

UNIVERSIDADE FEDERAL DE SANTA CATARINA
CENTRO TECNOLÓGICO DE JOINVILLE
ENGENHARIA NAVAL

PAULO HORNBURG

ANÁLISE DO FLUIDO REFRIGERANTE R-744 NA REFRIGERAÇÃO DE
CONTÊINERES PARA TRANSPORTE MARÍTIMO DE CARGAS REFRIGERADAS

Joinville

2018

PAULO HORNBURG

ANÁLISE DO FLUIDO REFRIGERANTE R-744 NA REFRIGERAÇÃO DE
CONTÊINERES PARA TRANSPORTE MARÍTIMO DE CARGAS REFRIGERADAS

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de graduação em Engenharia Naval da Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville, como requisito parcial para obtenção do título de Bacharel.
Orientador: Prof. Dr. Diogo Lôndero da Silva

Joinville

2018

PAULO HORNBURG

**ANÁLISE DO FLUIDO REFRIGERANTE R-744 NA REFRIGERAÇÃO DE
CONTÊINERES PARA TRANSPORTE MARÍTIMO DE CARGAS REFRIGERADAS**

Trabalho de Conclusão de Curso apresentado ao curso de graduação em Engenharia Naval, da Universidade Federal de Santa Catarina, Centro Tecnológico de Joinville, como requisito parcial para a obtenção do título de Bacharel.

Banca Examinadora

Orientador: _____

Prof. Dr. Diogo Lôndero da Silva

Universidade Federal de Santa Catarina

Membro: _____

Prof. Dr. Luis Fernando Peres Calil

Universidade Federal de Santa Catarina

Membro: _____

Prof. Dr. Lucas Weihmann

Universidade Federal de Santa Catarina

Joinville, 05/07/2018

Ao meu pai Wolfgang Hornburg, que esteve ao meu lado em todos os momentos. Estaremos sempre juntos.

AGRADECIMENTOS

Agradeço primeiramente à minha família, que esteve presente e me deu todo o apoio para a realização deste trabalho e à minha namorada Rayana pelo carinho, apoio e compreensão nos últimos meses. Agradeço também ao professor Diogo, por aceitar a orientação e pacientemente me atender durante este período, pela ajuda desde o início até a finalização do trabalho, esclarecendo as dúvidas, incentivando a execução e mesmo chamando a atenção quando foi preciso. Agradeço aos colegas de trabalho pelo apoio, à minha chefe Veronica, pela oportunidade de permitir a minha introdução ao mundo da refrigeração e pelo exemplo de dedicação nos últimos anos. Agradeço também ao meu primo Michel, que gentilmente cedeu seu tempo para me mostrar como funciona o transporte marítimo de cargas refrigeradas e seus contêineres na prática, além de bastante material utilizado como referência neste trabalho. Por último, agradeço a todos os amigos que estiveram presentes nesta fase, pela compreensão nas ausências e pelo incentivo, sempre na esperança de também me verem finalmente chegar à formatura.

RESUMO

O transporte marítimo de cargas refrigeradas é empregado para a movimentação de cargas perecíveis e pode ser realizado através de diferentes tecnologias. Apesar da sua ampla utilização, observa-se que ainda há oportunidades de melhorias nesses sistemas referentes à eficiência energética e ao impacto ambiental causado por determinados fluidos refrigerantes. Uma das alternativas em relação ao uso de substâncias nocivas ao meio ambiente, como CFCs e HFCs, está associada ao uso de fluidos refrigerantes naturais. Este trabalho aborda uma revisão da literatura sobre o transporte marítimo de cargas refrigeradas até a introdução do container refrigerado, atualmente utilizado para o transporte de cargas nesse modal. As características principais desses contêineres quanto às suas unidades de refrigeração são apresentadas. A utilização do fluido refrigerante natural CO₂ remete a operação de ciclos transcíticos de refrigeração, processo caracterizado pela não condensação do fluido. O ciclo de refrigeração desses contêineres é analisado através de um modelo matemático que realiza o cálculo do desempenho do sistema em diferentes condições operacionais. O modelo matemático foi desenvolvido a partir dos fundamentos termodinâmicos e de transferência de calor. É simulado também, para efeitos de comparação, um ciclo com o refrigerante atualmente mais utilizado nesse mercado, o R-134. Finalmente uma simulação de otimização é realizada para a obtenção da melhor performance possível de um sistema operando com o refrigerante natural R-744, e a análise do comportamento do ciclo transcítico. Os resultados mostram que quando operando sob temperaturas ambiente baixas, onde os sistemas com ambos fluidos operam ciclos subcríticos, o R-744 mostra-se competitivo quanto à eficiência energética, porém perde esta vantagem conforme for maior a temperatura ambiente, chegando a uma eficiência 24% menor próximo a temperatura crítica de 31°C. Como as condições de operação no mercado têm temperaturas ambiente maiores, a utilização do R-744 necessita da operação em um ciclo transcítico, onde a desvantagem em relação ao R-134a chega a 56% em média. Esta desvantagem pode ser reduzida com a compensação de outros fatores como a eficiência do compressor, além de poder ser considerada aceitável tendo em vista o apelo ambiental deste refrigerante.

Palavras-Chave: Transporte marítimo, cargas refrigeradas, container, R-744 transcítico.

ABSTRACT

The maritime transport of refrigerated cargo is applied to perishable goods carriage and may be performed by using different technologies. Although its wide utilization, there are still great opportunities for improvements in those systems, regarding energetic efficiency and the environmental impact, caused by the use of determined refrigerant fluids. One of the alternatives regarding the use of substances with damage potential to the environment, such as CFCs and HFCs, is associated with the adoption of natural refrigerant fluids. This work approaches a literature revision about maritime transport of refrigerated cargo to the introduction of the refrigerated container for cargo transport. The main characteristics of refrigerated containers regarding its refrigerating units are presented. Adoption of the natural refrigerant CO₂ refers to transcritical operating refrigeration cycles, a process that is characterized by impossible fluid condensation. The refrigeration systems for these containers is simulated through the use of an algorithm for performance calculations of the system under different conditions. The simulation of a refrigeration cycle with the most used refrigerant currently, R-134a is also performed for comparison purposes and lastly, the simulation of an optimization routine is performed for the determination of the compressor discharge pressure that maximizes the system's performance operating with the natural refrigerant R-744 and the analysis of the transcritical refrigerating cycle. Results show that when operating under low ambient temperatures, where the systems with both fluid operate subcritical cycles, R-744 is competitive regarding energetic efficiency, but loses advantage as ambient temperature grows, becoming 24% less efficient when close to its critical temperature of 31°C. As conditions for operation in the market have higher ambient temperatures, the utilization of R-744 needs the operation of a transcritical cycle, where the disadvantage comparing to R-134a is about 56%. This disadvantage can be reduced by other factor such as a higher compressor efficiency, and also be tolerated considering the environmental appeal of this refrigerant

Key words: Maritime transport, refrigerated cargo, container, R-744 transcritical.

LISTA DE ABREVIATURAS

CFC – Clorofluorocarboneto

HFC - Hidrofluorcarbonos

COP – Coefficient of Performance

ODP – Ozone Depletion Potential

GWP – Global Warming Potential

EUA – Estados Unidos da América

ISO – International Standards Organization

EES – Engineering Equation Solver

HCFC - Hidroclorofluorocarboneto

LISTA DE SIMBOLOS

CO_2 – Dióxido de carbono

R-744 – Refrigerante 744 (Dióxido de carbono)

R-134a – Refrigerante 134a (1, 1, 1, 2 Tetrafluoroetano)

R-12 – Refrigerante 12 (Diclodifluorometano)

R-290 – Refrigerante 290 (Propano)

NH_3 - Amônia

SO_2 – Dióxido de enxofre

R-404a – Refrigerante 404A

R-22 – Refrigerante 22 (Clorofluorometano)

p - Pressão

s - Entropia

h – Entalpia

T - Temperatura

T_{ex} – Temperatura externa

E' - Energia

m' - Fluxo de massa

W' - Potência fornecida ao compressor

Q'_H – Calor rejeitado para o ambiente

Q'_L – Calor absorvido

η_{comp} – Eficiência do compressor

W'_{isen} - Potência fornecida ao compressor (trabalho isentrópico)

COP – Coeficiente de performance

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Linha do tempo dos refrigerantes	16
Figura 2 - Porcentagem de utilização dos principais fluidos durante parte do século 20.....	18
Figura 3 - Diagrama de fase do CO ₂	21
Figura 4 - Sistema básico de refrigeração por compressão de vapor	22
Figura 5 - Ciclo padrão em um diagrama P-h	22
Figura 6 - Sistema transcrito simples.	24
Figura 7 - Ciclo transcrito em um diagrama p-h.	26
Figura 8 - Navio porta container carregado com contêineres refrigerados	29
Figura 9 - Foto de um container do tipo Port-Hole	30
Figura 10 - Representação de um container refrigerado atual.....	30
Figura 11 -Típica unidade de refrigeração de um container refrigerado.....	32
Figura 12 - Utilização dos refrigerantes na base instalada de contêineres refrigerados.....	34
Figura 13 - Comportamento do COP com a temperatura de evaporação	41
Figura 14 - Comportamento do COP com a temperatura de condensação.....	41
Figura 15 – Capacidade de refrigeração e consumo do compressor	42
Figura 16 - Capacidade de refrigeração e consumo de potência do compressor.....	42
Figura 17 - Comportamento do COP com a variação da pressão de alta do sistema.	44
Figura 18 - Eficiência máxima para temperatura de saída do gas cooler	46
Figura 19 - Pressão de descarga ótima do compressor.....	47
Figura 20 - Comparação do COP entre Sistemas com R-134a e R-744, subcríticas.....	48
Figura 21 - Comparação do COP R-134a subcrítico e com R-744 transcrito	49

LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Características básicas de fluídos populares	20
Tabela 2 - Capacidade de unidades de refrigeração para contêineres	32
Tabela 3 - As características principais para contêineres operando com fluidos HFC	33
Tabela 4 - Solução retornada para cada iteração do algoritmo até erro ser menor que 1%	45
Tabela 5 - Solução retornada com erro menor que 0,1%	46

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO.....	12
1.1	OBJETIVOS	14
2	REFERENCIAL TEÓRICO.....	15
2.1	FLUIDOS REFRIGERANTES	15
2.1.1	Dióxido de Carbono (R-744) como fluido refrigerante	17
2.2	CICLO DE REFRIGERAÇÃO	21
2.2.1	Ciclo padrão de refrigeração por compressão mecânica de vapor.....	22
2.2.2	Ciclo transcrito de refrigeração por compressão mecânica de vapor.....	24
2.3	TRANSPORTE MARÍTIMO DE CARGA REFRIGERADA.....	27
2.3.1	Evolução dos tipos de navios para transporte de carga refrigerada	27
2.3.2	Características do container refrigerado	29
2.3.3	Fluidos refrigerantes na refrigeração de contêineres	33
3	MODELO MATEMÁTICO	35
3.1	CICLO DE REFRIGERAÇÃO	35
3.2	MÉTODO DE NEWTON-RAPHSON PARA OTIMIZAÇÃO.....	37
3.3	APROXIMAÇÃO DE NUMÉRICA DE DERIVADAS.....	38
4	RESULTADOS E DISCUSSÕES.....	40
4.1	ANÁLISE DO CICLO SUBCRÍTICO COM R-134a.....	40
4.2	ANÁLISE DO CICLO TRANSCRÍTICO COM R-744	43
5	CONCLUSÕES.....	50
6	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	53
	APÊNDICES E ANEXOS.....	56

1 INTRODUÇÃO

A energia elétrica gerada para contêineres refrigerados no transporte marítimo se dá principalmente através da combustão de combustíveis fósseis, o que produz emissões de gases que contribuem para a poluição do ambiente. Quanto menos processadas certas commodities, mais rapidamente estão sujeitas a estragar, assim se beneficiam grandemente da refrigeração durante o transporte. Aproximadamente 31% de toda a cadeia alimentícia do mundo necessita de transporte refrigerado em algum ponto (FITZGERALD, HOWITT, *et al.*, 2010).

As cargas de contêineres refrigerados são muito valiosas e geralmente tem um curto período de validade, então a operação deste tipo de carga precisa ser rápida e com alto índice de confiabilidade. Comparado com o serviço de cargas convencionais, estes precisam de operações adicionais como: conexão permanente a fonte de energia elétrica, controle regular de sua performance e infraestrutura diferenciada nos portos. Isso gera problemas novos para o porto, o que acompanhado de fatores como falta de profissionais qualificados ou descumprimento de regulamentações específicas, aumenta o risco na qualidade da carga (LYUDMYLA e SERGIY, 2008).

Em 2007, 98% de todo o transporte marítimo da Nova Zelândia entre importação e exportação eram produtos para consumo humano, com atenção a medicamentos. 99,5% de todos os produtos importados ou exportados neste ano foram pelo mar. 4 dos 7 produtos com maior valor agregado exigiam algum tipo de refrigeração durante o transporte (FITZGERALD, HOWITT, *et al.*, 2010).

A maior parte da carga marítima internacional é transportada em contêineres padronizados devido a sua versatilidade e capacidade intermodal. A carga refrigerada pode ser transportada em contêineres ou em navios reefer, dedicados ao transporte desse tipo de carga. No ano 2000, aproximadamente metade de toda carga refrigerada no mundo era transportada por contêineres, o que torna evidente a tendência no uso desse tipo de transporte (FITZGERALD, HOWITT, *et al.*, 2010). Os portos têm um papel importante na cadeia do frio, pois devem se ajustar ao crescente número de contêineres refrigerados, o que resulta na maior complexidade do serviço de transporte e na tecnologia necessária para infraestrutura. Embora o custo no transporte em container refrigerado seja maior, é esperado que este tipo de transporte deva crescer até o ano de 2020 (LYUDMYLA e SERGIY, 2008).

Em navios dedicados exclusivamente para o transporte de contêineres refrigerados, estima-se que 19% do consumo de combustível da embarcação seja utilizado com propósitos de refrigeração. Os 81% restantes são utilizados para o transporte da carga entre a origem e o destino (FITZGERALD, HOWITT, *et al.*, 2010).

Após o estabelecimento do Protocolo de Montreal, em 1987, com o objetivo de restringir a emissão de substâncias agressivas à camada de ozônio, o fluido refrigerante sintético R-134a, não agressivo à camada de ozônio, surgiu como a melhor alternativa para os sistemas de refrigeração domésticos e comerciais (KIM, PETERSEN e BULLARD, 2003). O fluido refrigerante R-134a é extremamente comum no mercado e utilizado em uma ampla gama de aplicações para refrigeração e condicionamento de ar, tanto doméstica quanto comercial, como refrigeração residencial e automotiva entre outras aplicações industriais.

Através de estudos posteriores, verificou-se que o R-134a, era um dos grandes responsáveis pelo aquecimento da atmosfera terrestre, também conhecido como efeito estufa. Em 1997 foi estabelecido o Protocolo de Kyoto, com objetivo na redução da emissão de substâncias que contribuam para o aquecimento global.

Desde então, agências governamentais, grupos ambientalistas e a sociedade em geral, pressionam a indústria da refrigeração na busca por substâncias que não degradem a camada de ozônio, não contribuam para o efeito estufa e permitam o desenvolvimento de sistemas energeticamente eficientes (DA SILVA, 2008).

Atualmente a grande maioria dos contêineres refrigerados empregados no transporte marítimo utilizam R-134a como fluido de trabalho (COOL LOGISTICS, 2016). Porém, há uma movimentação crescente das principais fabricantes de contêineres em adotar soluções ambientalmente seguras, já em preparação para uma iminente proibição na utilização dos fluidos atuais. Fluidos naturais, que já foram utilizados em larga escala no passado, inclusive no transporte marítimo de cargas refrigeradas, têm se tornado novamente opções atraentes para o mercado. O fluido natural Dióxido de Carbono, também conhecido como R-744 ou CO₂, tem se mostrado uma opção, porém é de fundamental importância a compreensão do impacto da utilização deste no sistema de refrigeração de contêineres, na sua performance e no custo transmitido ao transporte.

1.1 OBJETIVOS

Geral

Este trabalho tem como objetivo geral analisar a utilização do fluido refrigerante R-744 no transporte marítimo de cargas refrigeradas. Adicionalmente, pretende-se avaliar a eficiência energética e os parâmetros operacionais do sistema de refrigeração de contêineres refrigerados.

Específico

- Elaborar um modelo matemático capaz de medir o desempenho do sistema de refrigeração de um container refrigerado;
- Identificar a pressão de descarga do compressor que maximiza o COP do sistema de refrigeração com R-744;
- Utilizar o modelo matemático para comparar o desempenho energético do sistema de refrigeração de um container refrigerado operando com R-134a e R-744;

2 REFERENCIAL TEÓRICO

Neste capítulo é apresentado o referencial teórico referente a refrigeração, além da contextualização desta no ambiente do transporte marítimo. São explorados temas pertinentes ao trabalho, como a apresentação da função e das características de fluidos refrigerantes como o CO₂, o funcionamento do ciclo de refrigeração por compressão de vapor e os tipos contêineres utilizados para refrigeração no transporte marítimo

2.1 FLUIDOS REFRIGERANTES

Fluidos refrigerantes são compostos químicos estáveis e inertes, que mudam de fase sob determinadas condições de temperatura e pressão, transferindo uma elevada taxa de calor (POLO UFSC, 2018). A produção do frio nos sistemas de refrigeração está associada a mudança de fase líquida para gasosa do fluido refrigerante. Durante esse processo termodinâmico, o calor do ambiente a ser refrigerado é absorvido pelo fluido refrigerante (CHEMOURS, 2018).

Ao selecionar um fluido refrigerante para uma dada aplicação, deseja-se que ele possua propriedades térmicas favoráveis, não seja corrosivo, não seja inflamável, não seja tóxico, seja quimicamente estável, ambientalmente seguro e disponível a baixo custo (ÇENGEL e BOLES, 2014).

