8,7	4,1 ±0,2	87,4 ±0,2	35,0 ±0,2	430,0 ±25,0	1999,0 ±25,0	0,0731 ±0,0015	5,68 ±0,003
8	50	80	1,41 ±0,04	8,08 ±0,21	-15,0	41,1	32,3	8,5	17,3 ±0,2	115,3 ±0,2	32,6 ±0,2	361,0 ±25,0	1878,0 ±25,0	0,0581 ±0,0015	5,72 ±0,003
9	40	100	2,02 ±0,04	9,59 ±0,18	-2,2	41,7	4,8	7,0	2,6 ±0,2	73,4 ±0,2	34,7 ±0,2	560,0 ±25,0	1906,0 ±25,0	0,0814 ±0,0015	4,75 ±0,003
10	40	88	1,85 ±0,04	8,78 ±0,21	-5,0	40,3	20,7	7,8	15,7 ±0,2	93,7 ±0,2	32,5 ±0,2	510,0 ±25,0	1843,0 ±25,0	0,0650 ±0,0015	4,75 ±0,003

Continua

Conclusão

Teste	Parâmetros						Resultados								
	F _{CP} [Hz]	A _{VEE} [%]	COP [-]	Q _{EV} [kW]	T _{EV} [°C]	T _{CD} [°C]	T _{SA} [°C]	T _{SR} [°C]	T ₁ [°C]	T ₂ [°C]	T ₃ [°C]	P ₁ [kPa]	P ₂ [kPa]	\dot{m} [kg/s]	W _{CP} [kW]
11	40	75	1,57 ±0,05	7,16 ±0,22	-10,0	37,7	30,6	7,5	20,6 ±0,2	109,4 ±0,2	30,2 ±0,2	430,0 ±25,0	1730,0 ±25,0	0,0495 ±0,0015	4,57 ±0,003
12	40	64	1,32 ±0,05	5,81 ±0,23	-15,0	35,1	37,6	6,0	22,6 ±0,2	127,0 ±0,2	29, 1±0,2	361,0 ±25,0	1624,0 ±25,0	0,0389 ±0,0015	4,42 ±0,003

Tabela A.2.8 – Resultados experimentais para fluido R404A, 2,16 kg e temperatura do reservatório térmico 20°C

Teste	Parâmetros					Resultados									
	F _{CP} [Hz]	A _{VEE} [%]	COP [-]	Q _{EV} [kW]	T _{EV} [°C]	T _{CD} [°C]	T _{SA} [°C]	T _{SR} [°C]	T ₁ [°C]	T ₂ [°C]	T ₃ [°C]	P ₁ [kPa]	P ₂ [kPa]	m̄ [kg/s]	W _{CP} [kW]
1	70	100	1,27 ±0,02	9,58 ±0,18	-14,3	43,8	10,9	5,4	-3,4 ±0,2	95,4 ±0,2	38,4	370,0 ±25,0	2001,0 ±25,0	0,0865 ±0,0015	7,55 ±0,003
2	70	99	1,22 ±0,02	9,36 ±0,17	-15,0	44,3	10,1	5,6	-4,9 ±0,2	94,5 ±0,2	38,7	361,0 ±25,0	2027,0 ±25,0	0,0858 ±0,0015	7,70 ±0,003
3	60	100	1,50 ±0,03	9,29 ±0,17	-13,6	42,3	10,6	3,9	-3,0 ±0,2	84,1 ±0,2	38,4	380,0 ±25,0	1932,0 ±25,0	0,0838 ±0,0015	6,18 ±0,003
4	60	94	1,45 ±0,03	8,91 ±0,18	-15,0	42,1	14,3	5,3	-0,7 ±0,2	89,7 ±0,2	36,8	361,0 ±25,0	1925,0 ±25,0	0,0768 ±0,0015	6,16 ±0,003
5	50	100	1,75 ±0,03	8,87 ±0,17	-10,7	41,0	6,8	2,9	-3,9 ±0,2	75,7 ±0,2	38,1	420,0 ±25,0	1876,0 ±25,0	0,0810 ±0,0015	5,08 ±0,003
6	50	90	1,75 ±0,04	8,17 ±0,19	-15,0	37,5	16,4	4,8	1,4 ±0,2	88,8 ±0,2	32,7	361,0 ±25,0	1721,0 ±25,0	0,0656 ±0,0015	4,67 ±0,003
7	40	100	2,12 ±0,04	9,05 ±0,18	-5,0	38,7	5,8	2,3	0,8 ±0,2	71,8 ±0,2	36,4	510,0 ±25,0	1771,0 ±25,0	0,0790 ±0,0015	4,28 ±0,003
8	40	83	1,90 ±0,05	7,88 ±0,20	-10,0	35,9	18,3	3,4	8,3 ±0,2	95,3 ±0,2	32,5	430,0 ±25,0	1658,0 ±25,0	0,0608 ±0,0015	4,15 ±0,003
9	40	73	1,57 ±0,05	6,28 ±0,21	-15,0	33,2	27,9	4,5	12,9 ±0,2	103,0 ±0,2	28,7	361,0 ±25,0	1550,0 ±25,0	0,0445 ±0,0015	3,99 ±0,003

