



UNIVERSIDADE FEDERAL DE ALAGOAS
CENTRO DE TECNOLOGIA - CTEC CURSO
DE ENGENHARIA QUÍMICA



JONATHAS VERISSIMO DE MELO

**SIMULAÇÃO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO
DE VAPOR USANDO FLUIDOS SINTÉTICOS DE BAIXO IMPACTO
AMBIENTAL**



UNIVERSIDADE FEDERAL DE ALAGOAS
CENTRO DE TECNOLOGIA - CTEC CURSO
DE ENGENHARIA QUÍMICA



JONATHAS VERISSIMO DE MELO

SIMULAÇÃO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO POR COMPRESSÃO DE VAPOR USANDO FLUIDOS SINTÉTICOS DE BAIXO IMPACTO AMBIENTAL

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de Engenharia Química da Universidade Federal de Alagoas como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel em Engenharia Química, orientado pelo Prof. Dr. Hugo Valença de Araújo.

Catálogo na fonte
Universidade Federal de Alagoas
Biblioteca Central

Bibliotecário Responsável: Jone Sidney A. de Oliveira – CRB-4 - 1485

M528s Melo, Jonathas Verissimo de

Simulação de um sistema de refrigeração por compressão de vapor usando fluidos sintéticos de baixo impacto Ambiental / Jonathas Verissimo de Melo. – Maceió, 2020.
47 f.

Orientadora: Hugo Valença de Araújo.
Monografia (Trabalho de Conclusão de Curso em Engenharia Química) – Universidade Federal de Alagoas. Instituto de Química e Biotecnologia. Maceió, 2020.

Bibliografia: f. 44-47.

1. Refrigeração - Compressão. 2. Hidrofluorolefinas. 3. Compressão de Vapor. 4. Software EES - Engineering Equation Solver. I. Título.

CDU:625.5.011

AGRADECIMENTOS

Agradeço à minha família por todo suporte e conselhos cristãos que moldaram o homem que sou, em especial minha irmã Suzane por ter sido para mim uma mãe.

Aos meus amigos: Gabriel, Nicolas, Jeová, Ismael, David, Luan, Pedro, Rafael, João e Diego, pelos bons momentos compartilhados e apoio durante as dificuldades que ultrapassaram a esfera acadêmica ao longo dos últimos anos.

Ao professor Hugo Valença de Araújo pelas orientações e incentivos para a confecção deste trabalho, assim como os demais professores de toda a graduação.

RESUMO

Os efeitos nocivos dos fluidos refrigerantes ao homem e meio ambiente tem sido a causa motora para a busca de novos compostos capazes de suprir as demandas da refrigeração. R1234yf e R1234ze(E) são hidrofluorolefinas (HFOs) que constituem a quarta geração de refrigerantes, sem potencial de depleção do ozônio (ODP) e baixo potencial de aquecimento global (GWP). No presente trabalho, elas foram comparadas em relação ao R134a, que possui elevado GWP, por meio de simulações utilizando o software EES (*Engineering Equation Solver*) em um sistema de refrigeração por compressão de vapor. Na avaliação desse sistema, os seguintes parâmetros foram considerados: capacidade de refrigeração, coeficiente de performance (COP), potência do compressor e vazão de refrigerante. Parâmetros típicos da refrigeração automotiva foram adotados por se tratar de um setor que já emprega a nova geração de refrigerantes em diversos produtos. Utilizando o R134a como referência, para uma mesma vazão volumétrica, o R1234yf apresentou uma redução de 4,25% na potência necessária ao compressor e 5,8% na carga de refrigeração, enquanto o R1234ze(E) mostrou uma diminuição de 24,33% e 24,06% na potência necessária ao compressor e carga de refrigeração, respectivamente.

Palavras-chaves: Refrigeração; Hidrofluorolefinas; Compressão de Vapor.

ABSTRACT

The harmful effects of refrigerants to man and the environment has been proved to be the driving cause for the search for new compounds capable of satisfying the demands of refrigeration. R1234yf and R1234ze(E) are hydrofluorolefins (HFOs) that constitute the fourth generation of refrigerants, with no ozone depletion potential (ODP) and low global warming potential (GWP). They were compared to R134a, which has high GWP, by means of simulations using the software Engineering Equation Solver in a vapor-compression refrigeration system. In the evaluation of system, parameters such as cooling capacity, coefficient of performance (COP), compressor power and flow rates were considered. Automotive refrigeration parameters were used because it is a sector that already employs the new generation of refrigerants in several products. Using R134a as a reference, for the same volumetric flow, R1234yf presented a reduction of 4.25% in the power required for the compressor and 5.8% in the cooling load, while R1234ze(E) showed decreases of 24.33% and 24.06% in the power required for the compressor and cooling load, respectively.

Keywords: Refrigeration; Hydrofluorolefines; Vapor-Compression.

ÍNDICE DE ILUSTRAÇÕES

FIGURAS

Figura 1 – Média de preços de HFOs e misturas.....	19
Figura 2 – Classificação de segurança dos refrigerantes.....	20
Figura 3 – Ciclo de Carnot reverso.....	21
Figura 4 – Ciclo ideal de refrigeração.....	22
Figura 5 – Ciclo real de refrigeração.....	23
Figura 6 – Fluxograma da metodologia utilizada.....	26
Figura 7 – Código para simulação do ciclo de refrigeração ideal.....	31
Figura 8 – Código para simulação do ciclo de refrigeração real.....	35

GRÁFICOS

Gráfico 1 – Ciclo ideal de refrigeração usando amônia.....	27
Gráfico 2 – Diagrama T x s do ciclo real de refrigeração com R134a.....	29
Gráfico 3 – Diagrama T x s do ciclo ideal do R1234yf.....	32
Gráfico 4 – Diagrama P x h do ciclo ideal do R1234ze(E).....	33
Gráfico 5 – Diagrama T x s do ciclo ideal do R134a.....	33
Gráfico 6 – Pressão de saturação em função da temperatura de evaporação.....	34
Gráfico 7 – Diagrama T x s do ciclo real do R134a.....	37
Gráfico 8 – Diagrama T x s do ciclo real do R1234yf.....	37
Gráfico 9 – Diagrama P x h do ciclo real do R1234ze(E).....	38
Gráfico 10 – COP em função da temperatura de evaporação.....	38
Gráfico 11 – Carga térmica do condensador em função da temp. de evaporação.....	39
Gráfico 12 – Vazão mássica em função da temperatura de evaporação.....	39
Gráfico 13 – Vazão volumétrica em função da temperatura de evaporação.....	41

TABELAS

Tabela 1 – Refrigerantes da 1 ^a geração.....	15
Tabela 2 – Refrigerantes da 2 ^a geração.....	16
Tabela 3 – Refrigerantes sem ODP.....	17
Tabela 4 – Refrigerantes da 4 ^a geração.....	19
Tabela 5 – Irreversibilidades em ciclo real de refrigeração.....	23
Tabela 6 – Resultados das simulações do ciclo de refrigeração ideal.....	32
Tabela 7 – Parâmetros da simulação.....	36
Tabela 8 – Dados simulados do ciclo real.....	36
Tabela 9 – Vazões mássicas e volumétricas em função da temp. de evaporação.....	40
Tabela 10 – Parâmetros de operação em função do compressor.....	41

Sumário

1. INTRODUÇÃO	10
2. OBJETIVOS.....	13
2.1 Gerais	13
2.2 Específicos	13
3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	14
3.1 Histórico.....	14
3.2 Primeira geração de refrigerantes	14
3.3 Segunda geração de refrigerantes	15
3.4 ODP – Potencial de Depleção do Ozônio	16
3.5 Terceira geração de refrigerantes.....	17
3.6 GWP – Potencial de Aquecimento Global.....	18
3.7 Hidrofluorolefinas.....	19
3.8 Classificação de segurança	20
3.9 Ciclo de Carnot reverso	21
3.10 Ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor	22
3.11 Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor.....	22
3.12 Software EES	24
4. METODOLOGIA	26
4.1 Ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor	27
4.2 Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor.....	29
4.3 Parâmetros variados.....	30
5. RESULTADOS E DISCUSSÕES	31
5.1 Ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor	31
5.2 Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor.....	34
5.2.1 Vazão volumétrica constante.....	41
5.3 Outros resultados	42
6. CONCLUSÕES.....	43
REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS	44

1. INTRODUÇÃO

Segundo o *Institut International Du Froid* (Instituto Internacional de Refrigeração), estima-se que o número de sistemas de refrigeração em operação seja em torno de 5 bilhões, com vendas anuais de tais equipamentos ao redor do mundo movimentando uma economia de 500 bilhões de dólares e empregando cerca de 15 milhões de pessoas no ramo, respondendo por um consumo de aproximadamente 20% de toda a energia elétrica gerada. Isso reflete a importância da área, que continuará a crescer nos próximos anos devido à demanda em diversos setores, bem como em função do aquecimento global (DUPONT et al., 2019).

A refrigeração é bem conhecida por causa de sua utilização no condicionamento de ar em edificações e no tratamento, transporte e preservação de alimentos e bebidas. Ela também encontra utilização industrial em larga escala na produção de gelo e desidratação de gases. Aplicações na indústria de petróleo incluem a purificação de óleos lubrificantes, reações a baixas temperaturas e a separação de hidrocarbonetos voláteis (SMITH; VAN NESS; ABBOTT, 2007).

Entretanto, os efeitos ambientais adversos da refrigeração, principalmente seu impacto sobre o aquecimento global, devem ser levados em conta. Cerca de 37% de sua influência sobre o aquecimento são devidos aos vazamentos de refrigerantes fluorados (CFCs, HCFCs e HFCs), enquanto o restante (63%) é derivado de emissões indiretas originadas na geração de eletricidade requerida para funcionamento dos sistemas. No geral, as emissões relacionadas ao setor da refrigeração correspondem a 4,14 Giga Toneladas de CO₂e (equivalência em dióxido de carbono), representando 7,8% dos GEE (gases do efeito estufa) produzidos em escala global (COULOMB; DUPONT; MORLET, 2017).

Ações que podem ser implementadas para combater os efeitos danosos focam essencialmente em: redução na emissão direta de refrigerantes fluorados para a atmosfera por meio de melhores formas de contenção; desenvolvimento de refrigerantes alternativos com baixo ou nenhum impacto climático; treinamento e capacitação de técnicos para atuação; redução da energia necessária decorrente do aumento da eficiência nos equipamentos e processos (DUPONT et al., 2019).

A refrigeração implica a manutenção de uma temperatura inferior à temperatura da vizinhança. Isso requer contínua absorção de calor em um nível baixo de temperatura, usualmente efetuada através da evaporação de um líquido em um processo ininterrupto, em estado estacionário. O vapor formado pode ser retornado ao seu estado líquido original para nova evaporação de duas maneiras, a saber, pode ser comprimido e então condensado ou, alternativamente, ser absorvido por um líquido de baixa volatilidade, a partir do qual ele é posteriormente evaporado a uma pressão mais alta. A grande maioria dos sistemas de refrigeração residencial, comercial e de transportes utilizam a tecnologia de compressão de vapor (GOETZLER et al., 2014).

A refrigeração por compressão de vapor consiste em forçar a circulação de um fluido em um circuito fechado e constituído por um compressor, condensador, válvula de expansão e evaporador, para absorver calor e dissipá-lo na vizinhança. Pode ser considerada uma tecnologia madura, com custos otimizados de produção e manutenção, além de operação segura e confiável. Nesse processo o fluido é uma das variáveis de maior impacto, sendo escolhido em função do maior número de propriedades que consegue atender, devendo apresentar as seguintes características: não ser tóxico, não ser inflamável, fácil detecção, propriedades termodinâmicas favoráveis, compatibilidade com o óleo de lubrificação do compressor, custo razoável, não oferecer perigo ao meio ambiente, entre outras (MACAGNAM, 2015).

