

PONTIFÍCIA UNIVERSIDADE CATÓLICA
DO RIO DE JANEIRO



William Barbosa Cassetti Jr

**Otimização do Sistema Energético e
Ambiental de um Sistema de Refrigeração
por Compressor de Vapor a Partir de Novos
Fluidos Refrigerantes**

Projeto de Graduação

Projeto de Graduação apresentado ao
Departamento de Engenharia Mecânica da
PUC-Rio

Orientador: José Alberto dos Reis Parise
Coorientador: Paul Ortega

Rio de Janeiro
Dezembro de 2017

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente aos meus pais, William e Mônica, pois sem eles sempre ao meu lado, nos bons e maus momentos, eu não teria alcançado esse momento da minha vida. Eles me proporcionaram todos os ensinamentos que fazem de mim o homem que eu sou hoje.

Agradeço também a minha irmã por e me ensinar a importância de sempre seguir seus sonhos não importando a dificuldade.

Agradeço a minha Tia avó, Elza, uma vez que sem ela nem ao menos nessa faculdade prestigiadíssima eu teria a oportunidade de estudar e ao grande apoio da minha avó Cecília, que em inúmeros momentos me deu força a não me deixar abater.

Por último mas não menos importante, ao meu Orientador José Alberto dos Reis Parise e Co-orientador Paul Ortega por terem me ajudado, com muita paciência, em todos os passos para a conclusão da minha tese de final de curso. Além de pessoas incríveis são referência no campo de atuação.

RESUMO

Otimização do Sistema Energético e Ambiental de um Sistema de Refrigeração por Compressor de Vapor a Partir de Novos Fluidos Refrigerantes

No presente trabalho será desenvolvido um modelo termodinâmico de um sistema de refrigeração por compressão de vapor para aplicações de baixa temperatura (geladeira), baseado na primeira e segunda lei da termodinâmica, sendo o objetivo a comparar e estudar o desempenho do novos fluidos refrigerantes operando sistema de refrigeração projetado para operar com o fluido R134a. As duas variáveis a serem otimizadas são o COP (Coeficiente de performance) e GWP (Potencial de aquecimento global). Também serão analisadas as irreversibilidades do sistema proposto em nosso estudo. O método de gradiente reduzido generalizado (GRG) foi utilizado na solução do sistema de equações do modelo termodinâmico e o cálculo das propriedades termodinâmicas dos fluidos refrigerantes foi efetuado mediante as sub-rotinas do REFPROP (NIST Standard Reference Database 23, version 9.0)

Palavras-Chave: Refrigeração, Otimização, Misturas, Modelo Termodinâmico, Coeficiente de Performance, Potencial de Aquecimento Global.

ABSTRACT

Optimization of the Energy and Environmental System of a Steam Compressor Cooling System from New Refrigerant Fluids

In the present work a thermodynamic model of a vapor compression refrigeration system will be developed for low temperature (refrigerator) applications, based on the first and second law of thermodynamics, the objective being to compare and study the performance of the new refrigerating fluids operating system designed to operate on the R134a fluid. The two variables to be optimized are the COP (Coefficient of Performance) and GWP (Global Warming Potential). Also the irreversibilities of the system proposed in our study will be analyzed. The generalized reduced gradient (GRG) method was used in the system solution of equations of the thermodynamic model and the calculation of the thermodynamic properties of the refrigerant fluids was carried out using the REFPROP (NIST Standard Reference Database 23, version 9.0)

Key Words: Refrigeration, Optimization, Mixtures, Thermodynamic Model, Performance Coefficient, Global Warming Potential.

Sumário

1. Introdução	7
1.1. Importância da refrigeração e de sua otimização	8
1.2. Impacto ambiental	9
1.3. Consumo Energético	10
1.4. Objetivo	11
2. Sistema de Refrigeração	12
2.1. Descrição do Sistema	12
2.2. Componentes	13
2.2.1. Condensador	13
2.2.2. Evaporador	14
2.2.3. Compressor	15
2.2.4. Válvula de Expansão	15
2.3. Fluidos refrigerantes	15
2.3.1. Características e propriedades dos fluidos refrigerantes	17
3. Modelo Matemático	18
3.1. Balanço Energético	19
3.2. Coeficiente de Eficiência Energética	21
4. Solução	22
4.1. Ferramentas	22
4.2. Descrição da Solução	22
4.3. Critérios de seleção dos Fluidos refrigerantes	24
4.4. Dados de entrada	25
5. Resultados	25
5.1. Dados R134-A	26
5.2. Resultados da Combinação Binário	26
5.3. Resultados Combinações Ternárias	30
6. Conclusão	35
7. Bibliografia	36
8. Anexos	38

LISTA DE FIGURAS

Figura 1 – Refrigerador Padrão De Compressão por Vapor (estágio único).....	11
Figura 2- Diagrama de Pressão e Entalpia Ideal.....	13
Figura 3 – Condensador Tubo e Aleta.....	14
Figura 4 – Evaporador.....	14
Figura 5 – Representação do Sistema de Refrigeração.....	18
Figura 6 – Volume de Controle do Condensador.....	19
Figura 7 - Volume de Controle do Evaporador.....	20
Figura 8 - Volume de Controle do Compressor.....	20
Figura 9 - Volume de Controle da Válvula de Expansão.....	21
Figura 10 – Diagrama de Pressão por Entalpia.....	23

LISTA DE TABELAS

1 - Propriedades termofísicas dos fluidos.....	24
2 – Dados de Entrada do Sistema.....	25
3 – Resultados Fluido R134-A.....	26
4- Resultados Consumo Energético no Compressor em Misturas Binárias.....	27
5 –Resultados Capacidade de Refrigeração em Misturas Binárias.....	28
6 – Resultados COP em misturas Binárias.....	29
7 – Resultados GWP em Misturas Binárias.....	29
8- Resultados Consumo Energético no Compressor em Misturas Ternárias....	31
9 –Resultados Capacidade de Refrigeração em Misturas Ternárias.....	32
10 – Resultados COP em misturas Ternárias.....	33
11 – Resultados GWP em Misturas Ternárias	34

Lista de Gráficos

1 - Composição das Misturas Binárias.....	26
2 – Comparação W_c das Misturas Binárias.....	27
3 – Comparação Capacidade de Refrigeração das Misturas Binárias.....	28
4 – Comparação COP das Misturas Binárias.....	29
5 – Comparação GWP das Misturas Binárias.....	29
6 – Composição das Misturas Ternárias.....	30
7 – Comparação W_c das Misturas Ternárias.....	31
8 – Comparação Capacidade de Refrigeração das Misturas Ternárias.....	32
9 – Comparação COP das Misturas Ternárias.....	33
10 – Comparação GWP das Misturas Ternárias.....	34

NOMENCLATURA

c_p	Calor específico a pressão constante	$J/kg \cdot K$
h	Entalpia	kJ/kg
k	Condutividade térmica	$W/m \cdot K$
\dot{m}	Vazão mássica	kg/s
S	Entropia	kJ/kgK
\dot{Q}	Taxa de Transferência de Calor	kW
\dot{W}_c	Taxa de Trabalho no Compressor	kW
T	Temperatura	$^{\circ}C$
P	Pressão	Pa
ΔP	Variação de Pressão	Pa
\dot{I}	Irreversibilidade	kW/K
COP,	Coeficiente de Eficiência Energética	$\%$
GWP,	Global Warming Potential	

Subscritos

T_{evap} , Temperatura do Evaporador

T_{cond} , Temperatura do Condensador

Q_{evap} , Taxa de Transferência de calor no Evaporador

ΔT_{sh} Variação da Temperatura de Superaquecimento

ΔT_{sc} , Variação de Temperatura de Subresfriamento

ΔP_{1-2} , Queda de Pressão entre a entrada e a saída do evaporador

ΔP_{3-4} , Queda de Pressão entre a entrada e saída do condensador

η_{vol} , Eficiência Volumétrica

η_{comp} , Eficiência Isentrópica do Compressor

1. Introdução

O primeiro equipamento de refrigeração entrou em operação em 1876, desde então a existência da refrigeração tem se mostrado cada vez mais indispensável para a humanidade. Apenas para citarmos alguns exemplos do importante e fundamental papel da refrigeração no mundo altamente globalizado em que vivemos, destacam-se o transporte de alimentos perecíveis, ambientes com temperaturas controladas para bom funcionamento e durabilidade de equipamentos (Datacenters, Câmaras frigoríficas, armazenamentos de produtos, sem falar obviamente na climatização de conforto em prédios corporativos, hospitais e supermercados. Por tudo isso a busca contínua por novos fluidos refrigerantes com baixo impacto ambiental, isto é valor do GWP menor comparado com o dióxido de carbono ($GWP = 1$), tem sido uma preocupação permanente pelos pesquisadores,. É notório o quanto a economia mundial e tecnologia se desenvolveram na última metade desse século, tornando acessível essa inovação a escala industrial.[1]

1.1. Importância da refrigeração e de sua otimização

A refrigeração é definida como o ramo da ciência que trata dos processos de redução e conservação da temperatura de um espaço ou material em uma determinada temperatura, sendo em sua maioria das vezes, abaixo da temperatura ambiente circundante. A maneira de se conseguir isso é removendo o calor do corpo que está sendo refrigerado, transferindo este calor para outro corpo ou substância, onde a temperatura esteja abaixo da do corpo a ser refrigerado e em seguida este calor transferido (ou parte), é dissipado para o meio onde o sistema se encontra.

A refrigeração se tornou algo tão presente em nossas vidas e, de certa forma, de fácil acesso, que não nos damos conta, ou simplesmente não percebemos, sua importância e como na sociedade moderna tornou-se tão estrategicamente indispensável. Basta um erro ocorrer, seja uma falha mecânica, uma quebra ou a interrupção do funcionamento devido à falta no fornecimento de energia elétrica, que em pouco tempo nos deparamos com o caos. Sensação de incômodo seguida de uma imediata necessidade de medidas e ações contingenciais são disparadas no sentido de evitar grandes perdas nos mais diversos setores da sociedade, tais como indústrias, comércio, áreas da saúde, turismo, entretenimentos, enfim praticamente sentimos o impacto na vida de todos caso o problema perdure por mais tempo que o permitido.

Durante décadas, os fluidos refrigerantes foram prejudiciais para a camada de ozônio. Foi possível reduzir esses danos com o passar do tempo, mas com novas soluções vieram novos problemas.

Atualmente, ironicamente, os gases liberados pelos sistemas de refrigeração propiciam uma intensificação do efeito estufa, ao contrário do realizado pelos seus precursores. Um dos objetivos desse trabalho é encontrar possibilidades viáveis para a troca e utilização de novos fluidos refrigerantes.

Um ponto importante além da questão ambiental, está no aproveitamento energético e sua respectiva eficiência em relação a minimização dos efeitos nocivos à saúde do Planeta. Seria necessário um maior gasto energético para nivelar os resultados sendo que no quesito ambiental também não agregaria valor, uma vez que seria um desgaste indireto ao meio ambiente. A necessidade de um novo fluido refrigerante, que possua no mínimo características intermediárias, melhorando a eficiência energética sem agredir o meio ambiente. [1]

1.2. Impacto ambiental

A camada de Ozônio situado entre 25 a 30 km de altura, na estratosfera, tem um papel determinante para a sobrevivência da vida na Terra. Esta é responsável por absorver a radiação emitida pelo sol e filtrá-la antes que possa nos atingir. Sem essa proteção, os raios ultravioletas seriam capazes de destruir todas as formas de vida no planeta.

Quando substâncias químicas, como o gás refrigerante do ar condicionado “CFCs” são lançados à atmosfera, agredem a camada de ozônio, deixando sua proteção menos espessa, o que é conhecido como “buraco na Camada de Ozônio”.

A reação de degradação do ozônio ocorre primeiro pela decomposição das moléculas de CFCs por meio da radiação solar na estratosfera, em seguida, os átomos de cloro liberados reagem com o ozônio,

Desse modo, os átomos de cloro terão um efeito devastador, pois esse ClO (Monóxido de Cloro) formado reagirá novamente com os átomos livres de oxigênio, formando mais átomos de cloro, que reagirão com o oxigênio e assim sucessivamente.

Assim, um simples átomo de cloro pode destruir cerca de um milhão de moléculas de ozônio, levando ainda em consideração o fato de que os CFCs permanecem na troposfera por aproximadamente 100 anos. [2]

Em 1987, em Montreal, foi possível firmar um acordo o qual entrou em vigor em 1989 onde mais de 150 países aderiram. Chamado de Protocolo de Montreal, este, estabeleceu prazos para a redução do consumo e produção de substâncias danosas à camada de ozônio, após vários anos de debate científico. A forma como encaramos e nos relacionamos com nosso planeta, meio ambiente

e toda sua biodiversidade, deve ser revisada rapidamente e, em virtude disso, as autoridades em todo o mundo estão num esforço contínuo de criação de regulamentações com o compromisso de minimizar o problema, diminuindo os impactos ambientais causados na camada de ozônio. [3]

Contudo percebemos avanços principalmente nas últimas duas décadas com relação a redução na utilização em larga escala de refrigerantes com alto potencial de degradação da camada de ozônio pelas indústrias do ramo de refrigeração. Os fabricantes de refrigerantes como Honeywell, Dupont entre outros, estão dando sua parcela de contribuição projetando novos produtos junto a os fabricantes de equipamentos, cujos sistemas estão cada vez mais necessitando de menores cargas de refrigerantes, além de constantes pesquisas e testes em novas tecnologia para aumentar a eficiência do ciclo tradicional de refrigeração.