Tabela A.2.9 – Resultados experimentais para fluido R404A, 2,16 kg e temperatura do reservatório térmico 30°C

Teste	Parâmetros					Resultados									
	F _{CP} [Hz]	A _{V/E} [%]	COP [-]	Q _{EV} [kW]	T _{EV} [°C]	T _{CD} [°C]	T _{SA} [°C]	T _{SR} [°C]	T ₁ [°C]	T ₂ [°C]	T ₃ [°C]	P ₁ [kPa]	P ₂ [kPa]	m̄ [kg/s]	W _{CP} [kW]
1	70	100	1,35 ±0,02	10,59 ±0,19	-13,6	44,4	22,5	6,3	8,9 ±0,2	105,2 ±0,2	38,1 ±0,2	380,0 ±25,0	2029,0 ±25,0	0,0867 ±0,0015	7,84 ±0,003
2	70	96	1,38 ±0,03	10,38 ±0,20	-15,0	43,1	26,9	6,3	11,9 ±0,2	107,0 ±0,2	36,8 ±0,2	361,0 ±25,0	1971,0 ±25,0	0,0815 ±0,0015	7,54 ±0,003
3	60	100	1,58 ±0,03	10,26 ±0,19	-12,1	43,5	21,2	5,3	9,1 ±0,2	94,5 ±0,2	38,2 ±0,2	400,0 ±25,0	1988,0 ±25,0	0,0842 ±0,0015	6,51 ±0,003
4	60	91	1,48 ±0,03	9,42 ±0,20	-15,0	42,0	30,0	5,8	15,0 ±0,2	108,0 ±0,2	36,2 ±0,2	361,0 ±25,0	1920,0 ±25,0	0,0718 ±0,0015	6,36 ±0,003
5	50	100	1,47 ±0,03	7,91 ±0,18	-8,7	42,5	17,2	4,3	8,5 ±0,2	84,9 ±0,2	38,2 ±0,2	450,0 ±25,0	1944,0 ±25,0	0,0658 ±0,0015	5,40 ±0,003
6	50	96	1,54 ±0,04	8,03 ±0,19	-10,0	41,6	18,9	4,7	8,9 ±0,2	92,3 ±0,2	36,9 ±0,2	430,0 ±25,0	1901,0 ±25,0	0,0652 ±0,0015	5,22 ±0,003
7	50	83	1,59 ±0,04	8,24 ±0,21	-15,0	39,4	32,2	5,6	17,2 ±0,2	110,6 ±0,2	33,8 ±0,2	361,0 ±25,0	1805,0 ±25,0	0,0601 ±0,0015	5,18 ±0,003
8	40	100	2,14 ±0,04	9,67 ±0,19	-5,0	39,8	14,1	5,2	9,1 ±0,2	92,6 ±0,2	34,6 ±0,2	510,0 ±25,0	1822,0 ±25,0	0,0771 ±0,0015	4,52 ±0,003
9	40	80	1,83 ±0,05	7,97 ±0,21	-10,0	36,8	25,3	4,8	15,3 ±0,2	109,6 ±0,2	32,0 ±0,2	430,0 ±25,0	1691,0 ±25,0	0,0582 ±0,0015	4,35 ±0,003
10	40	66	1,40 ±0,05	5,94 ±0,22	-15,0	34,5	37,8	4,4	22, 8±0,2	121,2 ±0,2	30,1 ±0,2	361,0 ±25,0	1600,0 ±25,0	0,0401 ±0,0015	4,24 ±0,003

Tabela A.2.10 – Resultados experimentais para fluido R438A, 3,0 kg e temperatura do reservatório térmico 20°C