Os fluidos utilizados no processo de refrigeração já foram tema de diversas pesquisas científicas e protocolos. Para muitos deles, foram quantificados o potencial de depleção do ozônio (ODP) e o potencial de aquecimento global (GWP), que indicam a capacidade que a substância tem de causar degradação ambiental. O dano à camada de ozônio e a capacidade destrutiva são avaliados de acordo com o número de átomos de cloro ou bromo na molécula, assim como o tempo que o composto persiste na atmosfera, sendo a quantidade ODP relativa a essa capacidade, descrevendo o quão danoso é o composto em relação ao triclorofluormetano (ARANTES; OLIVEIRA, 2015).

Tendo em vista essas informações, o presente trabalho visa estudar, por meio de simulações de um sistema de refrigeração por compressão de vapor no software EES (*Engineering Equation Solver*), uma nova geração de refrigerantes com potencial de

depleção do ozônio nulo e baixos potenciais de aquecimento global, a saber, as hidrofluorolefinas. Para tanto, comparações são realizadas com o R134a, que possui elevado GWP e pertence à terceira geração.

2. OBJETIVOS

2.1 Gerais

Avaliar, via simulação computacional, um sistema de refrigeração por compressão de vapor operando com hidrofluorolefinas (HFOs).

2.2 Específicos

- Estudar o software EES (*Engineering Equation Solver*) e a aplicação de suas rotinas para avaliar propriedades termodinâmicas;
- Realizar os balanços de massa e energia para os equipamentos que compõem o sistema de refrigeração;
- Determinar parâmetros como a vazão de refrigerante, cargas térmicas dos trocadores de calor e potência do compressor;
- Verificar as vantagens e desvantagens das HFOs em relação ao R134a, pertencente à geração anterior de refrigerantes (terceira geração).

3. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

3.1 Histórico

O primeiro método de refrigeração artificial conhecido foi demonstrado por William Cullen (1710-1790), na Universidade de Glasgow, na Escócia, em 1756. Ele utilizou uma bomba para criar vácuo parcial em um recipiente com éter dietílico que, ao evaporar, removia calor da vizinhança. O experimento, entretanto, não possuía aplicação prática para a época. Em 1805, Oliver Evans (1755-1819) descreveu, porém não construiu, um sistema de refrigeração por compressão de vapor, método que se mostrou mais prático que as técnicas anteriores que dependiam de soluções químicas ou líquidos voláteis, como o éter etílico. Contudo, a primeira patente surgiu apenas em 1834, quando Jacob Perkins (1766-1849) elaborou um protótipo que funcionava, mas não obteve sucesso comercial (GUPTA et al., 2018).

James Harrison (1816-1893) inventou, em 1850, a primeira máquina de refrigeração por compressão de vapor que foi capaz de entrar em operação comercial. Entretanto, durante a fase inicial de disseminação dos refrigeradores, eram utilizados amoníaco (amônia), cloreto de metila e dióxido de enxofre como alguns dos refrigerantes. A toxicidade dos gases ocasionou acidentes fatais, impulsionando a necessidade de pesquisas e desenvolvimento de novos compostos que, em função de suas distintas qualidades e impactos sobre o ambiente, foram classificados em gerações de fluidos refrigerantes (MACAGNAM, 2015).

3.2 Primeira geração de refrigerantes

O início da refrigeração mecânica foi caracterizado pela utilização de refrigerantes naturais, qualquer que estivesse disponível e funcionasse. A primeira geração tornou o processo inflamável e tóxico, já que era necessário atingir pressões elevadas e, devido às limitações tecnológicas, os compressores apresentavam risco de explosão e a possibilidade de vazamento era relevante. Alguns compostos e suas propriedades se encontram na Tabela 1. Frente aos diversos acidentes, apareceram campanhas para proibir o uso dos

refrigeradores, de modo que em 1928 um grupo de cientistas liderados por Thomas Midgley (1889-1944) iniciaram a elaboração de um refrigerante não tóxico e não inflamável, surgindo, então, o primeiro refrigerante sintético, a saber, o R-12 (diclorodifluormetano), dando origem à segunda geração de fluidos refrigerantes (CALM, 2008).

Tabela 1- Refrigerantes da 1ª geração.

Composto	Número ASHRAE	Fórmula Química	Classificação de Segurança	ODP	GWP ₁₀₀
Dióxido de Carbono	R-744	CO ₂	A1	0	1
Amônia	R-717	NH ₃	B2L	0	0
Éter etílico	R-610	C ₄ H ₁₀ O	-	0	0
Dimetil éter	R-E-170	C ₂ H ₆ O	A3	0	0
Cloreto de metila	R-40	CH ₃ Cl	B2	0,02	16
Dióxido de enxofre	R-717	SO ₂	B1	0	0

Fonte: PAVKOVIC, 2013.

3.3 Segunda geração de refrigerantes

Os clorofluorcarbonos (CFCs) substituíram os refrigerantes clássicos no início do século 20. A produção comercial do R-12 (diclorodifluormetano) iniciou em 1931, atendendo as demandas de segurança, surgindo posteriormente o R-11 (triclorofluormetano), em 1932, e o R-13 (clorotrifluormetano), em 1945, para aplicações a baixa temperatura. Em meados de 1950 apareceram os hidroclorofluorcarbonos (HCFCs), tais como o R-22 (clorodifluormetano). Essa geração composta pelos CFCs e HCFCs compunha o quadro dos refrigerantes (Tabela 2) que predominaram durante a segunda metade do século passado. A amônia foi o único refrigerante natural que permaneceu popular em escala industrial (CALM, 2008).

Apesar de superar problemas apresentados pela primeira geração, Mario José Molina previu, em 1974, que a emissão desses compostos poderia ocasionar danos ao meio ambiente através da catalisação do processo de destruição da camada de ozônio na estratosfera. A hipótese foi provada em 1985 por medições que demonstraram a redução da camada sobre a Antártica. Em 1987 o protocolo de Montreal limitou a produção e consumo de CFCs (ROCHA-FILHO, 1995).

Tabela 2- Refrigerantes da 2ª geração.

Composto	Número ASHRAE	Fórmula Química	Classificação de Segurança	ODP	GWP ₁₀₀
Triclorofluormetano	R-11	CCl ₃ F	A1	1	4000
Diclorofluormetano	R-12	CCl ₂ F	A1	1	8500
Clorotrifluormetano	R-13	CClF ₃	A1	1	11700
Clorodifluormetano	R-22	CHClF ₂	A1	0.055	1700

Fonte: PAVKOVIC, 2013

3.4 ODP – Potencial de Depleção do Ozônio

Em meados de 1973, estudando a presença e estabilidade dos clorofluorcarbonetos na atmosfera, o químico mexicano Mario Molina e o químico norte americano F. Sherwood Rowland concluíram que os CFCs, tão estáveis na troposfera, seriam decompostos pela radiação ultravioleta na estratosfera, liberando átomos de cloro. Ao realizarem cálculos detalhados sobre reações químicas entre cloro e ozônio, perceberam a ocorrência de um processo catalítico, por meio do qual um único átomo de cloro poderia destruir milhares de moléculas de ozônio (ROCHA-FILHO, 1995). Ao contrário dos CFCs, os HCFCs são compostos mais instáveis e, por isso, possuem menos chances de chegar até a estratosfera; entretanto, os poucos átomos de cloro liberados pelos HCFCs são suficientes para prejudicar consideravelmente a camada de ozônio, consumindo o O₃ conforme as reações químicas dadas nas Equações (1) e (2).



No ciclo representado pelas reações das Equações (1) e (2), o átomo de cloro inicial, atacante do ozônio, é regenerado, podendo destruir centenas de milhares de moléculas de ozônio. Segundo Baird (2002), a diminuição na concentração do ozônio estratosférico aumenta a intensidade de UVB (radiação ultravioleta na faixa 280-320 nm) no nível da superfície, sendo essa a principal preocupação ambiental no que diz respeito à depleção do ozônio, pois tem como consequência efeitos prejudiciais à maioria das formas de vida conhecidas.

A exposição aos raios UVB solares provoca bronzeamento e queimaduras na pele e a superexposição pode levar ao câncer de pele. O incremento nas quantidades de radiação UVB também pode afetar de forma adversa o sistema imunológico humano, o crescimento de algumas plantas e animais e até a eficiência da fotossíntese (UCKO, 1992). Em 1987, o protocolo de Montreal foi assinado por uma grande quantidade de países, dando início ao declínio dos refrigerantes que continham cloro com o intuito de proteger a camada de ozônio. A medida se mostrou próspera a ponto de os CFCs praticamente desaparecerem dos países desenvolvidos nos prazos estabelecidos; entretanto, os substitutos utilizados, como os hidrofluorcarbonos (HFCs), importantes na redução do impacto sobre a camada de ozônio, acabaram intensificando o aquecimento global (MELO, 2011).

3.5 Terceira geração de refrigerantes

Como consequência do protocolo de Montreal, aplicações domésticas e comerciais passaram a adotar o R-134a, um hidrofluorcarbono (1,1,1,2-Tetrafluoroetano), como refrigerante. Além das boas propriedades químicas e termodinâmicas, os HFCs não são tóxicos ou inflamáveis. Entretanto, logo se percebeu que tais substâncias possuem um impacto marcante sobre o efeito estufa. O R-134a passou a ser substituído pelo isobutano (R-600a) no setor de refrigeração doméstica e pelo propano (R-290) e dióxido de carbono (R-744) no setor de refrigeração comercial. Os hidrocarbonetos exibem a desvantagem de serem inflamáveis, enquanto o dióxido de carbono exige elevadas pressões (MELO, 2011). A Tabela 3 contém os refrigerantes que não possuem potencial de depleção do ozônio.

Tabela 3- Refrigerantes sem ODP.

Número ASHRAE	Fórmula/composição	Segurança	GWP ₁₀₀
R-134a (HFC)	CH ₂ FCF ₃	A1	1300
R-404A (HFC)	R-143/125/134a	A1	3800
R-407C (HFC)	R-32/125/134a	A1	1700
R-410a (HFC)	R-32/125	A1	2000
R-600a (HC)	CH(CH ₃) ₃	A3	20
R-1270 (HC)	C ₃ H ₆	A3	20
R-744	CO ₂	A1	1
R-717	NH ₃	B2L	0

Fonte: UNEP, 2002.

Em 1997 foi adotado o protocolo de Quioto, que estabeleceu que países desenvolvidos deveriam tomar a liderança no combate ao aquecimento global, estipulando metas para a redução dos gases do efeito estufa. Em função de pressões regulatórias para a eliminação de refrigerantes com elevado GWP, principalmente para uso em sistemas de ar condicionado automotivo com GWP maior que 150, os principais fabricantes de refrigerantes iniciaram as buscas por novas formulações a partir de produtos fluoroquímicos insaturados, dando origem à quarta geração de refrigerantes (MELO, 2011).

3.6 GWP – Potencial de Aquecimento Global

Atividades humanas desencadearam a elevação da concentração de vários gases que são eficientes em absorver e reemitir a radiação eletromagnética no espectro infravermelho, ocasionando o aumento do efeito estufa (HARVEY, 1993). Os principais gases responsáveis por tal efeito são o dióxido de carbono, metano, ozônio troposférico, clorofluorcarbonos, entre outros. Uma das formas de comparar os impactos desses gases sobre o efeito estufa se dá por meio de um parâmetro denominado Potencial de Aquecimento Global (GWP), cuja definição é apresentada na Equação (3):

$$GWP = \frac{\int_0^t f_x(t)C_x(t)dt}{\int_0^t f_{CO_2}(t)C_{CO_2}(t)dt} \quad (3)$$

O GWP de um dado gás pode ser definido como sendo o quociente entre o forçamento radioativo instantâneo de um pulso de emissão desse gás ($f_x(t)$) e o forçamento radioativo instantâneo decorrente de uma emissão igual e simultânea de um gás usado como referência ($f_{CO_2}(t)$), ambos integrados até um certo horizonte no tempo; $C_x(t)$ e $C_{CO_2}(t)$ representam a fração de cada gás remanescente na atmosfera (IPCC, 1990). A quarta geração de refrigerantes tem se mostrado promissora em relação a tal parâmetro, apresentando baixos valores de GWP.