Com todas essas iniciativas e atitudes na tentativa de minimizar o efeito estufa, é uma tendência e um caminho sem volta, nos conduzirmos cada vez mais em direção aos refrigerantes naturais, principalmente onde for tecnológica e financeiramente viável.

1.3. Consumo Energético

Os índices de referência mais usuais nos sistemas de refrigeração industrial são o COP (coeficiente de performance), que representa a relação entre a capacidade frigorífica do sistema e a potência consumida, e EER (Eficiência de energia), que indicar a eficiência de uma máquina frigorífica em Razão de Eficiência Energética. , sendo mais utilizada para equipamentos autônomos, principalmente na indústria de ar condicionado.

Outras formas de indicar a eficiência de sistemas de refrigeração são por meio do custo unitário da energia adquirida da concessionária (custo específico) e do índice que relaciona a energia consumida com a capacidade de refrigeração da instalação (consumo específico). O primeiro, normalmente formulado como R\$/MWh (reais por megawatthora), tem por finalidade aferir com que eficiência a empresa/serviço está adquirindo energia. O segundo costuma ser expresso como kWh/TR (quilowatt hora por tonelada de refrigeração), com o qual se mede o desempenho dos equipamentos de refrigeração do sistema em termos de rendimento, além da concepção do próprio sistema, uma vez que valores elevados desse indicador podem significar ganhos de calor excessivo em tubulações e presença de sujeira em condensadores, dentre outras variáveis.

1.4. Objetivo

No presente projeto, será desenvolvido um estudo para a otimização de um sistema de refrigeração por compressão de vapor. São utilizados os programas computacionais, REFPROP e Excel, para a simulação e buscar a maximização energética (COP) e minimizar o impacto ambiental que esses gases produzem ao serem liberados para a atmosfera (GWP).

No presente trabalho tem como objetivo comparar e estudar o desempenho dos novos fluidos refrigerantes operando em um sistema de refrigeração por compressão de vapor projetado para operar com o fluido R134a. Duas variáveis a serem otimizadas são o COP (Coeficiente de performance) e GWP (Potencial de aquecimento global) para propor novas alternativas aos fluidos utilizados no sistema. Serão utilizados os programas computacionais, REFPROP (NIST Standard Reference Database 23, version 9.0), para o cálculo das propriedades termofísicas dos fluidos. A solução do sistema de equações será feita utilizando o método de gradiente reduzido generalizado (GRG), o qual faz parte do pacote Excel (2016), para a simulação e otimização do (COP) e minimizar o impacto ambiental que esses gases produzem ao serem liberados para a atmosfera (GWP).

2. Sistema de Refrigeração

O Sistema de refrigeração considerado neste trabalho um sistema de refrigeração tradicional, que representa um sistema termodinâmico simples que permite climatizar ambientes, controlar temperatura e umidade relativa do ar, renovar, filtrar, além de recircular o ar, renovando-o. Consiste basicamente no resfriamento da água, sendo indicada para o arrefecimento do ar, equipamentos ou produtos, além de comumente utilizado em conjunto com equipamentos de ar condicionado, tais como Fancoils e torres de resfriamento.

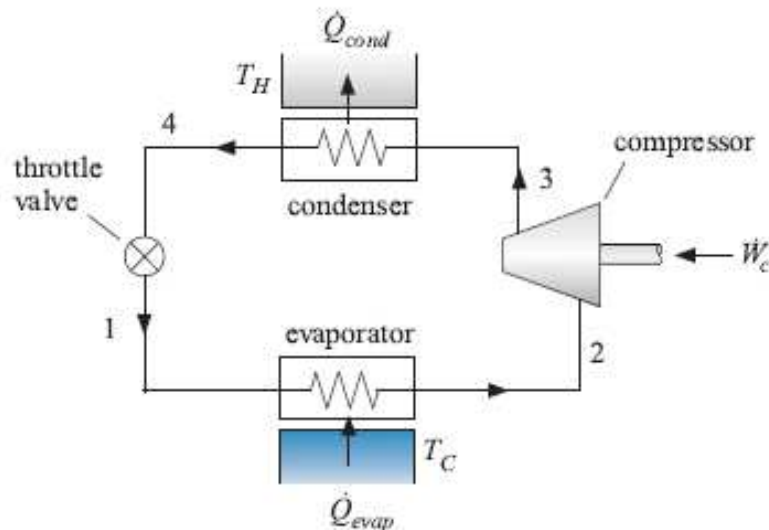


Figura 1 - Refrigerador padrão de compressão por vapor (estágio único)

2.1. Descrição do Sistema

O sistema por compressor de vapor utilizado para nossa análise é composto por um condensador do tipo tubo e aleta, onde o calor é rejeitado para o ambiente (outdoor). Uma válvula de expansão, onde ocorre uma queda de pressão e temperatura (processo isentálpico), um evaporador do tipo tubo e aleta, onde ocorre a troca de calor entre o ar e o fluido refrigerante localizado na câmara de refrigeração (indoor), onde o calor é extraído do ambiente a ser refrigerado, e por último um compressor. O sistema de refrigeração por compressão hermético de vapor, representado na figura 1, ilustra os componentes e nos dá uma ideia da sequência de eventos no ciclo termodinâmico.

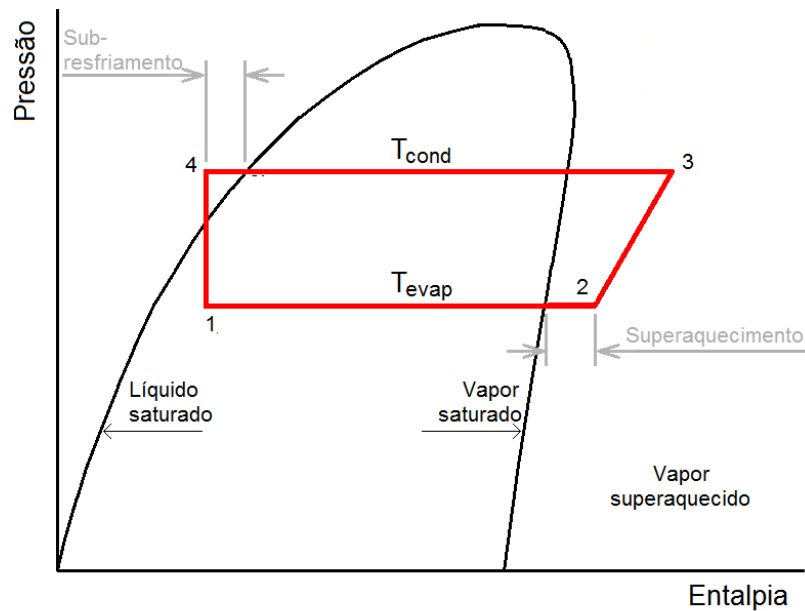


Figura 2: Diagrama de Pressão e Entalpia Ideal

2.2. Componentes

Um típico sistema de compressão a vapor possui quatro componentes básicos, que são os trocadores de calor, condensador e evaporador, compressor e válvula de expansão. É visto a seguir a descrição da função e o funcionamento de cada um desses componentes.

2.2.1. Condensador

Este é o componente responsável pela transferência de calor no sistema de refrigeração para o ar, água ou combinação dos dois. O gás chega ao condensador com alta pressão e temperatura, proveniente do compressor, e conforme passa pelo trocador de calor, o fluido refrigerante transfere calor sensível e latente, rejeitando calor para o meio. Será utilizado um condensador padrão resfriado a ar, como é apresenta na figura 3.[10]



Figura 3: Condensador tubo e aleta

2.2.2. Evaporador

Este componente vaporiza o fluido refrigerante em seu interior, proveniente do dispositivo de expansão, que chega a baixa pressão e temperatura. Portanto o evaporador é um trocador de calor que absorve calor do meio ambiente a ser resfriado. São muitos os tipos de evaporadores, sua classificação é de acordo com o controle do refrigerante.

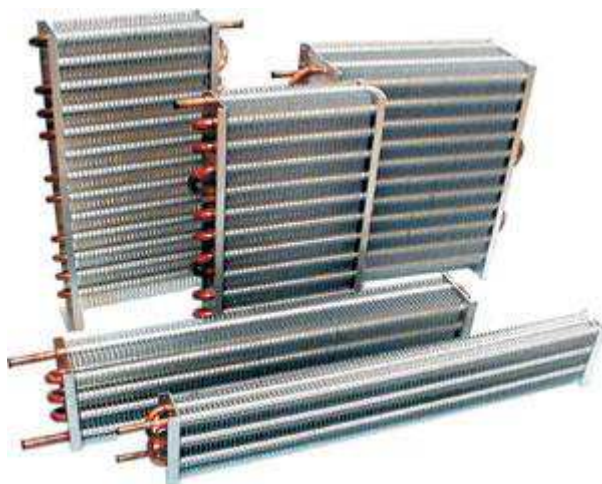


Figura 4 - Evaporador

2.2.3. Compressor

A função deste componente é elevar a pressão do fluido em estado gasoso, proveniente do evaporador, e entregá-lo ao condensador. Esses fluidos poderiam ser ar, hidrogênio ou vapor d'água por exemplo. A compressão de um gás também gera aumento de temperatura normalmente, de acordo com a equação de Clapeyron. Quanto às aplicações, os compressores terão suas características físicas, em função da finalidade de uso ou a que se destinam.

2.2.4. Válvula de Expansão

Mantém o refrigerante líquido no evaporador, proporcionalmente à taxa em que evapora, provocando a queda de pressão do refrigerante, desde a linha de líquido, com pressão de condensação P_c e alimentando o evaporador a pressão P_e , aplicando uma perda de carga ΔP .

2.3. Fluidos refrigerantes

O gás refrigerante é um produto químico responsável pelas trocas térmicas nos sistemas de refrigeração e climatização. Esse composto, pela propriedade que possui de passar de líquido a gás, e vice-versa, é capaz de absorver calor, resfriando um ambiente de maneira controlada.

A sua composição molecular varia de acordo com a aplicação, e por isso existem diversos tipos de fluidos refrigerantes. Os refrigerantes podem ser classificados em: hidrocarbonetos halogenados, hidrocarbonetos puros, misturas azeotrópicos, misturas não azeotrópicose componentes inorgânicos. [4]

- Hidrocarbonetos halogenados:

São hidrocarbonetos que contêm um ou mais dos seguintes halogênios em sua composição: Cl, F, Br. O hidrogênio pode ou não aparecer. As designações numéricas destes hidrocarbonetos são:

- CCl_3F – Tricloromonofluormetano; R-11 (CFC-11);
- CHClF_2 - Monoclorodifluormetano, R-22 (HCFC-22);
- CHF_2CHF_2 - Tetrafluoretano, R-134 (HFC-134);
- $\text{CF}_3\text{CH}_2\text{F}$ - Tetrafluoretano, R-134a (HFC-134a);

- CBrF3 - Bromotrifluormetano, R-13B1 (B1 indica o n°. de átomos de Br).
- Hidrocarbonetos puros:

Seguem a mesma regra de designação dos hidrocarbonetos halogenados, são adequados especialmente para operar em indústrias de petróleo e petroquímica, como por exemplo:

- CH₄ - Metano, R-50 (HC-50);
 - CH₃CH₃ - Etano, R-170 (HC-170);
 - CH₃CH₂CH₃ - Propano, R-290 (HC-290);
 - CH (CH₃)₃ - Isobutano, R-600a (HC-600a);
-
- Compostos inorgânicos:
- Estes compostos são designados com 700, mais o peso molecular, como por exemplo:
- NH₃ - Amônia, R-717. CO₂;
 - Dióxido de carbono, R-744. SO₂;
 - Dióxido de enxofre, R-764. 19

- Misturas azeotrópicas:

Não pode ser separada em seus componentes por destilação. Um azeotropo evapora e condensa como uma substância simples com 194 propriedades diferentes das de cada um de seus constituintes. Uma mistura azeotrópica apresenta um diagrama de equilíbrio em que as linhas de líquido e vapor saturado se tangenciam em um ponto, condição para qual a mistura se comporta como se fosse uma substância pura de propriedades distintas daquelas dos constituintes.