Teste	Parâmetros					Resultados									
	F _{CP} [Hz]	A _{VEE} [%]	COP [-]	Q _{EV} [kW]	T _{EV} [°C]	T _{CD} [°C]	T _{SA} [°C]	T _{SR} [°C]	T ₁ [°C]	T ₂ [°C]	T ₃ [°C]	P ₁ [kPa]	P ₂ [kPa]	m̄ [kg/s]	W _{CP} [kW]
1	70	100	1,75 ±0,03	11,97 ±0,20	-8,3	45,9	4,4	13,0	-3,9 ±0,2	76,0 ±0,2	32,9 ±0,2	330,0 ±25,0	1891,0 ±25,0	0,0896 ±0,0015	6,84 ±0,003
2	70	88	1,46 ±0,03	10,15 ±0,20	-10,0	44,5	5,3	12,9	-4,7 ±0,2	97,9 ±0,2	31,6 ±0,2	310,0 ±25,0	1826,0 ±25,0	0,0750 ±0,0015	6,94 ±0,003
3	70	75	1,41 ±0,04	8,51 ±0,23	-15,0	40,1	23,4	11,3	8,4 ±0,2	116,7 ±0,2	28,8 ±0,2	255,5 ±25,0	1643,0 ±25,0	0,0560 ±0,0015	6,05 ±0,003
4	60	100	1,99 ±0,04	11,10 ±0,20	-6,0	42,3	2,9	8,1	-3,1 ±0,2	67,3 ±0,2	34,2 ±0,2	360,0 ±25,0	1733,0 ±25,0	0,0844 ±0,0015	5,57 ±0,003
5	60	83	1,56 ±0,04	9,03 ±0,21	-10,0	40,7	10,9	8,7	0,9 ±0,2	103,0 ±0,2	32,0 ±0,2	310,0 ±25,0	1693,0 ±25,0	0,0647 ±0,0015	5,80 ±0,003
6	60	71	1,48 ±0,04	7,81 ±0,23	-15,0	39,5	26,3	10,4	11,3 ±0,2	118,9 ±0,2	29,1 ±0,2	255,5 ±25,0	1619,0 ±25,0	0,0507 ±0,0015	5,27 ±0,003
7	50	100	2,48 ±0,05	10,84 ±0,20	-3,8	40,4	2,8	6,4	-1,0 ±0,2	60,2 ±0,2	34,0 ±0,2	390,0 ±25,0	1657,0 ±25,0	0,0816 ±0,0015	4,38 ±0,003
8	50	85	1,82 ±0,04	9,15 ±0,20	-5,0	44,3	5,1	11,8	0,1 ±0,2	89,8 ±0,2	32,5 ±0,2	373,1 ±25,0	1821,0 ±25,0	0,0670 ±0,0015	5,04 ±0,003
9	50	74	1,84 ±0,05	8,17 ±0,23	-10,0	38,5	20,9	8,5	10,9 ±0,2	107,7 ±0,2	30,0 ±0,2	310,0 ±25,0	1582,0 ±25,0	0,0540 ±0,0015	4,45 ±0,003
10	50	65	1,65 ±0,06	6,89 ±0,24	-15,0	36,4	28,7	9,3	13,7 ±0,2	116,7 ±0,2	27,1 ±0,2	255,5 ±25,0	1499,0 ±25,0	0,0433 ±0,0015	4,17 ±0,003

Continua

Conclusão

Teste	Parâmetros						Resultados								
	F _{CP} [Hz]	A _{VEE} [%]	COP [-]	Q _{EV} [kW]	T _{EV} [°C]	T _{CD} [°C]	T _{SA} [°C]	T _{SR} [°C]	T ₁ [°C]	T ₂ [°C]	T ₃ [°C]	P ₁ [kPa]	P ₂ [kPa]	\dot{m} [kg/s]	\dot{W}_{CP} [kW]
11	40	100	2,97 ±0,06	10,49 ±0,20	-0,4	38,0	2,7	5,0	2,3 ±0,2	55,8± 0,2	33,0 ±0,2	439,4 ±25,0	1561,0 ±25,0	0,0770 ±0,0015	3,53 ±0,003
12	40	69	1,67 ±0,06	6,92 ±0,23	-5,0	38,9	19,3	9,6	14,3 ±0,2	108,0 ±0,2	29,3 ±0,2	373,1 ±25,0	1596,0 ±25,0	0,0449 ±0,0015	4,14 ±0,003
13	40	58	1,40 ±0,06	5,60 ±0,24	-10,0	35,4	26,0	7,3	16,0 ±0,2	122,0 ±0,2	28,1 ±0,2	310,0 ±25,0	1464,0 ±25,0	0,0353 ±0,0015	3,99 ±0,003