Dois parâmetros importantes que devem ser considerados na seleção do fluido são as temperaturas do espaço refrigerado e do ambiente (locais com os quais o fluido trocará calor). Para que a transferência de calor ocorra a uma taxa razoável, deve ser mantida entre o refrigerante e a temperatura média com a qual está trocando calor uma diferença de temperatura de 5 a 10°C (ÇENGEL e BOLES, 2014).

Dentre os primeiros fluidos utilizados estavam fluidos naturais como amônia (NH₃) e o dióxido de enxofre (SO₂), substâncias altamente tóxicas (BORGNAKKE e SONNTAG, 2013). Fluidos naturais como o CO₂ eram uma alternativa mais segura para ambientes críticos.

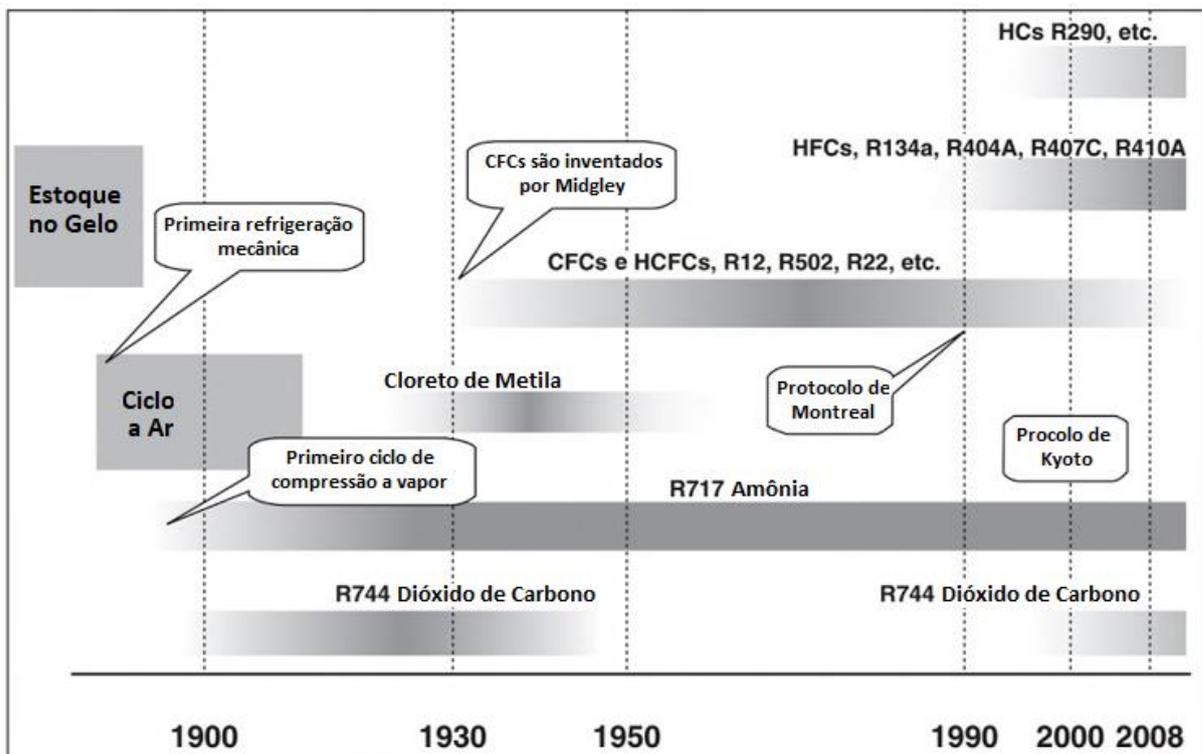
Os refrigerantes sintéticos CFCs, apresentados comercialmente com oferta de refrigeração com menores equipamentos e maior eficiência (BELMAN-FLORES, 2014), foram introduzidos e adotados em larga escala sendo um dos principais o R-12. Estes eram quimicamente estáveis à temperatura ambiente, característica necessária para um fluido

refrigerante (BORGNAKKE e SONNTAG, 2013). Estudos posteriores revelaram que os CFCs, ao serem liberados para a atmosfera, degradam a camada de ozônio. Em 1987 foi assinado o Protocolo de Montreal, e CFCs populares como o R-12 foram banidos do mercado, sendo substituídos pelos HFCs como o R-134a.

Os HFCs possuem zero ODP (Ozone Depletion Potential), porém estudos revelaram que possuíam alto GWP (Global Warming Potential), ou seja, contribuíam para o aumento do efeito estufa (BORGNAKKE e SONNTAG, 2013).

A partir de 2011 a União Europeia começou a restringir para algumas finalidades o uso de refrigerantes com alto GWP, com o objetivo de promover a utilização e o desenvolvimento de refrigerantes mais seguros e eficientes (EUROPEAN COMMISSION). Gradativamente, a comunidade científica e as grandes companhias do ramo da refrigeração estão considerando como solução os refrigerantes naturais, como o propano (R-290) e outros com GWP mínimo e ODP zero. Uma alternativa promissora é o retorno do CO₂ (R-744). Não inflamável, não danoso à camada de ozônio e com GWP igual a 1, muito menor que o R-134a, que tem um GWP de 1430, por exemplo. A *Figura 1* demonstra uma linha do tempo para a utilização dos principais fluidos refrigerantes.

Figura 1 - Linha do tempo dos refrigerantes



Fonte: (HUNDY, TROTT e WELCH, 2008)

Entre os fluidos refrigerantes mais relevantes já utilizados para refrigeração estão:

- R-717 – Amônia
- R-718 – Água
- R-744 – Dióxido de Carbono
- R-12 – Diclorodifluormetano
- R-22 – Clorodifluormetano
- R-502 – Cloropentafluorometano
- R-134a – 1,1,1,2 Diclorodifluormetano
- R-404A – Pentafluoroetano

Observa-se que desde o início da utilização da refrigeração por compressão de mecânica de vapor, nunca se empregou apenas um fluido refrigerante. Quando tratados com profundo entendimento de suas propriedades, cada uma das principais alternativas pode ser competitiva. Assim, não há um fluido refrigerante perfeito e, deve-se analisar as suas propriedades e buscar sempre o melhor balanço entre as características desejadas para determinar as vantagens de cada um, de modo a atender a aplicação desejada e a regulamentação vigente.

2.1.1 Dióxido de Carbono (R-744) como fluido refrigerante

O dióxido de carbono foi amplamente utilizado como refrigerante desde 1866 até o final da década de 1930, quando os CFCs apareceram no mercado (SONNEKALB e SAIZ, 2004).

Durante as primeiras décadas do século 20, o CO₂ foi utilizado principalmente em sistemas marítimos, campo que dominou como fluido refrigerante até as décadas de 1950 e 1960, principalmente pelo apelo quanto à segurança quando comparado com refrigerantes populares na época, como NH₃ e SO₂ (STERA, 1992). O CO₂ é atóxico e não inflamável.

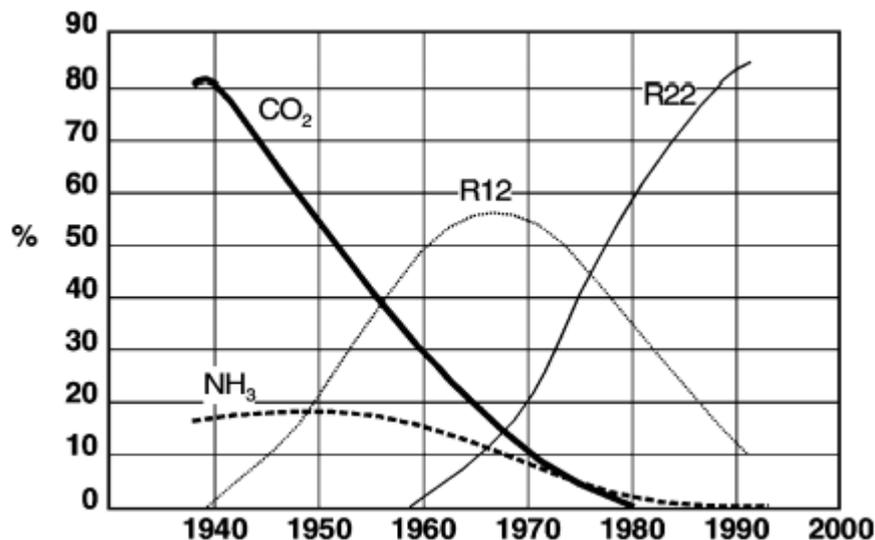
Entre as desvantagens relatadas sobre o CO₂ desde a sua introdução, estavam principalmente a perda de capacidade e o baixo COP quando operando sob temperaturas ambiente superiores à sua temperatura crítica. Especialmente em climas mais quentes, essa característica configurava ao CO₂ uma desvantagem. Conter as altas temperaturas do

refrigerante no sistema também era tarefa difícil com a tecnologia de selamento disponível na época (KIM, PETTERSEN e BULLARD, 2003).

Um problema quando a temperatura ambiente é elevada no ciclo com CO₂, é que este opera acima do ponto crítico do fluido, e acima da temperatura crítica é impossível transferir calor para o ambiente por condensação, como no ciclo convencional de refrigeração por compressão de vapor (KIM, PETTERSEN e BULLARD, 2003). A operação acima desse ponto é praticada em ciclos transcíticos (EMERSON CLIMATE TECHNOLOGIES INC., 2016), que devem ser analisados de forma diferenciada.

