

MATHEUS SANTOS COSTA

**AVALIAÇÃO DO USO DE R513A NO SISTEMA DE
REFRIGERAÇÃO CASCATA SUBCRÍTICO**



**UNIVERSIDADE FERERAL DE UBERLÂNDIA
FACULDADE DE ENGENHARIA MECÂNICA**

2017

MATHEUS SANTOS COSTA

**AVALIAÇÃO DO USO DE R513A NO SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO CASCATA
SUBCRÍTICO**

Trabalho de conclusão de curso
apresentado na graduação em Engenharia
Mecânica da Universidade Federal de
Uberlândia, como parte dos requisitos para
a obtenção do título de Engenheiro
Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. Enio Pedone Bandarra
Filho.

UBERLÂNDIA - MG

2017

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente a Deus.

A meu pai, Adelicio Marcelino da Costa, e a minha mãe, Selma Aparecida dos Santos, pelo apoio incondicional. Ao meu irmão, Gustavo Santos Costa, pelo companheirismo.

A todos os meus amigos que sempre estiveram ao meu lado nos momentos difíceis e a 89ª turma de Engenharia Mecânica pelos bons momentos vividos.

A meu orientador, Prof. Dr. Enio Pedone Bandarra Filho pela orientação e todos os exemplos pessoais e profissionais passados.

Ao Mestre Marcus Vinícius Almeida Queiroz pela orientação, auxílio imensurável e dedicação.

A todos os amigos do LEST_{NANO} pelos ensinamentos e convívio.

À Faculdade de Engenharia Mecânica pelo suporte. E a todos os professores pelos quais tive a honra e a oportunidade de ser instruído.

À empresa Chemours pela colaboração.

Costa, M. S., **Avaliação do uso de R513A no Sistema de Refrigeração Cascata Subcrítico**. 2017. Trabalho de Conclusão de Curso, Universidade Federal de Uberlândia, Uberlândia, MG.

RESUMO

Este trabalho propõe o uso do fluido refrigerante R513A no ciclo de alta temperatura de um sistema de refrigeração do tipo cascata subcrítico. Desta forma, são apresentadas aplicações experimentais e suas devidas análises. A bancada experimental teve o grau de superaquecimento e a frequência do compressor de R744 manipulados para simular diferentes situações de operação.

Em seguida, foram calculados a eficiência energética, através do consumo energético, o desempenho do sistema, analisando o COP e a capacidade de refrigeração, e os impactos ambientais do sistema, mensurados pelo TEWI (*Total Equivalent Warming Impact*). Posteriormente os dados colhidos e estimados foram comparados com os obtidos por Queiroz (2017) para o mesmo sistema trabalhando com R134a no ciclo de alta temperatura. Foi constatado que, apesar do R513A apresentar comportamento semelhante ao R134a, o R513A obteve um desempenho menos eficiente energeticamente.

Palavras chave: Refrigeração; R513A; Capacidade de resfriamento; COP; TEWI.

Costa, M. S., **Evaluation of the Use of R513A in the Subcritical Cascade Refrigeration System**. 2017. Work Course Conclusion, Federal University of Uberlândia, Uberlândia, MG, Brazil.

ABSTRACT

This work proposes the use of R513A refrigerant in the high temperature cycle of a subcritical cascade type cooling system. In this way, experimental applications and their analysis are presented. The experimental bench had the superheating degree and the frequency of the R744 compressor manipulated to simulate different operating situations.

Energy efficiency was then calculated through the energy consumption, the system performance, analyzing the COP and cooling capacity, and the environmental impacts of the system as measured by Total Equivalent Warming Impact (TEWI). Subsequently the data collected and estimated were compared with those obtained by Queiroz (2017) for the same system working with R134a in the high temperature cycle. It was found that, although R513A presented similar behavior to R134a, R513A obtained a worse energy performance.

Keywords: Refrigeration; R513A; Cooling capacity; COP; TEWI.

LISTA DE SÍMBOLOS

Arábicos

NH_3	Amônia
$\dot{Q}_{\text{SIST}}$	Capacidade de refrigeração do sistema
COP_{SIST}	Coeficiente de desempenho do sistema
CO_2	Dióxido de carbono
Δh_{evap}	Diferença de entalpia de evaporação
f_{BT}	Frequência de operação do ciclo de baixa temperatura
$\Delta T_{\text{SA, BT}}$	Grau de superaquecimento do ciclo de baixa temperatura
m	Massa de fluido refrigerante
$\text{TEWI}_{\text{DIRETO}}$	Parcela dos impactos diretos do CO_2 sobre o meio-ambiente
$\text{TEWI}_{\text{INDIRETO}}$	Parcela dos impactos indiretos do CO_2 sobre o meio-ambiente
$\dot{W}_{\text{AT}}$	Potência consumida do ciclo de alta temperatura
$\dot{W}_{\text{BT}}$	Potência consumida do ciclo de baixa temperatura
L	Taxa anual de refrigerante emitido (reposições e vazamentos)
T_{AR}	Temperatura do ar
n	Tempo de vida útil do equipamento
$\dot{m}_{\text{BT}}$	Vazão mássica do ciclo de baixa temperatura

Gregos

α	Recuperação / reciclagem ao final da vida útil do equipamento
β	Fator de emissão indireta, emissão de CO ₂ para geração de eletricidade

Siglas

AIRAH	Instituto australiano de refrigeração, ar condicionado e aquecimento
ASHRAE	Sociedade americana de engenheiros do setor de aquecimento, refrigeração e ar condicionado
AT	Alta temperatura
BT	Baixa temperatura
CFC	Clorofluorcarbono
CO₂	Dióxido de carbono
COP	Coeficiente de desempenho
EVD	Driver da válvula de expansão eletrônica
GWP	Potencial de aquecimento global
GWP_{100a}	Potencial de aquecimento global para cem anos
HC	Hidrocarboneto
HCFC	Hidroclorofluorcarbono
HFC	Hidrofluorcarbono
HFO	Hidrofluorolefina
HVACR	Setor de aquecimento, ventilação, ar condicionado e refrigeração

LEST_{NANO}	Laboratório de Energia, Sistemas Térmicos e Nanotecnologia
ODP	Potencial de destruição de ozônio
PDO	Potencial de destruição de ozônio
PT100	Tipo de sensor de temperatura
TEWI	Impacto Total Equivalente de Aquecimento Global
VEE	Válvula de expansão eletrônica

SUMÁRIO

AGRADECIMENTOS	ii
RESUMO	iii
ABSTRACT	iv
LISTA DE SÍMBOLOS	v
CAPÍTULO 1	1
Introdução	1
1.1. Contextualização do estudo.....	1
1.2. Justificativa	3
1.3. Objetivos	4
1.4. Organização do Trabalho.....	4
CAPÍTULO 2	6
Fundamentação Teórica	6
2.1. HVACR.....	6
2.2. Estado da arte	9
CAPÍTULO 3	12
Materiais e Métodos	12
3.1. Bancada experimental	12
3.2. Análise energética do sistema de refrigeração	17
3.3. Análise de impacto total equivalente de aquecimento global (TEWI)	19
CAPÍTULO 4	21
Resultados	21
4.1. Sistema cascata R513A/R744.....	21
4.2. R513A / R134a.....	30
4.3. Impacto total equivalente de aquecimento global (TEWI).....	33
CAPÍTULO 5	35
Conclusões	37
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	39

CAPÍTULO 1

Introdução

1.1. Contextualização do estudo

Em 1830, Perkins introduziu o conceito de refrigerantes voláteis ao inventar uma máquina que trabalhava com um ciclo de compressão de vapor. A partir de então ao pensar em gases refrigerantes, uma série de classes e compostos nos vêm à mente. Calm (2008) realizou pesquisas sobre esses fluidos e os distinguiu de acordo com o aparecimento deles ao longo dos anos separando-os em 4 gerações, conforme representado na Fig.1.1.

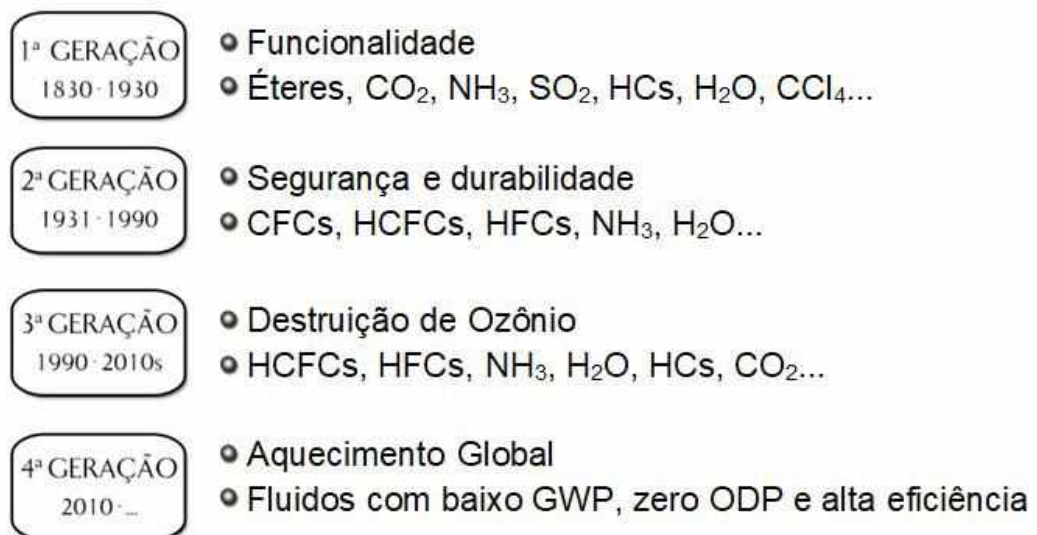


Figura 1.1 – Gerações dos gases refrigerantes. Fonte: Adaptado Calm, 2008.

O CO₂ era o refrigerante mais utilizado em sistemas de compressão. Inclusive, na marinha britânica, era o único utilizado no sistema de refrigeração até 1940, ano

em que se iniciou a decadência no uso desse gás em virtude do progresso dos CFCs e dos HCFCs (*Lloyd's Register*, 1992).

Segundo Kim et al. (2004), o início da segunda geração se destaca pela procura de fluidos com boa durabilidade e segurança. O refrigerante Freon-12 começou a ser produzido comercialmente a partir de 1931 e teve um aumento a partir de 1940. Em meados dos anos 1970s os HCFCs dominaram o mercado, enquanto a amônia era o fluido mais utilizado para refrigeração em grande escala (processamento de bebidas, comida e estocagem).

Molina e Rowland (1974) tornaram públicos seus estudos sobre a reação do cloro dos CFCs com a camada de ozônio realizando a dissociação da molécula de ozônio. Este estudo fez com que a sociedade buscasse a extinção dos fluidos CFCs, ocasionando em 1987 o Protocolo de Montreal marcando assim o início da terceira geração dos fluidos refrigerantes.

Junto com a terceira geração de refrigerantes, surgiram também diversas pesquisas e acordos para a preservação da camada de ozônio através da eliminação dos gases destruidores de ozônio. Foi introduzido por Wuebbles (1981) o conceito de Potencial de Destruição de Ozônio (PDO ou ODP), que é calculado tendo como referência o R11 que possui como valor base uma unidade. De 1995 até 2006 no Brasil, o consumo de CFCs diminuiu de 10.000 toneladas ODP para 480 toneladas e ao combinarmos essa redução com as medidas tomadas no resto do mundo, podemos acreditar que em cerca de 40 anos a camada de ozônio sobre a Antártida retorne aos níveis de 1980.

Vimos então que a terceira geração de refrigerantes foi marcada pelos HFCs, pois possuíam ODP nulo. Entretanto um novo problema deveria ser enfrentado, o aquecimento global. Os gases de efeito estufa retêm o calor e o irradia novamente para a atmosfera aumentando assim a temperatura global, o que altera os padrões de pluviosidade, derrete as calotas polares e aumenta o nível dos oceanos. Para mensurar esse potencial de aquecimento global dos gases foi criado o conceito GWP (*Global Warming Potential*).

A fim de atenuar o aquecimento global, impedir a destruição da camada de ozônio e possuir uma boa eficiência energética, deu-se início à quarta geração de fluidos refrigerantes. Vale ressaltar que uma boa eficiência energética depende também da matriz energética do país. Sendo assim, para regulamentar o uso dos gases refrigerantes com relação ao efeito estufa, foi proposto o Protocolo de Kyoto (1997).

Um plano de metas para limitação ou redução das emissões indesejadas foi estabelecido na regulação europeia Nº 842/2006 F-Gas. Essa legislação prevê o uso

de fluidos refrigerantes com GWP máximo de 150 em todos os modelos novos de veículos lançados a partir de 2011 e em todos os veículos novos até 2017.

A União Europeia é ainda mais restrita quanto ao uso de fluidos refrigerantes. Sistemas de refrigeração centralizados com capacidade de refrigeração nominal igual ou superior a 40 kW não poderão utilizar refrigerantes fluorados com $GWP > 150$ (Regulamento UE N° 517/2014) a partir de 2022, o que baniria o HFC-404A e o HFC-134a deste tipo de aplicação. Foi incluída então, a fim de evitar a obliteração total dos gases em questão, uma exceção: fluidos com GWP até 1500 teriam o uso liberado para circuito primário de sistemas em cascata, ou cascata indireto, pois neste condensa-se o ciclo de baixa temperatura, mas não fornece refrigerante às unidades evaporadoras da aplicação.

A questão de gases com efeito estufa muito elevados terem tido seu uso limitado e seu fim almejado fez com que novos fluidos fossem gerados evitando também a toxicidade e a inflamabilidade. Nesse contexto surgiram os hidrocarbonetos fluorados HFO (hidrofluorolefinas). O HFO presente neste estudo é o HFO-1234yf, que é na verdade um HFC com baixíssimo GWP, o que permitiu a alteração em sua classificação, é um componente da quarta geração de fluidos refrigerantes, possui inflamabilidade ligeiramente maior que o R134a, não permite *drop-in* em equipamentos existentes, pois exige que algumas alterações sejam feitas no sistema e suas propriedades de trabalho são bastante semelhantes ao HFC-134a (pressão de trabalho, capacidade de refrigeração, eficiência energética) (*Gas Servei Safety Data Sheet – R1234yf*, 2013).

Fluidos HFCs têm sido usados misturados com outros fluidos a fim de nos aproximarmos cada vez mais do objetivo final desta quarta geração de fluidos: ODP nulo, GWP inferior a 150 e boa eficiência energética. A utilização do R513A, conhecido comercialmente como Opteon XP-10, (44% HFC134a/ 56% HFO1234yf em peso) reduz em 56% o GWP se comparado com o R134a.