Tabela A.2.11. – Resultados experimentais para fluido R438A, 3,0 kg e temperatura do reservatório térmico 30°C

Teste	Parâmetros					Resultados										
	F _{CP} [Hz]	A _{V/E} [%]	COP [-]	Q _{EV} [kW]	T _{EV} [°C]	T _{CD} [°C]	T _{SA} [°C]	T _{SR} [°C]	T ₁ [°C]	T ₂ [°C]	T ₃ [°C]	P ₁ [kPa]	P ₂ [kPa]	m̄ [kg/s]	W _{CP} [kW]	
1	70	100	1,69 ±0,03	12,40 ±0,20	-6,0	47,0	5,2	13,5	-0,8 ±0,2	87,2 ±0,2	33,5 ±0,2	360,0 ±25,0	1939,0 ±25,0	0,0921 ±0,0015	7,36 ±0,003	
2	70	73	1,70 ±0,05	8,06 ±0,24	-10,0	40,5	28,5	10,6	18,5 ±0,2	116,0 ±0,2	29,9 ±0,2	310,0 ±25,0	1662,0 ±25,0	0,0510 ±0,0015	4,73 ±0,003	
3	60	100	2,03 ±0,03	11,93 ±0,20	-4,5	44,8	4,0	12,0	-0,5 ±0,2	76,0 ±0,2	32,8 ±0,2	380,0 ±25,0	1840,0 ±25,0	0,0882 ±0,0015	5,89 ±0,003	
4	60	91	1,77 ±0,03	10,89 ±0,21	-5,0	47,9	9,6	13,2	4,6 ±0,2	93,3 ±0,2	34,7 ±0,2	373,1 ±25,0	1979,0 ±25,0	0,0793 ±0,0015	6,17 ±0,003	
5	60	79	1,56 ±0,04	9,26 ±0,23	-10,0	44,4	26,1	11,8	16,1 ±0,2	117,9 ±0,2	32,6 ±0,2	310,0 ±25,0	1823,0 ±25,0	0,0601 ±0,0015	5,94 ±0,003	
6	60	72	1,44 ±0,04	8,20 ±0,24	-15,0	42,1	33,5	10,9	18,5 ±0,2	122,6 ±0,2	31,2 ±0,2	255,5 ±25,0	1725,0 ±25,0	0,0522 ±0,0015	5,70 ±0,003	
7	50	100	2,39 ±0,04	11,74 ±0,21	-1,0	43,4	3,2	11,1	2,2 ±0,2	71,4 ±0,2	32,3 ±0,2	430,0 ±25,0	1781,0 ±25,0	0,0854 ±0,0015	4,91 ±0,003	
8	50	88	1,99 ±0,04	9,81 ±0,21	-5,0	43,7	10,6	11,6	5,6 ±0,2	90,4 ±0,2	32,1 ±0,2	373,1 ±25,0	1794,0 ±25,0	0,0690 ±0,0015	4,93 ±0,003	
9	50	73	1,73 ±0,05	8,07 ±0,24	-10,0	40,5	29,4	10,8	19,4 ±0,2	116,0 ±0,2	29,7 ±0,2	310,0 ±25,0	1660,0 ±25,0	0,0507 ±0,0015	4,66 ±0,003	
10	50	64	1,57 ±0,06	6,95 ±0,25	-15,0	38,2	36,8	9,4	21,8 ±0,2	128,3 ±0,2	28,8 ±0,2	255,5 ±25,0	1571,0 ±25,0	0,0425 ±0,0015	4,42 ±0,003	

Continua

Conclusão

Teste	Parâmetros					Resultados									
	F _{CP} [Hz]	A _{VEE} [%]	COP [-]	Q _{EV} [kW]	T _{EV} [°C]	T _{CD} [°C]	T _{SA} [°C]	T _{SR} [°C]	T ₁ [°C]	T ₂ [°C]	T ₃ [°C]	P ₁ [kPa]	P ₂ [kPa]	\dot{m} [kg/s]	\dot{W}_{CP} [kW]
11	40	100	2,65 ±0,05	11,60 ±0,22	-0,4	42,4	8,9	9,6	8,5 ±0,2	70,1 ±0,2	32,8 ±0,2	440,0 ±25,0	1738,0 ±25,0	0,0807 ±0,0015	4,38 ±0,003
12	40	69	1,74 ±0,06	7,13 ±0,24	-5,0	38,4	26,3	8,8	21,3 ±0,2	109,2 ±0,2	29,6 ±0,2	373,1 ±25,0	1576,0 ±25,0	0,0446 ±0,0015	4,09 ±0,003