Com o tempo, CFCs, foram gradualmente substituindo o CO₂ e os outros refrigerantes anteriores na maioria das aplicações. Mais tarde, porém, quando CFCs foram identificados como prejudiciais à camada de ozônio e o Protocolo de Montreal determinando o banimento, conseqüentemente os HFCs foram introduzidos ao mercado, entre os mais populares, o R-134a. Mesmo os HFCs possuindo zero ODP, o seu alto GWP motivou a continuação pela busca de um refrigerante natural para aplicações futuras (SONNEKALB e SAIZ, 2004). Através da Figura 2 é possível visualizar a queda na utilização do CO₂ e a adoção em larga escala dos CFCs e HCFCs durante parte do século 20.

Figura 2 - Porcentagem de utilização dos principais fluidos durante parte do século 20



Fonte: (STERA, 1992)

Em 1989, o CO₂ ressurge apresentado em um sistema operando um ciclo transcítico, onde o lado de alta pressão era controlado por uma válvula de expansão. Uma das aplicações pensadas para este sistema era o condicionamento de ar no setor automotivo, que dominava as

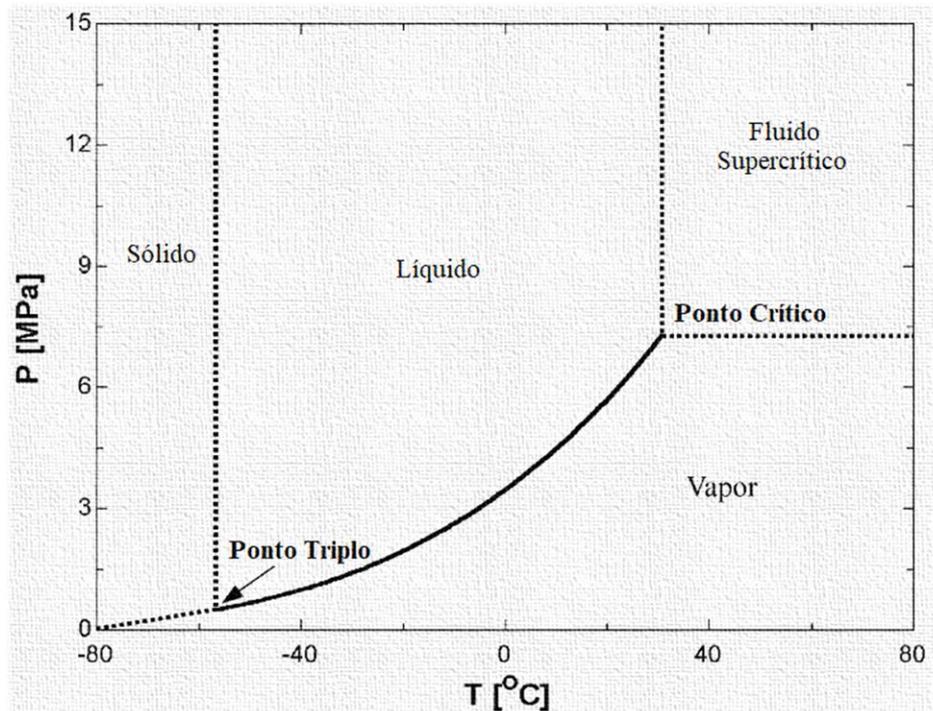
emissões de CO₂ e onde um refrigerante não tóxico e não inflamável era necessário. Embora cálculos simples do ciclo indicarem que a eficiência do sistema operando com CO₂ era inferior a outros fluidos HFCs, um número de fatores práticos tornava as eficiências reais similares. Baseado nessas e outras comparações, o interesse pelo CO₂ aumentou durante a década de 1990 (KIM, PETTERSEN e BULLARD, 2003).

O dióxido de carbono é uma substância natural, a atmosfera é composta de aproximadamente 0,04% de CO₂. É produzido durante a respiração da maioria dos organismos vivos e absorvido pelas plantas e também durante processos industriais como a queima de combustível. O CO₂ é não-inflamável, mas pode ser tóxico em concentrações mais altas, além de ter potencial para formação de gelo seco, sendo estes fatores a serem levados em consideração ao se utilizar este fluido. Através da *Figura 3* é possível visualizar o diagrama de fase do CO₂. O ponto crítico ocorre em 31 °C, que é abaixo da temperatura de condensação típica de sistemas de refrigeração durante parte ou até o ano inteiro dependendo do clima. Acima do ponto crítico o refrigerante é um fluido supercrítico. Não há mudança de fase quando calor é removido de um fluido supercrítico enquanto este está acima da pressão e temperatura críticas. (EMERSON CLIMATE TECHNOLOGIES INC., 2016). Um desafio significativo na aplicação do CO₂ como refrigerante está nas suas altas pressões de trabalho, quando comparados a outros refrigerantes comerciais. A Tabela 1 - *Características básicas de fluidos populares* compara as propriedades básicas do R-744 com outros refrigerantes populares.

Tabela 1 - Características básicas de fluidos populares

Refrigerante	Natural	HFC	HFC	HCFC
	R-744	R-404A	R-134a	R-22
Temperatura à pressão atm.	-78,50 °C T. de gelo seco	-46,00 °C T. de saturação	-26,06 °C T. de saturação	-41,00 °C T. de saturação
Temperatura Crítica	31,10 °C	72,06 °C	101,06 °C	96,17 °C
Pressão (T _{sat} =20°C)	5,70 Mpa	1,09 Mpa	0,57 Mpa	0,91 MPa
Pressão Crítica	7,38 MPa	3,78 MPa	4,06 MPa	4,99 MPa
GWP	1	3922	1430	2107
ODP	0	0	0	0,05
Toxicidade	Não	Não	Não	Não
Flamabilidade	Não	Não	Não	Não
Primeiro uso comercial como refrigerante	1869	1980	1990	1936

Fonte: (EMERSON CLIMATE TECHNOLOGIES INC., 2016).

Figura 3 - Diagrama de fase do CO₂

Fonte: (KIM, PETERSEN e BULLARD, 2003)

Assim, o R-744 supre a demanda por um refrigerante natural com um baixo GWP, porém apresenta desafios tanto na aplicação quanto no manuseio. É uma alternativa aos HFCs e pode ser competitivo quanto a capacidade e eficiência.

2.2 CICLO DE REFRIGERAÇÃO

O calor é transferido na direção decrescente da temperatura, ou seja, de uma região com altas temperaturas para outra com temperaturas mais baixas (ÇENGEL e BOLES, 2014). O processo inverso, contudo, não ocorre por si só (definição de Clausius para a segunda lei da termodinâmica). Para tanto, é necessário um refrigerador, que por sua vez resulta no consumo de energia quando em operação.

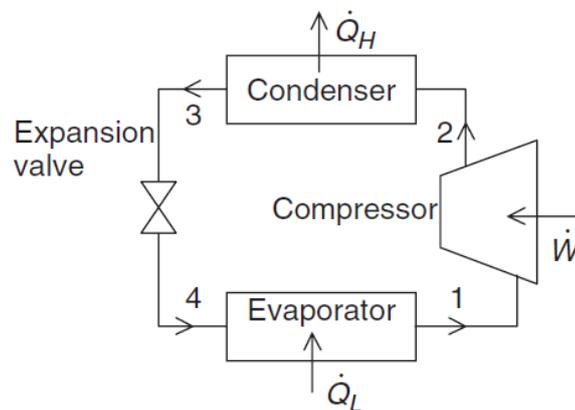
Apesar de existirem diferentes métodos para produção de frio, atualmente a mais difundida é a refrigeração por compressão mecânica de vapor.

2.2.1 Ciclo padrão de refrigeração por compressão mecânica de vapor

O sistema básico de refrigeração por compressão de vapor é denominado “ciclo padrão”. Neste ciclo, ocorrem quatro processos térmicos principais: Evaporação, compressão, condensação e expansão (DINÇER e KANOGLU, 2010).

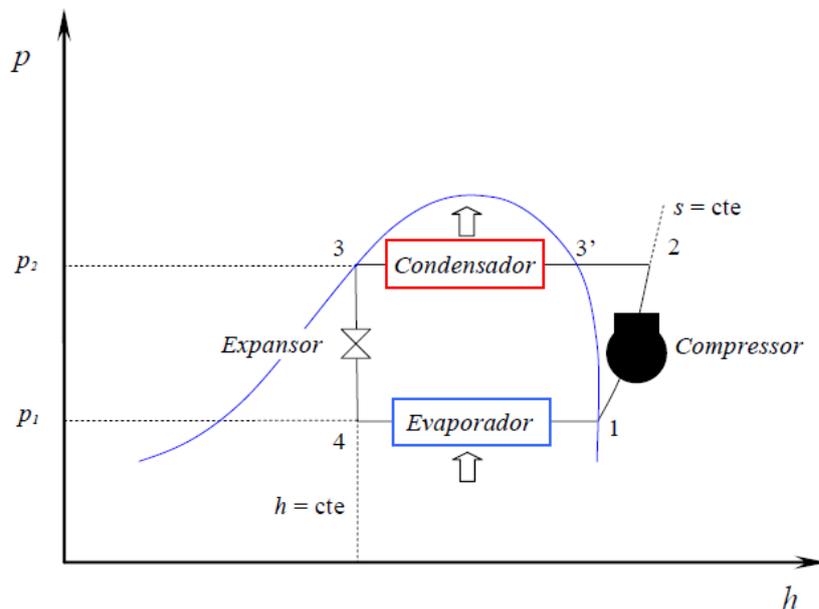
A Figura 4 demonstra o esquema básico de um sistema de refrigeração por compressão de vapor. Para melhor compreensão, o ciclo é demonstrado também pelo diagrama pressão-entalpia, através da Figura 5.