1.2. Justificativa

O aquecimento global pode vir a causar danos irreversíveis para todos os seres vivos como a extinção de espécies vegetais e animais, alteração nos padrões de precipitação tanto em intensidade quanto em frequência, aumento do nível dos oceanos e intensificação de fenômenos meteorológicos. É notado que o aumento da temperatura global é um evento natural, entretanto a intervenção antropológica pode

fazer com que o crescimento dessa temperatura nos últimos 10 mil anos seja igual ao dos próximos 200 anos, o que não pode ser tratado como sequer aceitável.

Este trabalho visa demonstrar, de forma experimental, a possibilidade de realizar *drop-in* em sistemas que originalmente trabalham com HFC-134a substituindo-o pelo R513A, que é uma mistura 56% em peso de HFO-1234yf e 44% de R134a. Esse drop-in se tornou necessário com o início da quarta geração de refrigerantes, que busca extinguir fluidos com alto potencial de aquecimento global, com poder de destruição da camada de ozônio e com baixa eficiência energética, lembrando que essa eficiência energética leva em conta também a matriz energética do país em questão. O Brasil possui vantagem no quesito de geração de energia, visto que sua principal fonte energética é a hidrelétrica, que é renovável, apesar dos impactos sociais e ambientais gerados pelo represamento.

1.3. Objetivos

A finalidade desta pesquisa é avaliar a viabilidade da utilização do fluido Opteon XP-10 (R513A), fabricado pela Chemours, aplicado em um sistema de refrigeração do tipo cascata subcrítico com CO₂, conhecido como o fluido refrigerante R744. Sistema esse que trabalhava anteriormente com o par de fluidos R134a/CO₂ e cujos dados de funcionamento (Queiroz, 2017) são relacionados afim de comparação com os resultados que serão obtidos.

Como o objetivo deste estudo é a promoção do uso deste HFO em um sistema de refrigeração comercial do tipo cascata subcrítico com R744, apenas o fluido do ciclo de alta temperatura (AT), que antes operava com o HFC-134a, será alterado. Deste modo o ciclo de baixa temperatura (BT) continuará a operar com CO₂. Definiremos condições ótimas de trabalho, levando em conta a eficiência energética e sustentabilidade e, por fim, sucederemos com a análise do cálculo do Impacto Total Equivalente de Aquecimento (TEWI – Total Equivalent Warming Impact).

1.4. Organização do Trabalho

Além do presente capítulo, que é introdutório, este trabalho foi dividido em outros quatro capítulos. Neste capítulo tratou-se de assuntos como a revisão bibliográfica de sistemas de refrigeração do tipo cascata subcrítico e dos fluidos refrigerantes em questão.

O Capítulo II compreende uma revisão teórica dos efeitos do setor HVACR no meio ambiente e o estado da arte do uso de CO₂.

O Capítulo III apresenta a descrição da bancada experimental e o procedimento operacional, incluindo algumas medidas de segurança.

O Capítulo IV é dedicado aos resultados experimentais do trabalho. São analisados os fenômenos associados com a frequência do compressor de CO₂ e o grau de superaquecimento do sistema.

O Capítulo V apresenta as conclusões gerais do trabalho e as perspectivas para diminuir os impactos ambientais gerados pelo setor HVACR.

CAPÍTULO 2

Fundamentação Teórica

O presente capítulo é dedicado à fundamentação teórica. Serão tratados os efeitos do setor HVACR no ambiente e as soluções para esses impactos. Além disso, o estado da arte da utilização do R744 também é apresentado neste.

2.1. HVACR

O setor de aquecimento, ventilação, ar condicionado e refrigeração (HVACR) teve um crescimento notável e atualmente é responsável por aproximadamente 4% do consumo da energia mundial. Ao longo da história desse setor, foram identificadas quatro gerações de fluidos refrigerantes (Calm, 2008). A primeira geração, basicamente, permitia o uso de qualquer fluido que funcionasse e teve duração de cerca de 100 anos, findando nos anos 1930s.

A segunda geração de fluidos exigia que eles propiciassem segurança e durabilidade à operação e teve seu fim com o surgimento do protocolo de Montreal. Desse modo, a terceira geração foi aquela onde a preocupação com a destruição da camada de ozônio foi evidenciada e teve de dar espaço à quarta geração quando o Protocolo de Quioto foi gerado. O Protocolo de Quioto deu início à quarta geração exigindo que os fluidos possuíssem baixo potencial de aquecimento global, ODP nulo (potencial de destruição do ozônio) e alta eficiência.

Na Comunidade Europeia, a quarta geração já foi implementada com vigor, visto que o Regulamento UE N° 517/2014 (Regulamento F-Gas) ordena o uso, o armazenamento, o manuseio e a inserção no mercado dos gases HFC (Comissão Europeia, 2014). O que afeta bastante a refrigeração supermercadista, pois em sistemas de refrigeração centralizados com capacidade de refrigeração igual ou superior a 40 kW, foi limitada a utilização de refrigerantes fluorados com GWP maior que 150, entretanto refrigerantes com GWP até 1500 podem ser usados no circuito primário de sistemas de cascata indireto, onde um fluido secundário realiza a troca de calor entre o ciclo de alta temperatura e o de baixa, havendo condensação apenas do fluido de baixa temperatura (usualmente CO₂).

Contudo, não apenas os impactos ambientais e energéticos devem ser considerados na escolha de um fluido refrigerante, mas também a segurança de operação e manuseio, se atentando à toxicidade e inflamabilidade. A norma ASHRAE 34-2010 regulariza essas condições com uma nomenclatura alfanumérica, onde a letra indica a toxicidade e o numeral, a inflamabilidade. Tal que um fluido “A1”, por exemplo, possui baixa toxicidade e não propaga chamas.

O uso de sistemas do tipo cascata subcrítico surgiu para que gases refrigerantes com maior GWP pudessem continuar sendo uma boa alternativa para grandes aplicações comerciais. Exemplo disso é a aplicação analisada aqui, onde trabalharemos com o R744 no ciclo de baixa temperatura (BT) e o R513A no ciclo de alta temperatura (AT).

De acordo com a Fig. 2.1, a capacidade de refrigeração do Opteon XP-10 é bastante semelhante à do HFC-134a quando operam com a temperatura de evaporação a -15°C e a temperatura de condensação a 30°C (Mota-Babiloni et al., 2015).

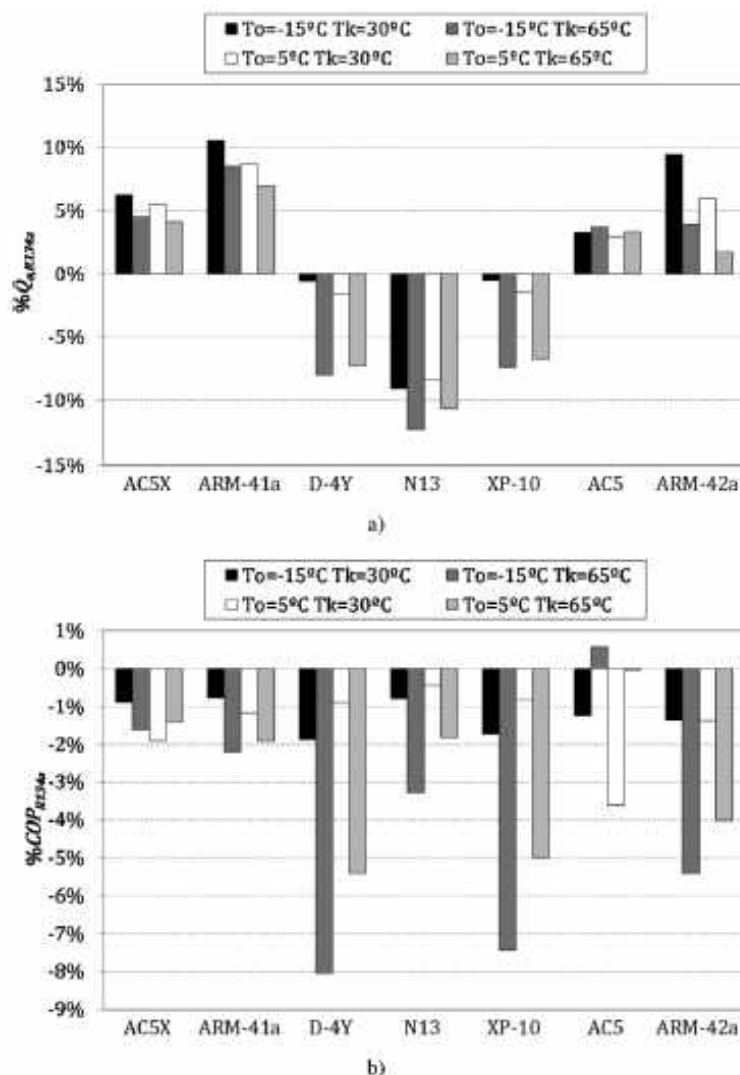


Figura 2.1 – Resultados comparando com R134a: a) capacidade de refrigeração e b) COP. Fonte: Mota-Babiloni et al., 2015.

Foi testado experimentalmente a substituição do HFC134a pelo HFO1234yf mostrando que essa é uma alternativa possível, entretanto as maiores desvantagens do uso desse fluido são o maior consumo energético do compressor ($\approx +18\%$) e o abastado preço do fluido refrigerante (200€/kg) (Aprea et al., 2016).

Aprea et al. (2017) colocou sob análise uma mistura refrigerante (10% HFC134a / 90% HFO1234yf) com comportamento mais próximo ao do R134a em termos de temperaturas e pressões. Além disso, o ciclo trabalhando com carga ótima da mistura mostrou uma economia energética de 16 e 14% comparando com o HFC134a e o HFO1234yf, respectivamente.

O XP-10 mostra valores de eficiência energéticas semelhantes quando substitui o R134a em um circuito híbrido de sistema de cascata a média temperatura (usando o CO₂ no ciclo de baixa temperatura) (Minor and Leck, 2013).

Em um refrigerador comercial, a média da capacidade de refrigeração do XP-10 foi 7,8% menor que do R134a e a média do COP foi 9,7% menor (Shapiro, 2013).

No que diz respeito ao GWP, como mostra a Tab. 2.1, todos os novos gases alternativos possuem valores mais amenos de potencial de aquecimento global, entretanto deve-se analisar a eficiência energética a fim de descobrir se realmente se trata de um drop-in bem sucedido (Devecioğlu, 2015).

Tabela 2.1 – Propriedades físicas dos refrigerantes investigados. Fonte: Devecioğlu, 2015.

	Composição	Massa (%)	ASHRAE Segurança	T _{EVAP} (°C)	T _{CRIT} (°C)	P _{CRIT} (MPa)
R134a	R134a	100	A1	-26.07	101.06	4.06
R450A	R134a/R1234yf/R1234ze	42/18/40	A1*	-25.6	100.18	3.74
R513A	R134a/R1234yf	44/56	A1*	-27.9	97.51	3.67
R1234yf	R1234yf	100	A2L	-29.45	94.70	3.38
R1234ze(E)	R1234ze	100	A2L	-18.97	109.36	3.63
R404A	R-125/R-134a/R-143a	44/4/52	A1	-46.50	72.12	3.73
DR-33	R-32/R-125/R-134a/R-1234yf	24/25/26/25	A1*		85.02	4.48
R448A	R-32/R-125/R-134a/R-1234yf	25/25/20/30	A1*	-38.50	84.62	4.47
DR-7	R-32/R-1234yf	36/64	A2L*	-37.90	89.17	4.55
L40	R-32/R-152a/R-1234yf/R-1234ze(E)	40/10/20/30	A2L*	-22.00	89.89	4.84
R410A	R-32/R-125	50/50	A1	-51.40	71.34	4.90
DR-5	R-32/R-1234yf	72.5/27.5	A2L*	-45.40	83.11	5.40
R447A	R-32/R-1234ze(E)	73/27	A2L*		80.45	5.35
R22	R22	100	A1	-40.81	96.14	4.99
N20	R-32/R-125/R-134a/R-1234yf/R-1234ze(E)	12.5/12.5/31.5/13.5/30	A1*	-31.70	91.87	4.19
R444B	R-32/R-152a/R-1234ze(E)	45/20/35	A2L*	-36.70	90.56	5.07

A2L: Mildly Flammable, A1: Non-flammable, * estimated, ** [17].

2.2. Estado da arte

Foi proposto por Gustav Lorentzen, em 1994, que o CO₂ poderia trabalhar em processos competitivos de desempenho energético. Para apresentar alguns dos estudos que foram feitos após essa iniciação, será disposta aqui uma revisão do estado da arte, tendo como foco sistemas operando com o fluido CO₂ em cascata.

Em 2008 tivemos o exemplo de Getu e Bansal que estudaram os efeitos termodinâmicos de um sistema em cascata trabalhando com CO₂ e amônia. A fim de alcançar o máximo COP, uma proporção mássica ótima dos fluidos em regime, uma

temperatura ótima de evaporação do R717, foram estabelecidos parâmetros para análise, são eles, temperatura de subresfriamento, evaporação, superaquecimento e condensação dos dois ciclos e a diferença de temperatura do trocador de calor cascata. Abaixando o superaquecimento dos dois ciclos, diminui-se também a razão do fluxo de massa ($\dot{m}_{AT}/\dot{m}_{BT}$), mas há um aumento do COP do sistema. Diminuir o sub-resfriamento causa decréscimo do COP e da razão do fluxo de massa, tal que diminuir o subresfriamento do CO₂ é mais efetivo do que abaixar o do R717. Reduzir a temperatura de evaporação do ciclo de baixa temperatura, cresce a razão do fluxo de massa e diminui o COP do sistema. Foi notado que decrescer a temperatura de condensação do ciclo de baixa temperatura resulta em aumento do COP e diminuição da proporção do fluxo de massa de refrigerante. Por fim, ao diminuir a diferença de temperatura no condensador cascata, elevaram-se o COP e a proporção do fluxo de massa.

Sachdeva et al. (2014) analisou numericamente um sistema em cascata trabalhando com R744 no ciclo de baixa temperatura e no ciclo de alta temperatura operou com R12, R717, R290, R1270 e R404A a fim de encontrar um bom substituto para o R12. O autor concluiu que operar com o R717 é a opção mais rentável e que o fluido de maior custo é o R404A, tal que o R290 obteve custo parecido ao do R404A devido à necessidade de compressor e evaporador maiores. Além disso, a amônia se apresentou como o melhor refrigerante substituto, pois teve o melhor COP, as menores temperaturas e pressões de operação.

Montagner e Melo (2011) realizaram experimentos com ciclos termodinâmicos de CO₂ para refrigeração comercial. Os parâmetros analisados foram o tipo de dispositivo de expansão (tubo capilar ou válvula termostática) e o efeito da carga de refrigerante. A temperatura de evaporação e o grau de superaquecimento atingiram valores ótimos quando utilizando a válvula termostática. Concluíram que ambos os parâmetros afetam o desempenho do sistema.