3.7 Hidrofluorolefinas

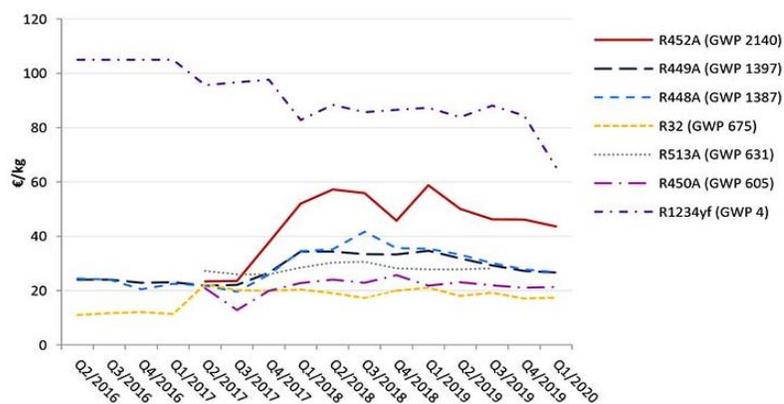
As hidrofluorolefinas são compostos orgânicos insaturados que não ocasionam depleção do ozônio e possuem baixos GWP e toxidez. A ligação dupla carbono-carbono eleva sua reatividade, o que conduz a uma rápida decomposição na atmosfera devido à baixa estabilidade na presença de reagentes oxidantes. R1234yf (2,3,3,3-Tetrafluoropropeno) e R1234ze(E) (1,3,3,3-Tetrafluoropropeno) possuem tempo de vida de 11 e 18 dias na atmosfera, respectivamente, enquanto o R134a dura 12 anos (SPATZ et al., 2010); contudo, eles apresentam classificação de segurança A2L, indicando que são levemente inflamáveis e, quando encontram moléculas de água na atmosfera, formam o ácido trifluoracético (TFA), que pode contaminar o solo, rios e oceanos por ação da precipitação, além de causar danos aos ecossistemas (GREENPEACE INTERNATIONAL, 2016). A Tabela 4 apresenta refrigerantes da 4ª geração, enquanto a Figura 1 mostra a média de preços de HFOs e misturas.

Tabela 4- Refrigerantes da 4ª geração.

Composto	Número ASHRAE	Fórmula Química	Classificação de Segurança	GWP ₁₀₀
2,3,3,3Tetrafluoropropeno	R-1234yf	C ₃ H ₂ F ₄	A2L	4
1,3,3,3Tetrafluoropropeno	R-1234ze(E)	C ₃ H ₂ F ₄	A2L	6
3,3,3Trifluoropropeno	R-1243zf	C ₃ H ₃ F ₃	A2L	4
1Cloro3,3,3Trifluoropropeno	R-1233zd	C ₃ H ₂ ClF ₃	A1	4

Fonte: adaptada de MELO, 2011; ASHRAE, 2019.

Figura 1- Média de preços de HFOs e misturas.



Fonte: COOLINGPOST, 2020.

As hidrofluorolefinas apresentam custos elevados em relação aos refrigerantes que estão substituindo, entretanto os preços devem cair lentamente graças à crescente demanda em função da eliminação dos HCFCs e HFCs devida aos prazos estabelecidos pelos protocolos. Ao longo de 2019 e primeiro trimestre de 2020, os novos refrigerantes apresentaram uma estabilização em seus valores comerciais, enquanto o R1234yf alcançou seu menor valor histórico, de aproximadamente 60 €/kg (COOLINGPOST, 2020).

As propriedades termodinâmicas dos refrigerantes R134a, R1234yf e R1234ze(e), utilizadas para realização das simulações no EES foram extraídas de Tillner-Roth e Baehr (1994), Richter et al. (2011) e Akasaka (2011), respectivamente. Todas já se encontravam disponíveis na forma de sub-rotinas da própria biblioteca do software.

3.8 Classificação de segurança

A norma ASHRAE 24-92 e seus adendos classificam os refrigerantes quanto ao nível de toxicidade e inflamabilidade. Esses compostos são designados por uma letra que caracteriza seu nível de toxicidade e por um número que indica seu grau de inflamabilidade. A toxicidade é avaliada para concentrações abaixo de 400 ppm, avaliando efeitos como irritação, danos crônicos ou irreversíveis nos tecidos, entre outros. As classificações são apresentadas na Figura 2 (ASHRAE, 2019).

Figura 2- Classificação de segurança dos refrigerantes.

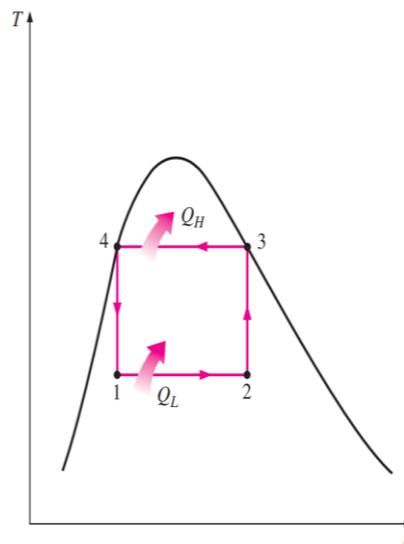
AUMENTO DA INFLAMABILIDADE ↑	ALTAMENTE INFLAMÁVEL	A3	B3
	INFLAMÁVEL	A2	B2
	BAIXA INFLAMABILIDADE	A2L	B2L
	SEM PROPAGAÇÃO DE CHAMA	A1	B1
		BAIXA TOXICIDADE	ELEVADA TOXICIDADE
		AUMENTO DA TOXICIDADE →	

Fonte: adaptada de ASHRAE, 2019.

3.9 Ciclo de Carnot reverso

Teoricamente, o ciclo de Carnot pode converter continuamente calor oriundo de uma fonte a temperatura constante em trabalho com a maior eficiência possível. Operando de modo invertido, o ciclo de Carnot representa o refrigerador com a maior eficiência atuando entre reservatórios a temperatura constante. Entretanto, o ciclo de Carnot reverso apresenta os mesmos problemas quanto à praticidade que o ciclo de Carnot original. O processo no ciclo de Carnot reverso consiste de quatro etapas, as quais são identificadas no diagrama da Figura 3 (KLEIN; NELLIS, 2012).

Figura 3- Ciclo de Carnot reverso.



Fonte: ÇENGEL e BOLES, 2004.

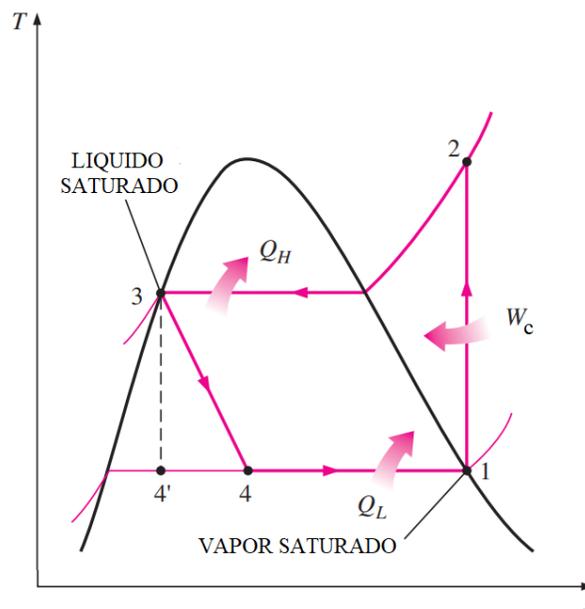
Considerando o ciclo de Carnot reverso operando sob a curva de saturação do refrigerante partindo do ponto 1, há uma absorção de calor (Q_L) ocorrendo isotermicamente e de uma fonte a baixa temperatura. Essa energia térmica recebida representa a capacidade de refrigeração, sendo o refrigerante no estado 2 já em seguida comprimido isentropicamente até o estado 3, a partir do qual rejeita calor (Q_H) isotermicamente para uma fonte a alta temperatura. Por fim, o refrigerante sofre uma expansão isentrópica até o estado 1 (ÇENGEL; BOLES, 2004). O ciclo ideal de refrigeração adiciona novas etapas ao

processo para contornar as dificuldades de realizar a compressão de uma mistura líquido-vapor e expansão isentrópica presentes no ciclo de Carnot reverso.

3.10 Ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor

O ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor mantém diversas características do ciclo de Carnot reverso; contudo, a etapa de compressão apresentada na Figura 3 só se inicia após a adição do calor necessário para converter o fluido até o estado de vapor saturado. A expansão que deveria gerar trabalho para ser utilizado na compressão é substituída por um processo isentálpico (KLEIN; NELLIS, 2012).

Figura 4- Ciclo ideal de refrigeração.



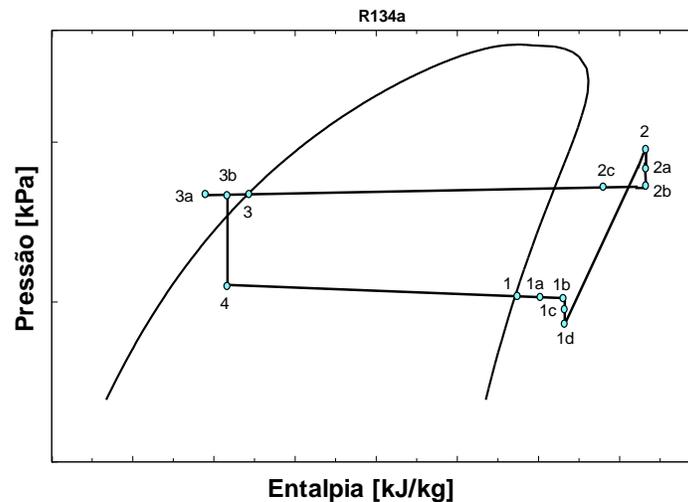
Fonte: adaptada de ÇENGEL e BOLES, 2004

3.11 Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor

O ciclo real de refrigeração difere do ciclo ideal sobretudo devido à presença de irreversibilidades que ocorrem em vários componentes, como atrito no escoamento do refrigerante (queda de pressão) e transferência de calor entre o refrigerante e o ambiente externo em todos os componentes. Adicionalmente, o processo de compressão real não

apresenta comportamento isentrópico e o fluido de trabalho não é uma substância pura, mas sim uma mistura entre refrigerante e óleo lubrificante. Cada irreversibilidade no sistema requer trabalho adicional no compressor, diminuindo a eficiência do ciclo (ÇENGEL; BOLES, 2004). Na Figura 5 se observa o ciclo real de refrigeração, enquanto na Tabela 5 são detalhadas cada uma das etapas.

Figura 5- Ciclo real de refrigeração.



Fonte: adaptada de MACAGNAM, 2015.

Tabela 5- Irreversibilidades em ciclo real de refrigeração.

Processo	Estados
Queda de pressão no evaporador	4-1
Superaquecimento do vapor no evaporador	1-1a
Superaquecimento inútil na linha de sucção	1a-1b
Queda de pressão na linha de sucção	1b-1c
Queda de pressão na válvula de sucção	1c-1d
Compressão não isentrópica	1d-2
Queda de pressão na válvula de descarga	2-2a
Queda de pressão na tubulação de descarga	2a-2b
Desuperaquecimento do vapor na tubulação de descarga	2b-2c
Queda de pressão no condensador	2c-3
Subresfriamento do refrigerante na saída do condensador	3-3a
Ganho de calor na linha de líquido	3a-3b
Expansão isentálpica	3b-4

Fonte: MACAGNAM, 2015.