Figura 4 - Sistema básico de refrigeração por compressão de vapor



Fonte: (DINÇER e KANOGLU, 2010)

Figura 5 - Ciclo padrão em um diagrama $P-h$



Fonte: (DA SILVA, 2008)

A operação desse sistema segue da seguinte forma:

- 1-2:** Compressão isentrópica;
- 2-3:** Rejeição de calor à pressão constante;
- 3-4:** Expansão à entalpia constante;
- 4-1:** Adição de calor à pressão constante;

Os componentes essenciais do sistema básico de refrigeração por compressão de vapor são:

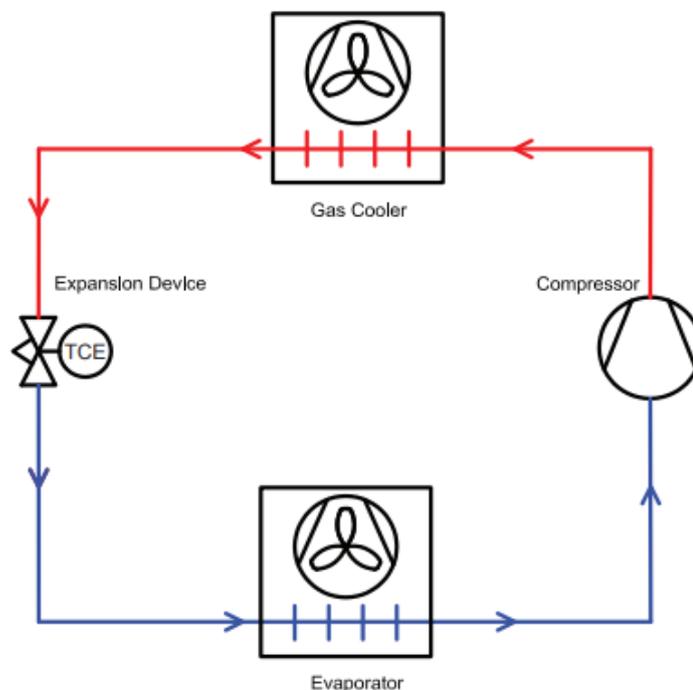
- **Fluido refrigerante:** Fluido utilizado para operação do sistema, com o objetivo de realizar o transporte de calor entre as fontes quente e fria ao ser submetido a diferentes condições de temperatura e pressão.
- **Evaporador:** Responsável realizar troca térmica e evaporar o fluido refrigerante a uma baixa temperatura, ocasionando a absorção de calor pelo refrigerante.
- **Compressor:** Separa os lados de baixa e alta pressão do sistema e tem dois objetivos principais: Remover vapor do evaporador para manter o seu ponto de evaporação baixo e comprimir o refrigerante à baixa temperatura para um volume pequeno, criando vapor superaquecido a alta pressão e temperatura.
- **Condensador:** Responsável por realizar troca térmica e transformar assim o refrigerante da fase de vapor superaquecido para líquido. Isso acontece ao se criar uma alta pressão que aumenta o ponto de evaporação do refrigerante e remove calor suficiente para que o refrigerante condense para fase líquida.
- **Dispositivo de expansão:** Reduz a pressão do refrigerante líquido e a temperatura de evaporação do refrigerante para abaixo da temperatura da fonte quente. A perda de energia durante essa redução de pressão deve ser compensada por energia adicional na fase de compressão.

2.2.2 Ciclo transcrito de refrigeração por compressão mecânica de vapor

No ciclo transcrito, a temperatura de saída do trocador no lado de alta está acima da temperatura crítica do fluido enquanto a temperatura de evaporação está abaixo desta. A utilização de fluidos refrigerantes com baixa temperatura crítica como o R-744, remete à operação de ciclos transcritos (KIM, PETTERSEN e BULLARD, 2003). Sistemas com fluidos HFCs sempre operam ciclos subcríticos porque a temperatura do condensador não excede a temperatura crítica (101°C no caso do R-134a, por exemplo) (EMERSON CLIMATE TECHNOLOGIES INC., 2016).

Diferentemente do processo de condensação subcrítico, onde a temperatura permanece constante, a temperatura decresce durante todo o processo de rejeição de calor transcrito. Como não há condensação em um ciclo transcrito, o processo de rejeição de calor para o ambiente é chamado de arrefecimento de gás. Esta é a diferença fundamental entre ciclos subcríticos e transcritos (STAUB, DINDLER e ROBINSON, 2004). A *Figura 6* demonstra um sistema transcrito simples com o arrefecedor de gás no lugar do condensador.

Figura 6 - Sistema transcrito simples.



Fonte: (EMERSON CLIMATE TECHNOLOGIES INC., 2016)

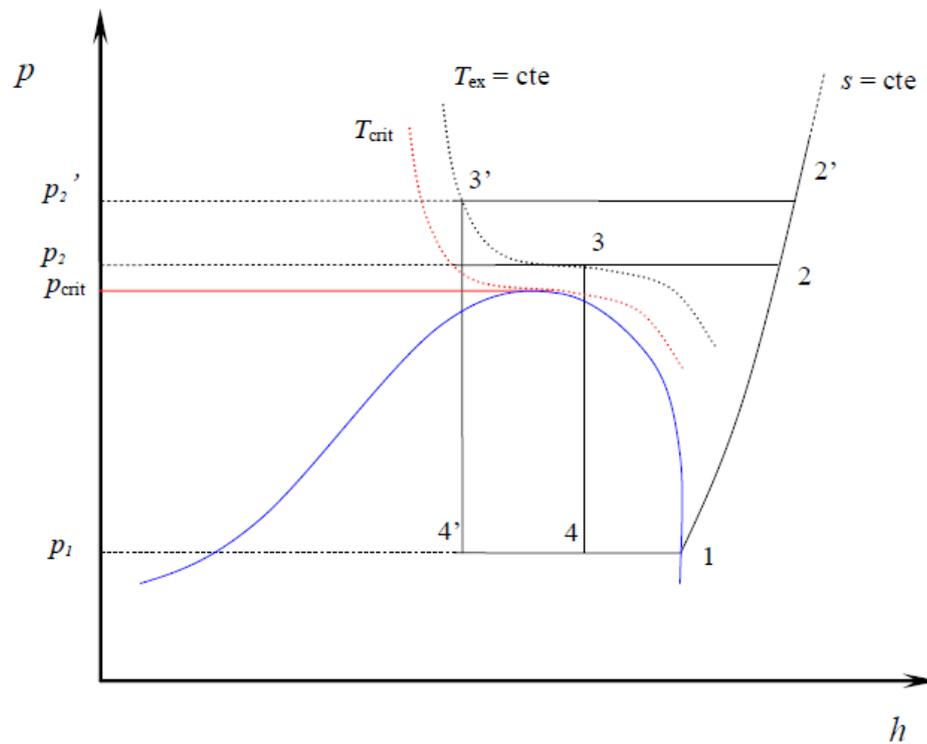
Uma desvantagem deste tipo de sistema está na significativa variação da capacidade e eficiência com a temperatura ambiente e a quantidade de refrigerante no sistema. Em pressões abaixo da pressão ótima, a capacidade de refrigeração diminui com a pressão, o oposto do que acontece no sistema subcrítico. O COP varia bastante e, ao contrário dos sistemas subcríticos seu valor máximo não ocorre quando a pressão de condensação é mínima.

Em geral, a pressão para capacidade ótima é maior do que para o COP ótimo. A pressão de alta é geralmente selecionada para o COP ótimo, a não ser que maior capacidade seja necessária, nesse caso uma pressão maior é selecionada (EMERSON CLIMATE TECHNOLOGIES INC., 2016)

O gráfico da pressão pela entalpia na Figura 7 - *Ciclo transcrito em um diagrama p-h* mostra um exemplo de um sistema operando um ciclo transcrito. Uma característica da operação transcrita é a necessidade em regular a pressão de alta do sistema buscando a uma pressão ótima, atingida com a maior diferença de entalpia no evaporador e o menor consumo possível de potência pelo compressor. Desta forma o coeficiente de performance máximo do sistema (COP) é alcançado quando a pressão de alta é igual a pressão ótima correspondente a uma dada temperatura externa (T_{ex}).