Pradeep Bansal (2011) concluiu que um sistema em cascata operando com R744 poderia superar em até 60% o rendimento do sistema convencional usado até então em supermercados (único ciclo trabalhando com R404A). O autor constatou a boa competitividade do CO₂ visto ao seu preço e aos baixos impactos ambientais. Entretanto seu estudo justifica esse aumento devido à proporção das densidades de líquido para vapor do fluido, a tensão superficial e a viscosidade do líquido que sob pressão e temperatura de saturação demonstraram valores mais amenos quando comparado com R22, R717, R410A e R134a.

Sarbu (2014) estabeleceu as propriedades termodinâmicas, físicas e ambientais e a análise TEWI como parâmetros para analisar o desenvolvimento de possíveis substitutos de refrigerantes em equipamentos HVACR. De acordo com o autor, os HCs não serão frequentemente utilizados devido a sua inflamabilidade. Entretanto utilizar refrigerantes inorgânicos e refrigerantes de hidrocarbonetos são possíveis soluções para aplicações industriais e domésticas.

Hafner e Hemmingsen (2015) avaliaram uma unidade R290/R744 e uma com expansão direta de R404A considerando as condições meteorológicas de várias cidades ao redor do mundo. Conclui-se que o sistema que opera com o par R290/R744 apresenta melhores COPs em ambientes de baixa temperatura e o R404A o oposto. Além disso foi notado uma economia no consumo energético de até 23% do sistema de dois ciclos.

CAPÍTULO 3

Materiais e Métodos

Este capítulo apresenta todo o procedimento experimental e uma descrição da bancada experimental em questão, que se situa no laboratório LEST_{NANO} "Prof. Oscar Saul Hernandez Mendoza", nas dependências da Faculdade de Engenharia Mecânica da UFU. Além disso, alguns cuidados que devem ser tomados para garantir a segurança da operação serão descritos. A sistematização dos cálculos de impacto ambiental e de eficiência energética será mostrada ao fim deste.

3.1. Bancada experimental

A bancada experimental em que esse trabalho é desenvolvido, se trata de um sistema de refrigeração do tipo cascata em regime subcrítico, apresenta capacidade frigorífica e temperatura de operação típicas de aplicações comerciais, usualmente mercados. A bancada opera com R744 no ciclo BT e com R513A no ciclo AT.

Um compressor alternativo, um condensador resfriado a ar, um medidor de vazão Coriolis e uma válvula de expansão eletrônica (VEE) constituem o ciclo de alta temperatura (R513A). Não mostrado na Fig. 3.1, mas presente na bancada entre os pontos 8 e 9 (ciclo AT) e 5 e 6 (ciclo BT), há um trocador de calor intermediário antes da válvula de expansão que subresfria ainda mais o XP10. Ao sair da VEE, o fluido entra no trocador de calor do tipo cascata, que é condensador do R744 e evaporador do R513A simultaneamente.

Já o ciclo de baixa temperatura é formado por um compressor alternativo de velocidade variável, uma válvula de expansão eletrônica que promove a evaporação direta do R744 no interior da câmara fria. O CO₂ sai do compressor como vapor superaquecido, é condensado e armazenado em um tanque de líquido. Após o tanque, o líquido vai é direcionado à válvula de expansão eletrônica, passa por um medidor de vazão Coriolis e expande na unidade evaporadora. Em seguida o dióxido de carbono superaquecido aumenta seu grau de superaquecimento ao passar pelo trocador de calor intermediário e só então retorna à sucção do compressor.

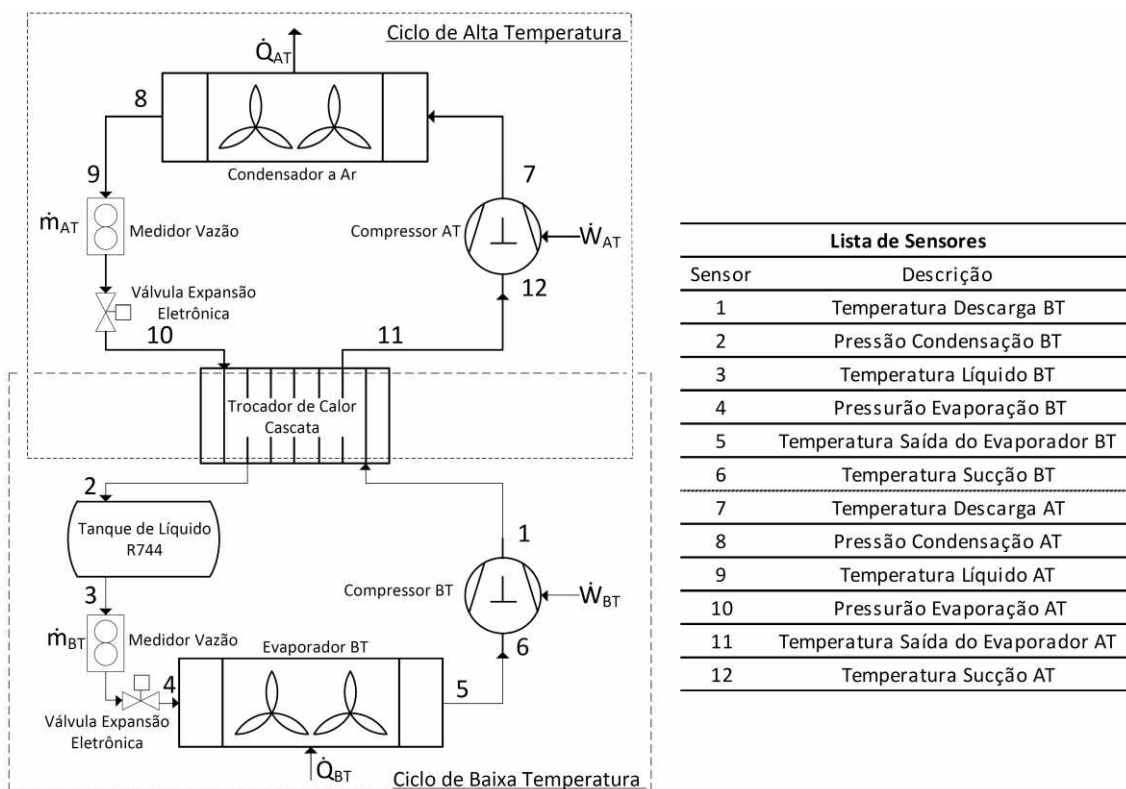


Figura 3.1 - Representação do sistema cascata básico com principais pontos de instrumentação. Fonte: Queiroz, 2017.

A figura acima mostra esquematicamente o posicionamento da instrumentação da bancada, ou seja, onde estão os componentes de maior relevância da bancada e os sensores que indicam as medidas que são extraídas e analisadas nesse trabalho.

Uma medida de segurança deve ser tomada quando o ciclo BT estiver desligado, pois caso a temperatura do tanque de R744 iguale a temperatura ambiente, as pressões de saturação alcançarão valores da magnitude de 65 bar. Dessa forma, o ciclo de alta temperatura é responsável por refrigerar o CO₂ nesta situação, tal que o sistema AT é acionado sempre que a pressão do tanque chega a 21 bar. Com o ciclo de alta temperatura funcionando, quando a pressão do tanque de líquido de CO₂ chega a 15 bar, a válvula solenoide que se encontra após o medidor de vazão (AT) é desativada pelo pressostato de baixa temperatura, e o fechamento desta válvula, corta a ligação do condensador à válvula de expansão, interrompendo a sucção do compressor, que é desarmado ao atingir a pressão limite de 0,3 bar.

O compressor do ciclo BT é um compressor alternativo de dois pistões semi-hermético compacto para R744, da marca Bitzer, linha OCTAGON, modelo 2MSL-07K-20D. Apresenta cabeçote refrigerado a ar, alimentado em 220 V, trifásico, frequência de operação nominal de 60 Hz e trabalha com lubrificantes do tipo POE.

O compressor do ciclo AT é um compressor alternativo de dois pistões semi-hermético compacto para R134a, da marca Bitzer, modelo 2CC-4.2Y-20D. Apresenta cabeçote refrigerado a ar, alimentado em 220 V, trifásico, frequência de operação nominal de 60 Hz e trabalha com lubrificantes do tipo POE.

A alimentação elétrica dos compressores e a realização de testes são feitas pelos inversores de frequência representados na Fig. 3.2. O ciclo BT possui um variador de frequência da marca Yaskawa, modelo V7AM23P7. Enquanto o ciclo AT possui um inversor também da Yaskawa, modelo V1000, que trabalha com maior potência pois a potência do compressor do AT é de maior grandeza.



Figura 3.2 – Inversores de frequência V1000 e V7AM23P7, respectivamente.

Um separador de óleo da marca RAC, modelo SO ½"S, foi instalado após o compressor do ciclo AT a fim de evitar a redução do nível de óleo do compressor e possíveis inundações dos trocadores de calor. O sistema BT possui um separador da marca Temprite, modelo 922R, adotado para os mesmos fins do sistema AT. Instalado junto ao compressor do CO₂, há um regulador de nível de óleo eletrônico da marca TraxOil, modelo TR3, que é conectado no cárter do compressor e controla o nível de óleo com o auxílio de uma boia e um microinterruptor.

O fluido, após passar pelo separador de óleo, vai para o condensador. O ciclo AT conta com um condensador a ar, modelo LH84-30. Este condensador está equipado com quatro válvulas de segurança da marca Herose, modelo 06474, que são ativadas quando o ciclo BT atinge 40 bar liberando vapor de CO₂. Além disso, o sistema possui também a válvula de serviço fabricada pela Helton, série 2220, modelo 0404, por meio da qual são efetuadas as cargas de R744.

O medidor de vazão utilizado no sistema de alta temperatura é do tipo Coriolis, fabricado pela Metroval, modelo RHM03-4FS1PN. A vazão do fluido de baixa

temperatura é obtida através de um medidor do mesmo fabricante, modelo RHM06-1FS1SS. A principal diferença entre os dois é a faixa de medição.

Uma válvula solenoide da marca RAC, modelo VSD-3, foi adotada a fim de interromper o fluxo e reduzir a pressão de sucção, desarmando assim o compressor quando o ciclo BT está em repouso. Enquanto o pressostato da marca Danfoss, modelo KP 6W, é responsável por acionar esta solenoide, outro pressostato do mesmo fabricante, modelo KP 15 desarma o compressor quando a pressão deste atinge o limite inferior de 0,3 bar e o arma quando a pressão aumenta até 1,3 bar. Este é o chamado ciclo-off, que é o regime de controle de pressão do CO₂.

Um trocador de calor de quatro placas planas fabricado pela SWEP, modelo B5x4H/1P é responsável por garantir o mínimo grau de subresfriamento do R513A e, consequentemente, garantir o superaquecimento do R744 impedindo assim a chegada de líquido no compressor. Posteriormente o XP10 passa por uma válvula de expansão eletrônica (ambas da marca CAREL, no ciclo BT é utilizado o modelo E2V09B e no ciclo AT, E2V35B) e entra no trocador de calor cascata também da marca SWEP, modelo B25Tx26H/1P, de 26 placas, que condensa o CO₂ e evapora o R513A.

O grau de superaquecimento útil é calculado subtraindo da temperatura de saída do evaporador, o valor da temperatura de evaporação na entrada do trocador. Esse valor é obtido automaticamente com o auxílio de um driver da marca CAREL, modelo EVD0000T50.

Após o fluido de alta temperatura sair do trocador de calor cascata, ele passa por um separador de líquido para garantir a sucção exclusiva de vapor no compressor, assim como no ciclo BT. O ciclo do R744 ainda conta com um tanque de líquido da marca Bitzer, modelo F302K, de 30 litros, na saída do trocador cascata. Este equipamento também atua na segurança do sistema permitindo a dilatação de vapor nos momentos de parada, evitando assim a propagação de trincas.

Seguindo a linha, o fluido de baixa temperatura passa então por uma unidade evaporadora da marca Guntner, modelo CDL 0168.0X7A CO₂, que se situa no interior da câmara fria e é equipada com ventiladores, modelo VT01173U. Dentro desta câmara, há um banco de resistências elétricas que trabalham dissipando 3 kW. A câmara fria possui volume interno de 15 m³, paredes de 5" de espessura em poliuretano.

Vale ressaltar que a bancada experimental do presente estudo conta com elementos essenciais ao seu bom funcionamento e que devem também ser citados.

São eles, as muflas (reduzidores de ruído), as válvulas de esfera, os visores de líquido, filtro secador, as válvulas magnéticas e os manômetros analógicos.

Queiroz (2017), estabeleceu uma sequência operacional para os momentos de partida e parada dos compressores, a fim de garantir a segurança e o bom funcionamento da bancada. Esse manual de operação será descrito na Tab. 3.1.

Tabela 3.1 – Manual de operação da bancada experimental. Fonte: Queiroz, 2017

Etapas	Sequência de operação	Descrição do procedimento
1	Acionar ciclo AT	— Verificar nível óleo e possíveis falhas; — Ajustar VEE ciclo AT em automático; — Ajustar superaquecimento desejado; — Alimentar o compressor AT pelo inversor em 60 Hz.
2	Ligar chave ON/OFF ciclo BT	— Verificar nível óleo e possíveis falhas; — Alimentar todos dispositivos referentes ao R744.
3	Acionar ciclo BT	— Fechar válvula que comunica a descarga do compressor ao tanque de CO₂; — Ajustar VEE em modo manual; — Abrir VEE em 100% (480 passos); — Alimentar compressor BT pelo inversor em 60 Hz.
4	Verificar VEE do ciclo BT e a configuração da mesma	— Com o compressor ligado inicia-se o fluxo de CO₂ pelo sistema; — Verificar o superaquecimento e posição da válvula; — Controlar a pressão de evaporação e da condensação do CO₂.
5	Controlar de pressão	— Ao acionar o compressor BT, a pressão de sucção cai abruptamente, logo se deve manter a válvula em 100% de abertura (Manual), evitando que a pressão seja inferior a 5 bar; — Pouco tempo depois, a pressão de sucção começa a subir, logo se deve controlar a abertura de forma que esta mantenha a pressão de descarga abaixo de 30 bar; — Se a pressão de descarga superar 30bar, feche a VEE e aguarde a resposta do sistema; — Se a pressão diminuir, abra a válvula. * Sempre modular a VEE de 50 em 50 passos, esperando a resposta do sistema.
6	Configurar o grau de superaquecimento do ciclo BT	— Estabilizadas as pressões, ajustar a VEE para automático; — Ajustar o set-point de superaquecimento abaixando de 5 em 5 K, até o ponto desejado pré-definido em um planejamento experimental;

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

3.2. Análise energética do sistema de refrigeração

Foram realizados 19 testes, em condição de regime permanente, constatação essa feita considerando a estabilidade da operação. A duração de cada teste foi, em média, de 1 hora e meia, levando em conta que o tempo médio para o sistema atingir

a condição desejada é de aproximadamente 2 horas após o acionamento da carga térmica, já com a bancada em funcionamento. Não foi incluído nos cálculos o pull-down, tempo que a câmara leva para atingir a temperatura mínima para a condição de teste. Através de experimentos, foi visto que ao alterar uma condição de teste, deve-se esperar pelo menos uma hora para realizar a avaliação de regime permanente seguinte. Essa condição é estabelecida considerando os valores de oscilação dos sensores de temperatura, vazão mássica e pressão.