No ciclo ideal, o compressor succiona o refrigerante desde o estado de vapor saturado na saída do evaporador. Na prática, contudo, o controle desse estado pode não ser suficientemente preciso, o que implicaria pequenas gotas de líquido na entrada no compressor, as quais poderiam comprometer o funcionamento desse equipamento. Desse modo, faz-se necessário o superaquecimento do vapor deixando o evaporador. Esse superaquecimento também acarreta em uma elevação da temperatura final da compressão, impactando no dimensionamento da área do condensador. Quanto ao desempenho do ciclo, caso o superaquecimento seja resultado da remoção de calor do meio sendo refrigerado, tanto a capacidade de refrigeração quanto o trabalho do compressor aumentam; porém, se o superaquecimento for derivado de calor do meio externo, apenas o trabalho sofre elevação (MACAGNAM, 2015).

De modo análogo, o subresfriamento na saída do condensador evita que, devido as perdas de carga na linha de líquido, ocorra vaporização parcial excessiva ao longo do escoamento através do dispositivo de expansão. Esse processo resulta na elevação da capacidade de refrigeração, pois o refrigerante entra no evaporador com uma menor entalpia (MACAGNAM, 2015).

3.12 Software EES

O EES (*Engineering Equation Solver*), versão V9.944-3D (9/14/15), é um software desenvolvido pela empresa *F-Chart Software*, voltado para a área de ciências térmicas. Seu grande diferencial em relação a outros softwares utilizados nessa área é seu banco de dados com propriedades termodinâmicas para diversos fluidos, bem como funções matemáticas, permitindo também a adição de novas sub-rotinas. Ademais, o EES facilita grandemente o cálculo dos balanços de massa e energia dos sistemas, além de possibilitar a resolução de equações que contenham até mesmo variáveis implícitas, não importando a sequência de entrada de dados (SILVA et al., 2009).

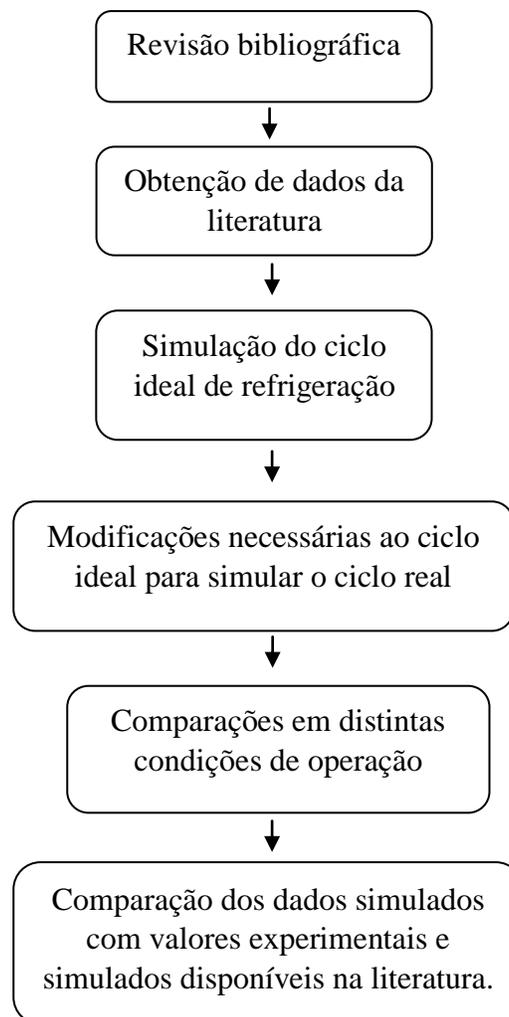
O EES também oferece a vantagem do uso de tabelas de fácil manipulação, o que é importante quando se pretende realizar diferentes simulações a partir da mesma configuração, como, por exemplo, estudar o comportamento do sistema quando alguma das

variáveis sofre alteração. Trata-se de um programa que soluciona sistemas de equações algébricas lineares ou não lineares e sistemas de equações diferenciais, oferecendo também a possibilidade de geração de gráficos de ótima resolução e um ambiente em que se pode construir uma interface. Finalmente, cabe ressaltar que o EES não resolve problemas de engenharia automaticamente, mas apenas as equações fornecidas, carecendo da compreensão, formulação e aplicação das leis e relações físicas relevantes ao problema por parte do usuário (ÇENGEL; CIMBALA, 2015).

4. METODOLOGIA

O desenvolvimento deste trabalho teve como base a simulação do ciclo de refrigeração por compressão de vapor utilizando parâmetros extraídos de Gupta et al. (2018) e temperaturas de evaporação, condensação e carga de refrigeração do ramo da refrigeração automotiva, setor no qual as HFOs se mostram promissoras. O resumo da metodologia aplicada neste trabalho é apresentado na Figura 6.

Figura 6- Fluxograma da metodologia utilizada.



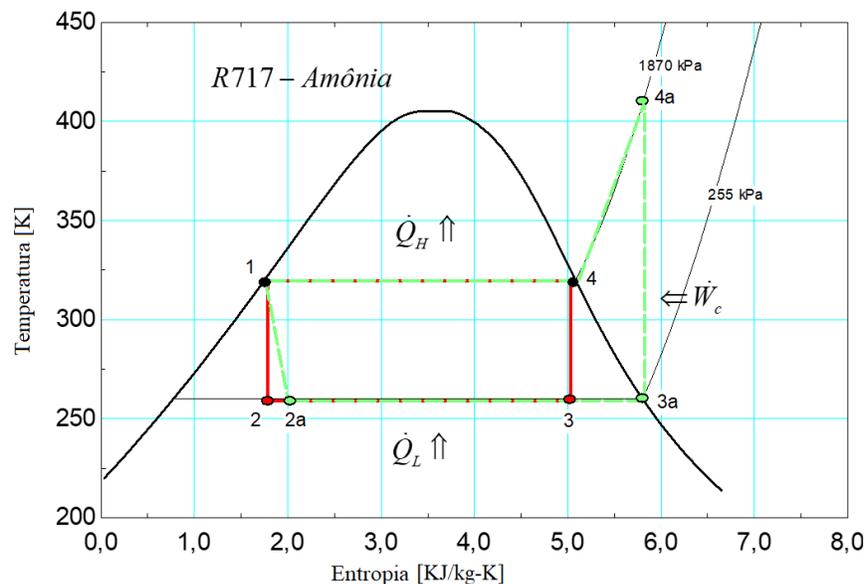
Fonte: AUTOR, 2020.

4.1 Ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor

O Gráfico 1 apresenta o diagrama T (temperatura) x s (entropia) do ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor ($1 \rightarrow 2a \rightarrow 3a \rightarrow 4a \rightarrow 1$) usando amônia e operando entre as temperaturas de condensação de 320 K e evaporação de 260 K. Ele mantém diversas características do ciclo de refrigeração de Carnot ($1 \rightarrow 2 \rightarrow 3 \rightarrow 4 \rightarrow 1$); entretanto, a compressão úmida ($3 \rightarrow 4$) e a expansão isentrópica ($1 \rightarrow 2$) são inviáveis na prática. Para contornar a dificuldade de realizar a compressão de uma mistura bifásica, o fluido é trazido ao estado de vapor saturado ($3 \rightarrow 3a$) através da adição extra de calor no evaporador.

Já a etapa de expansão, que deveria estar associada a algum equipamento capaz de gerar trabalho para ser utilizado na compressão (isto é, um modelo de turbina), é simplesmente realizada por uma válvula de expansão, resultando em uma curva isentálpica ($1 \rightarrow 2a$). O ciclo ideal pode ser utilizado para predições preliminares das cargas térmicas dos trocadores, potência do compressor e COP para posterior comparação com o ciclo real.

Gráfico 1- Ciclo ideal de refrigeração usando amônia.



Fonte: AUTOR, 2020.

Visando à determinação dos estados do ciclo, faz-se necessário realizar os balanços de massa e energia partindo da lei de Lavoisier e da primeira lei da termodinâmica. Para um

volume de controle operando em regime permanente, tem-se a Equação (4) (conservação de energia):

$$\dot{Q} + \dot{m}_e \left(h_e + \frac{v_e^2}{2} + gz_e \right) = \dot{W} + \dot{m}_s \left(h_s + \frac{v_s^2}{2} + gz_s \right) \quad (4)$$

Considerando as variações das energias cinética e potencial nulas, o processo de expansão que ocorre no ciclo não realiza trabalho nem troca calor, podendo ser executado por algum mecanismo de resistência ao escoamento, como um tubo capilar, tampão poroso ou válvula de expansão, acarretando uma redução na pressão. Portanto, trata-se de um processo isentálpico cujo balanço de energia é dado na Equação (5):

$$h_{2a} = h_1 \quad (5)$$

Utilizando um refrigerante puro, os processos de troca de calor acontecem mediante mudanças de fase sob temperatura constante e podem ser executados por trocadores de calor convencionais. Nesse caso, há a vantagem do coeficiente de transferência de calor de um fluido durante a mudança de fase ser geralmente alto, de modo que o evaporador e condensador são relativamente pequenos e baratos. As taxas de calor absorvida (\dot{Q}_H) no evaporador e descartada (\dot{Q}_L) no condensador, assim como a potência requerida pelo compressor isentrópico (\dot{W}_c), são computadas por meio das Equações (6)-(8):

$$\dot{Q}_L = \dot{m}(h_{3a} - h_{2a}) \quad (6)$$

$$\dot{Q}_H = \dot{m}(h_{4a} - h_1) \quad (7)$$

$$\dot{W}_c = \dot{m}(h_{4a} - h_{3a}) \quad (8)$$

O COP dos ciclos de Carnot e ideal são determinados via Equações (9) e (10), respectivamente.

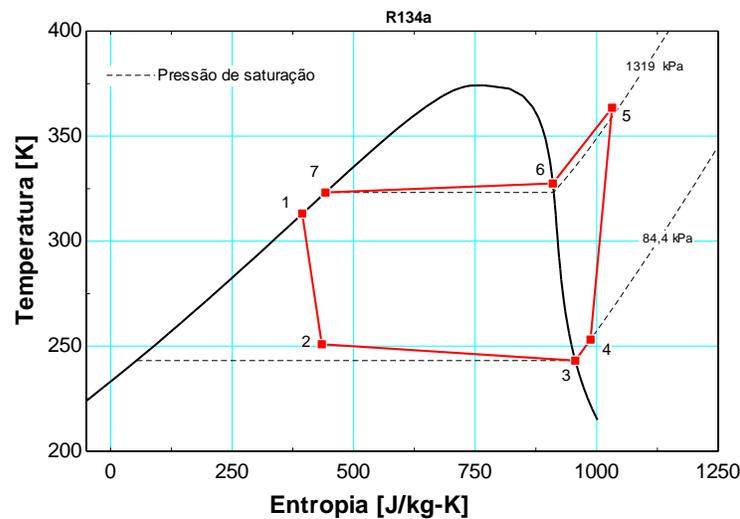
$$COP_{Carnot} = \frac{T_L}{T_H - T_L} \quad (9)$$

$$COP_{ideal} = \frac{\dot{Q}_L}{\dot{W}_c} \quad (10)$$

4.2 Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor

O Gráfico 2 apresenta o diagrama T x s do ciclo real de refrigeração por compressão de vapor (1→2→3→4→5→6→7→1). As principais diferenças em relação ao ciclo ideal são as seguintes: o compressor não demonstra comportamento isentrópico; ocorre queda de pressão nos trocadores de calor; o refrigerante saindo do evaporador sofre maior superaquecimento para garantir que não entre líquido no compressor; na saída do condensador o refrigerante é subresfriado.