- R-410A - HFC 32/HFC 125 (50%/50% em base mássica)
 - R500 - R12/R152a (73,8%/26,2%)
 - R502 - R22/R115 (48,8%/51,2%)
-
- Misturas não azeotrópicas ou zeotrópicas:
- São misturas de refrigerantes que se comportam como uma mistura binária, a concentração da fase vapor é distinta da fase líquido quando ambas ocorrem em equilíbrio, a uma dada pressão e temperatura.
- R401a - R22/R152a/R124 (53%/13%/34%)

➤ R402a - R125/R290/R22 (60%/2%/38%)

2.3.1. Características e propriedades dos fluidos refrigerantes

As características desejáveis em fluídos refrigerantes são [4]:

- Não contaminar nenhum tipo de produto armazenado no espaço refrigerado, num eventual vazamento;
- Não inflamável;
- Não explosivo;
- Não tóxico em seu estado puro;
- Os coeficientes de transferência de calor e a viscosidade devem contribuir para boas proporções de transferência de calor.
- O refrigerante não deve ser corrosivo para os metais usualmente empregados em um sistema de refrigeração e devem ser quimicamente estáveis;
- O refrigerante deve ser facilmente disponível, de custo baixo, ambientalmente seguro, não favorecer a destruição da camada de ozônio ou aumento do efeito estufa e ser de fácil manuseio;
- Deve ser de fácil detecção por indicadores adequados para localizar vazamentos no sistema;
- Deve ter compatibilidade com os óleos lubrificantes mais utilizados, e não podem interferir na sua efetividade com lubrificantes
- Deve ter baixo calor específico no estado líquido para minimizar o calor necessário para esfriar o líquido partindo da temperatura de condensação até a temperatura em que o resfriamento deve ser realizado;
- O vapor deve ter um volume específico consideravelmente baixo, pois é este volume que determina a dimensão necessária ou deslocamento do compressor;
- Para eliminar a necessidade de construção pesada, as pressões correspondentes às temperaturas disponíveis com os meios de condensação normais não devem ser excessivas;
- As pressões devem ser acima da pressão atmosférica para assim evitar penetração de ar e vapor d'água, correspondentes às temperaturas necessárias para os processos de condicionamento de ar e refrigeração;
- TOXICIDADE: Excluindo o ar, todos os refrigerantes provocam sufocações quando estiverem em quantidade suficiente para criar déficit de oxigenação, contudo alguns são prejudiciais mesmo quando estão presentes em pequenas proporções;
- MISCIBILIDADE: A capacidade do refrigerante se misturar com o óleo pode ser uma vantagem pois proporciona fácil lubrificação das partes dos sistemas e relativa facilidade de o óleo voltar ao compressor, porém tem desvantagens como diluição do óleo no compressor, fraca transferência de calor e problemas de controle;

- **UMIDADE:** Esta deve ser retirada do sistema de refrigeração. A água, tem dois efeitos perniciosos quando existente: o primeiro é a água não absorvida pelo refrigerante (água livre) que congela nos pontos onde $T < 0\text{ }^{\circ}\text{C}$. Isto obstruirá os dispositivos medidores, resultando um bloqueamento do sistema. O segundo é a formação de ácidos corrosivos motivados por reações químicas. Estes ácidos causarão lama, cobreamento e deterioração, dentro do sistema de refrigeração. Os motores dos compressores herméticos podem ser curto-circuitados como resultados de formações ácidas;
- **TENDÊNCIA A FUGAS:** Seu aumento é diretamente proporcional à pressão e inversamente ao peso molecular. O peso molecular está relacionado com o volume específico do vapor, quanto maior é o peso molecular maior é o volume específico;
- **INFLAMABILIDADE:** Os refrigerantes variam nas suas possibilidades de queimar ou favorecer a combustão;
- **ODOR:** Um leve odor pode ser vantajoso, sob o ponto de vista de constatação de vazamento, uma vez que uma pequena fuga de refrigerante pode ser detectada e corrigida imediatamente antes que todo o refrigerante se perca ou que haja qualquer dano físico. Os gases conhecidos como freon são praticamente inodoros;

3. Modelo Matemático

Para nossa análise do sistema de refrigeração são aplicadas as equações fundamentais de conservação de energia (primeira e segunda lei da termodinâmica) e conservação de massa para cada um dos componentes dos componentes.

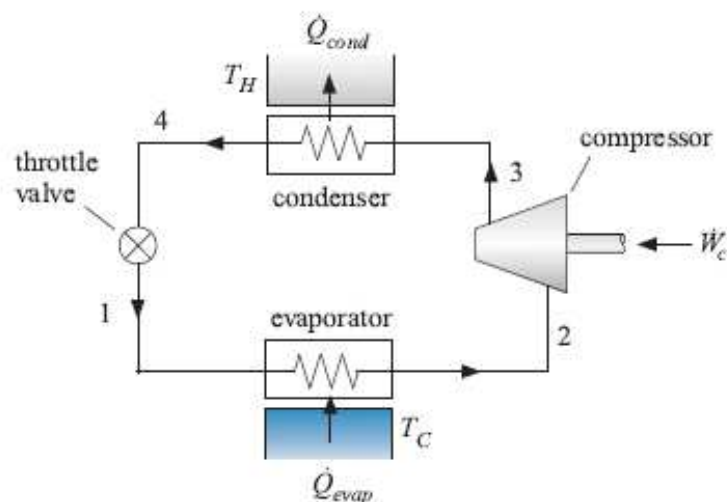


Figura 5 – Representação do Sistema de Refrigeração Completo

3.1. Balanço Energético

Para o cálculo da taxa de transferência de calor do condensador, utilizamos o balanço de energia (primeira e segunda lei da termodinâmica) aplicado ao volume de controle da Figura 6, 7, 8 e 9. [21]

- **Condensador**

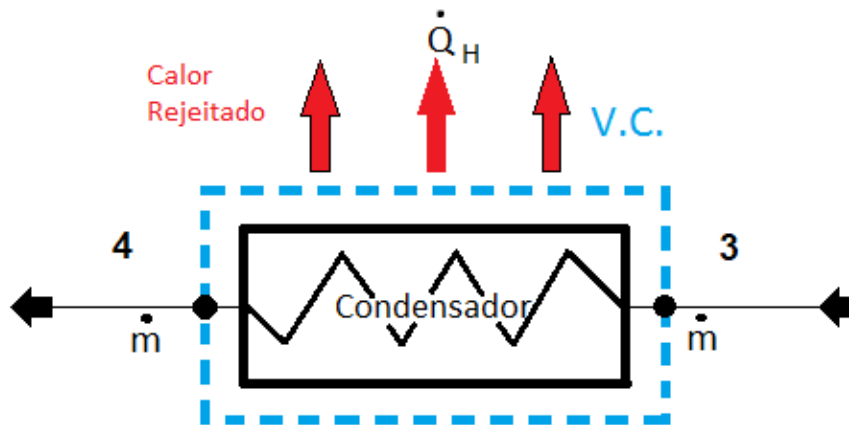


Figura 6 : Volume de Controle do Condensador

1ª Lei da Termodinâmica:

$$\dot{Q}_{cond} = \dot{m} (h_4 - h_3) \quad (1)$$

2ª Lei da Termodinâmica:

$$\dot{I} = \dot{m}(h_3 - T_{cond}s_3) - \dot{m}(h_4 - T_{cond}s_4) \quad (2)$$

- **Evaporador**

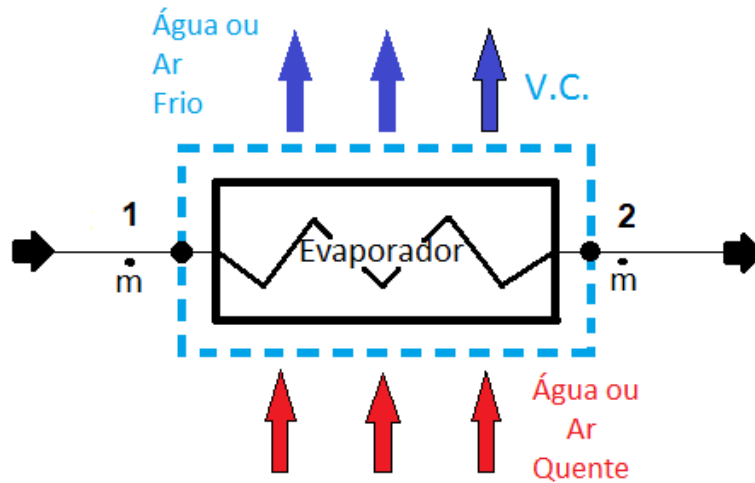


Figura 7 : Volume de Controle do Evaporador

1ª Lei da Termodinâmica:

$$\dot{Q}_{evap} = \dot{m} (h_2 - h_1) \quad (3)$$

2ª Lei da Termodinâmica:

$$\dot{I}_{evap} = \dot{m}(h_1 - T_{cond}s_1) - \dot{m}(h_2 - T_{cond}s_2) - \dot{Q}_{evap} \left(1 - \frac{T_{cond}}{T_{evap}}\right) - \dot{m}(h_2 - T_{cond}s_2) \quad (4)$$

- **Compressor**

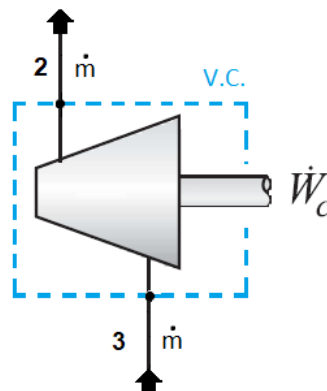


Figura 8 : Volume de Controle do Compressor

1ª Lei da Termodinâmica:

$$\dot{Q}_{compr} = \dot{W}_c = \dot{m} (h_3 - h_2) \quad (5)$$

2ª Lei da Termodinâmica:

$$\dot{I}_{compr} = \dot{m} T_{cond}(s_3 - s_2) \quad (6)$$

- **Válvula de Expansão**

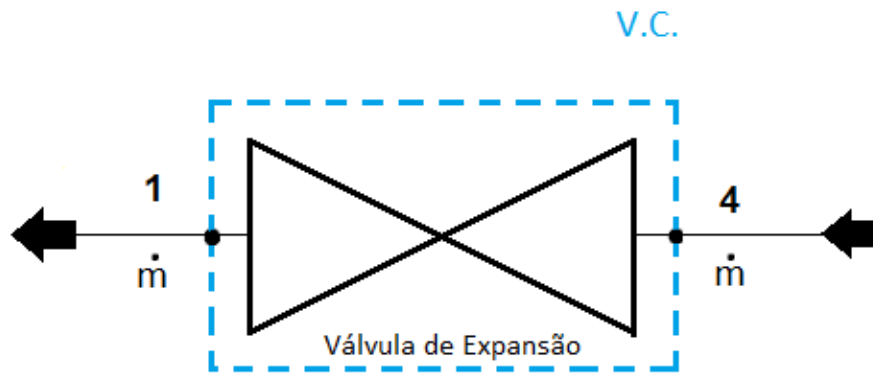


Figura 9 : Volume de Controle da Válvula de Expansão

1ª Lei da Termodinâmica:

$$\dot{Q}_{valv} = \dot{m} (h_1 - h_4) \quad (7)$$

2ª Lei da Termodinâmica:

$$\dot{I}_{compr} = \dot{m} T_{cond}(s_1 - s_4) \quad (8)$$

3.2. Coeficiente de Eficiência Energética

Como dito anteriormente no capítulo 1, este é o coeficiente de performance no ciclo de refrigeração, cujo objetivo é a remoção do calor do meio a ser refrigerado. Logo é a razão entre o calor retirado (Q_{evap}) e o trabalho realizado (W_c).

Com os dados obtidos através do *Balanço Energético* é possível calcular a eficiência de energia do sistema analisado. O cálculo é realizado a partir da fórmula abaixo.

$$COP_{evap} = \frac{\dot{Q}_{evap}}{\dot{W}_c} \quad (9)$$

4. Solução

Neste capítulo é melhor explicado os métodos usados para solucionar a análise dos fluidos refrigerantes a serem comparados, o critério de escolha para suas eventuais misturas e as ferramentas usadas para a obtenção de todos os resultados.

4.1. Ferramentas

O *REFPROP* é um programa desenvolvido pelo National Institute of Standards and Technology (NIST), que fornece tabelas e gráficos das propriedades termodinâmicas e de transporte de fluidos industrialmente importantes e suas misturas com ênfase em refrigerantes e hidrocarbonetos..

A partir dessas propriedades e do modelo matemático é possível calcular através da segunda ferramenta, *Microsoft Excel*, o balanço energético, COP e GWP para uma determinada mistura proposta de fluidos refrigerantes.

4.2. Descrição da Solução

O primeiro passo para a obtenção dos resultados e posteriormente a análise foi a criação de uma planilha macro no Excel que agisse em conjunto com o programa REFPROP. Nesta planilha seriam obtidas propriedades como entalpia e entropia a partir dos dados de entrada do sistema de refrigeração (fluido ou mistura a composição a ser utilizada, temperatura de condensação e temperatura de evaporação) para então assim, ao transcrever a primeira e segunda lei, obter o balanço de energia e COP.