As coletas dos dados são feitas em um intervalo de dez minutos, para cada teste, após o estabelecimento do regime permanente, estipulando as médias dos valores desejados. Tal que os parâmetros da bancada manipulados são a frequência do compressor ($45 \text{ Hz} \leq f_{BT} \leq 60 \text{ Hz}$) e a temperatura de superaquecimento de CO_2 ($5,0 \text{ K} \leq \Delta T_{SA, BT} \leq 15 \text{ K}$).

É considerado regime permanente quando a oscilação dos valores adquiridos não for maior que três vezes o desvio padrão amostral nos últimos dez minutos de teste.

Com os dados em mão, é possível fazer a análise dos mesmos e assim determinar o desempenho do sistema em cascata subcrítico operando com R744 no ciclo de baixa temperatura e R513A no ciclo de alta temperatura. Após isso, uma comparação com os resultados do sistema trabalhando com R134a como fluido de alta temperatura deverá ser feita. Os resultados do sistema com R134a utilizados foram obtidos em Queiroz, 2017.

A primeira lei da termodinâmica foi usada para o cálculo da capacidade de refrigeração do sistema, na condição de regime permanente, tal que o volume de controle se delimita ao fluido refrigerante no evaporador, conforme demonstrado na equação 3.1.

$$\dot{Q}_{SIST} = \dot{m}_{BT}(\Delta h_{\text{evap}}) \quad (3.1)$$

onde $\dot{Q}_{SIST}$ é a capacidade de refrigeração do sistema, $\dot{m}_{BT}$ simboliza a vazão mássica e Δh_{evap} significa a variação de entalpia da saída e da entrada do evaporador. Foram utilizados sensores de temperatura do tipo PT-100 (incerteza de medição de $0,15 \text{ }^\circ\text{C}$), transdutores de pressão tipo piezo-resistivo ($\pm 25\text{kPa}$) e medidores de vazão ($\pm 0,07\%$) para mensurar as propriedades supracitadas.

O coeficiente de desempenho do sistema foi obtido através da relação entre a capacidade de refrigeração e o consumo de energia dos dois compressores, tal que a

incerteza de medição do consumo de energia é de 3 W. A equação 3.2 ilustra a obtenção do COP.

$$COP = \frac{\dot{Q}_{SIST}}{\dot{W}_{BT} + \dot{W}_{AT}} \quad (3.2)$$

3.3. Análise de impacto total equivalente de aquecimento global (TEWI)

Utilizamos o método TEWI (AIRAH, 2012) para analisar o impacto causado ao meio ambiente, visto que essa metodologia considera tanto os efeitos diretos quanto os indiretos do uso do gás refrigerante no setor HVACR e exprime em números a quantidade equivalente em massa de CO₂. Os impactos ambientais causados diretamente pelo uso do gás refrigerante são calculados através do TEWI_{DIRETO}, enquanto os impactos indiretos são mensurados pelo TEWI_{INDIRETO}.

O TEWI_{DIRETO} leva em conta os vazamentos anuais devidos a operações normais, a perdas catastróficas e a serviços de manutenção. Ao passo que o TEWI_{INDIRETO} considera as emissões de gases poluentes gerados pela matriz energética do local em que o sistema atua.

O cálculo do TEWI é feito com a auxílio das equações 3.3 e 3.4. Tal que GWP é o potencial de aquecimento global do fluido em questão, m equivale à massa de refrigerante no sistema, L_{ANUAL} é a taxa anual de refrigerante emitido por vazamento, n é o tempo de vida útil do equipamento, $\alpha_{RECUPERAÇÃO}$ é a reciclagem ao final da vida útil do equipamento, E_{ANUAL} é a energia elétrica consumida pelo sistema e, por fim, β é o fator de emissão indireta (emissão de CO₂ para geração de energia).

$$TEWI = TEWI_{DIRETO} + TEWI_{INDIRETO} \quad (3.3)$$

$$TEWI = GWP \times m \times [(L_{ANUAL} \times n) + (1 - \alpha_{RECUPERAÇÃO})] + (E_{ANUAL} \times \beta \times n) \quad (3.4)$$

A partir desta fórmula podemos concluir que o GWP do fluido tem grande intervenção no TEWI_{DIRETO}, assim como a massa de refrigerante empregada na operação.

Para os cálculos, foi considerado que o tempo de operação de todos os fluidos foram iguais. Uma vida útil de 10 anos foi adotada para o sistema com os fluidos (Antunes e Bandarra Filho, 2016). O fator de emissão indireta (β) do Brasil, devido a matriz energética ser de base hidrelétrica, é relativamente baixo se comparado com

países desenvolvidos como os da União Europeia ($\beta = 0,356 \text{ kgCO}_2 \text{ kWh}^{-1}$) e equivale a $0,075 \text{ kgCO}_2$ (*International Energy Agency, 2011*).

CAPÍTULO 4

Resultados

No presente capítulo serão apresentados os resultados obtidos a partir da bancada de testes. Neste caso, são analisados os fenômenos associados com a frequência de rotação do compressor de CO₂ e o grau de superaquecimento do sistema evidenciando uma comparação de desempenho dos fluidos R513A e R134a operando em condições de operação semelhantes.

4.1. Sistema cascata R513A/R744

No sistema, originalmente projetado para trabalhar com R744 no ciclo de baixa temperatura e R134a no ciclo de alta temperatura, foi realizado um drop-in no ciclo AT inserindo no mesmo o fluido R513A, comercialmente conhecido como Opteon XP10, fabricado e cedido pela empresa Chemours.

As soluções para o futuro da refrigeração, do ponto de vista da eficiência energética e TEWI, podem basear-se em fluidos com baixo GWP, mesmo com algum risco de toxicidade ou inflamabilidade. Para a refrigeração comercial em baixa temperatura, os candidatos mais promissores são os sistemas do tipo cascata com R744 como fluido de baixa temperatura (Llopis et al, 2015).

A priori foram selecionadas as potencialidades do sistema a serem avaliadas, são elas, a temperatura do ar dentro da câmara fria, a capacidade de refrigeração e a eficiência energética do sistema. Há cinco parâmetros que podem ser alterados e controlados: a frequência de operação dos compressores, tanto do ciclo AT quanto do BT; o grau de superaquecimento dos ciclos; e a simulação de carga térmica dentro da câmara fria.

Entretanto apenas dois foram escolhidos para a realização dos testes: a frequência de operação do compressor BT, controlado através do inversor de frequência e o grau de superaquecimento do ciclo de baixa temperatura, manipulado pelo driver EVD que determina a abertura da VEE com base na temperatura de saída

do evaporador. A carga térmica foi estipulada como 3 kW para todas as avaliações. Embora as paredes, piso e teto da câmara serem bem isolados, as trocas de calor por condução e por radiação são relativos ao processo de evaporação do R744.

O inversor de frequência do ciclo AT foi fixado em 60 Hz e o grau de superaquecimento útil do compressor foi definido no EVD em 27°C, assegurando assim que a pressão de condensação do ciclo de baixa temperatura trabalhasse em uma faixa segura e praticamente constante, obtendo temperaturas de condensação do R744 em torno de -9,0 °C.

Para a realização dos testes, a frequência do compressor de baixa temperatura foi variada entre os seguintes valores: 45, 50, 55, 60 e 65 Hz. Já o grau de superaquecimento do R744 operou em três temperaturas: 5, 10 e 15 °C. O sistema trabalhou com todas as combinações possíveis de grau de superaquecimento e frequência do compressor.

O ciclo AT foi alimentado com 3,9 quilogramas de R513A e a carga de R744 do ciclo BT foi de 23 kg. Os valores definidos para as cargas dos fluidos refrigerantes possuem condições seguras e eficientes para os testes. Foi inserida uma quantidade de R513A capaz de certificar que todo o R744 condense e que fosse mantido um fluxo pleno e constante no visor de líquido. A temperatura de descarga do ciclo AT também foi monitorada para evitar eventuais problemas de lubrificação.

Tabela 4.1 – Resultados dos testes com R513A, segundo a variação dos fatores $\text{Freq}_{\text{CO}_2}$ e T_{SH} .

TESTE	DIA	HORA	CO2	Pevap	Tsaiev	Tdesc	Tsuc	Pcond	$\dot{m}$	$\dot{W}$	Tliq	T _{SH}	T	$\dot{W}$	SHtotal	SH	SR	h ent evap	h sai evap	T evap	T cond	Q° eva	COP	COP
			Freq	CO2	CO2	CO2	CO2	CO2	CO2	CO2	CO2	CO2	Ar	R513A	CO2	CO2	CO2	CO2	CO2	CO2	CO2	CO2	CO2	Total
			[Hz]	[bar]	[°C]	[°C]	[°C]	[bar]	[kg/s]	[kW]	[°C]	[K]	[°C]	[kW]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	[°C]	W	
1	16/05/17	17:20	60,00	17,43	-13,5	74,6	19,0	28,03	0,0170	0,635	-8,04	10,0	-10,4	2,30	42,90	10,40	0,05	180,99	449,21	-23,90	-7,99	4,56	7,18	1,55
2	17/05/17	13:40	60,00	17,13	-14,2	72,7	17,2	27,43	0,0172	0,625	-8,81	10,0	-10,8	2,30	41,64	10,24	0,05	179,22	448,97	-24,44	-8,76	4,64	7,42	1,59
3	17/05/17	16:00	65,00	16,43	-15,6	79,9	19,1	28,03	0,0138	0,705	-8,04	10,0	-12,0	2,32	44,84	10,14	0,05	180,99	448,68	-25,74	-7,99	3,69	5,24	1,22
3	17/05/17	16:30	65,00	16,53	-15,5	79,6	20,9	27,73	0,0180	0,702	-8,43	10,0	-12,0	2,30	46,45	10,05	0,05	180,09	448,61	-25,55	-8,38	4,83	6,89	1,61
4	17/05/17	20:00	55,00	18,43	-16,9	64,8	15,5	27,23	0,0158	0,530	-9,07	5,0	-14,0	2,25	37,64	5,24	0,05	178,63	443,39	-22,14	-9,02	4,18	7,89	1,50
5	17/05/17	22:00	60,00	17,23	-19,1	69,3	14,8	27,03	0,0150	0,590	-9,33	5,0	-16,2	2,20	39,06	5,16	0,05	178,04	443,19	-24,26	-9,28	3,98	6,74	1,43
6	18/05/17	0:00	65,00	16,03	-21,3	73,9	14,5	26,63	0,0140	0,650	-9,86	5,0	-18,4	2,20	41,00	5,20	0,05	176,83	443,05	-26,50	-9,81	3,73	5,73	1,31
7	18/05/17	12:45	40,00	20,23	-1,1	52,8	20,3	25,43	0,0102	0,310	-11,47	15,0	3,4	2,10	39,43	18,03	0,05	173,19	458,40	-19,13	-11,42	2,91	9,38	1,21
8	19/05/17	11:00	45,00	19,63	-5,0	57,2	18,8	25,93	0,0130	0,400	-10,79	15,0	-1,4	2,15	38,91	15,11	0,05	174,73	454,98	-20,11	-10,74	3,64	9,11	1,43
9	19/05/17	12:30	50,00	18,63	-6,7	65,3	19,1	27,13	0,0149	0,480	-9,20	15,0	-2,8	2,26	40,89	15,09	0,05	178,33	454,74	-21,79	-9,15	4,12	8,58	1,50
10	19/05/17	14:00	40,00	21,53	-1,1	52,4	19,7	26,63	0,0137	0,317	-9,86	10,0	3,1	2,18	36,78	15,98	0,05	176,83	456,31	-17,08	-9,81	3,83	12,08	1,53
11	19/05/17	15:30	45,00	20,93	-7,7	54,8	17,4	27,63	0,0148	0,400	-8,56	10,0	-3,9	2,25	35,41	10,31	0,05	179,79	449,60	-18,01	-8,51	3,99	9,98	1,51
12	19/05/17	17:00	55,00	17,53	-8,7	72,1	17,2	27,13	0,0127	0,560	-9,20	15,0	-4,0	2,20	40,92	15,02	0,05	178,33	454,37	-23,72	-9,15	3,51	6,26	1,27
13	19/05/17	18:30	50,00	19,03	-11,0	59,8	14,6	26,83	0,0144	0,470	-9,60	10,0	-7,2	2,15	35,71	10,11	0,05	177,42	449,17	-21,11	-9,55	3,91	8,33	1,49
14	23/05/17	12:00	60,00	16,63	-10,3	76,3	17,1	27,53	0,0126	0,651	-8,68	15,0	-6,9	2,38	42,47	15,07	0,05	179,52	454,13	-25,37	-8,63	3,46	5,32	1,14
13*	23/05/17	13:30	50,00	19,03	-11,1	63,6	18,0	27,33	0,0141	0,497	-8,94	10,0	-7,8	2,31	39,11	10,01	0,05	178,93	449,05	-21,11	-8,89	3,81	7,66	1,36
15	23/05/17	15:00	45,00	21,13	-12,5	53,6	17,4	27,73	0,0152	0,409	-8,43	5,0	-9,7	2,32	35,10	5,20	0,05	180,09	443,36	-17,70	-8,38	4,00	9,78	1,47
16	23/05/17	16:30	65,00	15,63	-12,2	83,3	19,4	27,63	0,0171	0,715	-8,56	15,0	-8,4	2,35	46,67	15,07	0,05	179,79	453,77	-27,27	-8,51	4,69	6,55	1,53
17	23/05/17	18:30	55,00	17,73	-13,3	70,8	16,7	27,53	0,0150	0,575	-8,68	10,0	-9,8	2,25	40,06	10,06	0,05	179,52	448,90	-23,36	-8,63	4,04	7,03	1,43
18	23/05/17	20:00	60,00	16,93	-14,6	74,0	14,9	27,63	0,0162	0,625	-8,56	10,0	-11,0	2,30	39,71	10,21	0,05	179,79	448,89	-24,81	-8,51	4,36	6,97	1,49
19	23/05/17	22:00	50,00	19,53	-15,2	58,2	14,1	27,43	0,0139	0,485	-8,81	5,0	-12,1	2,25	34,37	5,07	0,05	179,22	443,24	-20,27	-8,76	3,67	7,57	1,34

LEGENDA:

Freq = frequência do compressor

Pevap = pressão de evaporação

Tsaiev = temperatura de saída do evaporador

Tdesc = temperatura de descarga

Tsuc = temperatura de sucção

Pcond = pressão de condensação

 $\dot{m}$ = vazão mássica $\dot{W}$ = potência consumida

Tliq = temperatura de líquido

T_{SH} = temperatura de superaquecimento

SH = grau de superaquecimento

SR = grau de subresfriamento

h ent evap = entalpia de entrada do evaporador

h sai evap = entalpia de saída do evaporador

T evap = temperatura de evaporação

T cond = temperatura de condensação

Q° eva = capacidade de refrigeração

COP = coeficiente de desempenho

A fim de facilitar a leitura e análise dos dados, foram selecionados 15 testes, 3 para cada faixa de frequência do compressor de CO₂. São eles, os testes 3, 4, 5, 6, 8, 9, 11, 12, 13, 14, 15, 16, 17, 18 e 19, retirados da Tab. 4.1. A priori, foi analisada a relação entre a temperatura de condensação e a temperatura de evaporação do ciclo de baixa temperatura conforme é ilustrado na Fig. 4.1.