Gráfico 2- Diagrama T x s do ciclo real de refrigeração com R134a.



Fonte: AUTOR, 2020.

As modificações implementadas no ciclo ideal para a simulação do ciclo real incluem as perdas de carga e adição das etapas 3→4 e 7→1, referentes ao superaquecimento e subresfriamento. As novas temperaturas e pressões são determinadas por meio das Equações (11)-(14):

$$T_4 = T_3 + \Delta T_{\text{Superaquecimento}} \quad (11)$$

$$T_1 = T_7 - \Delta T_{\text{SubResfriamento}} \quad (12)$$

$$P_3 = P_2 - \Delta P_{\text{perdaevaporador}} \quad (13)$$

$$P_7 = P_6 - \Delta P_{\text{perdacondensador}} \quad (14)$$

4.3 Parâmetros variados

No presente trabalho são avaliadas distintas temperaturas de evaporação (T_E : 15 °C, 20 °C, 25 °C), que representam condições de operação comuns em veículos, enquanto são mantidas constantes a temperatura de condensação e carga de refrigeração.

A simulação do ciclo ideal permite a verificação para demonstrar que, para uma mesma carga de refrigeração, os fluidos refrigerantes apresentam vazões mássicas diferentes em função de suas distintas capacidades de refrigeração.

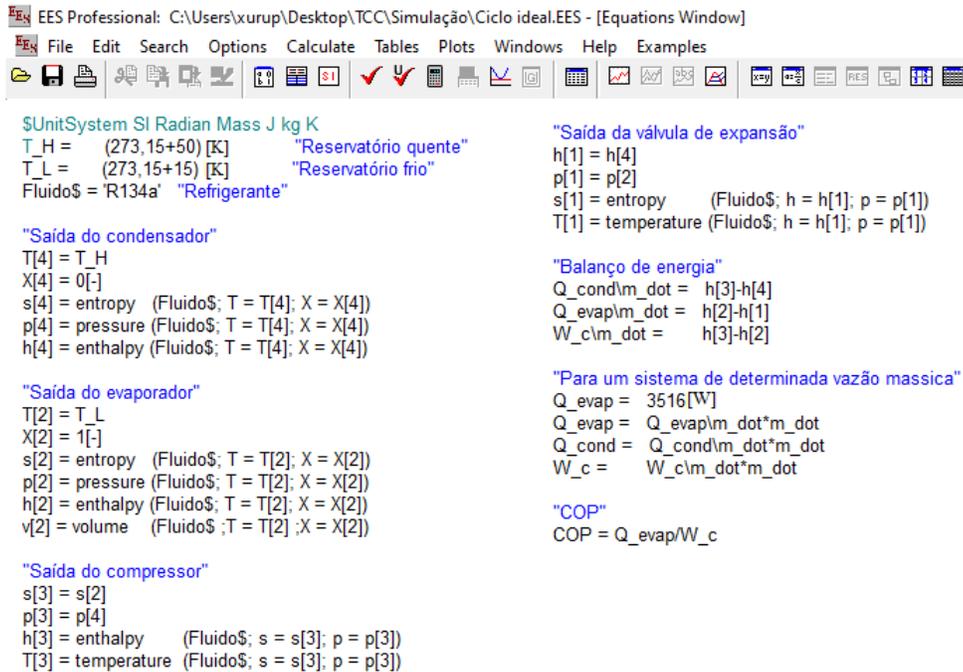
Fixando as condições de operação de um compressor na simulação do ciclo real, torna-se possível comparar as cargas de refrigeração associadas aos distintos refrigerantes.

5. RESULTADOS E DISCUSSÕES

5.1 Ciclo ideal de refrigeração por compressão de vapor

O código para simulação do ciclo ideal no software EES é mostrado na Figura 7. Ele inclui as propriedades termodinâmicas que foram consideradas na determinação dos estados, bem como os balanços de energia para os equipamentos. Os parâmetros fixados a fim de avaliar o sistema foram a capacidade de refrigeração (1 TR) e a temperatura de condensação (T_C : 50 °C), ao passo que o parâmetro variado foi a temperatura de evaporação (T_E : 15 °C, 20 °C, 25 °C). Os refrigerantes avaliados foram o R134a, R1234yf e R1234ze(E). Particularmente, tais parâmetros foram escolhidos por serem típicos de sistemas de refrigeração automotiva, ramo no qual as HFOs até o momento se apresentaram promissoras para substituir antigos refrigerantes.

Figura 7- Código para simulação do ciclo de refrigeração ideal.



```

EES Professional: C:\Users\xurup\Desktop\TCC\Simulação\Ciclo ideal.EES - [Equations Window]
File Edit Search Options Calculate Tables Plots Windows Help Examples

$UnitSystem SI Radian Mass J kg K
T_H = (273,15+50) [K] "Reservatório quente"
T_L = (273,15+15) [K] "Reservatório frio"
Fluido$ = 'R134a' "Refrigerante"

"Saída do condensador"
T[4] = T_H
X[4] = 0[-]
s[4] = entropy (Fluido$; T = T[4]; X = X[4])
p[4] = pressure (Fluido$; T = T[4]; X = X[4])
h[4] = enthalpy (Fluido$; T = T[4]; X = X[4])

"Saída do evaporador"
T[2] = T_L
X[2] = 1[-]
s[2] = entropy (Fluido$; T = T[2]; X = X[2])
p[2] = pressure (Fluido$; T = T[2]; X = X[2])
h[2] = enthalpy (Fluido$; T = T[2]; X = X[2])
v[2] = volume (Fluido$; T = T[2]; X = X[2])

"Saída do compressor"
s[3] = s[2]
p[3] = p[4]
h[3] = enthalpy (Fluido$; s = s[3]; p = p[3])
T[3] = temperature (Fluido$; s = s[3]; p = p[3])

"Saída da válvula de expansão"
h[1] = h[4]
p[1] = p[2]
s[1] = entropy (Fluido$; h = h[1]; p = p[1])
T[1] = temperature (Fluido$; h = h[1]; p = p[1])

"Balanço de energia"
Q_cond\m_dot = h[3]-h[4]
Q_evap\m_dot = h[2]-h[1]
W_c\m_dot = h[3]-h[2]

"Para um sistema de determinada vazão massica"
Q_evap = 3516[W]
Q_evap = Q_evap\m_dot*m_dot
Q_cond = Q_cond\m_dot*m_dot
W_c = W_c\m_dot*m_dot

"COP"
COP = Q_evap/W_c
  
```

Fonte: AUTOR, 2020.

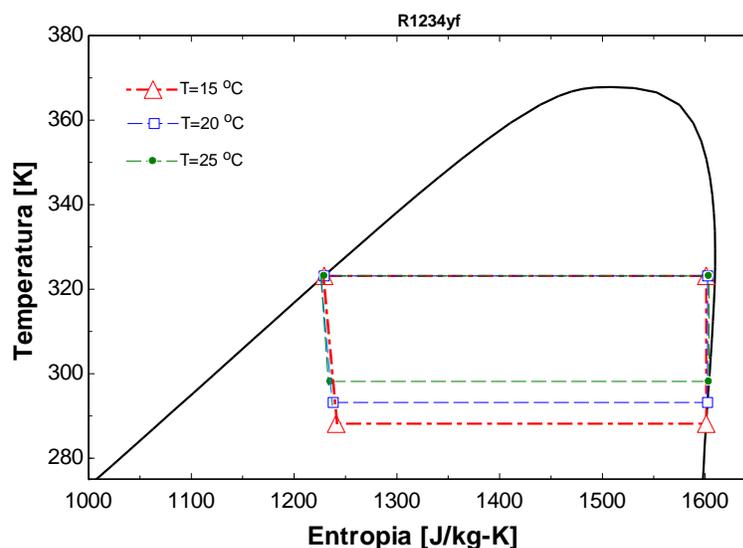
As simulações originaram os dados contidos na Tabela 6, que apresenta as cargas térmicas, vazões mássicas, potência do compressor e coeficientes de performance do ciclo de refrigeração de Carnot e do ciclo de refrigeração ideal.

Tabela 6- Resultados das simulações do ciclo de refrigeração ideal.

Refrigerante	T_E (°C)	\dot{m} (kg/s)	\dot{W}_c (kW)	\dot{Q}_{cond} (kW)	COP_{ideal}	COP_{Carnot}
R134a	15	0,02596	0,532	4,048	6,608	8,233
	20	0,02546	0,437	3,954	8,036	9,772
	25	0,02499	0,350	3,866	10,04	11,93
R1234yf	15	0,03378	0,557	4,073	6,309	8,233
	20	0,03281	0,455	3,971	7,724	9,772
	25	0,03192	0,362	3,878	9,714	11,93
R1234ze(E)	15	0,02838	0,532	4,048	6,609	8,233
	20	0,02865	0,436	3,952	8,057	9,772
	25	0,02697	0,348	3,864	10,09	11,93

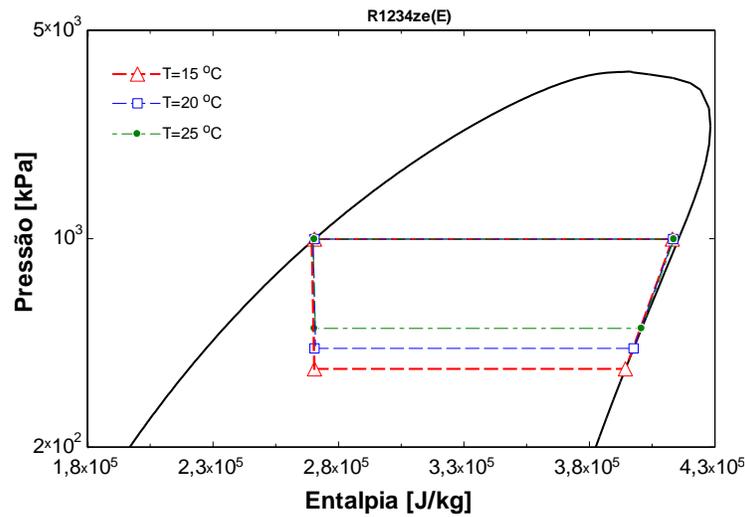
Fonte: AUTOR, 2020.

Os dados obtidos indicam que, à medida que a temperatura de evaporação aumenta, tornam-se menores tanto o trabalho necessário para mover o compressor como a vazão mássica. Comparando as hidrofluorolefinas com o refrigerante R134a, observa-se que a R1234yf necessitou, em média, de 4% (4,69%, 4,11%, 3,43%) mais potência do compressor e uma vazão 28,9% (30,12%, 28,86%, 27,73%) maior. R1234ze(E) necessitou de menos potência do compressor (-0,3%) e de uma vazão 9,9% superior. Contudo, a comparação entre as potências de compressão é teórica, pois os compressores apresentam deslocamento volumétrico. Os Gráficos 3, 4 e 5 apresentam os diagramas T x s e P (pressão) x h (entalpia) dos ciclos de refrigeração usando os diferentes fluidos refrigerantes.

Gráfico 3- Diagrama T x s do ciclo ideal com R1234yf.

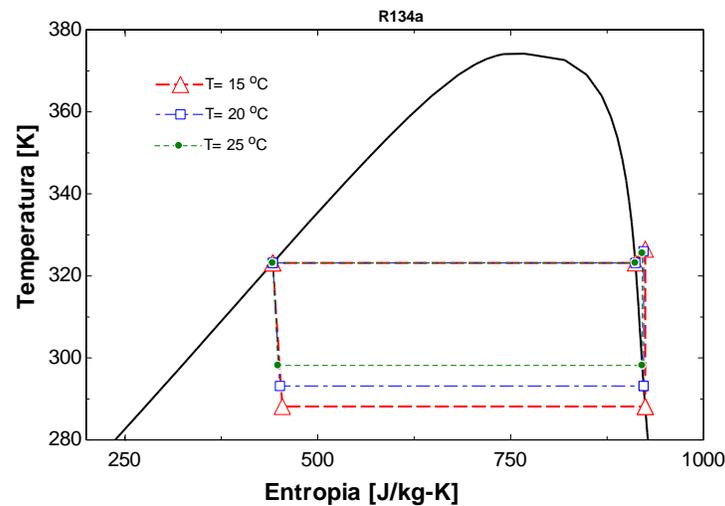
Fonte: AUTOR, 2020.