Para a obtenção dos dados de entradas adequados foi utilizado como referência os dados técnicos de um modelo de compressor, o modelo VEM Y3H da Embraco. Esse modelo especificamente foi escolhido pois utiliza o R134-A como seu refrigerante e tem como finalidade o uso comercial. A partir de seu datasheet as suas condições de trabalho foram especificadas e com isso as temperaturas de condensação e evaporação. [23]

Como não se trata de um sistema de refrigeração ideal foi necessário levar em considerações alguns aspectos no comportamento do sistema. Foram acrescentadas variações de temperatura de superaquecimento e subresfriamento, assim como variações de pressões no condensador e evaporador.

Abaixo se encontra o digrama da pressão por entalpia que ilustra esse comportamento do sistema.

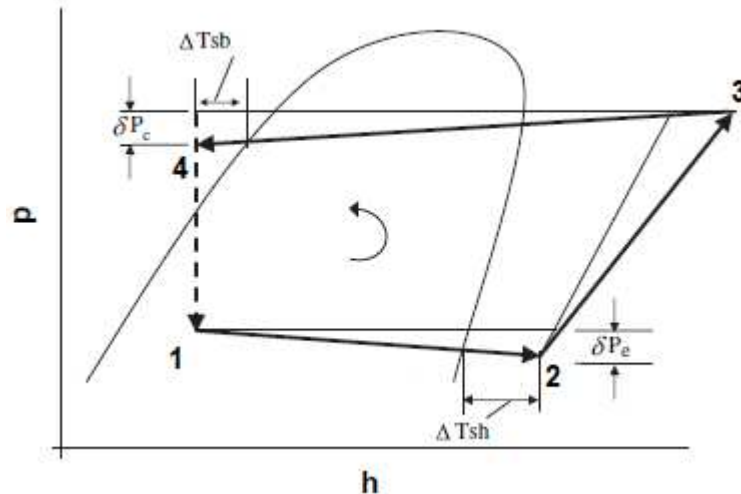


Figura 10 : Diagrama de Pressão por Entalpia Real

Para finalizar a especificação dos dados de entrada foi apenas necessário a utilização de uma eficiência isentrópica para o compressor e uma eficiência volumétrica, lembrando que por não se tratar de componentes ideais, estes apresentam certas limitações.

Após todos os dados de entrada preestabelecidos e com a programação das fórmulas já escritas em cada célula da planilha de Excel para a obtenção dos resultados, basta escolher o fluido refrigerante para então a sua análise. Primeiramente, foi escolhido o próprio R134-A para o estabelecimento do grau de comparação. Com o COP específico para o sistema proposto descoberto agora seria possível comparar os próximos resultados para assim obter uma mistura que satisfaça as condições de projeto.

No próximo subcapítulo é explicado como foi feita a seleção dos fluidos refrigerantes que seriam usados para a formação das misturas a serem analisadas.

Depois da escolha dos componentes das misturas e suas possíveis combinações, foram obtidos os resultados para as faixas de temperaturas aceitáveis para o compressor, variando assim a Temperatura encontrada no meio ambiente e a temperatura utilizada no interior do ambiente refrigerado. O objetivo disso era analisar o comportamento dessas misturas para as diferentes condições de trabalho que o sistema pode funcionar. Estas temperaturas correspondiam as fornecidas pelo Datasheet do compressor, como dito anteriormente.

Finalmente através dos resultados obtidos, foi realizada a análise de todas as combinações de mistura. Os melhores resultados, levados para a comparação com o R134-A para então a conclusão do trabalho. Foram criados gráficos de COP, GWP, Irreversibilidade, Energia de Evaporação e Trabalho realizado pelo compressor.

4.3. Critérios de seleção dos Fluidos refrigerantes

O primeiro critério para escolher os fluidos refrigerantes alternativos ao R134A foi escolher aqueles que possuíssem um GWP menor ou próximo ao do R134-A (como é apresentado na tabela 1), sendo este refrigerante padrão a ser usado como grau de comparação para GWP. [24]

O segundo critério para escolher o novo fluido refrigerante foi o COP de cada um desses fluidos. Com todos os dados de entrada já estabelecidos e o modelo matemático equacionado no Excel em conjunto com o REFPROP, bastou utilizar cada um dos fluidos escolhidos anteriormente para assim ser obtido o seus respectivos COPs. Apenas aqueles que possuíssem um COP maior ou próximo, assim como GWP menor ou próximo seriam escolhidos.

O terceiro e último critério foi a comparação das capacidade de refrigeração Q_{evap} e consumo energético W_c , pois de nada adiantaria obter um COP alto se houvesse má utilização da energia disponível. A capacidade de Refrigeração deveria ser a mesma ou maior que a referente ao R134A e seu consumo energético o mesmo ou menor que ao seu referente do R134A.

Juntando os três critérios citados acima foi possível obter a tabela de possibilidades abaixo.

Fluido	GWP	COP
R-22	1500	1,011
R-32	650	1,002
R-123	90	1,223
R-134A	1300	0,839
R-141B	0	1,299
R-152A	140	0,914
R-1234yf	4	0,735
R-1234ze	6	0,703

Tabela 1: Fluidos de Mistura

OBS: O R22, R1234yf e R1234ze foram considerados aptos para escolha mesmo não satisfazendo todos os critérios pois satisfaziam 2 deles e se aproximavam consideravelmente (mais de 80%) do terceiro.

4.4. Dados de entrada

Comp 1	Comp 2	Comp 3	Mistura	T _{evap}	ΔT _{evap}	ΔT _{sh}	T _{cond}	ΔT _{cond}	ΔT _{sc}	η _{comp}	η _{vol}	ΔP ₃₋₄	ΔP ₁₋₂
-	-	-	-	°C	°C	°C	°C	°C	°C	%	%	KPa	KPa
A ser escolhidos				-35,00	5	4	35	10	4	78	75	10	20

Tabela 2: Dados de entrada do sistema

A partir desses dados, obtidos através do Datasheet do compressor da Embraco, é possível encontrar propriedades como pressão, entalpia, entropia, energia, trabalho e ao final COP e GWP. Lembrando que as temperaturas do evaporador e do condensador seriam alteradas em uma faixa de trabalho para a melhor análise do comportamento do sistema para diferentes situações de trabalho, simulando assim as possíveis condições normais que tais sistema de refrigeração sofrem cotidianamente.

Para a melhor análise do comportamento das misturas, elas foram subdivididas em duas classificações, binárias e ternárias. Seus resultados são vistos a seguir.

5. Resultados

Como havia um grande número de combinações de misturas, aquelas que mais se destacaram são analisadas a seguir. Como critério de escolha foi analisado aqueles que tivessem o maior COP, Maior Energia de Evaporação, Menor trabalho de Compressão e por final, uma composição possível de ser recriada. Composições com porcentagens de um dos componentes abaixo de 5% foram desconsideradas. Ao final tanto para misturas binárias como pra ternárias foram escolhidas 3 misturas, cujo resultados é visto a seguir.

5.1. Dados R134-A

Tevap(°C)	Tcond(°C)	Wc(kW)	Qevap(kW)	Qcond(kW)	Qvalv(kW)	Qcomp(kW)	I evap(kW/K)	I cond(kW/K)	I valv(kW/K)	I comp(kW/K)
35	-35	0,435	0,406	-0,841	0	0,435	0,071	0,101	0,101	0,081
	-30	0,296	0,325	-0,621	0	0,296	0,041	0,069	0,069	0,057
	-25	0,207	0,263	-0,471	0	0,207	0,025	0,047	0,047	0,040
	-20	0,148	0,216	-0,363	0	0,148	0,016	0,033	0,033	0,029
	-15	0,107	0,178	-0,285	0	0,107	0,011	0,023	0,023	0,021
	-10	0,078	0,149	-0,227	0	0,078	0,007	0,016	0,016	0,016
Tevap(°C)	Tcond(°C)	Wc(kW)	Qevap(kW)	Qcond(kW)	Qvalv(kW)	Qcomp(kW)	I evap(W/K)	I cond(W/K)	I valv(W/K)	I comp(W/K)
45	-35	0,464	0,349	-0,813	0	0,464	0,072	0,129	0,129	0,087
	-30	0,318	0,281	-0,599	0	0,318	0,041	0,089	0,089	0,061
	-25	0,224	0,229	-0,453	0	0,224	0,025	0,062	0,062	0,044
	-20	0,161	0,188	-0,349	0	0,161	0,016	0,043	0,043	0,032
	-15	0,117	0,156	-0,273	0	0,117	0,010	0,030	0,030	0,023
	-10	0,086	0,131	-0,217	0	0,086	0,007	0,021	0,021	0,017
Tevap(°C)	Tcond(°C)	Wc(kW)	Qevap(kW)	Qcond(kW)	Qvalv(kW)	Qcomp(kW)	I evap(W/K)	I cond(W/K)	I valv(W/K)	I comp(W/K)
55	-35	0,491	0,290	-0,781	0	0,491	0,073	0,162	0,162	0,092
	-30	0,338	0,235	-0,573	0	0,338	0,041	0,113	0,113	0,065
	-25	0,239	0,192	-0,432	0	0,239	0,025	0,079	0,079	0,047
	-20	0,173	0,159	-0,332	0	0,173	0,016	0,056	0,056	0,034
	-15	0,127	0,133	-0,259	0	0,127	0,010	0,040	0,040	0,025
	-10	0,094	0,112	-0,205	0	0,094	0,007	0,029	0,029	0,019

Tabela 3: Resultados R134-A

Estes resultados são obtidos através dos parâmetros de funcionamento do sistema de refrigeração, obtidos pelo Datasheet do compressor da Embraco, e as formulas da Primeira e Segunda lei da Termodinâmica, demonstrados no Balanço Energético visto anteriormente. Esses valores são usados como grau de comparação para os próximos resultados de cada mistura.

5.2. Resultados da Combinação Binário

Dentre todas as possíveis combinações feitas foram selecionadas as 3 melhores misturas. Sendo elas e suas composições apresentadas abaixo.

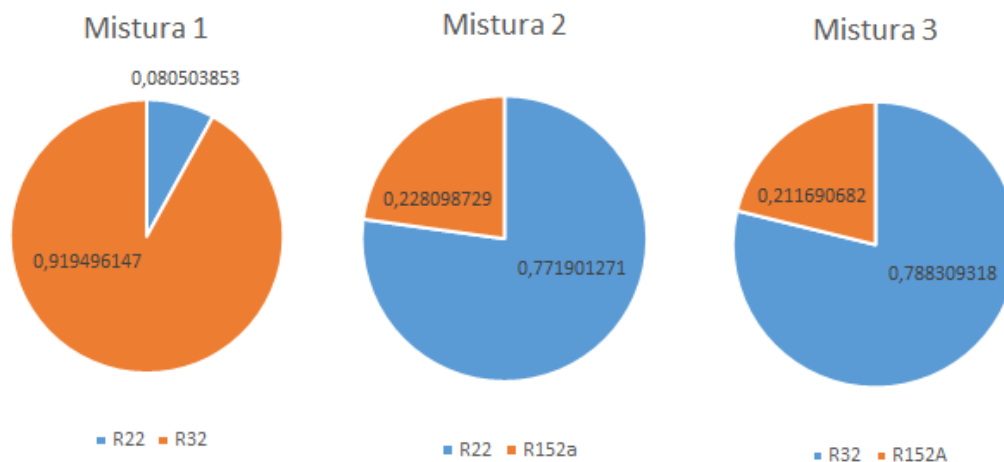


Gráfico 1: Composição Misturas Binárias

- Consumo de energia do compressor

		W(%)					
Tcond= 35°C	Tevap	-35,00 °C	-30,00 °C	-25,00 °C	-20,00 °C	-15,00 °C	-10,00 °C
	R22/R32	84,288	89,945	94,255	97,682	100,459	102,717
	R22/R152A	82,784	86,953	90,161	92,802	95,064	97,049
	R32/R152A	81,052	86,471	90,672	94,107	97,005	99,500
Tcond= 45°C	Tevap	-35,00 °C	-30,00 °C	-25,00 °C	-20,00 °C	-15,00 °C	-10,00 °C
	R22/R32	86,234	91,973	96,365	99,875	102,734	105,075
	R22/R152A	83,702	87,876	91,099	93,762	96,050	98,062
	R32/R152A	82,625	88,095	92,352	95,845	98,805	101,365
Tcond= 55°C	Tevap	-35,00 °C	-30,00 °C	-25,00 °C	-20,00 °C	-15,00 °C	-10,00 °C
	R22/R32	88,141	93,980	98,469	102,073	105,026	107,459
	R22/R152A	84,571	88,761	92,008	94,699	97,017	99,062
	R32/R152A	84,122	89,656	93,977	97,537	100,565	103,194

Tabela 4: Resultados Consumo de energia do compressor W_c nas Misturas Binárias

No gráfico 2 é possível observar que a mistura R22/R152A é aquela que apresenta melhor comportamento ao longo de toda variação de temperatura, não apresentando nenhum momento uma porcentagem de trabalho maior que o do R134-A e nesse quesito especificamente seria a melhor escolha. Com uma porcentagem de trabalho menor isso representa que essa mistura requer menor consumo de energia para poder funcionar.