Tabela A.2.12. – Resultados experimentais para fluido R438A, 2,7 kg e temperatura do reservatório térmico 20°C

Teste	Parâmetros					Resultados									
	F _{CP} [Hz]	A _{V/E} [%]	COP [-]	Q _{EV} [kW]	T _{EV} [°C]	T _{CD} [°C]	T _{SA} [°C]	T _{SR} [°C]	T ₁ [°C]	T ₂ [°C]	T ₃ [°C]	P ₁ [kPa]	P ₂ [kPa]	m̄ [kg/s]	W _{CP} [kW]
1	70	100	1,73 ±0,03	11,51 ±0,20	-8,3	43,6	4,3	10,6	-4,0 ±0,2	76,4 ±0,2	33,0 ±0,2	330,0 ±25,0	1790,0 ±25,0	0,0864 ±0,0015	6,65 ±0,003
2	70	94	1,56 ±0,03	10,23 ±0,19	-10,0	43,2	5,2	7,8	-4,8 ±0,2	84,7 ±0,2	35,4 ±0,2	310,0 ±25,0	1774,0 ±25,0	0,0791 ±0,0015	6,55 ±0,003
3	70	79	1,38 ±0,04	8,41 ±0,22	-15,0	40,8	23,1	8,7	8,1 ±0,2	117,2 ±0,2	32,1 ±0,2	255,5 ±25,0	1672,0 ±25,0	0,0573 ±0,0015	6,10 ±0,003
4	60	100	1,90 ±0,03	10,49 ±0,19	-6,8	42,7	4,2	4,1	-2,6 ±0,2	70,5 ±0,2	38,6 ±0,2	349,0 ±25,0	1749,0 ±25,0	0,0837 ±0,0015	5,52 ±0,003
5	60	88	1,63 ±0,04	8,68 ±0,20	-10,0	41,4	13,5	6,3	3,5 ±0,2	100,2 ±0,2	35,1 ±0,2	310,1 ±25,0	1698,0 ±25,0	0,0663 ±0,0015	5,32 ±0,003
6	60	75	1,42 ±0,04	7,30 ±0,22	-15,0	40,0	23,9	7,3	8,9 ±0,2	118,3 ±0,2	32,7 ±0,2	255,5 ±25,0	1641,0 ±25,0	0,0500 ±0,0015	5,16 ±0,003
7	50	100	2,16 ±0,04	9,88 ±0,19	-5,0	41,4	3,6	4,4	-1,4 ±0,2	67,0 ±0,2	37,0 ±0,2	373,1 ±25,0	1697,0 ±25,0	0,0770 ±0,0015	4,58 ±0,003
8	50	81	1,84 ±0,05	8,10 ±0,21	-10,0	39,3	18,3	4,5	8,3 ±0,2	95,2 ±0,2	34,8 ±0,2	310,1 ±25,0	1612,0 ±25,0	0,0572 ±0,0015	4,40 ±0,003
9	50	67	1,52 ±0,05	6,48 ±0,23	-15,0	37,7	27,2	6,6	12,2 ±0,2	117,6 ±0,2	31,1 ±0,2	255,5 ±25,0	1550,0 ±25,0	0,0428 ±0,0015	4,26 ±0,003
10	40	100	2,53 ±0,05	9,96 ±0,20	0,9	40,0	2,0	4,0	2,9 ±0,2	62,3 ±0,2	36,0 ±0,2	460,0 ±25,0	1642,0 ±25,0	0,0750 ±0,0015	3,94 ±0,003

Continua

Conclusão

Teste	Parâmetros					Resultados									
	F _{CP} [Hz]	A _{VEE} [%]	COP [-]	Q _{EV} [kW]	T _{EV} [°C]	T _{CD} [°C]	T _{SA} [°C]	T _{SR} [°C]	T ₁ [°C]	T ₂ [°C]	T ₃ [°C]	P ₁ [kPa]	P ₂ [kPa]	\dot{m} [kg/s]	W _{CP} [kW]
11	40	68	1,83 $\pm 0,05$	7,06 $\pm 0,21$	-5,0	37,8	11,1	3,0	6,1 $\pm 0,2$	85,0 $\pm 0,2$	34,8 $\pm 0,2$	373,1 $\pm 25,0$	1555,0 $\pm 25,0$	0,0510 $\pm 0,0015$	3,85 $\pm 0,003$
12	40	56	1,54 $\pm 0,06$	5,74 $\pm 0,21$	-10,0	35,3	21,8	2,8	11,8 $\pm 0,2$	102,5 $\pm 0,2$	32,5 $\pm 0,2$	310,0 $\pm 25,0$	1460,0 $\pm 25,0$	0,0401 $\pm 0,0015$	3,72 $\pm 0,003$
13	40	50	1,28 $\pm 0,06$	4,67 $\pm 0,24$	-15,0	33,2	30,6	3,8	15,6 $\pm 0,2$	126,8 $\pm 0,2$	29,4 $\pm 0,2$	255,5 $\pm 25,0$	1385,0 $\pm 25,0$	0,0297 $\pm 0,0015$	3,65 $\pm 0,003$