Gráfico 4 - Diagrama P x h do ciclo ideal com R1234ze(E).



Fonte: AUTOR, 2020.

Gráfico 5- Diagrama T x s do ciclo ideal com R134a.



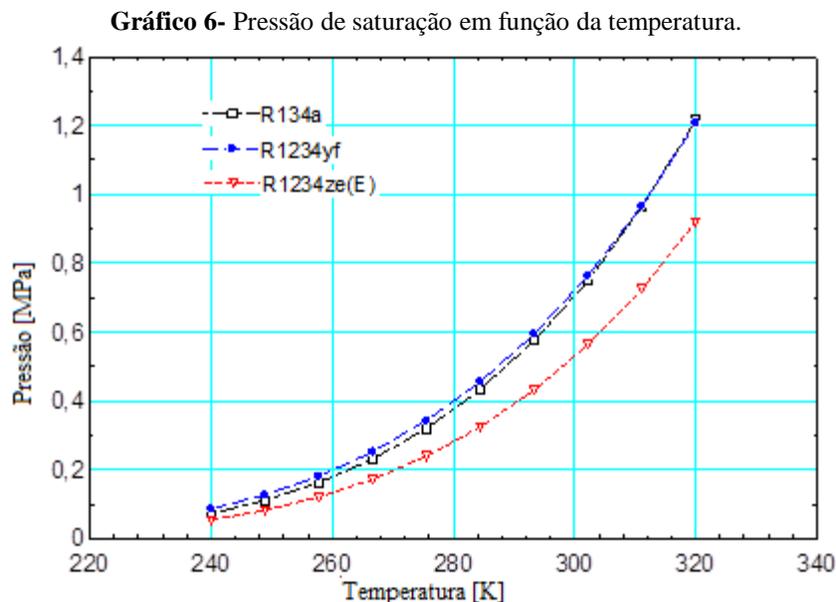
Fonte: AUTOR, 2020.

Vê-se nos Gráficos 3 e 4 que uma compressão isentrópica para HFOs resultaria em uma mistura de líquido e vapor em equilíbrio, indicando que o aquecimento até o estado de vapor saturado não é suficiente para dar início à compressão, pois o líquido poderia comprometer o compressor; logo, no processo real, é necessário obter um vapor superaquecido na saída do evaporador para dar início a compressão. Adicionalmente, no Gráfico 5 se verifica que a compressão resulta em um vapor superaquecido e a redução da temperatura de ebulição elevaria o superaquecimento.

Para uma compreensão mais ampla do comportamento dos refrigerantes, será avaliado o impacto de baixas temperaturas de evaporação na simulação do ciclo real de refrigeração.

5.2 Ciclo real de refrigeração por compressão de vapor

O ciclo real de refrigeração por compressão de vapor apresenta diversas irreversibilidades, as perdas de carga em linhas de sucção e descarga causam perda da capacidade de compressão e aumentam o consumo de energia do processo, a linha líquida por sua vez quando submetida a perdas excessivas de pressão pode sofrer evaporação parcial instantânea resultando em falha no processo de expansão, os sistemas são dimensionados e se utilizam de mecanismos como o subresfriamento para garantir que as quedas de pressão não causem mudanças de estado (ASHRAE, 2010). Tais quedas não devem alterar em mais que 1 K na temperatura de saturação. As pressões de saturação dos compostos se encontram no Gráfico 6.



Fonte: AUTOR, 2020.

As pressões de saturação exercem grande influência na escolha do refrigerante, sua elevação exige tubulações e reservatórios de espessuras superiores, contudo refrigerantes com baixas pressões podem possibilitar a entrada de ar no circuito em regiões com pressões

sub-atmosféricas. O Gráfico 6 apresenta uma maior proximidade entre as pressões de saturação de R134a e R1234yf, enquanto R1234ze(E) expõe os menores valores. Elas ditam o início das etapas de expansão e compressão.

Para calcular o trabalho necessário para o compressor primeiramente se obtém o trabalho de um ciclo reversível, posteriormente se aplica um fator de correção ditado pela eficiência isentrópica (n_{isen}) do compressor:

$$\dot{W}_{reversível} = \dot{m}(h_{5, reversível} - h_4) \quad (15)$$

$$\dot{W}_{real} = \dot{W}_{reversível} / (n_{isen}) \quad (16)$$

Enquanto a entalpia específica pode ser encontrada através de:

$$h_{5, real} = h_4 + \dot{W}_{real} / (\dot{m}) \quad (17)$$

De modo análogo a simulação ideal, o ciclo real está descrito na Figura 8, que apresenta o equacionamento das distintas etapas do processo.

Figura 8- Código para simulação do ciclo de refrigeração real

```

UnitSystem SI K Pa J Mass Radian

T_F = 273,15[K]+20[K] "Temperatura de evaporação"
Sup = 7[K] "Superaquecimento"
T_Q = 273,15[K]+50[K] "Temperatura de condensação"
Res = 7[K] "Sub resfriamento"
Ef_c = 0,8[-] "Eficiência isentrópica"
Vef = 0,95[-] "Eficiência volumétrica"
Fluido$ = 'R134a'

Dpcond = 25*10^3 [Pa]
Dpevap = 12*10^3 [Pa]
Q_evap = 3516 [W]

"Saída do compressor"
P[5] = P[7]+Dpcond
h_s = enthalpy (Fluido$, P = P[5]; s = s[4]) "Entalpia de compressor reversível"
W_s_c/m_dot = h_s-h[4] "Trabalho por massa de compressor reversível"
W_c/m_dot = W_s_c/m_dot/Ef_c "Trabalho por massa do compressor"
h[5] = h[4]+W_c/m_dot
s[5] = entropy (Fluido$, h = h[5]; P = P[5])
T[5] = temperature (Fluido$, h = h[5]; P = P[5])

"Entrada no compressor"
T[4] = T[3]+Sup
P[4] = P[3]
s[4] = entropy (Fluido$, T = T[4]; P = P[4])
h[4] = enthalpy (Fluido$, T = T[4]; P = P[4])

"Entrada na válvula de expansão"
T[1] = T_Q-Res
P[1] = P[7]
s[1] = entropy (Fluido$, T = T[1]; P = P[1])
h[1] = enthalpy (Fluido$, T = T[1]; P = P[1])

"Entrada do evaporador"
P[2] = P[3]+Dpevap
h[2] = h[1]
s[2] = entropy (Fluido$, P = P[2]; h = h[2])
T[2] = temperature(Fluido$, P = P[2]; h = h[2])

"Evaporação"
x[3] = 1[-]
T[3] = T_F
P[3] = pressure (Fluido$, T = T[3]; x = x[3])
s[3] = entropy (Fluido$, P = P[3]; x = x[3])
h[3] = enthalpy (Fluido$, P = P[3]; x = x[3])

"Capacidade de refrigeração"
m_dot = Q_evap/(h[4]-h[2])
W_c = m_dot*(h[5]-h[4])
Q_cond = m_dot*(h[5]-h[1])
COP = Q_evap/W_c

"Entrada da condensação"
x[6] = 1[-]
P[6] = P[5]
T[6] = temperature (Fluido$, P = P[6]; x = x[6])
s[6] = entropy (Fluido$, T = T[6]; x = x[6])
h[6] = enthalpy (Fluido$, T = T[6]; x = x[6])

"Subresfriamento"
x[7] = 0[-]
T[7] = T_Q
P[7] = pressure (Fluido$, T = T[7]; x = x[7])
s[7] = entropy (Fluido$, T = T[7]; x = x[7])
h[7] = enthalpy (Fluido$, T = T[7]; x = x[7])

```

Os parâmetros utilizados para a simulação do ciclo real se encontram na Tabela 7, os dados obtidos na Tabela 8, tanto os refrigerantes quanto as temperaturas de evaporação e condensação foram os mesmos do ciclo ideal.

Tabela 7- Parâmetros da simulação.

Variável	Valor
Capacidade de Refrigeração	3516 (W)
Temperatura de Condensação	50 (°C)
Temperatura de evaporação	15, 20, 25 (°C)
Superaquecimento (ΔT)	7 (°C)
Subresfriamento (ΔT)	7 (°C)
Eficiência isentrópica do compressor	0,8
Queda de pressão no condensador	25 (kPa)
Queda de pressão no evaporador	12 (kPa)

Fonte: AUTOR, 2020.

Tabela 8- Dados simulados do ciclo real.

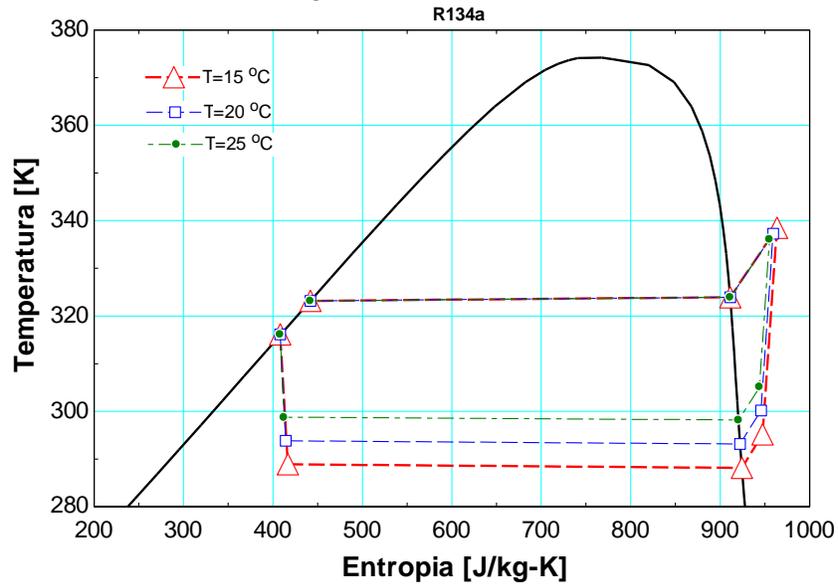
Refrigerante	T_E (°C)	\dot{m} (kg/s)	\dot{W}_c (kW)	\dot{Q}_{cond} (kW)	COP	COP_{ideal}
R134a	15	0,02299	0,625	4,142	5,618	6,608
	20	0,02257	0,517	4,034	6,793	8,036
	25	0,02217	0,417	3,933	8,429	10,04
R1234yf	15	0,02898	0,639	4,155	5,501	6,309
	20	0,02823	0,525	4,042	6,686	7,724
	25	0,02753	0,421	3,938	8,334	9,714
R1234ze(E)	15	0,02490	0,622	4,139	5,648	6,609
	20	0,02431	0,514	4,030	6,836	8,057
	25	0,02375	0,414	3,930	8,485	10,09

Fonte: AUTOR, 2020.