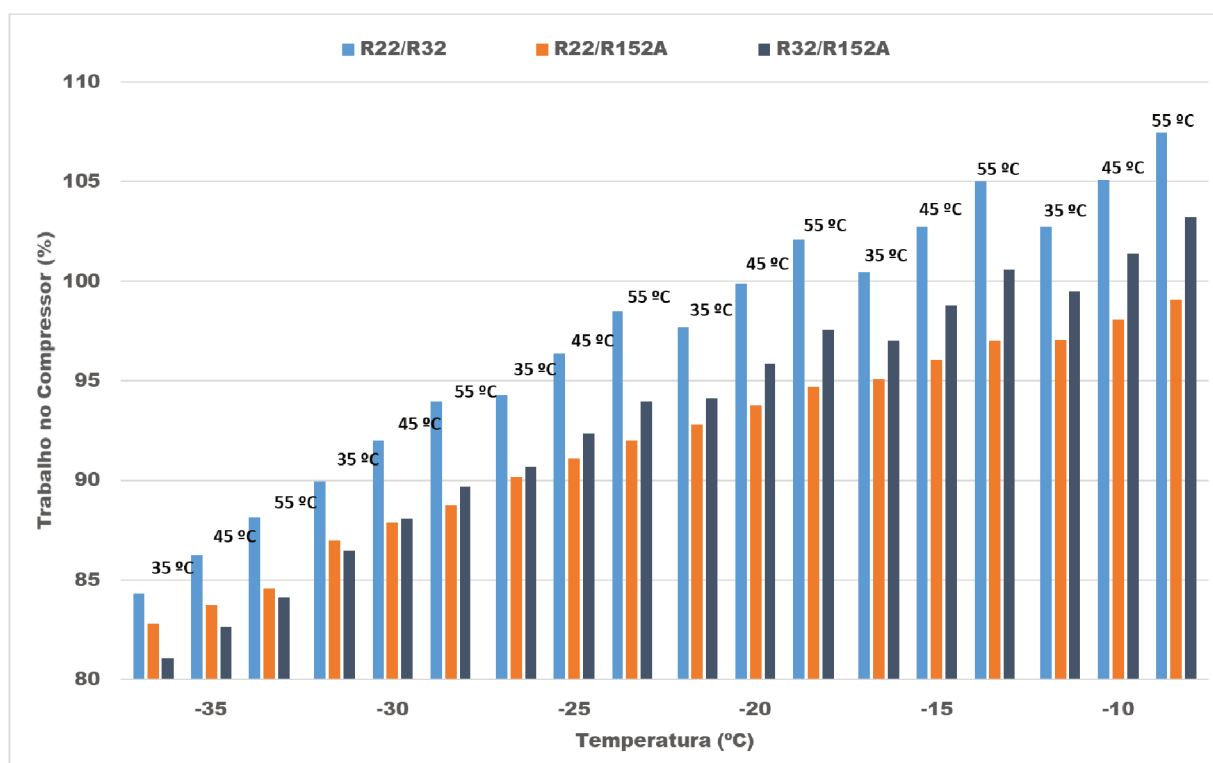


Gráfico 2: Comparação do W_c das Misturas Binárias

- Capacidade de refrigeração

		Q evaporador(%)					
Tcond = 35 °C	Tevap	-35,00 °C	-30,00 °C	-25,00 °C	-20,00 °C	-15,00 °C	-10,00 °C
	R22/R32	100,000	101,566	102,904	104,021	104,923	105,616
	R22/R152A	99,999	101,368	102,617	103,755	104,790	105,732
	R32/R152A	99,999	101,663	103,159	104,501	105,706	106,788
Tcond = 45°C	Tevap	-35,00 °C	-30,00 °C	-25,00 °C	-20,00 °C	-15,00 °C	-10,00 °C
	R22/R32	104,200	105,490	106,554	107,401	108,036	108,467
	R22/R152A	104,491	105,651	106,699	107,643	108,493	109,257
	R32/R152A	104,508	105,912	107,150	108,239	109,197	110,038
Tcond = 55°C	Tevap	-35,00 °C	-30,00 °C	-25,00 °C	-20,00 °C	-15,00 °C	-10,00 °C
	R22/R32	109,411	110,241	110,861	111,281	111,507	111,545
	R22/R152A	111,012	111,799	112,496	113,111	113,651	114,125
	R32/R152A	110,528	111,486	112,297	112,978	113,545	114,014

Tabela 5: Capacidade de Refrigeração Q_{evap} das Misturas Binárias

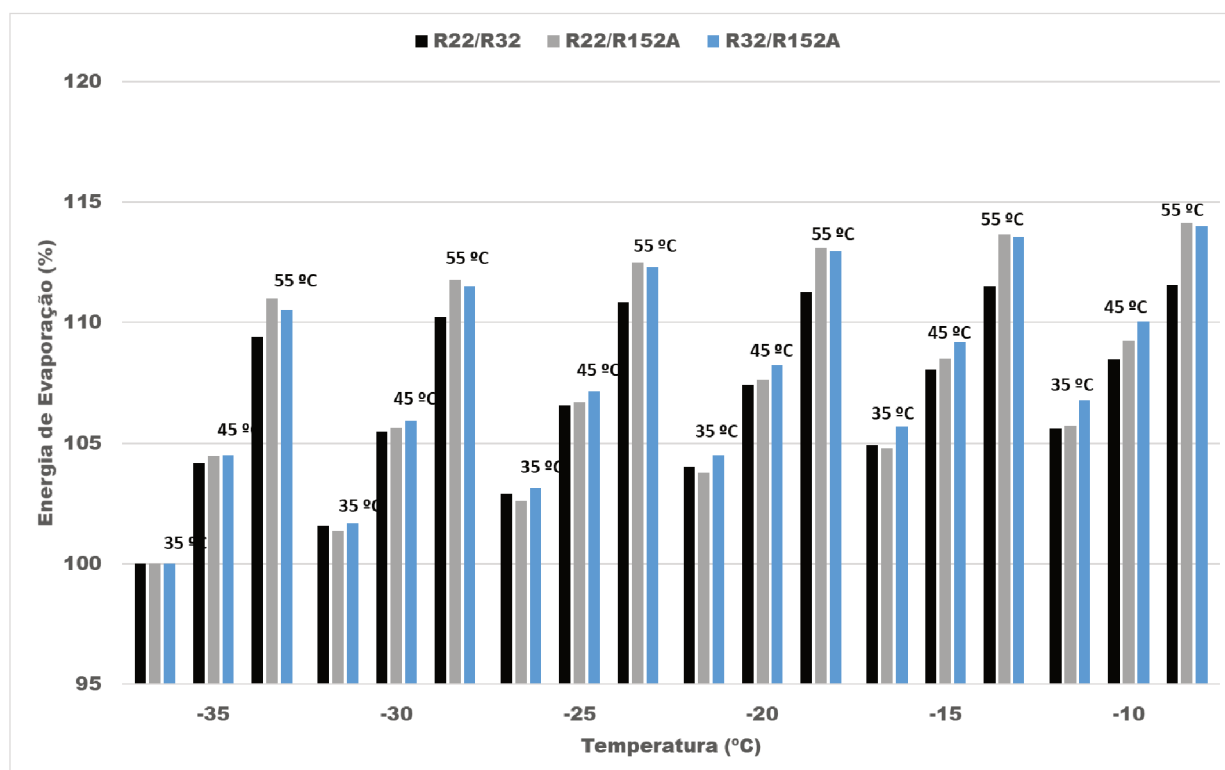


Gráfico 3: Comparação Capacidade de Refrigeração das Misturas Binárias

No que se refere capacidade de refrigeração, tanto a mistura R22/R152A como a mistura R32/R152A apresentam ótimo comportamento, apresentando uma porcentagem sempre maior que do R134A. Isto representa que elas fornecem mais energia ao sistema em forma de energia de calor do que ao comparadas

ao refrigerador padrão e portanto são melhores escolhas para alcançar a temperatura desejada dentro do ambiente de trabalho.

- **Coeficiente de performance (COP)**

	R134-A			R22/R32			R22/R152A			R32/R152A		
Tevap (°C)	COP 35°C	COP 45°C	COP 55°C	COP 35°C	COP 45°C	COP 55°C	COP 35°C	COP 45°C	COP 55°C	COP 35°C	COP 45°C	COP 55°C
-35,00	0,932	0,753	0,591	1,106	0,910	0,734	1,126	0,940	0,7758	1,150	0,952	0,777
-30,00	1,098	0,885	0,695	1,106	0,910	0,734	1,126	0,940	0,876	1,290	1,063	0,865
-25,00	1,271	1,022	0,804	1,106	0,910	0,734	1,126	0,940	0,983	1,446	1,186	0,961
-20,00	1,459	1,170	0,921	1,106	0,910	0,734	1,126	0,940	1,100	1,620	1,322	1,067
-15,00	1,669	1,333	1,049	1,106	0,910	0,734	1,126	0,940	1,229	1,819	1,473	1,184
-10,00	1,906	1,515	1,190	1,106	0,910	0,734	1,126	0,940	1,371	2,046	1,645	1,315

Tabela 6: Resultados COP Misturas Binárias

Agora com o auxílio do gráfico do COP é possível observar que todas as 3 misturas apresentadas apresentam uma eficiência energética maior que o do fluido refrigerante R134-A. A R22/152A e R32/152^a se destacam ainda mais, alcançando um aproveitamento de até 30%.

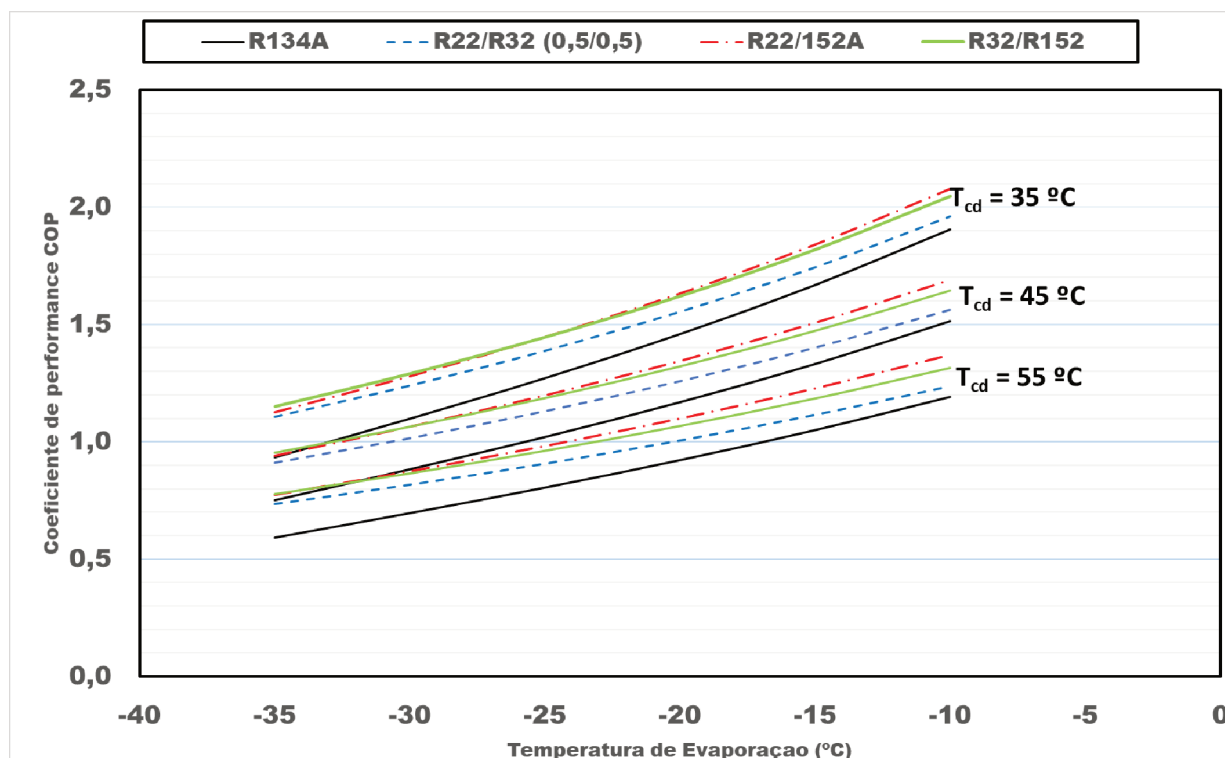


Gráfico 4: Comparação COP Misturas Binárias

- **Potencial de aquecimento global (GWP)**

Comparação GWP			
R134A	R22/R32	R22/R152A	R32/R152A
1300	718,428	1189,785	542,0374