Tabela A.2.13. – Resultados experimentais para fluido R438A, 2,7 kg e temperatura do reservatório térmico 30°C

Teste	Parâmetros					Resultados									
	F _{CP} [Hz]	A _{V/E} [%]	COP [-]	Q _{EV} [kW]	T _{EV} [°C]	T _{CD} [°C]	T _{SA} [°C]	T _{SR} [°C]	T ₁ [°C]	T ₂ [°C]	T ₃ [°C]	P ₁ [kPa]	P ₂ [kPa]	m̄ [kg/s]	W _{CP} [kW]
1	70	100	1,65 ±0,03	11,80 ±0,20	-6,0	46,9	5,8	9,5	-0,2 ±0,2	89,9 ±0,2	37,4 ±0,2	360,0 ±25,0	1932,0 ±25,0	0,0905 ±0,0015	7,17 ±0,003
2	70	90	1,56 ±0,03	10,20 ±0,21	-10,0	43,4	17,7	9,4	7,7 ±0,2	106,4 ±0,2	34,0 ±0,2	310,0 ±25,0	1779,0 ±25,0	0,0716 ±0,0015	6,55 ±0,003
3	70	79	1,47 ±0,04	9,17 ±0,23	-15,0	41,6	32,4	9,3	17,4 ±0,2	126,0 ±0,2	32,3 ±0,2	255,5 ±25,0	1704,0 ±25,0	0,0598 ±0,0015	6,25 ±0,003
4	60	100	1,92 ±0,03	11,32 ±0,19	-4,5	45,6	5,4	8,1	0,9 ±0,2	81,6 ±0,2	37,5 ±0,2	380,0 ±25,0	1876,0 ±25,0	0,0874 ±0,0015	5,91 ±0,003
5	60	98	1,94 ±0,04	10,98 ±0,20	-5,0	43,4	5,2	8,4	0,2 ±0,2	83,5 ±0,2	35,0 ±0,2	373,1 ±25,0	1780,0 ±25,0	0,0826 ±0,0015	5,65 ±0,003
6	60	85	1,78 ±0,04	9,44 ±0,22	-10,0	40,5	23,3	8,2	13,3 ±0,2	104,4 ±0,2	32,3 ±0,2	310,0 ±25,0	1659,0 ±25,0	0,0630 ±0,0015	5,31 ±0,003
7	60	75	1,62 ±0,05	8,01 ±0,24	-15,0	37,9	33,6	7,7	18,6 ±0,2	117,7 ±0,2	30,2 ±0,2	255,5 ±25,0	1556,0 ±25,0	0,0505 ±0,0015	4,96 ±0,003
8	50	100	2,21 ±0,04	11,03 ±0,19	-1,7	44,0	3,9	6,6	2,2 ±0,2	72,1 ±0,2	37,4 ±0,2	420,0 ±25,0	1808,0 ±25,0	0,0850 ±0,0015	5,00 ±0,003
9	50	95	2,21 ±0,05	9,83 ±0,21	-5,0	41,5	6,8	8,6	1,8 ±0,2	82,0 ±0,2	32,9 ±0,2	373,1 ±25,0	1700,0 ±25,0	0,0715 ±0,0015	4,45 ±0,003
10	50	75	1,81 ±0,05	8,16 ±0,23	-10,0	39,4	29,3	8,1	19,3 ±0,2	113,3 ±0,2	31,3 ±0,2	310,0 ±25,0	1615,0 ±25,0	0,0521 ±0,0015	4,51 ±0,003