Novamente se verificou através da comparação com R134a que a HFO R1234yf precisou em média 1,57% (2,24%, 1,54%, 0,96%) mais potência do compressor e uma vazão mássica 25,09% maior. Enquanto R1234ze(E) necessitou de menos potência do compressor (-0,6%) e de uma vazão 7,54% superior. Importante ressaltar que tal comparação entre as potências é teórica, e posteriormente será avaliado a interferência da limitação da vazão volumétrica do compressor. Os dados apresentaram comparações próximas às do ciclo ideal, contudo nos Gráficos 7, 8 e 9 é possível observar as diferenças em relação a idealidade, causadas pelas irreversibilidades. Os compressores apresentaram

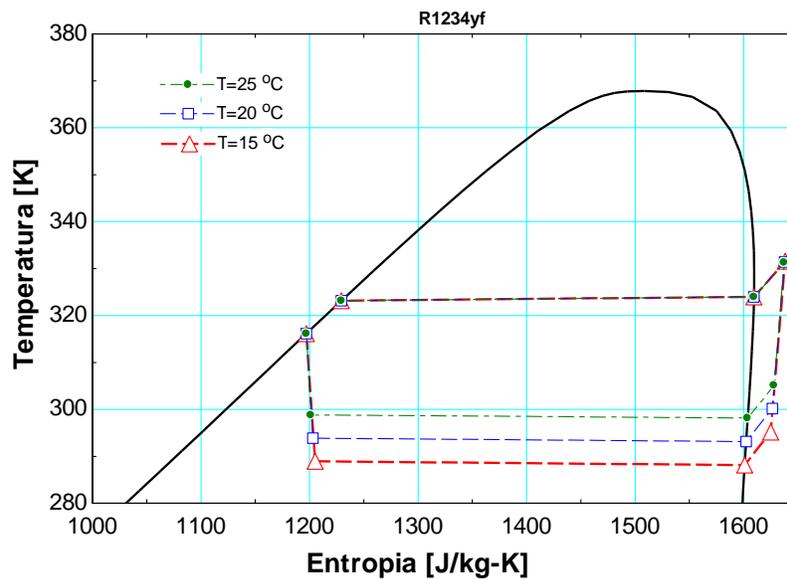
uma elevação, na potência necessária, de aproximadamente 16% em relação ao ciclo ideal, tal valor poderia ter sido ainda maior caso fosse assumido que o superaquecimento na saída do evaporador decorresse sem extrair calor do evaporador, mas do ambiente externo.

Gráfico 7- Diagrama T x s do ciclo real do R134a.

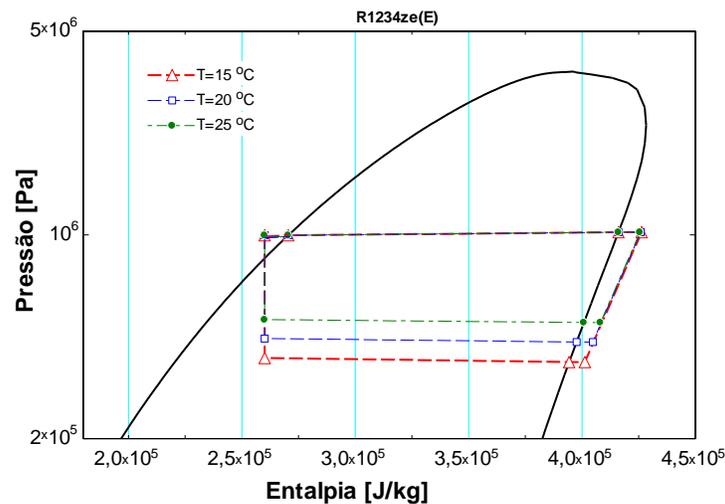


Fonte: AUTOR, 2020.

Gráfico 8- Diagrama T x s do ciclo real do R1234yf.

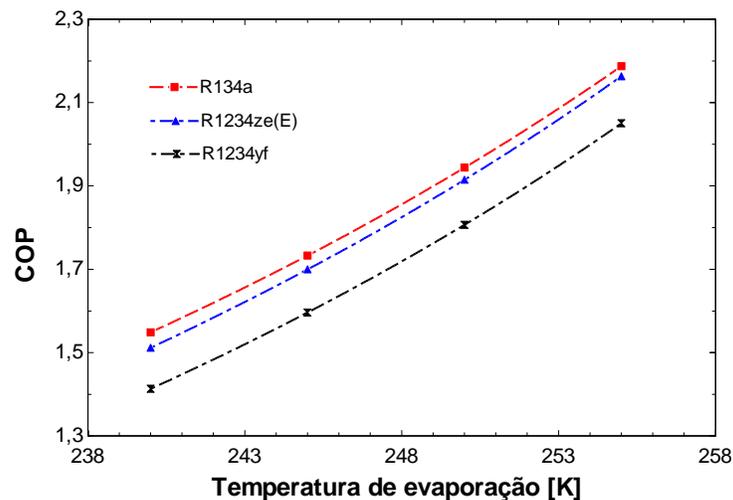


Fonte: AUTOR, 2020.

Gráfico 9- Diagrama P x h do ciclo real do R1234ze(E).

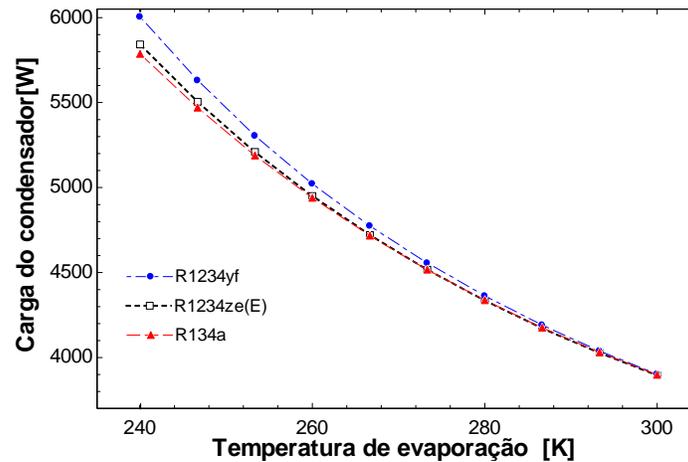
Fonte: AUTOR, 2020.

Os Gráficos 7 e 8 permitem a visualização do superaquecimento e subresfriamento, assim como do deslocamento para a região de vapor superaquecido após a compressão das hidrofluorolefinas, que não havia ocorrido no ciclo ideal. Não é visível, entretanto, que antes da expansão o líquido é subresfriado; logo, o Gráfico 9 em uma escala log permite tal constatação. Nas temperaturas avaliadas as HFOs apresentaram comportamento equivalente ao fluido comparado (R134a). O Gráfico 10 apresenta o COP nas condições de operações já simuladas, porém para menores temperaturas de evaporação, enquanto os Gráficos 11 e 12 relacionam com a carga térmica do condensador e vazão mássica respectivamente.

Gráfico 10- COP em função da temperatura de evaporação.

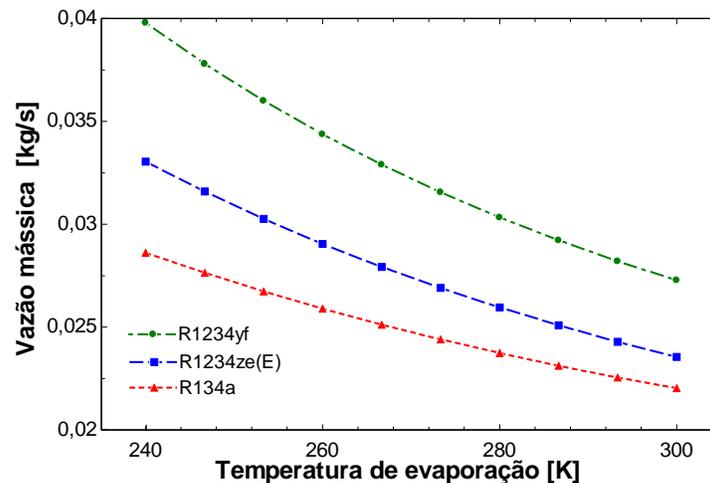
Fonte: AUTOR, 2020.

Gráfico 11- Carga térmica do condensador em função da temperatura de evaporação.



Fonte: AUTOR, 2020.

Gráfico 12- Vazão mássica em função da temperatura de evaporação.



Fonte: AUTOR, 2020.

Em menores temperaturas de evaporação se verifica a elevação da carga térmica do condensador e a redução do *COP*, no gráfico 10 se observa que R134a apresentou maiores valores que as HFOs. O Gráfico 12 demonstra que a vazão mássica do R1234yf sempre se manteve superior, enquanto R134a apresentou menores valores. A redução da carga térmica do condensador ocasiona o aumento dos valores do *COP*, que resulta em economia energética. A redução do *COP* representa mais trabalho necessário ao compressor para prover a mesma carga de refrigeração. Para simular modelos mais realistas é necessário definir parâmetros para o compressor e variar a capacidade de refrigeração, pois o volume específico dos fluidos pode variar enquanto o deslocamento volumétrico do compressor se mantém constante.

$$v_{Específico} \approx \frac{RT_{sat}}{P_{sat}} \quad (15)$$

A pressão de saturação diminui exponencialmente, levando a uma grande elevação no volume específico quando a temperatura de evaporação é reduzida. Logo tal efeito leva a uma redução na capacidade de refrigeração em função da diminuição da vazão mássica do refrigerante.

A Tabela 9 contém as vazões volumétricas (\dot{V}) nas condições simuladas para permitir a comparação das condições do compressor, enquanto o Gráfico 13 relaciona as vazões com as distintas temperaturas de evaporação.

$$\dot{V} = \dot{m}v_{Específico} \quad (16)$$

Tabela 9- Vazões mássicas e volumétricas em função da temperatura de evaporação.

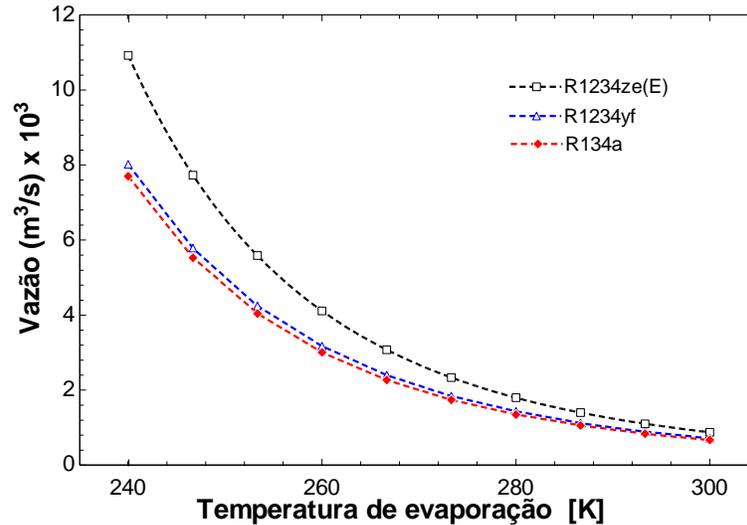
Refrigerante	T_E (°C)	\dot{m} (kg/s)	$v_{Específico}$ (m ³ /kg)	\dot{V} (m ³ /s) x 10 ³
R134a	15	0,02299	0,04370	1,005
	20	0,02257	0,03743	0,845
	25	0,02217	0,03219	0,714
R1234yf	15	0,02898	0,03681	1,067
	20	0,02823	0,03177	0,897
	25	0,02753	0,02753	0,758
R1234ze(E)	15	0,02490	0,05325	1,326
	20	0,02431	0,04563	1,109
	25	0,02375	0,03928	0,933

Fonte: AUTOR, 2020.

Os dados contidos na Tabela 9 indicam que R1234yf necessita de uma vazão volumétrica em média 6,1% superior a do R134a, já R1234ze(E) precisa de um acréscimo de aproximadamente 31%.

O gráfico 13 torna visível que R1234ze(E) apresenta valores bem superiores, indicando que para apresentar a mesma carga de refrigeração depende de distintos parâmetros de operação do compressor, enquanto R1234yf apresentou um pequeno desvio do R134a. Para uma análise utilizando o compressor como parâmetro foi considerado a vazão volumétrica constante, e avaliado os impactos na carga de refrigeração.

Gráfico 13- Vazão volumétrica em função da temperatura de evaporação.



Fonte: AUTOR, 2020.