Tabela 7: Resultados GWP Binário

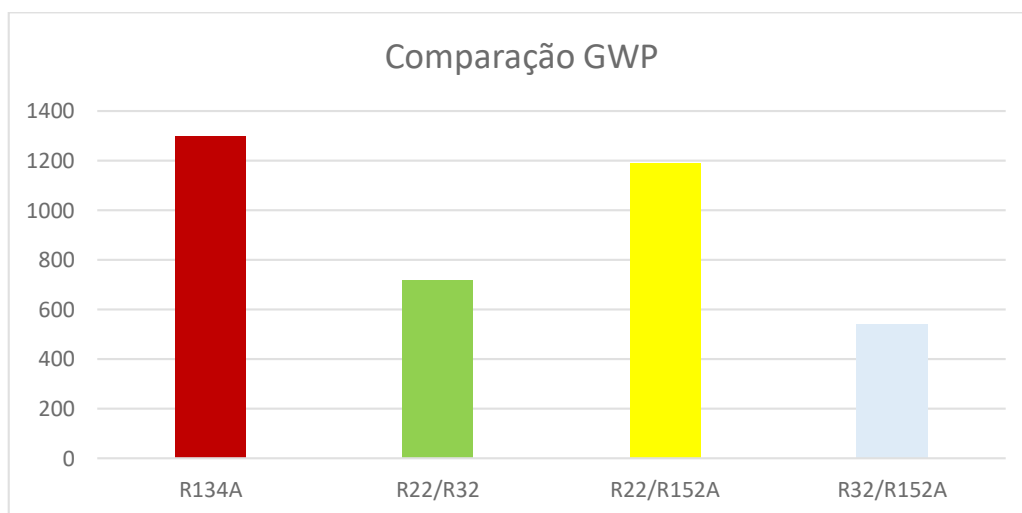


Gráfico 5: Comparação GWP Binário

Como critério de desempate entre as misturas o GWP entra em questão. É visto que as misturas R22/152A e R32/152A apresentam resultados promissores em cada uma das comparações feitas, porém ao compararmos no quesito de impacto ambiental é possível observar que o R32/R152A apresenta menos da metade do GWP presente na mistura R22/R152A, portanto é a melhor escolha como substituto para o R134A no que se refere as misturas binárias.

5.3. Resultados Combinações Ternárias

Assim como nas misturas binárias, dentre todas as possíveis combinações feitas foram selecionadas as 3 melhores misturas. Sendo elas e suas composições apresentadas abaixo.



Gráfico 6: Composição Misturas Binárias

- Trabalho realizado no compressor

Wc(%)							
Tcond (°C)	Tevap (°C)	-35,00	-30,00	-25,00	-20,00	-15,00	-10,00
35	R22/R32/R152A	81,276	86,795	91,093	94,621	97,607	100,187
	R32/R123/R152A	77,225	81,781	85,672	89,191	92,493	91,812
	R32/R152A/R1234yf	81,442	86,784	91,419	95,685	99,746	103,696
Tcond (°C)	Tevap (°C)	-35,00	-30,00	-25,00	-20,00	-15,00	-10,00
45	R22/R32/R152A	82,863	88,435	92,791	96,379	99,430	102,077
	R32/R123/R152A	77,861	82,426	86,335	89,878	93,206	92,467
	R32/R152A/R1234yf	82,153	87,508	92,166	96,460	100,554	104,540
Tcond (°C)	Tevap (°C)	-35,00	-30,00	-25,00	-20,00	-15,00	-10,00
55	R22/R32/R152A	84,375	90,013	94,437	98,094	101,215	103,934
	R32/R123/R152A	78,453	83,036	86,969	90,540	93,898	93,102
	R32/R152A/R1234yf	82,817	88,192	92,878	97,206	101,336	105,361

Tabela 8: Resultado W_c Misturas Ternárias

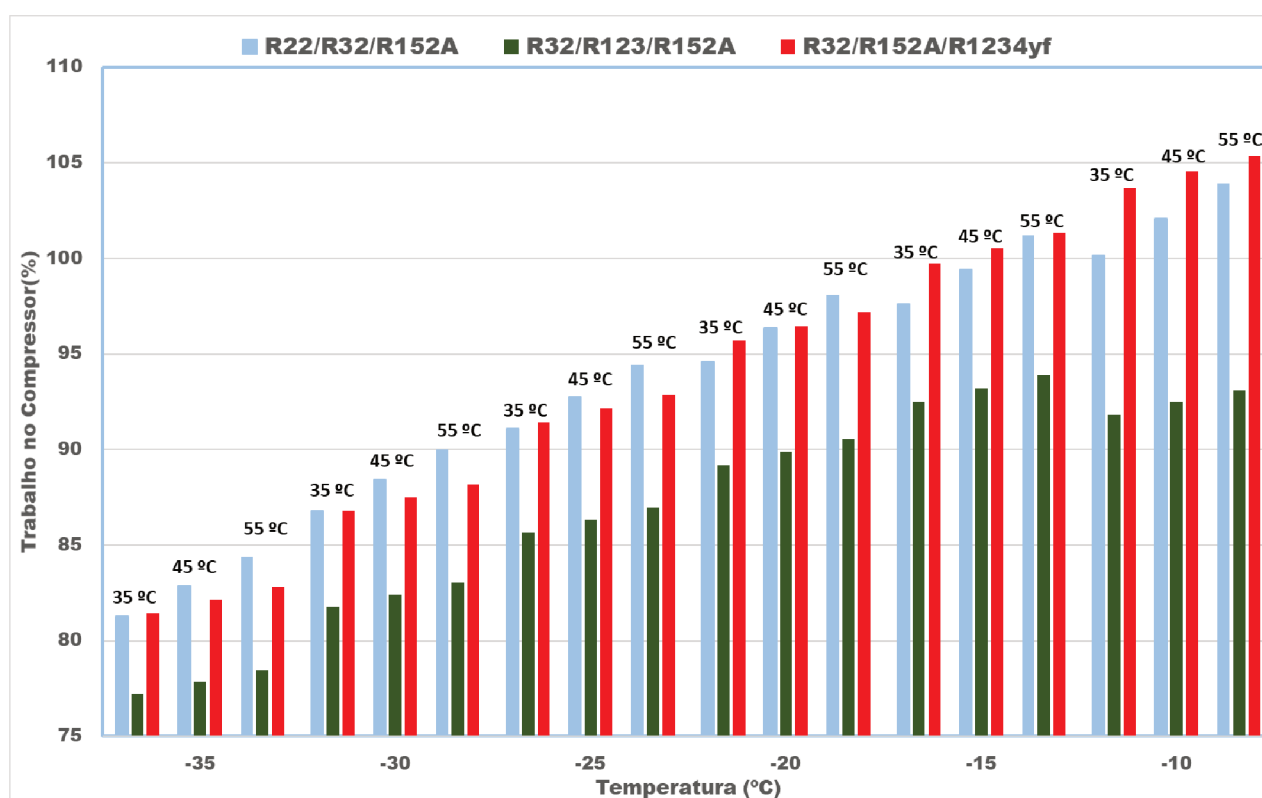


Gráfico 7: Comparação do Trabalho das Misturas Ternárias

Novamente, vemos que conforme as temperaturas aumentam há um aumento do trabalho. Isso pode ser explicado devido ao aumento dos valores de entalpia, uma vez que são associados diretamente a temperatura em que se encontra o fluido refrigerante.

Ao que se refere a comparação do trabalho, a mistura R32/R123/R152A se destaca. Apresentando sempre uma porcentagem de trabalho menor que do R134A (abaixo de 100%) para esse quesito é a melhor escolha. Mas deve-se lembrar que mesmo as outras misturas não satisfazendo esse critério apresentam apenas 5% a mais de trabalho realizado, dependendo do comportamento dos outros quesitos, essa é uma porcentagem aceitável para o funcionamento do sistema.

- ### Capacidade de Refrigeração

		Q _{evap} (%)					
T _{cond} (°C)	T _{evap} (°C)	-35,00	-30,00	-25,00	-20,00	-15,00	-10,00
35	R22/R32/R152A	100,000	101,758	103,343	104,771	106,056	107,214
	R32/R123/R152A	95,000	97,688	100,300	102,841	105,341	103,468
	R32/R152A/R1234yf	100,000	103,256	106,470	109,662	112,853	116,065
T _{cond} (°C)	T _{evap} (°C)	-35,00	-30,00	-25,00	-20,00	-15,00	-10,00
45	R22/R32/R152A	104,469	105,971	107,303	108,481	109,521	110,440
	R32/R123/R152A	99,534	102,085	104,561	106,969	109,339	106,740
	R32/R152A/R1234yf	104,549	107,678	110,767	113,836	116,907	120,004
T _{cond} (°C)	T _{evap} (°C)	-35,00	-30,00	-25,00	-20,00	-15,00	-10,00
55	R22/R32/R152A	110,416	111,479	112,389	113,163	113,817	114,365
	R32/R123/R152A	106,199	108,479	110,695	112,855	114,991	111,333
	R32/R152A/R1234yf	111,206	114,079	116,922	119,758	122,608	125,497

Tabela 9: Resultados Q_{evap} das Misturas Ternárias

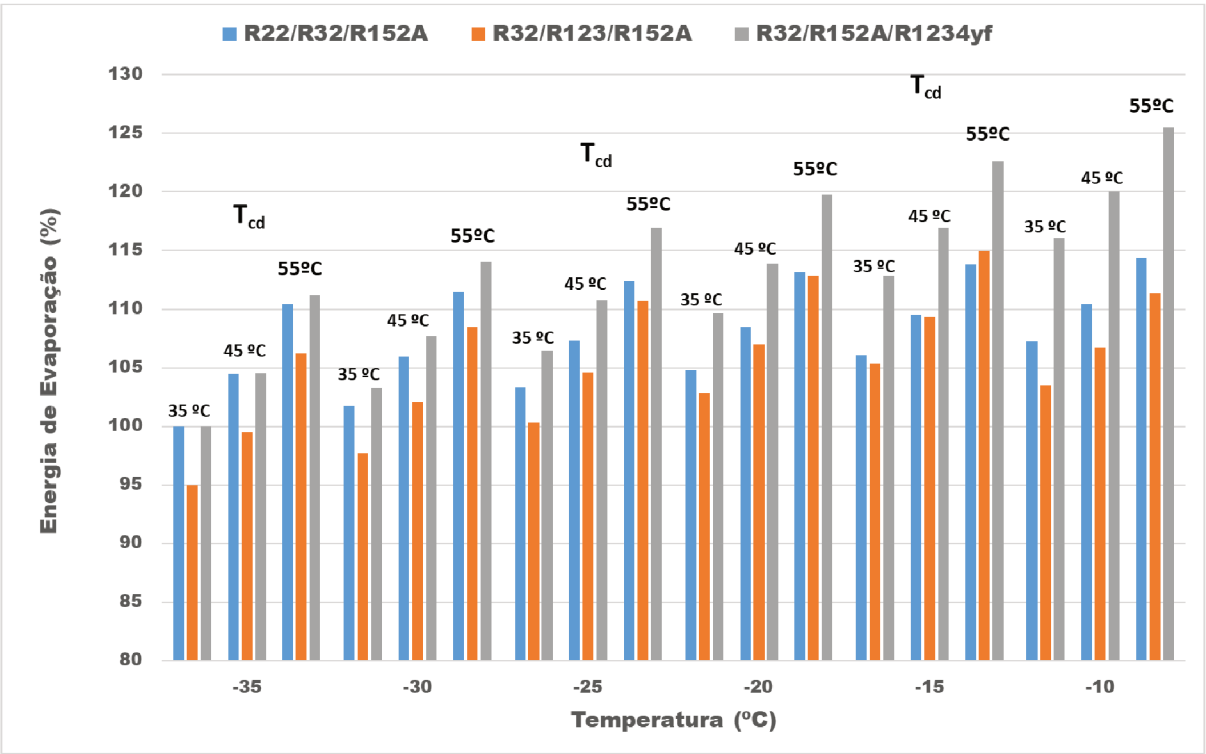


Gráfico 8: Comparação Q_{evap} para Misturas Ternárias

Na comparação entre Q_{evap} é explicado o porquê da mistura R32/R123/R152A apresentar um W_c tão baixo. Desde entre as 3 misturas é aquela que apresenta a menor energia de evaporação, portanto requerer menor consumo de energia.

Neste quesito a mistura que se destaca é a R32/R152A/R1234yf, apresentando nas temperaturas mais baixas o mesmo rendimento térmico que o R134A e nas temperaturas mais altas uma porcentagem de rendimento consideravelmente maior quando comparada até mesmo as outras duas possibilidades de misturas.