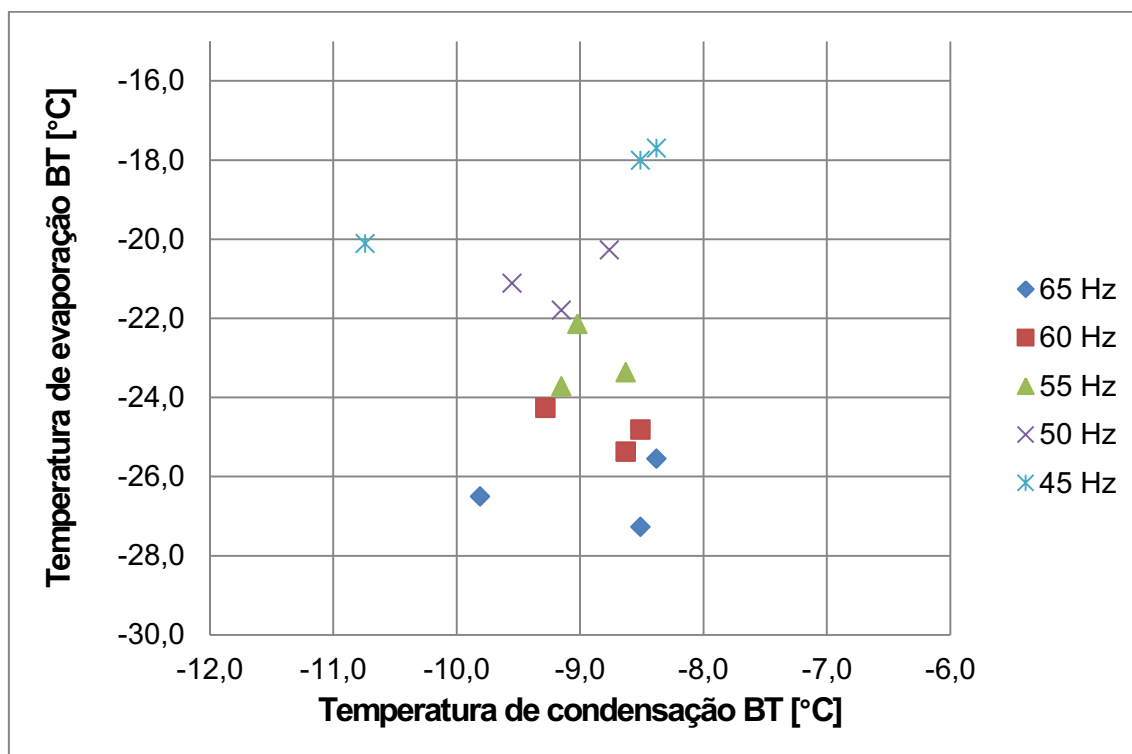


Figura 4.1 – Relação entre a temperatura de condensação BT e a temperatura de evaporação BT.

Nota-se que a temperatura de condensação variou no intervalo entre -8,38 e -9,81 °C com exceção do teste 8 que foi um teste realizado em condição limite inferior de frequência e obteve $T_{cond} = -10,74$ °C. Ao comparar com os resultados obtidos das temperaturas de condensação e evaporação do ciclo de baixa temperatura quando o sistema operou com R134a AT (Queiroz, 2017), vemos que os valores são semelhantes aos do presente trabalho.

Seguindo a mesma linha de raciocínio, nota-se que a baixa frequência do compressor BT influencia também na temperatura de descarga do R744, Fig. 4.2, fazendo com que os menores valores dessa temperatura sejam atingidos ($T_{desc} = 54,2 \pm 0,6$ °C).

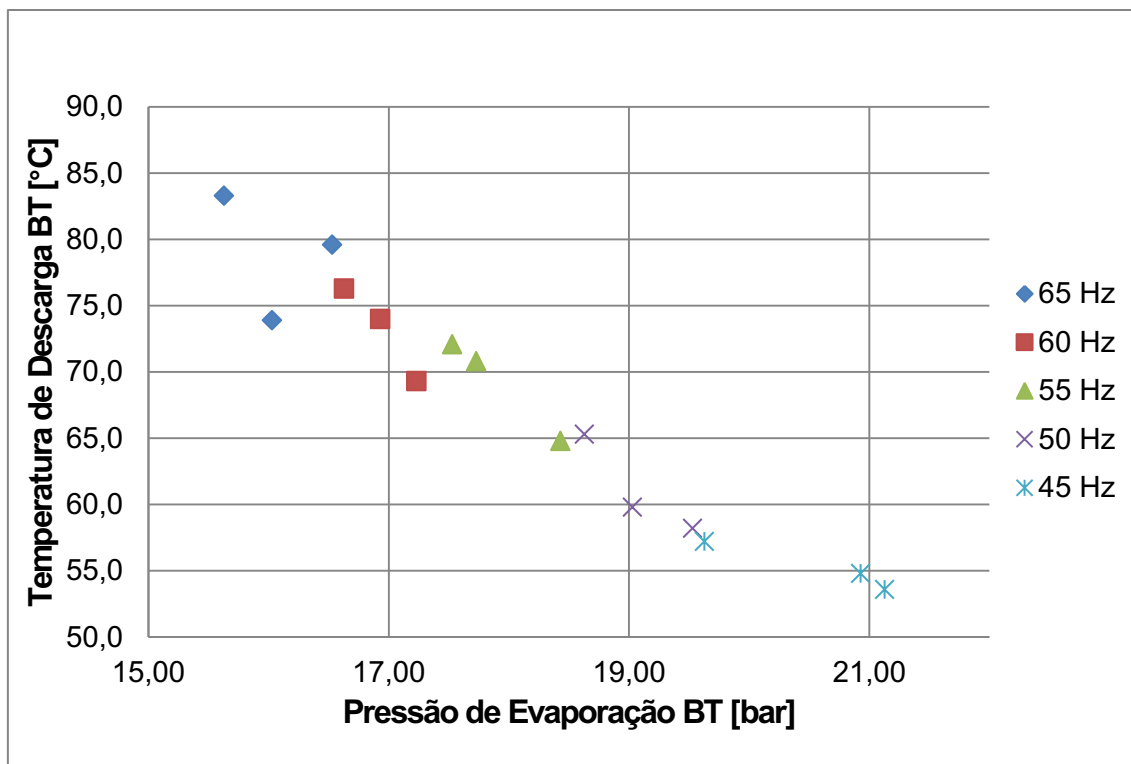


Figura 4.2 - Relação entre a pressão de evaporação BT e a temperatura de descarga BT.

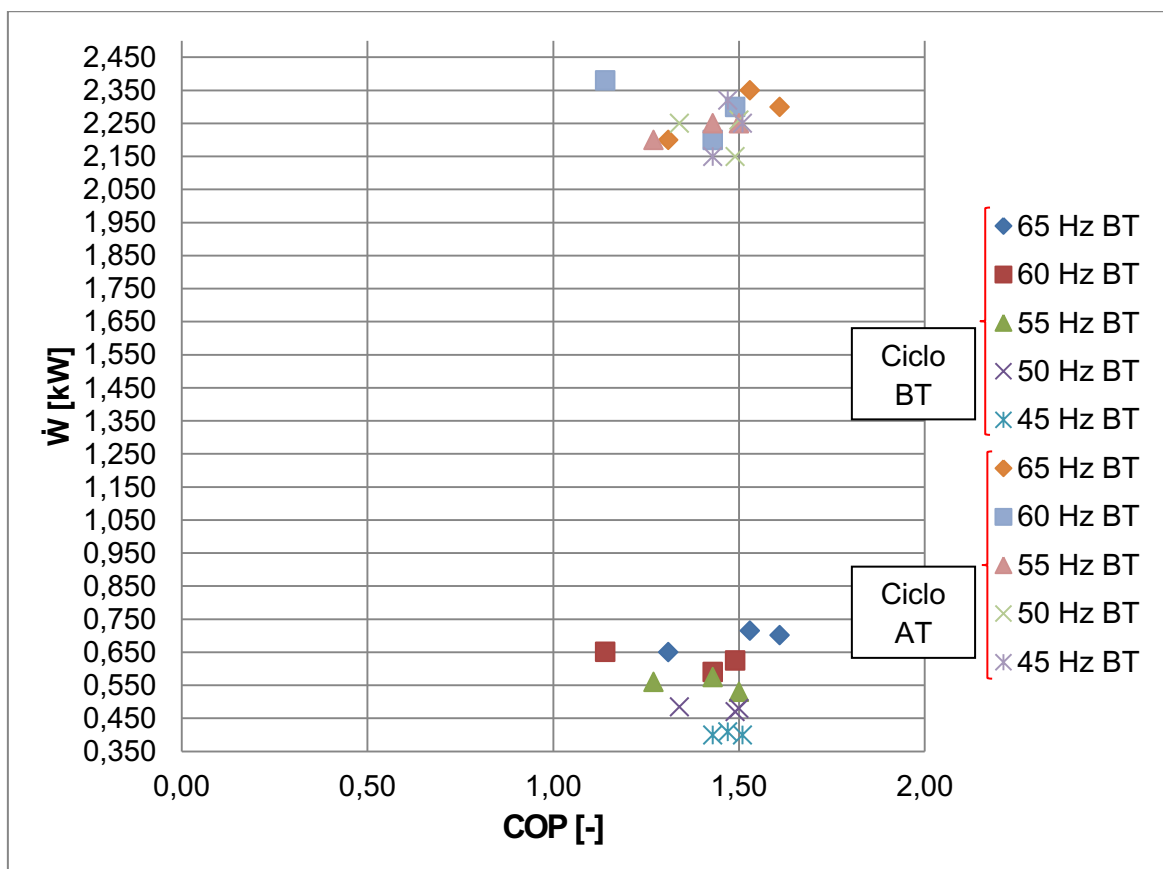


Figura 4.3 – Consumo energético dos ciclos AT e BT variando com o COP.

Na Fig. 4.3, o aglomerado de pontos na parte superior da figura, refere-se ao consumo do ciclo AT. Conforme esperado, para maiores frequências, maior a potência consumida no ciclo de baixa temperatura. Entretanto, esse padrão não se repete ao tratarmos do ciclo de R513A, pois este trabalha em todos os testes com a frequência fixada em 60 Hz.

Em sistemas cascata, a temperatura ambiente influencia diretamente no consumo do ciclo de alta temperatura, pois um aumento desta temperatura aumenta também a taxa de compressão do ciclo (Sharma et al, 2014). Esse fenômeno não pôde ser notado no presente trabalho devido à baixa variação da temperatura ambiente durante os testes.

Conforme já foi dito, a taxa de compressão do ciclo de CO₂ tem relação direta com o consumo energético do compressor BT. O que não acontece com o ciclo do XP10, cujo consumo é alterado pela temperatura ambiente. No ciclo BT, a taxa de compressão varia de 1,31:1 até 1,77:1, conforme observado na Fig. 4.4, enquanto o menor valor de taxa de compressão do ciclo AT é de 2,98:1.

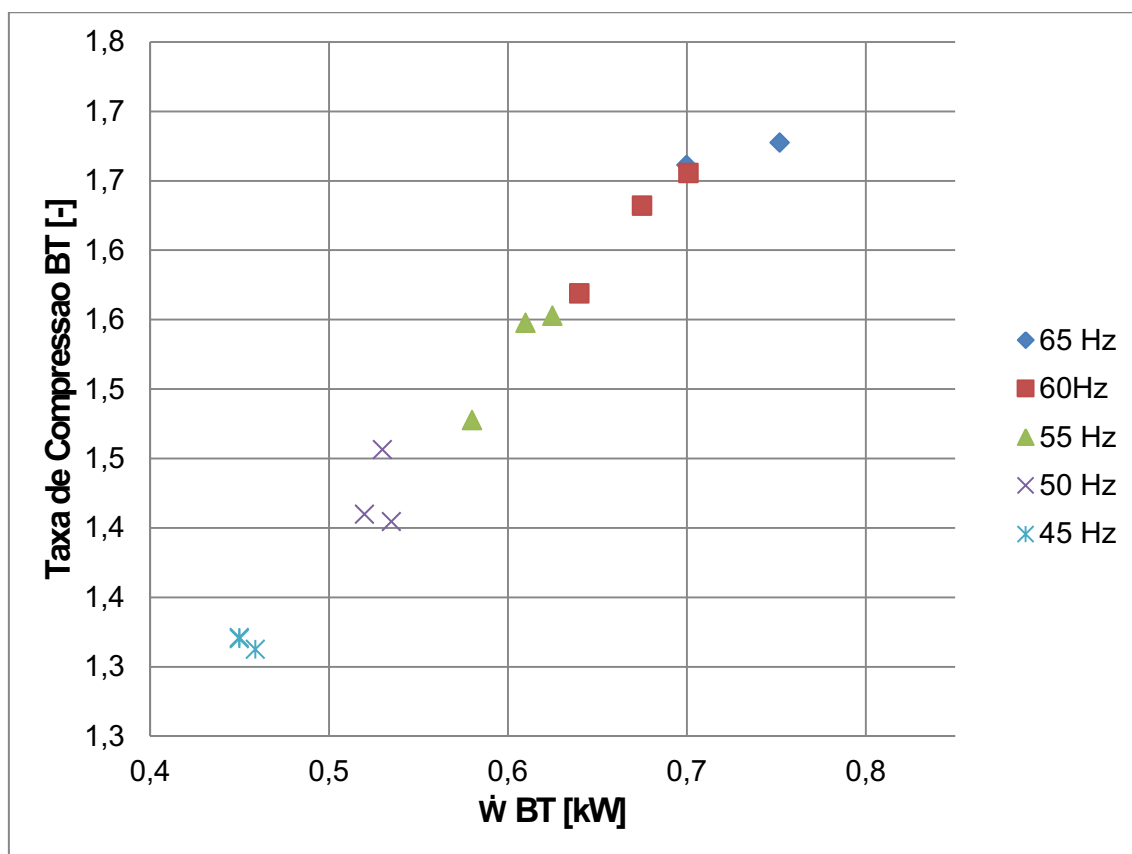


Figura 4.4 – Relação entre a potência BT e a taxa de compressão BT.