5.2.1 Vazão volumétrica constante

Utilizando os mesmos parâmetros da Tabela 7 para R134a, entretanto variando as vazões mássicas das HFOs para apresentarem vazões volumétricas equivalentes, de modo a comparar caso dispusessem do mesmo compressor. A Tabela 10 contém os dados simulados, incluindo as pressões de condensação (P_C) e evaporação (P_E).

Tabela 10- Parâmetros de operação em função do compressor.

Refrigerante	T_E (°C)	\dot{V} (m³/s) x 10³	\dot{W}_c (kW)	\dot{Q}_{cond} (kW)	P_C (kPa)	P_E (kPa)	COP
R134a	15	1,0050	0,625	3,516	1319	488,7	5,618
	20	0,8446	0,517	3,516	1319	572,1	6,793
	25	0,7138	0,417	3,516	1319	665,8	8,429
R1234yf	15	1,0050	0,602	3,312	1302	510,2	5,501
	20	0,8446	0,495	3,311	1302	591,7	6,686
	25	0,7138	0,397	3,312	1302	682,5	8,334
R1234ze(E)	15	1,0050	0,471	2,664	997,4	366,0	5,648
	20	0,8446	0,391	2,677	997,4	429,0	6,836
	25	0,7138	0,317	2,690	997,4	500,0	8,485

Fonte: AUTOR, 2020.

Os dados indicam que para um mesmo compressor, em comparação com R134a, R1234yf apresenta uma redução média de 4,25% (3,68%, 4,25%, 4,79%) na potência necessária e uma diminuição média de 5,8% na carga de refrigeração, enquanto R1234ze(E) uma redução média de 24,33% (24,64%, 24,37%, 23,98%) e 24,06% na potência e carga de refrigeração respectivamente. Tais valores indicam uma maior aproximação do R1234yf nas condições de operação, contudo R1234ze(E) demonstrou maior coeficiente de performance nas temperaturas avaliadas.

5.3 Outros resultados

Patrocínio (2017) substituindo apenas o refrigerante em determinado sistema obteve uma redução de 25,3% e 25,8% na potência do compressor e carga de refrigeração respectivamente, quando comparado R1234ze(E) com R134a. Cho e Park (2016) compararam R1234yf com R134a em um sistema de refrigeração automotiva e obtiveram uma diminuição de 4-7% na carga de refrigeração e 3,6-4,5% no coeficiente de performance. Garcia et al. (2018) avaliou a possibilidade de utilizar R1234yf em sistemas projetados para R134a e concluiu que havia comportamento similar entre os compostos.

Lee e Jung (2012) avaliaram a substituição de R134a por R1234yf em sistemas de refrigeração automotiva e obtiveram uma redução de 4% no coeficiente de performance. Babiloni et al. (2014) avaliou a substituição de R134a e obteve uma redução na capacidade de refrigeração de 9% e 30% para R1234yf e R1234ze(E), respectivamente. Sánchez et al. (2017) comparou a capacidade de refrigeração de R134a com R1234yf e R1234ze(E), obtendo reduções de 5,7% e 24,9%, respectivamente.

6. CONCLUSÕES

Por meio da simulação do ciclo ideal de refrigeração foi possível observar a importância do superaquecimento antes da entrada do fluido refrigerante no compressor, pois a compressão resultou em uma mistura líquido-vapor, indicando a possibilidade de tal fenômeno até mesmo em uma compressão não isentrópica.

Na simulação do ciclo real foi notória a necessidade de uma maior vazão mássica das hidrofluorolefinas para demonstrarem a mesma carga de refrigeração do R134a. Através da comparação com dados da literatura é possível afirmar que o fato do COP da R1234ze(E) ter apresentado valores levemente superiores ao do R134a se deu pela consideração da eficiência isentrópica ser constante, pois essa HFO, além de apresentar maior vazão mássica, possui maior volume específico e conseqüentemente maior vazão volumétrica, implicando a redução da eficiência de um mesmo compressor.

R1234yf apresentou uma redução de 4,25% e 5,8% na potência do compressor e carga de refrigeração respectivamente quando comparado em uma mesma vazão volumétrica que R134a, enquanto R1234ze(E) uma diminuição de 24,33% na potência do compressor e 24,06% na carga de refrigeração.

Apesar das hidrofluorolefinas avaliadas apresentarem uma redução na carga de refrigeração, as potências necessárias aos compressores também diminuiram, de modo que os coeficientes de performance exibiram valores aproximados. R1234yf demonstrou maior compatibilidade com R134a, pois apresentou semelhança tanto na pressão de saturação quanto na vazão volumétrica.

REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

ASHRAE. *Handbook-REFRIGERATION*. American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Atlanta, Georgia, 2010.

ASHRAE. Standard 34-2019, *Designation and Safety Classification of Refrigerants*, American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers, Atlanta, Georgia, 2019.

AKASAKA, R. *New Fundamental Equations of State with a Common Functional Form for 2,3,3,3-Tetrafluoropropene (R-1234yf) and trans-1,3,3,3-Tetrafluoropropene (R-1234ze(E))*, International Journal of Thermophysics, Vol 32, 2011.

ARANTES, G. M.; OLIVEIRA, T. H. *Estudo comparativo dos agentes de expansão HFC e HFO para determinar a viabilidade de seus usos na produção de espumas de poliuretano*. Escola de Engenharia de Lorena - EEL- USP, Lorena, 2015.

BABILONI, A. M.; ESBRI, J. N.; BARRAGÁN, Á.; MOLÉS, B. P. *Drop-in energy performance evaluation of R1234yf and R1234ze(E) in a vapor compression system as R134a replacements*, Applied thermal Engineering, 2014.

BAIRD, C. *Química Ambiental*. Porto Alegre: Bookman, 2002.

CALM, J.M.: *The Next Generation of Refrigerants*. Boletim do IIR, International Institute of Refrigeration, Paris, França, 2008.

ÇENGEL, Y. A.; CIMBALA, J. M. *Mecânica dos Fluidos, Fundamentos e Aplicações*. 3. Ed. Editora AMGH, 2015.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. *Thermodynamics, An Engineering Approach*. 5. Ed. Editora McGraw-Hill Science, 2004.

CHO, H.; PARK, C. *Experimental investigation of performance and exergy analysis of automotive air conditioning systems using refrigerant R1234yf at various compressor speeds*, Applied thermal Engineering, vol. 101, 2016.

COULOMB, D.; DUPONT, J. L.; MORLET, V. *The Impact of the Refrigeration Sector on Climate Change*, 35th Informatory Note on Refrigeration Technologies, Technical Report, International Institute of Refrigeration, Paris, França, 2017.

DUPONT, J. L.; DOMANSKI, P.; LEBRUN, P.; ZIEGLER, F. *The role of Refrigeration in the global economy*, 38th Informatory Note on Refrigeration Technologies, Technical Report, International Institute of Refrigeration, Paris, França, 2019.

FORSTER, P.; RAMASWAMY, V.; ARTAXO, P.; BERNTSEN, T.; BETTS, R.; FAHEY, D.W.; HAYWOOD, J.; LEAN, J.; LOWE, D.C.; MYHRE, G.; NGANGA, J.; PRINN, R.; RAGA, G.; SCHULZ M.; VAN DORLAND, R. *Changes in Atmospheric Constituents and in Radiative Forcing. In: Climate Change 2007: The Physical Science Basis*. Universidade de Cambridge, Cambridge, Reino Unido, 2007.

GARCIA, J.; ALI, T.; DUARTE, W. M.; KHOSRAVI, A.; MACHADO, L. *Comparison of transient response of an evaporator model for water refrigeration system working with R1234yf as a drop-in replacement for R134a*, International Journal of Refrigeration, vol. 91, 2018.

GOETZLER, B. Y. W.; ASHRAE, M.; ZOGG, R.; YOUNG, J. I. M.; JOHNSON, C. *Alternatives to HVAC technology*, ASHARAE J, 2014.

GREENPEACE INTERNATIONAL. *HFOs: the new generation of F-gases*. Greenpeace Position Paper, Amsterdam, 2016.

GUPTA, S.; KARANAM, N. K., KONIJETI, R.; DASORE, A. *Thermodynamic analysis and effects of replacing HFC by fourth-generation refrigerants in VCR systems*. International Journal of Air-Conditioning and Refrigeration Vol. 26, 2018.

HARVEY, L. D. D. *A Guide to Global Warming Potential*, Energy Police 21, 1993.

HFC refrigerante prices stabilise. Coolingpost, 2020. Disponível em : <<https://www.coolingpost.com/world-news/hfc-refrigerant-prices-stabilise/>>. Acesso em 15 de set. de 2020.

IPCC. *Climate change: The IPCC Scientific Assessment*. Cambridge University Press, Nova York, 1990.

KLEIN, S.; NELLIS, G. *Thermodynamics*. Cambridge University Press, Nova York, 2012.

LEE, Y.; JUNG, D. *A brief performance comparison of R1234yf and R134a in a bench tester for automobile applications*, Applied thermal Engineering, vol. 35, 2012.

MACAGNAM, M. H. *Princípios Básicos da Refrigeração*. São Leopoldo, Brasil, 2015.

MELO, C. *Uso de refrigerantes alternativos em refrigeração doméstica e em equipamentos compactos de refrigeração comercial*. Uso de fluidos alternativos em sistemas de refrigeração e ar condicionado, Artigos técnicos, Brasília, DF, 2011.

PAVKOVIC, B. *Refrigerants – Part 2: Past, present and future perspectives of refrigerants in air-conditioning applications*, Faculdade de engenharia, Rijeka, 2013.

PATROCÍNIO, R. G. *Dimensionamento e análise dos trocadores de calor de um chiller operando com o refrigerante R1234ze(E) em substituição ao refrigerante R134a*, PUC, Rio de Janeiro, 2017.

RICHTER, M.; MCLINDEN, M. O.; LEMMON, E. W. *Thermodynamic Properties of 2,3,3,3-Tetrafluoroprop-1-ene (R1234yf): Vapor Pressure and p-rho-T Measurements and an Equation of State*. Journal of Chemical and Engineering, Vol 56, 2011.

ROCHA-FILHO, R. C. *A camada de ozônio dá Nobel*. Química Nova na Escola, Belo Horizonte, 1995.

SÁNCHEZ, D.; CABELLO, R.; ARAUZO, L.; CATALÁN-GIL, J.; TORRELA, E. *Energy performance evaluation of R1234yf, R1234ze(E), R600a, R290 and R152a as low-GWP R134a alternatives*, International Journal of Refrigeration, vol 74, 2017.

SILVA, A. M.; JÚNIOR, E. P. B; JÚNIOR, W. B. *Utilização do software EES no auxílio ao desenvolvimento de trabalhos acadêmicos e projetos de P&D*, COBENGE, Recife, Pernambuco, 2009.

SPATZ, M. W.; MOTTA, S. Y.; BECERRA, E. V. *Low global warming alternative refrigerants for stationary air-conditioning and refrigeration applications*, 2010 International Symposium on Next-generation Air Conditioning and Refrigeration Technology, Tóquio, Japão, 2010.

SMITH, J.M.; VAN NESS, H.C.; ABBOTT, M.M. *Introdução à Termodinâmica da Engenharia Química*. 7. Ed. Rio de Janeiro: Editora LTC, 2007.

TILLNER-ROTH, R.; BAEHR, H. H. *An International Standard Formulation for the Thermodynamic Properties of 1,1,1,2-Tetrafluoroethane (HFC-134a) for Temperatures from 170 K to 455 K and Pressures up to 70 Mpa*, Journal of Physical Chemistry, Vol 23, No. 5, 1994.

UCKO, D. A. *Química para as Ciências da saúde*. São Paulo: Manole, 1992.

UNEP: Report of the Refrigeration, Air Conditioning and Heat Pump Technical Options Committee, 2002.