- **Coeficiente de Eficiência Energética (COP)**

Tevap (°C)	R134A			R22/R32/R152A			R32/R123/R152A			R32/R152A/R1234yf		
	COP 35°C	COP 45°C	COP 55°C	COP 35°C	COP 45°C	COP 55°C	COP 35°C	COP 45°C	COP 55°C	COP 35°C	COP 45°C	COP 55°C
-35,00	0,932	0,753	0,591	1,147	0,949	0,773	1,147	0,962	0,800	1,145	0,958	0,794
-30,00	1,098	0,885	0,695	1,147	0,949	0,773	1,147	0,962	0,800	1,145	0,958	0,794
-25,00	1,271	1,022	0,804	1,147	0,949	0,773	1,147	0,962	0,800	1,145	0,958	0,794
-20,00	1,459	1,170	0,921	1,147	0,949	0,773	1,147	0,962	0,800	1,145	0,958	0,794
-15,00	1,669	1,333	1,049	1,147	0,949	0,773	1,147	0,962	0,800	1,145	0,958	0,794
-10,00	1,906	1,515	1,190	1,147	0,949	0,773	1,147	0,962	0,800	1,145	0,958	0,794

Tabela 10: Resultados COP para Misturas Ternárias

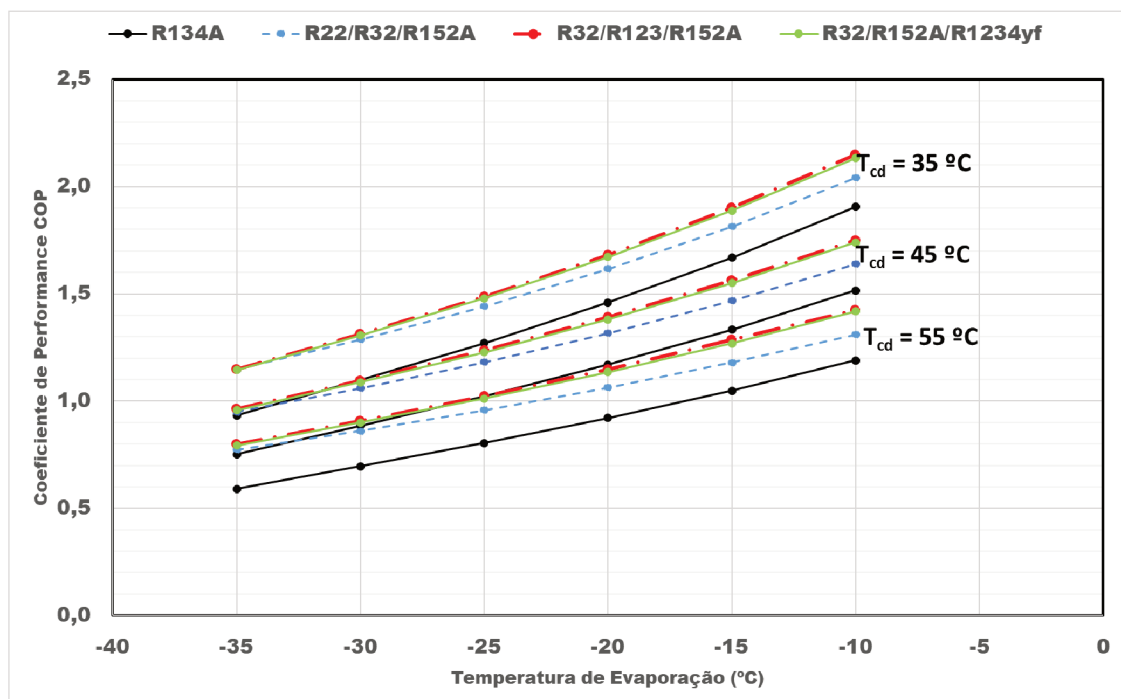


Gráfico 9: Comparação COP Misturas Ternárias

Ao compararmos o COP de todas as misturas, novamente concluímos que todas elas apresentam uma eficiência energética acima do Fluido refrigerante de comparação, o R134A porém, deve ser destacado o R32/R152A/R1234yf, pois mesmo este apresentando um trabalho no compressor W_c 5% maior que o exigido no grau de comparação com o R134A, este apresenta tanto um COP como energia de evaporação ao longo da variação das temperaturas consideravelmente maior que seus concorrentes.

- **Potencial de aquecimento global (GWP)**

Comparação GWP			
R134A	R22/R32/R152A	R32/R123/R152A	R32/R152A/R1234yf
1300	598,735	211,180	217,022

Tabela 11: Resultados GWP Misturas Ternárias

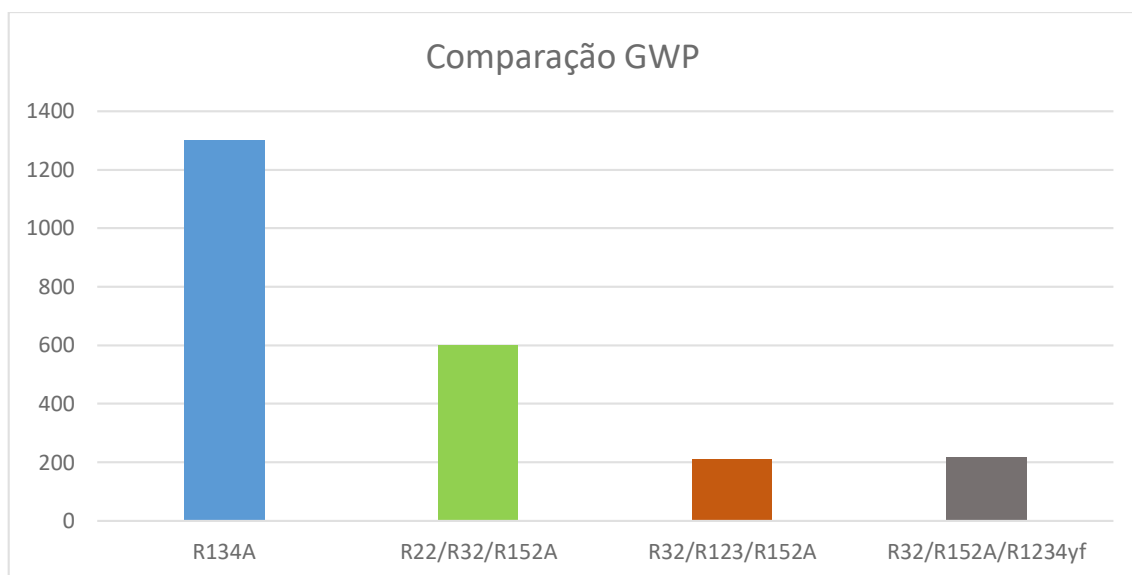


Gráfico 10: Comparação do GWP das Misturas Ternárias

Neste caso, a comparação do GWP não foi necessária como critério final de escolha, uma vez que como o GWP apresentado pelo R32/R152A/R1234yf apenas serviu para confirmar sua escolha como melhor opção para mistura ternária. O R32/R152A/R1234yf apresenta um GWP aproximadamente 6,5 vezes menor que o do R134A.

6. Conclusão

Finalmente, com todos os resultados e comparações obtidos, percebe-se que entre todas as misturas propostas, aquela que mais se destaca entre as binárias é a R32/R152 e entre as misturas ternárias aquela que mais se destaca é a R32/R152A/R1234yf. Ambas apresentando ótimo COP, com valores superiores ao fluido padrão R134A, mantendo a capacidade de refrigeração e isso sem aumentar o consumo energético ou o GWP apresentado no sistema. Sendo assim, todos os critérios para a afirmação de sucesso do objetivo proposto foram alcançados.

Agora, analisando mais a fundo essas duas misturas e as comparando entre si, é possível concluir que aquela que apresenta as melhores condições, COP, Q_{evap} , W_c com o menor impacto ambiental possível é a mistura R32/R152A/R1234yf. Com um potencial de impacto ambiental 6 vezes menor que a do R134A e 2,5 vezes menor que a da mistura binária R32/R152 a mistura ternária se mostra a melhor escolha geral para todas as misturas já apresentadas até então.

7. Bibliografia

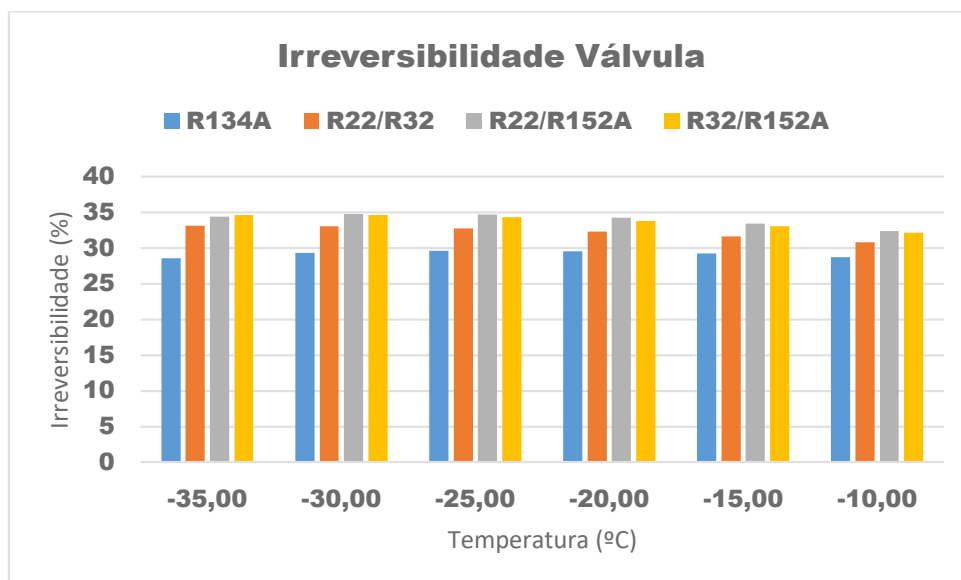
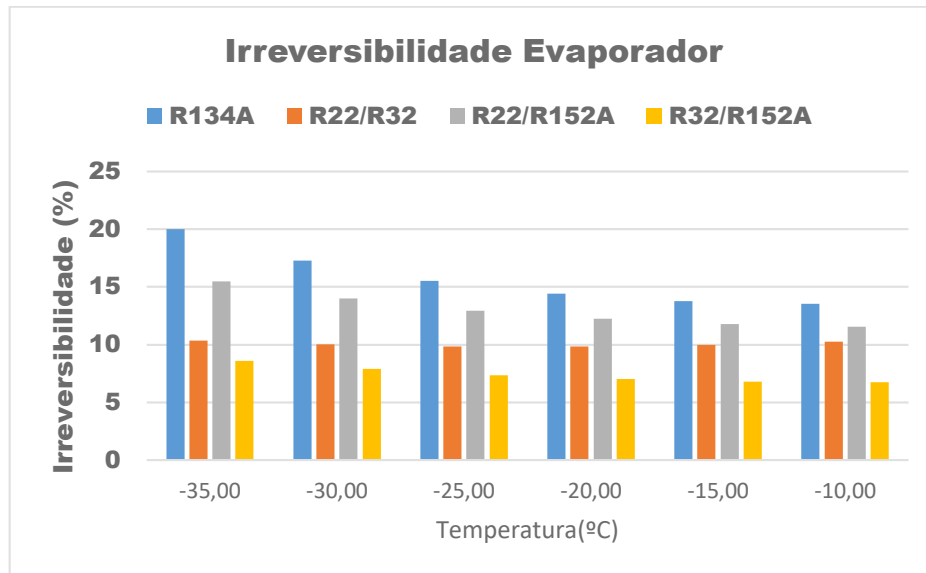
1. <https://www.origemdascoisas.com/a-origem-da-refrigeracao.html>
2. <http://www.ecycle.com.br/component/content/article/63/3210-camada-de-ozonio-funcoes-importancia-e-como-ocorre-degradacao.html>
3. <http://camada-de-ozonio.info/protocolo-de-montreal.html>
4. <http://www.univasf.edu.br/~castro.silva/disciplinas/REFRIG/REFRIGERANTES.pdf>
5. Portal SWGE, Mercofrio 2014, 9º Congresso de internacional de Ar condicionado, Refrigeração, Aquecimento e Ventilação.
<<http://www.swge.inf.br/mercofrío2014/anais/PDF/MF2014-0017.pdf>>.
6. <http://www.refrigerationandairconditioning.danfoss.com.br/refrigerants/r32/#/>
7. Compressores, Condensadores e evaporadores.
<<http://www.ebah.com.br/content/ABAAAAssYAF/compressores-condensadores-evaporadores?part=2>>
8. <http://www.professor.unisinos.br/mhmac/refrigeração/dispositexp.pdf>
9. <http://wbrega.usuários.rdc.puc-rio.br/termo/trmo/termo18.htm>
10. KAKAÇ, S., LIU, H., PRAMUANJAROENKIJ, A. **Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design. Third Edition**. Boca Raton, FL: CRC Press, Taylor e Francis Group, 2012, 607 páginas.
11. McAdams, W. H., Heat Transmission, 1954. In: KAKAÇ, Sadik. **Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design**. Boca Raton, FL: CRC Press, Taylor e Francis Group, 2012, p.388.
12. Chen, J.C., **A correlation for boiling heat transfer to saturated fluids in convective flow**, 1990. In: KAKAÇ, Sadik. **Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design**. Boca Raton, FL: CRC Press, Taylor e Francis Group, 2012, p.336.
13. Kandlikar, S.S., A general correlation for saturated two-phase flow boiling heat transfer inside horizontal e vertical tubes, 1990. In: KAKAÇ, Sadik. **Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design**. Boca Raton, FL: CRC Press, Taylor e Francis Group, 2012, p.336.
14. Wrigtht, R.M., Downflow Forced Convection Boiling to Water Forced Through a Uniformly Heated tube, 1961. In: KAKAÇ, Sadik. **Heat Exchangers: 64 Selection, Rating, and Thermal Design**. Boca Raton, FL: CRC Press, Taylor e Francis Group, 2012, p.337.
15. Shah, M. M., **A new correlation for heat transfer during boiling flow through pipes**, 1976. In: KAKAÇ, Sadik. **Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design**. Boca Raton, FL: CRC Press, Taylor e Francis Group, 2012, p.337,338.
17. Smith, R.A., Vaporisers: Selection Design and Operation, 1976. In: KAKAÇ, Sadik. **Heat Exchangers: Selection, Rating, and Thermal Design**. Boca Raton, FL: CRC Press, Taylor e Francis Group, 2012, p.339