É possível observar através da Figura 7, que devido a curvatura das linhas isotermas na região supercrítica, a entalpia do ponto 3 é fortemente afetada pela pressão de alta, assim como o efeito refrigerante específico. Ao aumentar a pressão de alta do ponto p_2 para p_2' , desloca-se o ponto 4 para 4' aumentando consideravelmente o efeito refrigerante específico. A elevação da pressão de alta, para dada condição de evaporação e temperatura ambiente, aumenta também o trabalho de compressão. O coeficiente de performance do ciclo (COP) pode ser aumentado até um valor máximo, e a partir desse ponto, o aumento do trabalho de compressão já não é compensado pelo efeito refrigerante específico, de modo que o COP do ciclo diminui (DA SILVA, 2008). Dadas as características dos pontos, uma rotina de otimização pode ser aplicada de modo a encontrar a pressão de alta que maximiza o COP do sistema, de modo a permitir um melhor detalhamento da condição de melhor operação do sistema.

Figura 7 - Ciclo transcrito em um diagrama p-h.



Fonte: (DA SILVA, 2008)

O COP de um ciclo de um ciclo de refrigeração, assumindo compressão isentrópica, pode ser obtido através da equação:

$$COP = \frac{h_1 - h_4}{h_{2s} - h_1} \quad (1)$$

Onde os índices das entalpias referem-se aos estados termodinâmicos indicados na Figura 7. A partir desta equação pode-se determinar a pressão ótima de operação de um ciclo transcrito (DA SILVA, 2008).

2.3 TRANSPORTE MARÍTIMO DE CARGA REFRIGERADA

O transporte marítimo de bens refrigerados é uma parte vital da cadeia do frio, transportando perecíveis do produtor ao consumidor. As expansões no tráfego de carga refrigerada junto com pressões econômicas levaram a grandes desenvolvimentos nas embarcações de carga refrigerada, principalmente na construção de navios mais econômicos (MERRITT, 1978). Um navio *reefer* é uma estrutura complexa, envolvendo tecnologia computacional e automatização instalada a bordo (DELLACASA, 1987).

No final do século 19, a possibilidade de suprir a fome europeia com carne refrigerada produzida em outros continentes começou a atrair o interesse de armadores, uma vez que tal transporte estava se tornando tecnicamente factível. Durante 1925-1930 mais de 20 países tinham navios com plantas de refrigeração nas suas frotas. O crescimento da refrigeração foi consequência do tráfego entre países europeus e suas colônias. A capacidade global da frota refrigerada alcançou 7 milhões de m³ em 1960 e 12 milhões de m³ em 1975 (DELLACASA, 1987).

Um grande avanço foi a introdução dos halo-carbonos (CFCs) como fluidos refrigerantes, adotados em larga escala a partir de 1945, substituindo praticamente todos os outros refrigerantes por causa de sua qualidade não tóxica e não inflamável (DELLACASA, 1987).

2.3.1 Evolução dos tipos de navios para transporte de carga refrigerada

- **Navios *reefer***

A partir 1945 o transporte de perecíveis refrigerados pelo mar evoluiu através de sucessivos avanços no design de navios, com o desenvolvimento de navios especializados para este tipo de transporte. Durante a década de 1950, foram introduzidos navios do tipo *Cargo Reefer* que usavam estruturas em pallets. O navio foi desenhado para alta versatilidade no transporte de carga e sua planta de refrigeração era capaz de manter cargas em diferentes temperaturas pré-estabelecidas entre -30 °C e +13 °C na mesma viagem. Um navio *reefer* típico contava com uma capacidade de cerca de 10.000 m³. As plantas de refrigeração podiam ser centralizadas através de uma sala de máquinas ou com a instalação descentralizada de compressores e condensadores. O fluido refrigerante utilizado quase que em totalidade era R-22 (DELLACASA, 1987).

- **Navios porta-container**

Os primeiros carregamentos de contêineres pelo mar se deram em 1954 nos EUA. Em 1965 a contêinerização se estendeu por rotas intercontinentais e a partir dos anos 1970 se tornou um dos meios intermodais mais utilizados no mundo para o transporte de bens, com confiabilidade no transporte regular por rotas transoceânicas (DELLACASA, 1987).

Alguns dos primeiros navios porta-contêineres eram navios *Tanker* convertidos, sendo estes capazes de transportar ambos contêineres *Dry Cargo* e contêineres com isolamento térmico e uma unidade de refrigeração montada na parte frontal. Durante os anos 1960 muitas patentes foram registradas principalmente nos EUA e no Reino Unido, cobrindo uma grande variedade de métodos para refrigeração de contêineres a bordo de navios. Com a maioria dos navios de serviços sendo construídos para transporte de contêineres, os principais países exportadores de produtos refrigerados começaram a se beneficiar do transporte de navios porta contêineres (SCRINE, 1982).

Navios do final da década de 1970 tipicamente carregavam contêineres de 20 pés sob o deck em locais com isolamento térmico, ou sem isolamento acima do deck, empilhados até 9 unidades e 10 unidades lado a lado. A contêinerização espalhou-se rapidamente e contêineres com sua própria unidade de refrigeração já eram tendência. O uso de contêineres de 40 pés também estava crescendo (MERRITT, 1978).

Vários métodos foram propostos para o transporte marítimo de contêineres refrigerados, e em geral estes foram desenvolvidos para se encaixar em circunstâncias operacionais particulares em ambos países importadores e exportadores. A maioria dos navios porta contêineres no comércio de refrigeração são totalmente modulares (todos os contêineres são alocados com guias e não há decks de carga convencional carregadas por guindastes. Os sistemas de refrigeração para os vários serviços de container foram influenciados pelo tipo de carga transportada, embora haja variações dependendo de soluções particulares de cada operador (SCRINE, 1982). A Figura 8 mostra um navio do tipo porta-container atual.

Figura 8 - Navio porta container carregado com contêineres refrigerados



Fonte: (DWYER, 2012).

2.3.2 Características do container refrigerado

Os contêineres refrigerados transportados em navios podem ser divididos em duas categorias:

- ***Port-hole Insulated Container***: Arranjado com guias em pilhas e ajustados com aberturas para conexão ao sistema de refrigeração próprio do navio. A conexão entre o sistema de refrigeração do navio e o container se dá por dutos e acoplamentos, de modo a permitir a circulação do ar refrigerado pelo sistema no interior do container, resfriando a carga. (SCRINE, 1982). Esse tipo de container caiu gradualmente em desuso até a década de 1990, quando houve a total eliminação desse tipo de container. A última embarcação construída para esse tipo de container foi finalizada em 1995 (FITZGERALD, HOWITT, *et al.*, 2010). A Figura 9 mostra um container do tipo *Port-hole* e suas aberturas para circulação de ar.

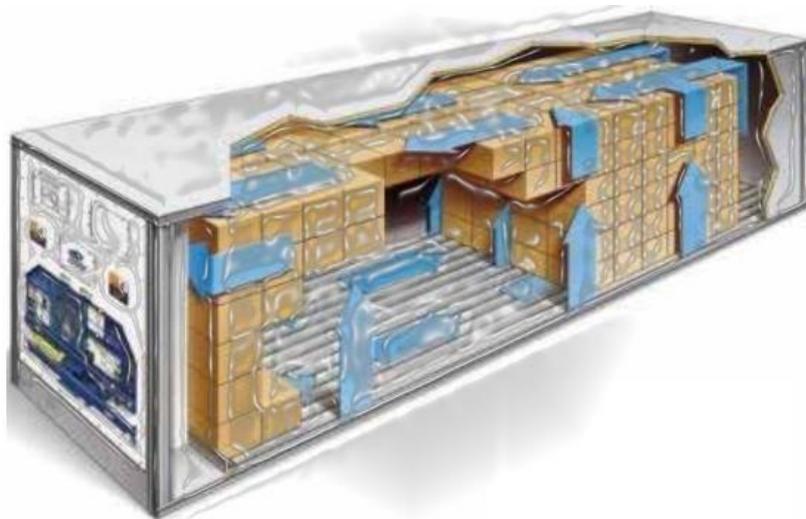
Figura 9 - Foto de um container do tipo Port-Hole



Fonte: (RAINBOW CONTAINERS)

- **Integral Insulated Container:** Refrigerado por uma unidade de refrigeração própria (*clip-on unit*), normalmente carregado no deck e conectado eletricamente ao fornecimento de energia do navio (SCRINE, 1982). Esses contêineres incorporam a unidade de refrigeração dentro do espaço do container termicamente isolado. Esses contêineres necessitam de uma fonte externa de energia elétrica para operar o seu sistema de refrigeração (FITZGERALD, HOWITT, *et al.*, 2010). Através da Figura 10 pode-se observar a representação de um container refrigerado atual em vista com corte, permitindo a visualização da carga e da circulação de ar no interior do container.

Figura 10 - Representação de um container refrigerado atual



Fonte: (CARRIER)

Os contêineres do tipo Integral são o foco do estudo deste trabalho e todos os dados sobre contêineres apresentados a seguir relatam tal configuração. Esses contêineres refrigerados, são projetados para serem compatíveis com as normas internacionais da ISO para contêineres convencionais, para viagens intermodais em navios, ferrovias e rodovias. Possuem unidades de refrigeração acopladas, tornando-se assim sistemas de refrigeração (UNEP, 2016). A refrigeração e a manutenção da temperatura dentro de um container se dá pela circulação de ar, sendo de um sistema de dutos através de orifícios na parede frontal do contêiner ou de um ventilador e uma unidade de refrigeração localizados na parede frontal do container onde compressor e condensador estão associados (SCRINE, 1982).