Continua

Conclusão

Teste	Parâmetros					Resultados									
	F _{CP} [Hz]	A _{VEE} [%]	COP [-]	Q _{EV} [kW]	T _{EV} [°C]	T _{CD} [°C]	T _{SA} [°C]	T _{SR} [°C]	T ₁ [°C]	T ₂ [°C]	T ₃ [°C]	P ₁ [kPa]	P ₂ [kPa]	\dot{m} [kg/s]	W _{CP} [kW]
11	50	65	1,55 ±0,06	6,63 ±0,24	-15,0	37,1	36,9	6,8	21,9 ±0,2	126,1 ±0,2	30,3 ±0,2	255,5 ±25,0	1526,0 ±25,0	0,0411 ±0,0015	4,29 ±0,003
12	40	100	2,55 ±0,05	10,84 ±0,20	2,2	41,9	5,1	5,3	7,3 ±0,2	67,6 ±0,2	36,6 ±0,2	480,0 ±25,0	1719,0 ±25,0	0,0807 ±0,0015	4,25 ±0,003
13	40	70	2,42 ±0,06	9,82 ±0,22	-5,0	39,0	20,8	5,2	15,8 ±0,2	105,0 ±0,2	33,8 ±0,2	373,1 ±25,0	1599,0 ±25,0	0,0661 ±0,0015	4,05 ±0,003
14	40	56	1,37 ±0,06	5,38 ±0,24	-10,0	35,3	34,2	4,5	24,2 ±0,2	127,0 ±0,2	30,8 ±0,2	310,0 ±25,0	1460,0 ±25,0	0,0333 ±0,0015	3,93 ±0,003

Tabela A.2.14 – Resultados experimentais para fluido R1270, 1,5 kg e temperatura do reservatório térmico 20°C

Teste	Parâmetros					Resultados									
	F _{CP} [Hz]	A _{VEE} [%]	COP [-]	Q _{EV} [kW]	T _{EV} [°C]	T _{CD} [°C]	T _{SA} [°C]	T _{SR} [°C]	T ₁ [°C]	T ₂ [°C]	T ₃ [°C]	P ₁ [kPa]	P ₂ [kPa]	ṁ [kg/s]	W _{CP} [kW]
1	60	100	1,67 ±0,06	12,37 ±0,41	-5,0	50,5	7,1	7,4	2,1 ±0,2	67,1 ±0,2	43,1 ±0,2	503,0 ±25,0	2078,0 ±25,0	0,0456 ±0,0015	7,41 ±0,003
2	50	100	1,90 ±0,07	11,69 ±0,41	-0,9	50,1	6,1	6,2	5,2 ±0,2	60,7 ±0,2	43,9 ±0,2	570,6 ±25,0	2064,2 ±25,0	0,0431 ±0,0015	6,15 ±0,003

Tabela A.2.15 – Resultados experimentais para fluido R1270, 1,5 kg e temperatura do reservatório térmico 25°C

Teste	Parâmetros					Resultados									
	F _{CP} [Hz]	A _{VEE} [%]	COP [-]	Q _{EV} [kW]	T _{EV} [°C]	T _{CD} [°C]	T _{SA} [°C]	T _{SR} [°C]	T ₁ [°C]	T ₂ [°C]	T ₃ [°C]	P ₁ [kPa]	P ₂ [kPa]	ṁ [kg/s]	W _{CP} [kW]
1	60	100	1,50 ±0,05	12,51 ±0,41	-0,3	50,0	5,2	7,2	4,9 ±0,2	76,2 ±0,2	42,8 ±0,2	580,2 ±25,0	2059,3 ±25,0	0,0458 ±0,0015	8,34 ±0,003
2	50	100	1,77 ±0,06	11,92 ±0,41	3,6	50,0	5,1	5,9	8,7 ±0,2	70,1 ±0,2	44,1 ±0,2	650,1 ±25,0	2059,6 ±25,0	0,0436 ±0,0015	6,75 ±0,003

Tabela A.2.16 – Resultados experimentais para fluido R1270, 1,35 kg e temperatura do reservatório térmico 20°C