É possível notar também uma relação entre a frequência de operação do compressor de R744 e a temperatura do ar dentro da câmara fria, de modo que quanto maior a frequência, mais baixa será essa temperatura. A Fig. 4.5 nos mostra essa associação, tal que a temperatura mínima atingida foi de -18,4 °C e se deu quando o compressor de CO₂ operava a 65 Hz e o grau de superaquecimento foi fixado em 5 °C, no tempo em que a temperatura máxima foi de -1,4 °C ($f_{BT} = 45$ Hz, $\Delta T_{SA, BT} = 15$ K).

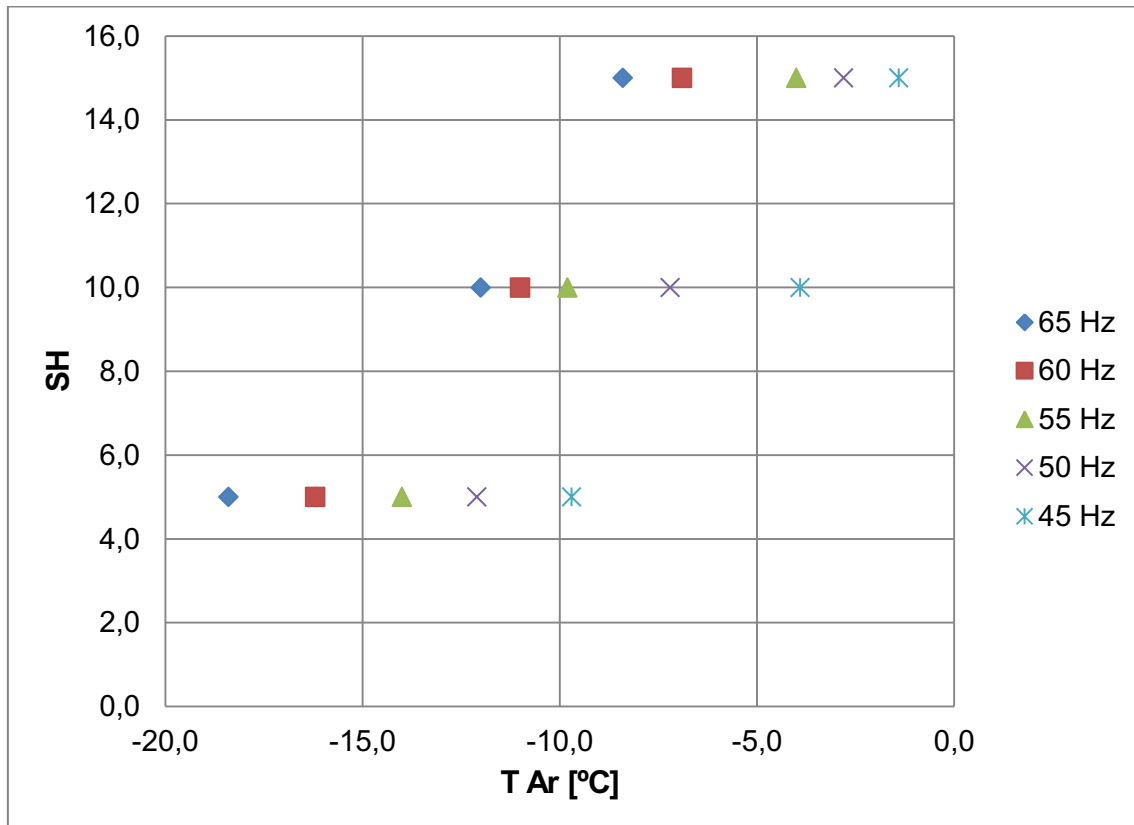


Figura 4.5 – Relação entre a temperatura do ar dentro da câmara e o grau de superaquecimento.

Não obstante, também foi constatado que a diferença entre o valor da temperatura do ar e a temperatura de evaporação sofre intervenção do grau de superaquecimento definido para o sistema.

Além disso, à medida que a frequência de operação do ciclo BT aumenta, reduz-se a pressão de evaporação do CO₂. De modo que a menor pressão de evaporação encontrada foi de 15,63 bar ($f_{BT} = 65$ Hz, $\Delta T_{SA, BT} = 15$ K) e a maior igual a 21,13 bar ($f_{BT} = 45$ Hz, $\Delta T_{SA, BT} = 5$ K). O gráfico a seguir demonstra o que foi dito.

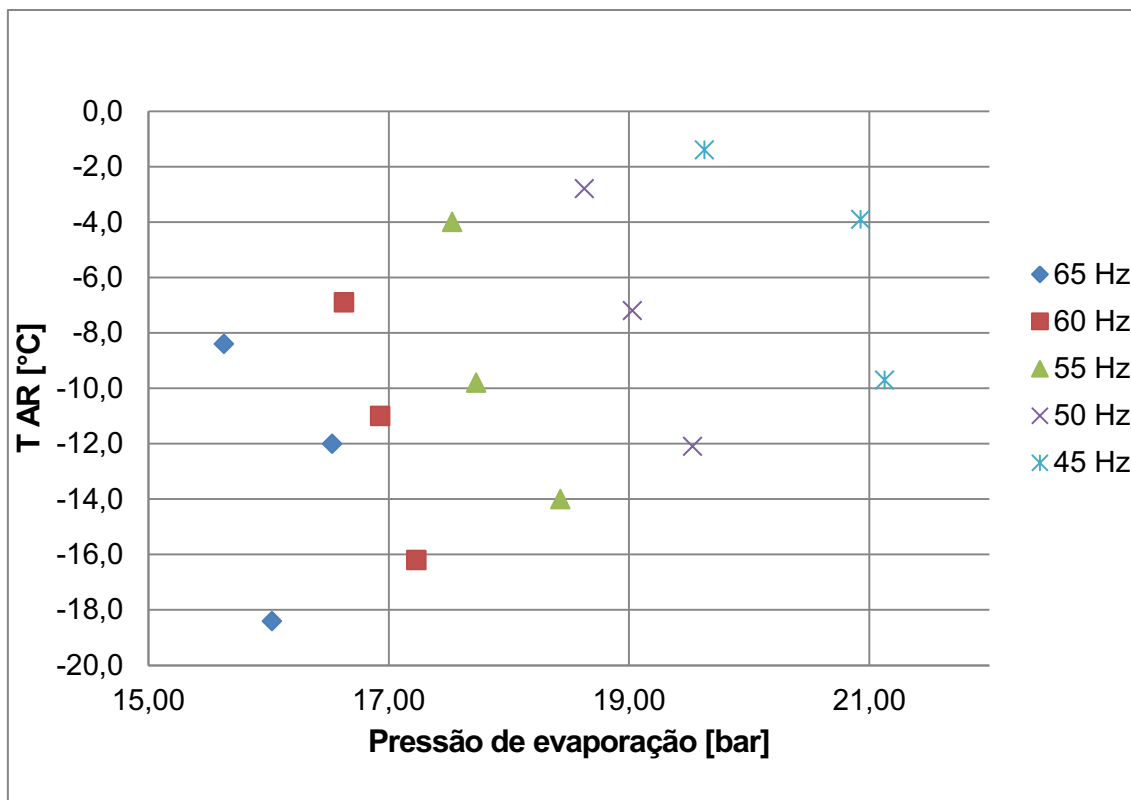


Figura 4.6 – Relação entre a pressão de evaporação e a temperatura do ar dentro da câmara.

É possível relacionar o COP do sistema com a temperatura do ar na câmara fria. Sabe-se que o COP variou entre 1,14 ($f_{BT} = 60$ Hz, $\Delta T_{SA, BT} = 15$ K) e 1,61 ($f_{BT} = 65$ Hz, $\Delta T_{SA, BT} = 10$ K). A condição de teste que gerou o maior coeficiente de performance coincidiu com a maior capacidade de refrigeração encontrada, capacidade essa justificada pela alta vazão mássica de CO_2 no sistema.

A capacidade de refrigeração variou no intervalo entre $3,46 \pm 0,01$ kW, quando a frequência do ciclo BT era igual a 60 Hz e o grau de superaquecimento equivalia a 15 K, e $4,83 \pm 0,02$ kW, valor encontrado ao fixar o grau de superaquecimento em 10 K e a frequência de operação em 65 Hz.

A Fig. 4.7 mostra que apesar de a temperatura do ar na câmara ser dependente do COP do sistema, esses dois valores não possuem uma tendência quando ilustrados juntos.

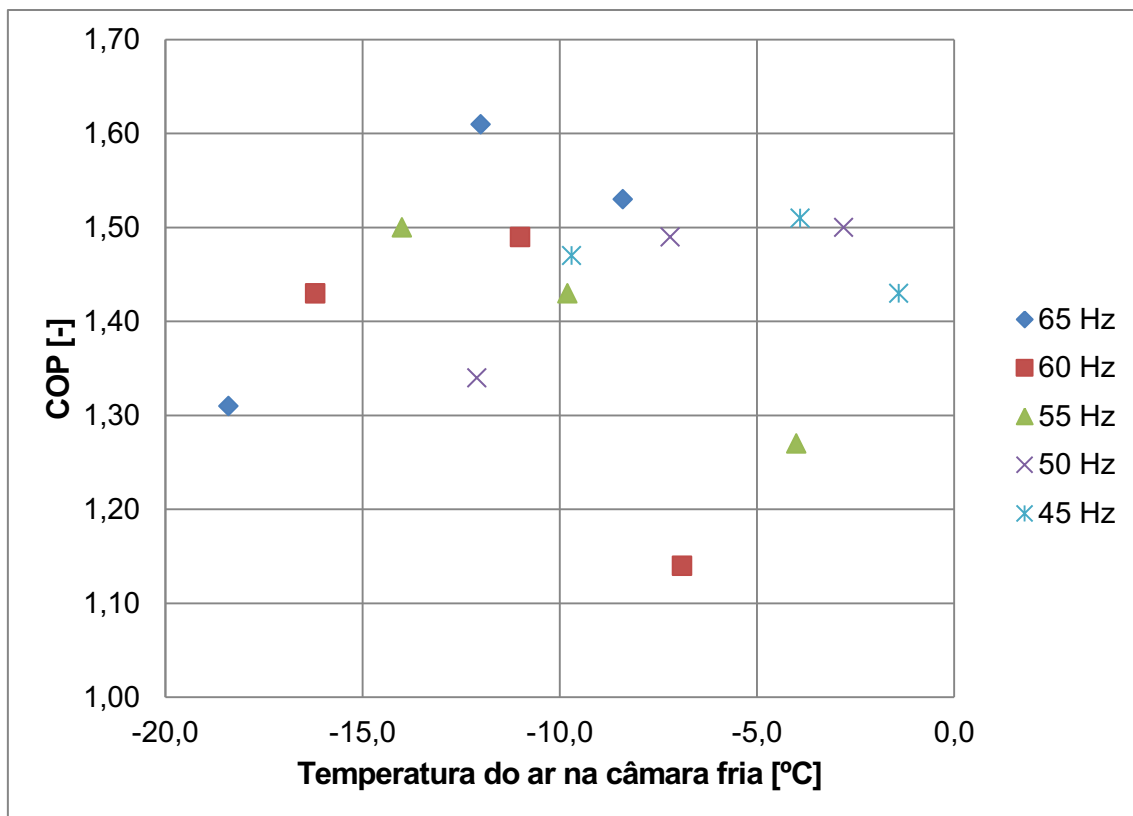


Figura 4.7 – Relação entre a temperatura do ar na câmara e o COP do sistema.

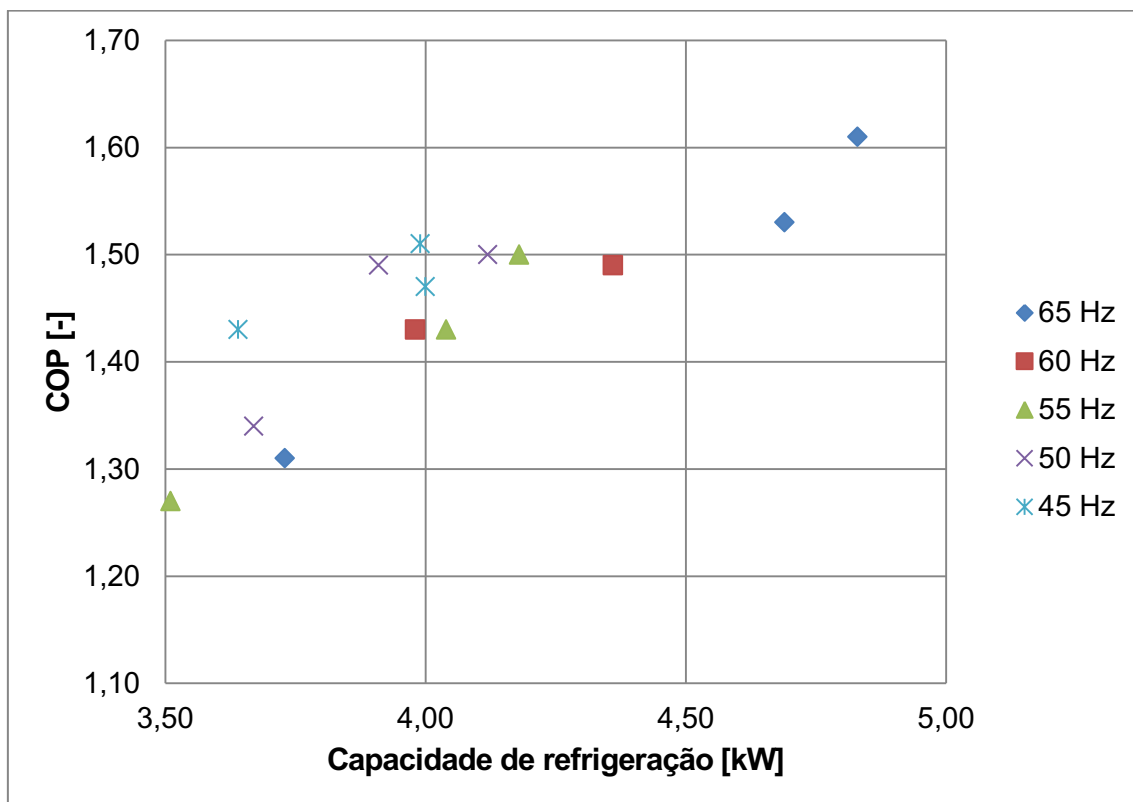


Figura 4.8 – Relação entre a capacidade de refrigeração e o COP do sistema.