O uso de paletes é difundido e existem esforços de modo a adequar a ventilação em paletes sem sacrificar a estabilidade ou o uso eficiente do espaço. O uso de paletes tem impacto direto na embalagem de produtos como frutas e, conseqüentemente, a distribuição de ar dentro dos contêineres (MERRITT, 1978).

As unidades de refrigeração desses contêineres tipicamente consistem de um sistema básico de compressão de vapor. Podem ser configuradas com compressores do tipo recíprocos ou scroll, dependendo da preferência do cliente. O compressor pode tipicamente ser responsável pelo consumo de mais de 50% do consumo de energia total, enquanto os ventiladores correspondem a 12-15%. Entretanto, a maneira como estes componentes são arranjados, projetados e controlados interferem bastante na eficiência em geral da unidade (SORENSEN, 2013).

A Figura 11 mostra em detalhe a parte frontal do container, com destaque para o seu sistema de refrigeração. À esquerda está um container com sistema projetado para operação com o refrigerante R-134a enquanto na figura da direita o sistema opera com R-744. É possível notar que visualmente os dois sistemas são parecidos e o fabricante realça a diferença pela mudança na cor dos componentes.

Figura 11 -Típica unidade de refrigeração de um container refrigerado



Fonte: (CARRIER)

Dada a natureza do transporte intermodal onde são utilizados os contêineres, dos variados tipos de carga que transporta (frutas, remédios, carnes) e dos diferentes locais no mundo em que atua, são necessárias diferentes condições de operação. A Tabela 2 apresenta as capacidades típicas para diferentes temperaturas de evaporação. Estas informações são comumente apresentadas pelos fabricantes na apresentação de seus produtos, auxiliando também na comparação entre diferentes modelos.

Tabela 2 - Capacidade de unidades de refrigeração para contêineres típicas (T. amb. = 38 °C)

Temperatura de evaporação	Capacidade
2 °C	12000 W
-18 °C	6600 W
-29 °C	4400 W

Fonte: (UNEP, 2016)

Através da Tabela 3 pode-se obter algumas das principais características de contêineres refrigerados que operam com fluidos HFCs, como o R-134a.

Tabela 3 - As características principais para contêineres operando com fluidos HFC

Carga típica	4 a 8 kg	
Capacidade exigida	5000 a 15000 W	
HFCs mais utilizados	R-404a e R-134a	
Manufatura/instalação	De fábrica	
Alocação típica do equipamento	Operação em locais variados	
Taxa anual de vazamento de fluido	3% a 12%	
Fonte principais de emissões de HFC	Vazamento de fluido na operação	
Demanda anual aproximada de refrigerante	Sistemas novos	50%
	Manutenção	50%

Fonte: (UNEP, 2015).

2.3.3 Fluidos refrigerantes na refrigeração de contêineres

Preocupações ambientais e com a eficiência energética têm sido centrais para uso e projeto de contêineres refrigerados nas últimas décadas. Avanços no controle dos componentes entregaram avanços na eficiência em conjunto com as mudanças dos refrigerantes CFCs para os HFCs na metade dos anos 1990. Desde os primeiros projetos, em um ponto típico de medição de -18 °C de evaporação e 38 °C de condensação, o COP do sistema melhorou de 0,7 para 1,2, para uma fabricante. Hoje a indústria está se tornando mais focada nos avanços para redução do GWP no transporte de contêineres, tanto de uma perspectiva direta quanto indireta. O aquecimento global é influenciado por ambas emissões do refrigerante utilizado e do consumo de energia que é necessário para operar o equipamento (UNEP, 2016).

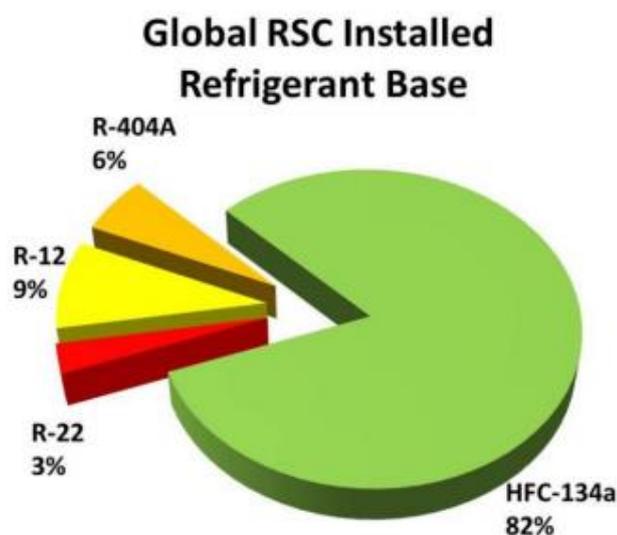
Em preparação para um futuro banimento dos HFCs, os principais fabricantes de contêineres refrigerados (Carrier, Daikin, Thermo King, Maersk) estão desenvolvendo uma gama de soluções de curto prazo e longo prazo. (COOL LOGISTICS, 2016). É possível notar a preocupação dos fabricantes em buscar e oferecer a melhor solução para uma alternativa aos refrigerantes atualmente utilizados. Enquanto a escolha principal de fluido refrigerante no transporte refrigerado terrestre tem sido por muitos anos o R-404a, a vasta maioria dos contêineres refrigerados no transporte marítimo atualmente utiliza R-134a como fluido refrigerante (COOL LOGISTICS, 2016).

A fabricante Maersk, que já equipou contêineres refrigerados com sistemas baseados no refrigerante R-12 no passado, desde 1993 já instala seus sistemas com R-134a (NORDIC

COUNCIL OF MINISTERS, 2007). Recentemente, começou a oferecer também contêineres híbridos, que com alguns ajustes podem ser carregados com um fluido diferente, como o ‘*Star Cool R-513a Optimized*’, que apesar de vir carregado de fábrica com R-134a, pode ser substituído por R-513a, oferecendo flexibilidade e segurança para futuras regulamentações sobre refrigerantes que venham a surgir, além do apelo na redução do GWP em 56% (MAERSK CONTAINER INDUSTRY). A fabricante Thermo King por exemplo, comprometeu um investimento de U\$500 milhões em produto, relacionado a pesquisa e desenvolvimento, especificamente para reduzir a emissão de gases contribuintes para o efeito estufa em 50% até 2020 (COOL LOGISTICS, 2016).

Conforme pode-se observar através da Figura 12, atualmente a grande maioria das unidades de refrigeração para contêineres atualmente utilizam R-134a como fluido refrigerante, vantajoso ao se levar em conta fatores como eficiência e performance através de uma grande faixa de condições ambiente. Porém, para contêineres refrigerados, o CO₂ pode cumprir requisitos desejáveis. O desafio está na criação de um sistema para o transporte refrigerado que atenda os níveis de consumo de energia dos equipamentos eficientes que hoje operam com HFCs. Para que o CO₂ funcionar como um refrigerante viável ele deve atender as demandas de eficiência energética, capacidade de refrigeração, consumo de energia e *pull-down* esperados por uma unidade de refrigeração de contêineres atual (UNEP, 2016).

Figura 12 - Utilização dos refrigerantes na base instalada de contêineres refrigerados



Fonte: (DWYER, 2012)

3 MODELO MATEMÁTICO

3.1 CICLO DE REFRIGERAÇÃO

O ciclo de refrigeração por compressão de vapor consiste em um número de processos, conforme mencionado anteriormente. Estes processos podem ser analisados ao se aplicar a primeira lei da termodinâmica para os quatro principais componentes do ciclo individualmente (compressor, condensador, dispositivo de expansão e evaporador). Desta forma garante-se que a energia seja conservada por cada componente e também pelo sistema como um todo. Assim, considerando os processos em regime permanente, as equações resultantes para cada componente do sistema são obtidas como (DINÇER e KANOGLU, 2010):

- Para o compressor:

$$E'_{entra} = E'_{sai} \quad (2)$$

$$m'h_1 + W' = m'h_2 \quad (3)$$

$$W' = m'(h_2 - h_1) \quad (4)$$

Onde m' é o fluxo de massa do refrigerante em kg/s; h é a entalpia em kJ/kg e W' é a potência fornecida ao compressor em kW. Os números subscritos representam os pontos no ciclo, conforme apresentado no Capítulo 2, pelas Figuras Figura 4, Figura 5 e Figura 7.

- Para o condensador:

$$m'h_2 = m'h_3 + Q'_H \quad (5)$$

$$Q'_H = m'(h_2 - h_3) \quad (6)$$

Onde Q'_H é o calor rejeitado do condensador para o ambiente em alta temperatura.

- Para o dispositivo de expansão:

$$m'h_3 = m'h_4 \quad (7)$$

$$h_3 = h_4 \quad (8)$$

- Para o evaporador:

$$m'h_4 + Q'_L = m'h_1 \quad (9)$$

$$Q'_L = m'(h_1 - h_4) \quad (10)$$

Onde Q'_L é o calor absorvido do ambiente a baixa temperatura para o evaporador.