Teste	Parâmetros						Resultados								
	F _{CP} [Hz]	A _{VEE} [%]	COP [-]	Q _{EV} [kW]	T _{EV} [°C]	T _{CD} [°C]	T _{SA} [°C]	T _{SR} [°C]	T ₁ [°C]	T ₂ [°C]	T ₃ [°C]	P ₁ [kPa]	P ₂ [kPa]	m̄ [kg/s]	W _{CP} [kW]
1	60	100	1,36 ±0,05	10,97 ±0,38	-0,9	50,5	4,0	2,1	3,1 ±0,2	77,5 ±0,2	48,4 ±0,2	570,0 ±25,0	2078,3 ±25,0	0,0431 ±0,0015	8,08 ±0,003
2	60	95	1,30 ±0,05	10,56 ±0,39	-2,0	50,5	3,6	4,8	1,6 ±0,2	80,3 ±0,2	45,7 ±0,2	551,2 ±25,0	2082,2 ±25,0	0,0405 ±0,0015	8,15 ±0,003
3	60	90	1,21 ±0,05	10,25 ±0,41	-3,3	50,3	3,5	8,5	0,2 ±0,2	86,5 ±0,2	41,8 ±0,2	530,0 ±25,0	2072,3 ±25,0	0,0379 ±0,0015	8,45 ±0,003
4	50	100	1,60 ±0,06	9,90 ±0,40	0,8	50,3	3,5	5,8	4,3 ±0,2	73,5 ±0,2	44,5 ±0,2	600,2 ±25,0	2070,1 ±25,0	0,0371 ±0,0015	6,20 ±0,003
5	50	95	1,55 ±0,06	9,66 ±0,40	0,7	50,3	3,4	6,1	4,1 ±0,2	73,8 ±0,2	44,2 ±0,2	598,1 ±25,0	2069,3 ±25,0	0,0361 ±0,0015	6,24 ±0,003
6	50	90	1,50 ±0,07	9,50 ±0,41	0,3	50,6	3,2	9,4	3,5 ±0,2	77,3 ±0,2	41,2 ±0,2	590,3 ±25,0	2085,5 ±25,0	0,0345 ±0,0015	6,35 ±0,003

Tabela A.2.17 – Resultados experimentais para fluido R1270, 1,35 kg e Temperatura do reservatório térmico 25°C

Teste	Parâmetros				Resultados										
	F _{CP} [Hz]	A _{VEE} [%]	COP [-]	Q _{EV} [kW]	T _{EV} [°C]	T _{CD} [°C]	T _{SA} [°C]	T _{SR} [°C]	T ₁ [°C]	T ₂ [°C]	T ₃ [°C]	P ₁ [kPa]	P ₂ [kPa]	\dot{m} [kg/s]	W _{CP} [kW]
1	60	100	1,36 ±0,05	0,9 ±0,39	11,33	50,5	3,4	2,7	4,3 ±0,2	79,3 ±0,2	47,8 ±0,2	601,2 ±25,0	2079,3 ±25,0	0,0441 ±0,0015	8,35 ±0,003
2	60	95	1,29 ±0,05	-0,9 ±0,40	11,05	50,4	3,8	5,9	2,9 ±0,2	83,1 ±0,2	44,5 ±0,2	570,5 ±25,0	2074,5 ±25,0	0,0416 ±0,0015	8,54 ±0,003
3	60	90	1,15 ±0,04	-1,4 ±0,41	10,53	50,4	3,6	8,3	2,2 ±0,2	91,2 ±0,2	42,1 ±0,2	562,1 ±25,0	2076,1 ±25,0	0,0388 ±0,0015	9,20 ±0,003
4	50	100	1,69 ±0,07	3,1 ±0,41	10,20	49,3	2,7	6,0	5,8 ±0,2	71,5 ±0,2	43,3 ±0,2	642,3 ±25,0	2026,7 ±25,0	0,0376 ±0,0015	6,03 ±0,003
5	50	95	1,58 ±0,06	3,2 ±0,41	10,08	50,4	2,6	6,7	5,8 ±0,2	74,5 ±0,2	43,7 ±0,2	643,5 ±25,0	2075,4 ±25,0	0,0374 ±0,0015	6,39 ±0,003
6	50	90	1,48 ±0,06	2,5 ±0,42	9,88	50,5	2,6	11,0	5,1 ±0,2	80,3 ±0,2	39,5 ±0,2	630,4 ±25,0	2078,1 ±25,0	0,0351 ±0,0015	6,69 ±0,003

Legenda:

Carga: Massa de refrigerante no sistema

F_{CP}: frequência de operação do compressorA_{VEE}: Grau de abertura da VEE

COP: Coeficiente de eficiácia

Q_{EV}: Capacidade de refrigeraçãoT_{CD}: Temperatura de condensaçãoT_{SA}: Grau de superaquecimentoT_{SR}: Grau de sub-refrigeraçãoT₁: Temperatura do refrigerante na sucção do compressorT₂: Temperatura do refrigerante na descarga do compressorT₃: Temperatura do refrigerante na saída do condensadorP₁: Pressão absoluta do refrigerante na sucção do compressorP₂: Pressão absoluta do refrigerante na descarga do compressor \dot{m} : Vazão mássica de refrigeranteW_{CP}: Potência consumida pelo compressor