A Fig. 4.8 mostra a relação entre a capacidade de refrigeração e o COP do sistema em cascata com R744 no ciclo de baixa temperatura e R513A no ciclo de alta temperatura. Não é possível notar um padrão no gráfico.

4.2. R513A / R134a

A fim de possuir uma base para análise, foi feito um estudo comparando o desempenho do sistema frigorífico do tipo cascata operando com R513A e R134a no ciclo de alta temperatura. Na Tab. 4.2 estão listados os resultados experimentais e os valores calculados de COP e de capacidade de refrigeração alinhados com seus respectivos testes.

Tabela 4.2 – Resultados experimentais e seus respectivos valores calculados.

	TESTE	Freq	Pevap	Tsaiev	Tdesc	Tsuc	Pcond	$\dot{m}$	$\dot{W}$	Tliq	Tsh	T	$\dot{W}$	Tevap	Tcond	$\dot{Q}_{EVA}$	COP	COP
		R744	R744	R744	R744	R744	R744	R744	R744	R744	R744	Ar	R134a	R744	R744	R744	R744	Total
		[Hz]	[bar]	[°C]	[°C]	[°C]	[bar]	[kg/s]	[kW]	[°C]	[K]	[°C]	[kW]	[°C]	[°C]	W		
R513A/ CO2 - Testes Tar e Qev Iguais	3	65,00	16,53	-15,5	79,6	20,9	27,73	0,0180	0,702	-8,43	10,0	-12,0	2,30	-25,55	-8,38	4,83	6,89	1,61
	6	65,00	16,03	-21,3	73,9	14,5	26,63	0,0140	0,650	-9,86	5,0	-18,4	2,20	-26,50	-9,81	3,73	5,73	1,31
	16	65,00	15,63	-12,2	83,3	19,4	27,63	0,0171	0,715	-8,56	15,0	-8,4	2,35	-27,27	-8,51	4,69	6,55	1,53
	5	60,00	17,23	-19,1	69,3	14,8	27,03	0,0150	0,590	-9,33	5,0	-16,2	2,20	-24,26	-9,28	3,98	6,74	1,43
	14	60,00	16,63	-10,3	76,3	17,1	27,53	0,0152	0,651	-8,68	15,0	-6,9	2,38	-25,37	-8,63	4,17	6,41	1,38
	18	60,00	16,93	-14,6	74,0	14,9	27,63	0,0162	0,625	-8,56	10,0	-11,0	2,30	-24,81	-8,51	4,36	6,97	1,49
	4	55,00	18,43	-16,9	64,8	15,5	27,23	0,0158	0,530	-9,07	5,0	-14,0	2,25	-22,14	-9,02	4,18	7,89	1,50
	12	55,00	17,53	-8,7	72,1	17,2	27,13	0,0148	0,560	-9,20	15,0	-4,0	2,20	-23,72	-9,15	4,09	7,30	1,48
	17	55,00	17,73	-13,3	70,8	16,7	27,53	0,0150	0,575	-8,68	10,0	-9,8	2,25	-23,36	-8,63	4,04	7,03	1,43
	9	50,00	18,63	-6,7	65,3	19,1	27,13	0,0149	0,480	-9,20	15,0	-2,8	2,26	-21,79	-9,15	4,12	8,58	1,50
	13	50,00	19,03	-11,0	59,8	14,6	26,83	0,0144	0,470	-9,60	10,0	-7,2	2,15	-21,11	-9,55	3,91	8,33	1,49
	19	50,00	19,53	-15,2	58,2	14,1	27,43	0,0139	0,485	-8,81	5,0	-12,1	2,25	-20,27	-8,76	3,67	7,57	1,34
	8	45,00	19,63	-5,0	57,2	18,8	25,93	0,0130	0,400	-10,79	15,0	-1,4	2,15	-20,11	-10,74	3,64	9,11	1,43
	11	45,00	20,93	-7,7	54,8	17,4	27,63	0,0148	0,400	-8,56	10,0	-3,9	2,25	-18,01	-8,51	3,99	9,98	1,51
	15	45,00	21,13	-12,5	53,6	17,4	27,73	0,0152	0,409	-8,43	5,0	-9,7	2,32	-17,70	-8,38	4,00	9,78	1,47
R134a/ CO2 - Testes Tar e Qev Iguais	9	65,00	15,93	-12,0	84,5	23,6	26,83	0,0202	0,690	-9,60	15,0	-8,5	2,00	-26,69	-9,55	5,58	8,08	2,07
	13	65,00	15,83	-17,1	81,6	21,9	26,63	0,0178	0,670	-9,86	10,0	-13,6	1,90	-26,89	-9,81	4,83	7,21	1,88
	17	65,00	16,43	-20,5	79,6	22,3	27,53	0,0184	0,680	-8,68	5,0	-17,7	2,00	-25,74	-8,63	4,85	7,13	1,81
	8	60,00	16,23	-10,9	80,1	23,6	26,53	0,0194	0,630	-9,99	15,0	-7,6	1,95	-26,12	-9,94	5,39	8,55	2,09
	12	60,00	16,63	-15,2	76,6	21,0	26,53	0,0172	0,590	-9,99	10,0	-11,7	1,80	-25,37	-9,94	4,68	7,94	1,96
	16	60,00	17,13	-19,3	76,1	22,1	27,13	0,0181	0,600	-9,20	5,0	-16,5	1,90	-24,44	-9,15	4,79	7,99	1,92
	7	55,00	17,43	-8,4	74,0	23,9	27,23	0,0184	0,560	-9,07	15,0	-5,2	1,95	-23,90	-9,02	5,08	9,08	2,02
	11	55,00	17,83	-13,3	72,9	23,0	26,53	0,0170	0,530	-9,99	10,0	-9,9	1,86	-23,19	-9,94	4,63	8,73	1,94
	15	55,00	18,03	-17,6	70,5	21,9	26,73	0,0176	0,540	-9,73	5,0	-14,8	1,85	-22,83	-9,68	4,69	8,68	1,96
	6	50,00	18,73	-6,7	70,7	26,5	26,63	0,0165	0,470	-9,86	15,0	-2,9	1,85	-21,62	-9,81	4,58	9,75	1,98
	10	50,00	19,33	-10,6	63,6	22,4	27,13	0,0176	0,490	-9,20	10,0	-7,1	1,90	-20,61	-9,15	4,77	9,73	1,99
	14	50,00	19,13	-16,0	64,3	22,2	26,63	0,0175	0,470	-9,86	5,0	-13,1	1,85	-20,94	-9,81	4,66	9,91	2,01
	5	45,00	20,13	-4,4	63,0	26,4	26,83	0,0155	0,400	-9,60	15,0	-0,8	1,80	-19,29	-9,55	4,30	10,75	1,95
	18	45,00	21,63	-6,4	58,0	25,1	27,93	0,0173	0,400	-8,17	10,0	-3,3	1,95	-16,92	-8,12	4,66	11,64	1,98
	19	45,00	21,93	-11,2	56,9	22,9	28,43	0,0169	0,390	-7,54	5,0	-8,3	1,90	-16,46	-7,49	4,42	11,32	1,93

LEGENDA:

Freq = frequência do compressor

Pevap = pressão de evaporação

Tsaiev = temperatura de saída do evaporador

Tevap = temperatura de evaporação

Tcond = temperatura de condensação

T = temperatura

$\dot{m}$ = vazão mássica

$\dot{W}$ = potência

Tliq = temperatura de líquido

T_{SH} = grau de superaquecimento

Pcond = pressão de condensação

Tdesc = temperatura de descarga

Tsuc = temperatura de sucção

$\dot{Q}_{EVA}$ = capacidade de refrigeração

COP = coeficiente de performance

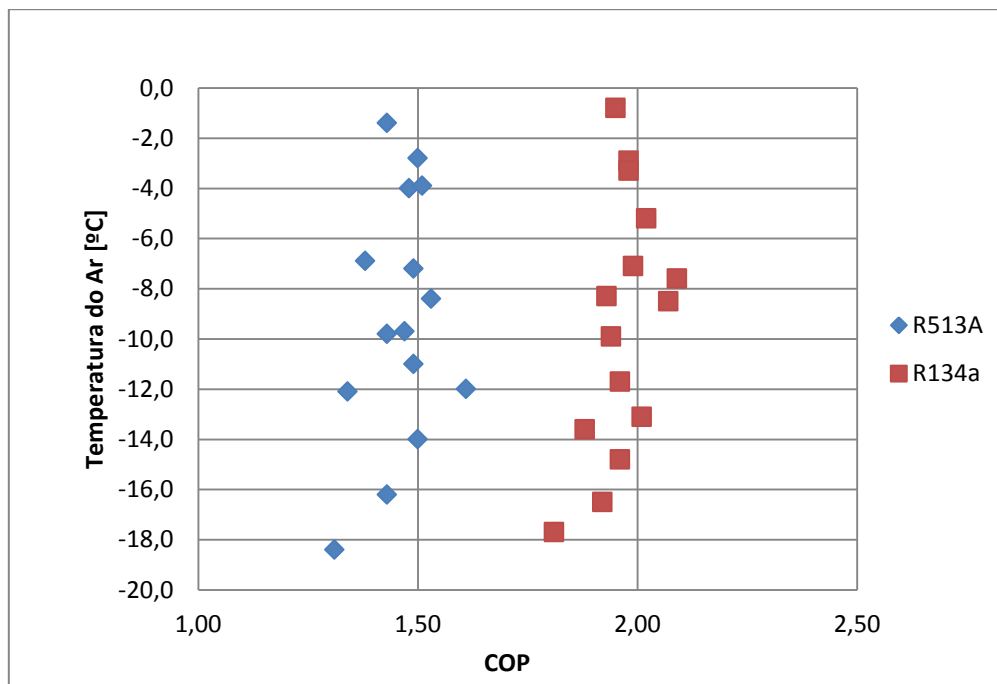


Figura 4.9 – Relação entre o COP e a temperatura do ar dentro da câmara para o ciclo AT com R513A e R134a.

Pela Fig. 4.9 podemos notar que, apesar de as temperaturas do ar dentro da câmara atingidas serem semelhantes para o sistema trabalhando com R513A ou R134a no ciclo de alta temperatura, o COP do R134a se mostrou superior em todos os testes analisados.

Os valores encontrados para o COP do sistema quando trabalhando com o R513A pode ser justificado pelo consumo energético dos compressores, que são maiores com este fluido.

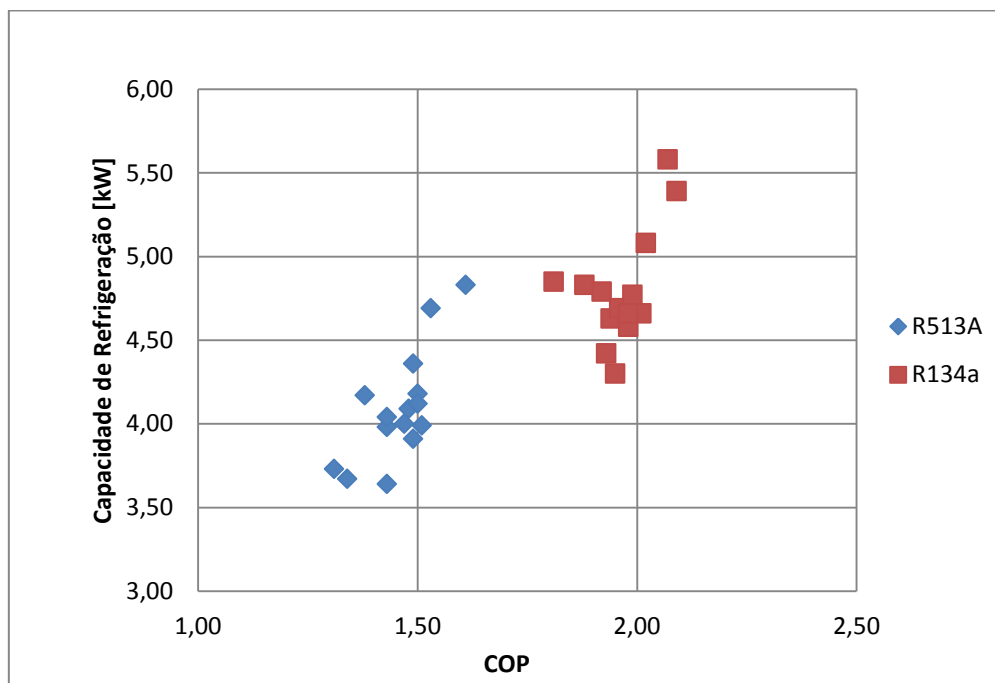


Figura 4.10 – Relação entre o COP e a capacidade de refrigeração de ambos os gases (R513A e R134a).

Constatamos com a Fig. 4.10, que tanto o COP quanto a capacidade de refrigeração do sistema frigorífico analisado são maiores quando o ciclo de alta temperatura opera com R134a.

4.3. Impacto total equivalente de aquecimento global (TEWI)

A análise de Impacto Total Equivalente de Aquecimento Global (TEWI – *Total Equivalent Warming Impact*) considera as influências ambientais diretas e indiretas dos fluidos refrigerantes. Esta avaliação deve ser feita aos pares, comparando o impacto ambiental sob diferentes condições de testes. No presente trabalho, serão comparados os resultados experimentais do sistema trabalhando com R513A e R134a, de modo que os dados obtidos para o R134a foram extraídos de Queiroz (2017).

Para garantir a idoneidade do cálculo do TEWI, o sistema deve possuir capacidades frigoríficas e temperaturas do ar similares. Ou seja, os parâmetros colhidos para o par de fluidos R513A/R744 e para o R134a/R744 serão analisados juntos quando ambos estiverem operando com o mesmo valor de frequência do ciclo BT e o mesmo grau de superaquecimento. Considera-se que o tempo de operação gasto para cada um dos dez testes foi o mesmo.

O GWP do fluido tem grande influência sobre o $TEWI_{DIRETO}$, fato esse que pode ser confirmado com os valores calculados e mostrados na tabela 4.3, onde o R513A obteve valores 56% menores se comparado com o R134a, já que eles possuem GWP iguais a 631 e 1430, respectivamente.

Tabela 4.3 – TEWI de 10 testes, 5 com o ciclo AT operando com R134a e 5 com o R513A.