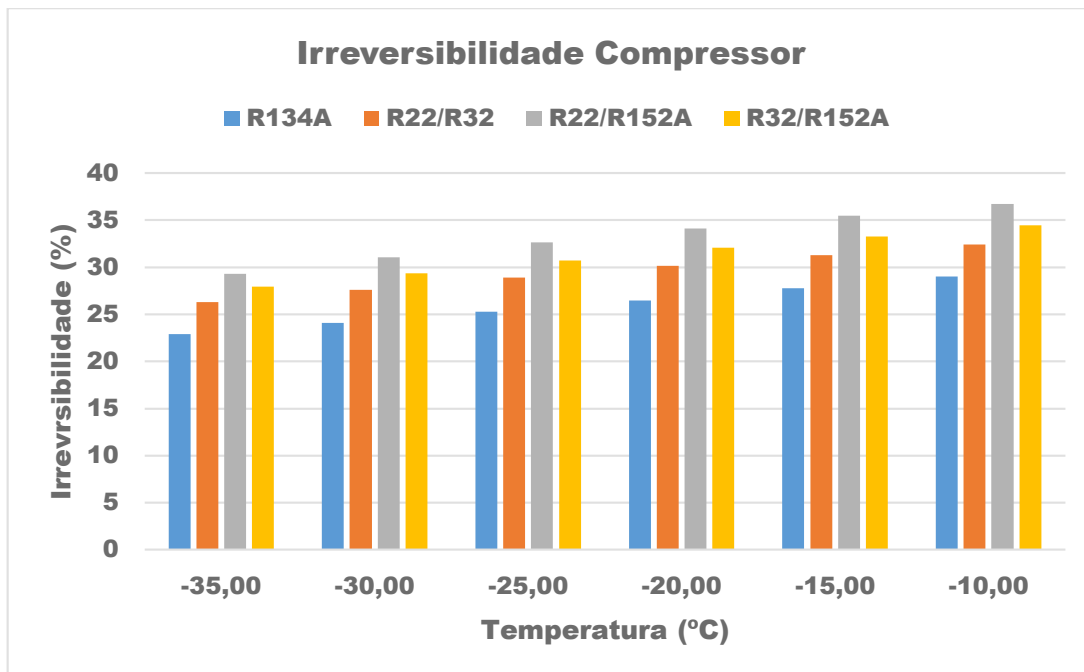
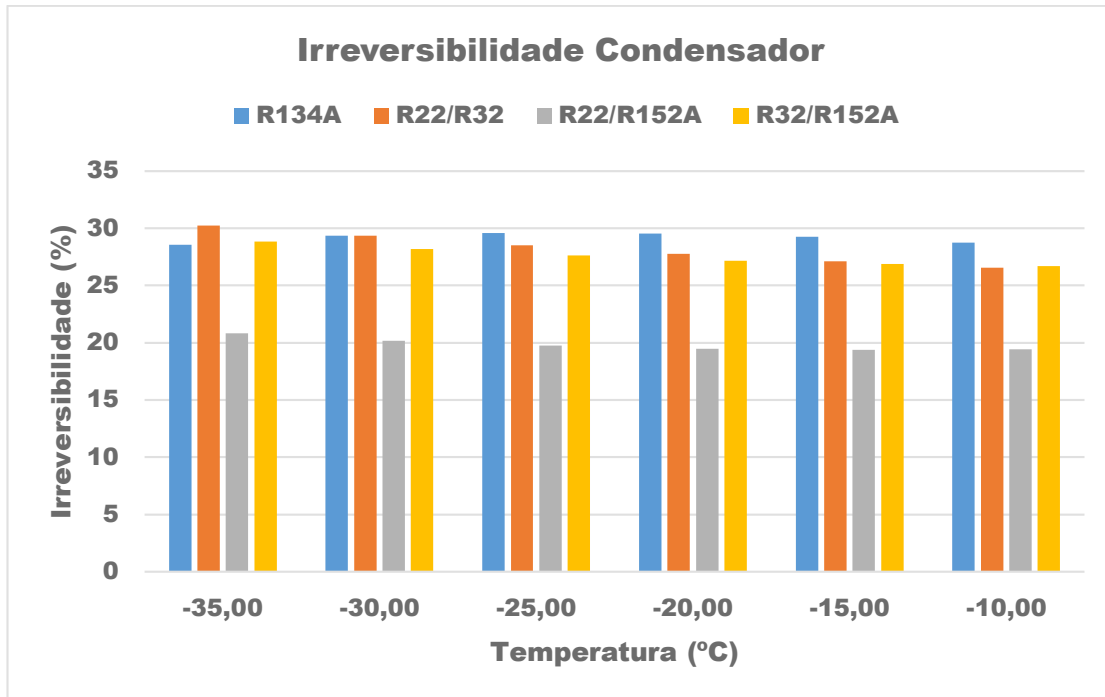
18. INCROPERA, F.P., DEWITT, D.P., BERGMAN, T.L., LAVINE, A.S.
Fundamentos de transferência de calor e de massa. 7ed.
19. ASHRAE, **Ashrae Handbook – Fundamentals**, American Society of Heating Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc, Atlanta, 2009.
20. Portal wikipedia. Disponível em: [http://pt.wikipedia.org/wiki/ciclo de refrigera%C3%A7%C3%A3o](http://pt.wikipedia.org/wiki/ciclo_de_refrigera%C3%A7%C3%A3o)
21. Akhilesh Aroraa,*, S.C. Kaushikb , **Theoretical analysis of a vapour compression refrigeration system with R502, R404A and R507A**
<<https://www.journals.elsevier.com/international-journal-of-refrigeration/>>
22. Yun-Chao Xu, Qun Chen , **Theoretical global optimization method for vapor-compression refrigeration systems based on entransy theory**
< <https://www.journals.elsevier.com/energy>>
23. <https://www.yumpu.com/es/document/view/31140869/datos-tacnicos-del-compresor-embraco>
24. https://www.ipcc.ch/publications_and_data/ar4/wg1/en/ch2s2-10-2.html#table-2-14

8. Anexos

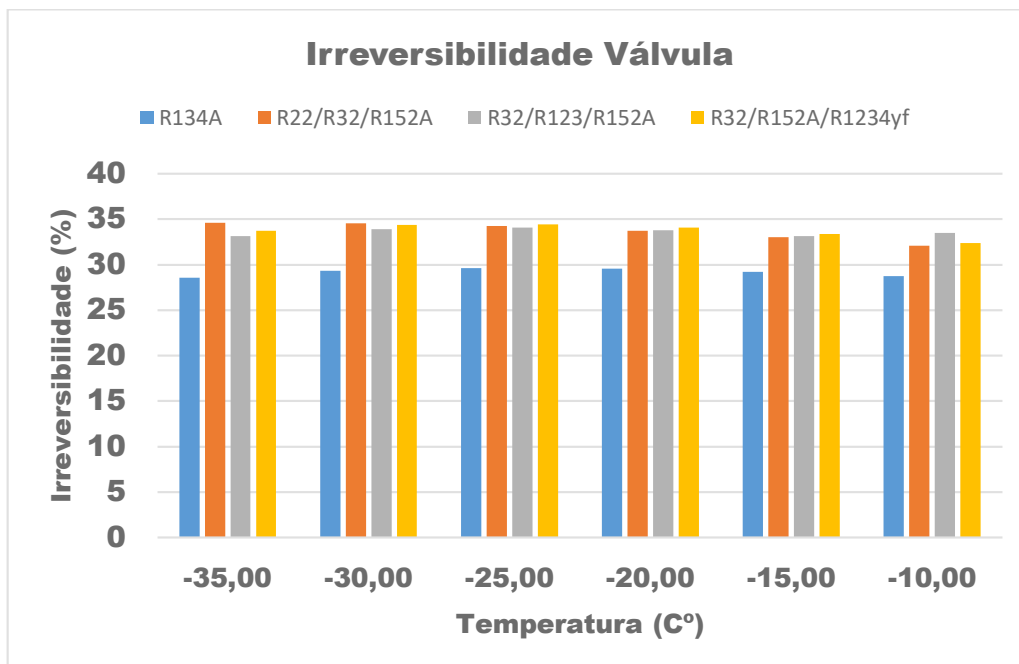
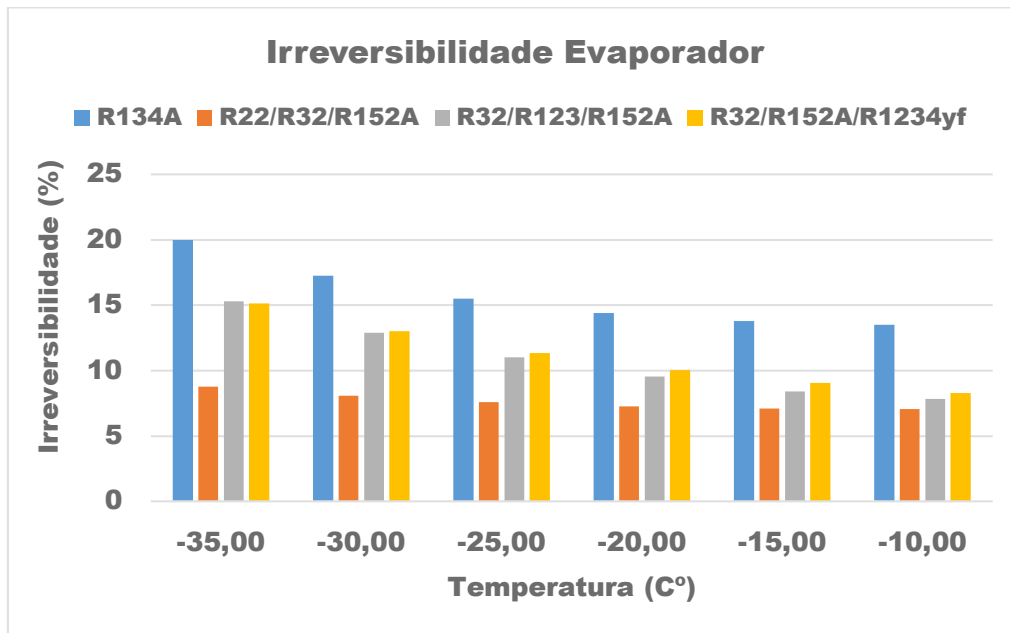
Gráficos de Iversibilidade para cada componente.

- Mistura Binária

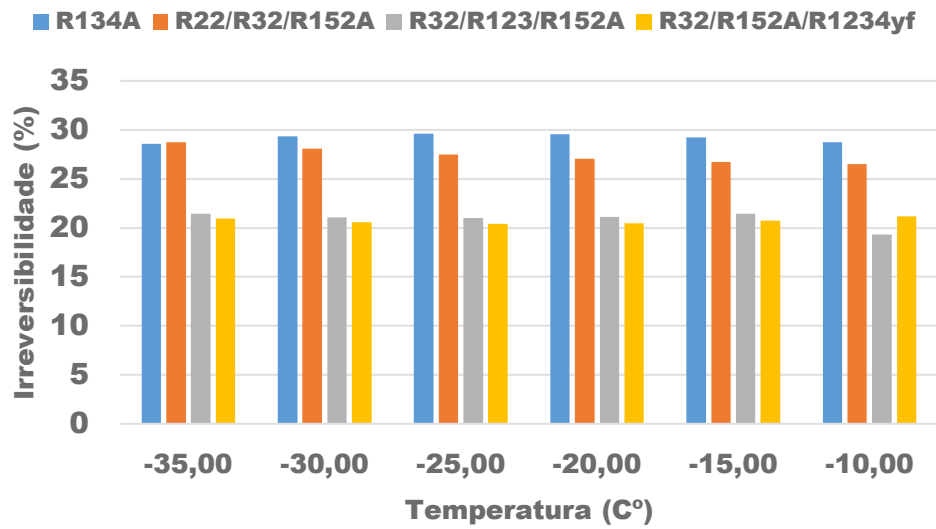




- Mistura Ternária



Irreversibilidade Condensador



Irreversibilidade Compressor