Operação do sistema						Impacto ambiental do sistema em diferentes localidades							
						Efeito direto e indireto por ciclo BT/AT [tonCO ₂]				TEWItotal [tonCO ₂]			
						Tar	Q _{SIST}	COP	W _{BT}	W _{AT}	USA		Brasil
						EFEITO	R134a	CO ₂ :R134a	R134a	CO ₂ :R134a	TOTAL	TOTAL	
[°C]						[kW]	[-]	[kW]	[kW]				
R744/R134a	-17,7	4,85±0,02	1,81±0,01	0,68	2,00	Direto	8,64	0,04	8,64	0,04	91,79	20,42	
						Indireto	62,02	21,09	8,76	2,98			
	-11,7	4,68±0,02	1,96±0,01	0,59	1,80	Direto	8,64	0,04	8,64	0,04	86,21	19,63	
						Indireto	58,92	18,61	8,32	2,63			
	-5,2	5,08±0,02	2,02±0,01	0,56	1,95	Direto	8,64	0,04	8,64	0,04	86,52	19,67	
						Indireto	60,47	17,37	8,54	2,45			
	-7,1	4,77±0,02	1,99±0,01	0,49	1,90	Direto	8,64	0,04	8,64	0,04	82,79	19,15	
						Indireto	57,68	16,44	8,15	2,32			
	-8,3	4,42±0,01	1,93±0,01	0,39	1,90	Direto	8,64	0,04	8,64	0,04	80,62	18,84	
						Indireto	57,37	14,57	8,10	2,06			
R744/R513A	-18,4	4,83±0,02	1,88±0,01	0,7	2,2	Direto	3,81	0,04	3,81	0,04	92,23	16,33	
						Indireto	68,22	20,16	9,64	2,85			
	-11,0	4,36±0,02	1,49±0,01	0,6	2,3	Direto	3,81	0,04	3,81	0,04	94,56	16,66	
						Indireto	71,32	19,38	10,07	2,74			
	-4,0	4,09±0,02	1,48±0,01	0,6	2,2	Direto	3,81	0,04	3,81	0,04	89,44	15,94	
						Indireto	68,22	17,37	9,64	2,45			
	-7,2	3,91±0,02	1,49±0,01	0,5	2,2	Direto	3,81	0,04	3,81	0,04	85,10	15,33	
						Indireto	66,67	14,57	9,42	2,06			
	-9,7	4,00±0,01	1,47±0,01	0,4	2,3	Direto	3,81	0,04	3,81	0,04	88,48	15,80	
						Indireto	71,94	12,68	10,16	1,79			

LEGENDA:

Tar = temperatura do ar na câmara

$\dot{Q}_{SIST}$ = capacidade de refrigeração

COP = coeficiente de desempenho

$\dot{W}_{BT}$ = potência do compressor BT

$\dot{W}_{AT}$ = potência do compressor AT

Também podemos notar através da tabela 4.3 que no Brasil, o $TEWI_{513A}$ é menor que o $TEWI_{134a}$, entretanto o contrário acontece nos Estados Unidos. Esse fato ocorre devido ao $TEWI_{INDIRETO}$ que sofre influência direta do fator de emissão indireta, que compreende a emissão de CO₂ gerada pela matriz energética do local.

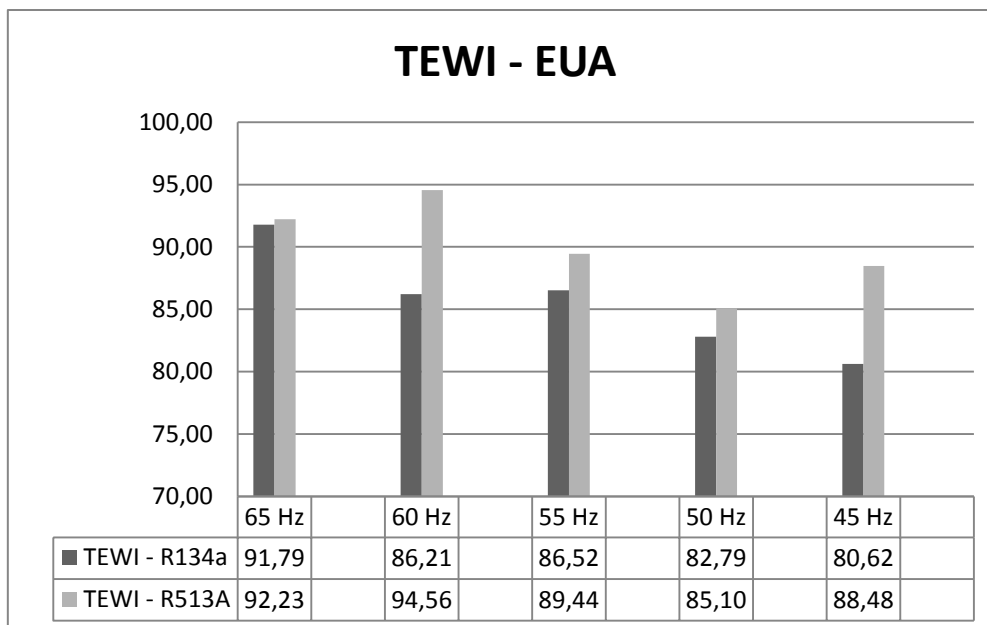


Figura 4.11 – Gráfico comparando os TEWI obtidos para o R134a e o R513A (EUA).

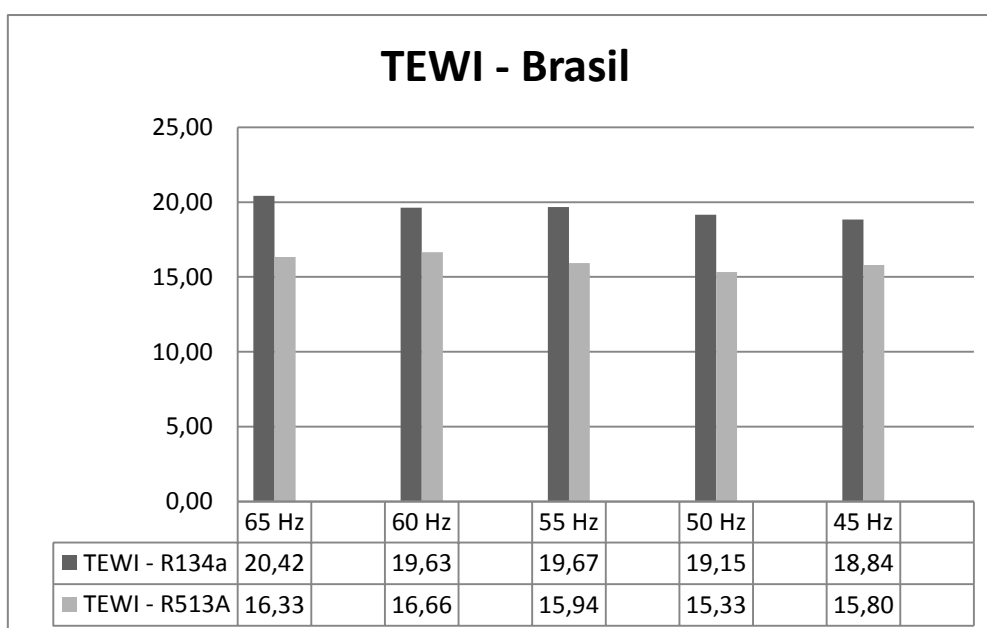


Figura 4.12 – Gráfico comparando os TEWI obtidos para o R134a e o R513A (Brasil).

Conforme mostram os gráficos 4.11 e 4.12, foram calculados valores de TEWI do sistema para o Brasil e também para os Estados Unidos ($\beta = 0,531 \text{ kgCO}_2 \text{ kWh}^{-1}$). O que nos trouxe um fato interessante, o TEWI do sistema operando com R513A no ciclo AT, para o Brasil, apresentou valores 20% menores ao compararmos com os valores obtidos pelo R134a. Em contrapartida, o TEWI do R513A, nos EUA, apontou

resultados até 9% maiores que os do sistema com R134a como fluido de alta temperatura.

O sistema do tipo cascata direto, que foi utilizado e analisado ao longo de todo este trabalho, consome menos energia que um sistema do tipo cascata indireto (além dos fluidos de alta e baixa temperatura, há a inserção de um fluido secundário) (Sánchez et al, 2016).

CAPÍTULO 5

Conclusões

A preocupação com os impactos ambientais gerados pelo setor HVACR (setor de aquecimento, ventilação, ar condicionado e refrigeração) foi a motivação principal para a realização do presente trabalho, pois além da restrição que obriga o uso de fluidos refrigerantes com ODP nulo, ou seja, fluidos que não possuam potencial de destruição da camada de Ozônio, desde o Protocolo de Quioto (1997) há também a preocupação com a emissão de gases de efeito estufa (*greenhouse gases*).

Também foi controlado pelo Protocolo de Quioto o uso de substâncias HFCs, devido aos seus elevados valores de GWP, estimulando assim a pesquisa e desenvolvimento de técnicas para auxiliar o uso de fluidos naturais, dióxido de carbono, amônia e HCs. Frente a isso, surgiram os fluidos HFOs (hidrofluorolefina), que são HFCs insaturados cuja denominação foi alterada para evitar discussões a respeito do seu potencial de aquecimento global.

Os fluidos em análise deste trabalho são o R744, que opera no ciclo de baixa temperatura, e o R513A, que é fabricado pela Chemours, se trata de uma mistura do R134a e o HFO-1234yf e trabalha no ciclo de alta temperatura e é comercialmente conhecido como Opteon XP10.

Ao comparar o sistema de refrigeração cascata de CO₂ com sistemas convencionais para supermercados de R404A e R22, foi visto que é possível atingir alto desempenho, reduzir os efeitos diretos e indiretos do aquecimento global e ter redução do custo do equipamento em longo prazo caso seja adotado o sistema tipo cascata (Silva et al, 2012). Esta pesquisa se refere à análise de um sistema subcrítico em cascata, originalmente projetado para o par de fluidos R134a/R744, trabalhando com R513A no ciclo AT e R744 no ciclo BT. A substituição do HFC pelo HFO foi feita respeitando as especificações de *drop-in* estipuladas pelo fabricante.

Além disso, foram feitas comparações com os dados experimentais do sistema operando em sua configuração original, obtidos por Queiroz (2017) para verificar a aplicabilidade do novo fluido e sua superioridade, ou não, frente ao R134a. Lembrando

que não devem ser levados em conta apenas a capacidade de refrigeração e o COP do sistema, mas também seus impactos ambientais.

Ao analisarmos os dados colhidos e realizarmos os devidos cálculos, foi constatado que a capacidade de refrigeração do par R744/R513A variou entre 3,91 e 4,83 kW, o que justifica a funcionalidade do sistema cascata em condições de carga térmica variável. Aplicabilidade esta também justificável pela variação de temperatura do ar na câmara fria, que possuiu como valor mínimo -18,4 °C e como valor máximo -4,0 °C. Portanto, o *drop-in* foi bem sucedido.

Enquanto o par de fluidos R744/R134a obteve capacidade de refrigeração entre 4,42 e 5,08 kW. Já a temperatura do ar na câmara fria se manteve no intervalo entre -17,7 °C e -5,2 °C. Desta forma, podemos considerar que os valores da capacidade de refrigeração e da temperatura do ar do sistema operando com ambos os gases no ciclo de alta temperatura são semelhantes, visto que seus respectivos resultados não possuem diferença maior que 10%.

Quanto ao consumo energético, ao comparar com o desempenho do R513A, o sistema operando com R134a no ciclo AT demonstrou melhores resultados tanto no consumo do compressor de baixa quanto no de alta temperatura.

Por fim, uma última consideração deve ser feita. Foi verificado, após o início dos testes, a presença de um vazamento de fluido no ciclo AT, o que deve ter influenciado os resultados visto que a massa do fluido no sistema não pode ser garantida como a mesma em todos os testes feitos.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

APREA, C., GRECO, A., MAIORINO, A., **An experimental investigation on the substitution of HFC134a with HFO1234yf in a domestic refrigerator.** Applied Thermal Engineering. v. 106, p. 959–967, 2016.

APREA, C., GRECO, A., MAIORINO, A., **An experimental investigation of the energetic performances of HFO1234yf and its binary mixtures with HFC134a in a household refrigerator.** International Journal of Refrigeration. v. 76, p. 109-117, 2017.

CALM, J.M. **The Next Generation of Refrigerants.** Bulletin of the International Institute of Refrigeration, p. 4-10, 2008.

DEVECIOĞLU, A. G., ORUÇ, V., **Characteristics of Some New Generation Refrigerants with Low GWP.** The 7th International Conference on Applied Energy – ICAE2015. p. 1452-1457, 2015.

KIM, M., PETTERSEN, J., BULLARD, C. W. **Fundamental process and system design issues in CO₂ vapor compression systems.** Progress in Energy and Combustion Science. 119–174, 2004.

LLOPIS, R., SÁNCHEZ, D., SANZ-KOCK, C., CABELLO, R., TORRELLA, E., **Energy and environmental comparison of two-stage solutions for commercial refrigeration at low temperature: Fluids and systems.** Applied Energy. V. 138, p. 133-142, 2015.

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

MOLINA M.J., ROWLAND F.S., **Stratospheric sink for chlorofluorometanes: chlorine atom catalyzed destruction of ozone.** Nature, v. 249, p. 810–812, 1974.

MOTA-BABILONI, A., NAVARRO-ESBRÍ, J., BARRAGÁN-CERVERA, Á., MOLÉS, F., PERIS, B., **Analysis based on EU Regulation No 517/2014 of new HFC/HFO mixtures as alternatives of high GWP refrigerants in refrigeration and HVAC systems.** International Journal of Refrigeration. v. 52, p. 21-31, 2015.

PARK, H., KIM, D., KIM, M. **Thermodynamic analysis of optimal intermediate temperatures in R134a - R410A cascade refrigeration systems and its experimental verification.** Applied Thermal Engineering, v. 54, p. 319-327, 2013.

PERKINS, J. **Apparatus for Producing Ice and Cooling Fluids,** patent 6662, UK, 1834.

QUEIROZ, M. V. A. **Experimental evaluation of a subcritical refrigeration cascade system with HFCs/CO₂**. 2017. 116 p. Masters Dissertation, Federal University of Uberlandia, Uberlandia, Brazil.

SÁNCHEZ, D., LLOPIS, R., CABELLO, R., CATALÁN-GIL, J., NEBOT-ANDRÉS, L., **Conversion of a direct to an indirect comercial (HFC134a/CO₂) cascade refrigeration system: Energy impact analysis**. International Journal of Refrigeration. V. 73, p. 183-199, 2016.

SHAPIRO, D. **System Drop-in Tests of R-134a, R-1234yf, Opteon™ XP10, R-1234ze(E), and N13a in a Commercial Bottle Cooler/Freezer**. Air-Conditioning, Heating, and Refrigeration Institute (AHRI) Low-GWP Alternative Refrigerants Evaluation Program (Low-GWP AREP). Test report #8. 2013.

SILVA, A., BANDARRA FILHO, E. P., ANTUNES, A. H. P., **Comparison of a R744 cascade refrigeration system with R404A and R22 conventional systems for supermarkets**. Applied Thermal Engineering. V. 41, p. 30-35, 2012.

STERA, A. **Ammonia refrigerating plant on reefer ships. Introduction to ammonia as a marine refrigerant**. Lloyd's Register Technical Seminar, London, 1992.