Para o sistema de refrigeração por inteiro, o balanço de energia pode ser escrito como

$$W' + Q'_L = Q'_H \quad (11)$$

O coeficiente de performance (COP) do sistema de refrigeração torna-se

$$COP = \frac{Q'_L}{W'} \quad (12)$$

A eficiência isentrópica de um compressor adiabático é definida como

$$\eta_{Comp} = \frac{W'_{isen}}{W'} = \frac{h_{2s} - h_1}{h_2 - h_1} \quad (12)$$

Onde h_{2s} é a entalpia do refrigerante na saída do compressor, se o processo de compressão é isentrópico (ou seja, reversível e adiabático).

3.2 MÉTODO DE NEWTON-RAPHSON PARA OTIMIZAÇÃO

O método de Newton-Raphson é um dos métodos numéricos utilizados para se encontrar as raízes de funções. Quando aplicado com fins de otimização, o método representa uma forma geral para se encontrar o ponto de extremo de uma dada função $f(x)$, de forma iterativa (BUTENKO e PARDALOS, 2014). O método de Newton-Raphson foi escolhido neste trabalho para a determinação da pressão de descarga do compressor que maximiza o COP do ciclo transcíticos.

Para um ponto de mínimo, a primeira derivada $f'(x)$ deve ser igual a zero e a segunda derivada $f''(x)$ deve retornar um valor positivo, enquanto para um ponto de máximo, $f'(x)$ deve ser também igual a zero enquanto a segunda derivada $f''(x)$ deve retornar um valor negativo. O equacionamento do algoritmo partindo de um ponto x_n , sendo o próximo ponto x_{n+1} na série iterativa se dá por:

$$x_{n+1} = x_n - \frac{f'(x)}{f''(x)} \quad (13)$$

Para a execução do método, também são necessários que o cálculo das primeira e segunda derivadas da função sejam calculadas (ou aproximadas de forma satisfatória). Como trata-se de um método iterativo, deve-se selecionar um critério de convergência, ao qual o processo iterativo pode ser considerado convergido.

Uma escolha típica para o critério de convergência é a diferença entre os valores de x entre duas iterações consecutivas:

$$dx = x_{n+1} - x_n \quad (14)$$

Neste trabalho adotou-se o critério de convergência $dx = 0,1$, que foi escolhido através da comparação dos resultados obtidos com valores para dx .

3.3 APROXIMAÇÃO NUMÉRICA DE DERIVADAS

Como o método de Newton-Raphson exige o cálculo das derivadas de primeira e segunda ordem da função em análise, observa-se que estas precisam ser determinadas a cada iteração. A derivada de uma função $f(x)$ é definida como um processo de limite, matematicamente descrito por:

$$\frac{df}{dx} = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{f(x + \Delta x) - f(x)}{\Delta x} \quad (15)$$

A segunda derivada da função $f(x)$, da definição:

$$\frac{d^2 f}{dx^2} = \lim_{\Delta x \rightarrow 0} \frac{f(x + \Delta x) - 2f(x) + f(x - \Delta x)}{\Delta x^2} \quad (16)$$

Numericamente, é impossível se tomar o limite $\Delta x \rightarrow 0$. Assim, deve-se trabalhar com um valor finito, que é chamado de erro numérico. A equação 17 pode ser então utilizada, ao se definir um valor suficientemente pequeno de h , de modo a permitir que se consiga a aproximação seguinte (BUTT, 2010).

$$f'(x) = \frac{f(x + h) - f(x)}{h} \quad (17)$$

Para a obtenção da segunda derivada de $f(x)$, a equação 18 pode ser utilizada, descrita matematicamente como:

$$f''(x) = \frac{f(x + h) - 2f(x) + f(x - h)}{h^2} \quad (18)$$

Para a obtenção da segunda derivada de $f(x)$, a equação 18 pode ser utilizada, matematicamente descrita acima. Assim, a aproximação numérica das derivadas de uma função, podem ser implementadas em conjunto com métodos numéricos, como o de Newton-Raphson. Neste trabalho, empregou-se $h = 0,1$, escolhido através da comparação dos resultados obtidos com diferentes valores para h e com os resultados exatos de funções exemplo.

3.4 IMPLEMENTAÇÃO DO MODELO MATEMÁTICO

As equações do modelo matemático foram implementadas no programa computacional EES (Engineering Equation Solver). Este programa foi escolhido por permitir a obtenção das propriedades termodinâmicas necessárias para a análise do ciclo de refrigeração. O modelo matemático foi então implementado em três sub-rotinas descritas a seguir. O código utilizado para as sub-rotinas pode ser encontrado na seção de anexos deste trabalho, a partir da página 56.

A primeira sub-rotina do código, determina o desempenho de um sistema operando com o fluido R-134a, no processo que chamamos de subcrítico. A segunda sub-rotina, é uma adaptação capaz de retornar as soluções para um sistema operando com o fluido R-744, operando um ciclo transcrito. Por último, através de uma rotina para aproximação da primeira e segunda derivadas numericamente, em conjunto com o método iterativo de Newton-Raphson para otimização, foi implementada uma última sub-rotina do código capaz de medir o desempenho do sistema operando com o fluido R-744 em um sistema transcrito, e retornar como solução a pressão de descarga do compressor que maximiza o COP do sistema, identificando assim os valores para o COP máximo do sistema e a pressão de alta ótima.

Para os efeitos de comparação propostos neste trabalho, as três sub-rotinas do código foram executadas e então os resultados obtidos foram analisados. Para a realização das simulações, os dados de entrada necessários foram tomados com base nas informações características para contêineres refrigerados, além de estimativas plausíveis, com objetivo de verificar a compatibilidade com valores do mercado para contêineres refrigerados aplicados na indústria do transporte marítimo. Para cada análise, seguiu-se de modo geral o seguinte fluxo:

Figura 13 - Fluxo geral de análise implementado no EES



Fonte: O Autor (2018).

4 RESULTADOS E DISCUSSÕES

Este capítulo apresenta os resultados obtidos através do modelo matemático e a comparação do desempenho energético entre ciclos de refrigeração por compressão de vapor utilizando os fluidos refrigerantes R-134a e R-744.

4.1 ANÁLISE DO CICLO SUBCRÍTICO COM R-134a

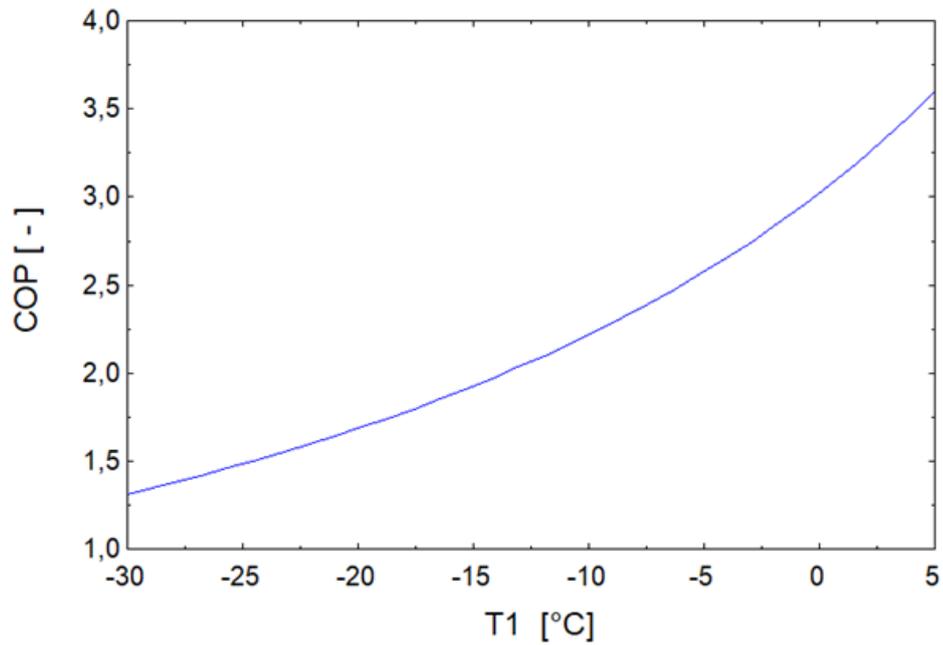
Como dados de entrada, foram considerados como referência:

- Temperatura de evaporação: -18 °C ;
- Temperatura de condensação: 38 °C ;
- Fluxo de massa do compressor: $0,02\text{ kg/s}$;
- Eficiência isentrópica do compressor: $0,60$;

Através do modelo matemático criado para o ciclo padrão de refrigeração por compressão de vapor, pode-se obter a performance do sistema operando com R-134a em um ciclo subcrítico convencional. Fixando os valores das temperaturas de evaporação ou condensação, de modo que, ao fixar uma temperatura enquanto se varia a outra, pode-se analisar o comportamento da eficiência do sistema em diferentes condições de contorno. Para as temperaturas de referência, o COP encontrado foi de 1,78.

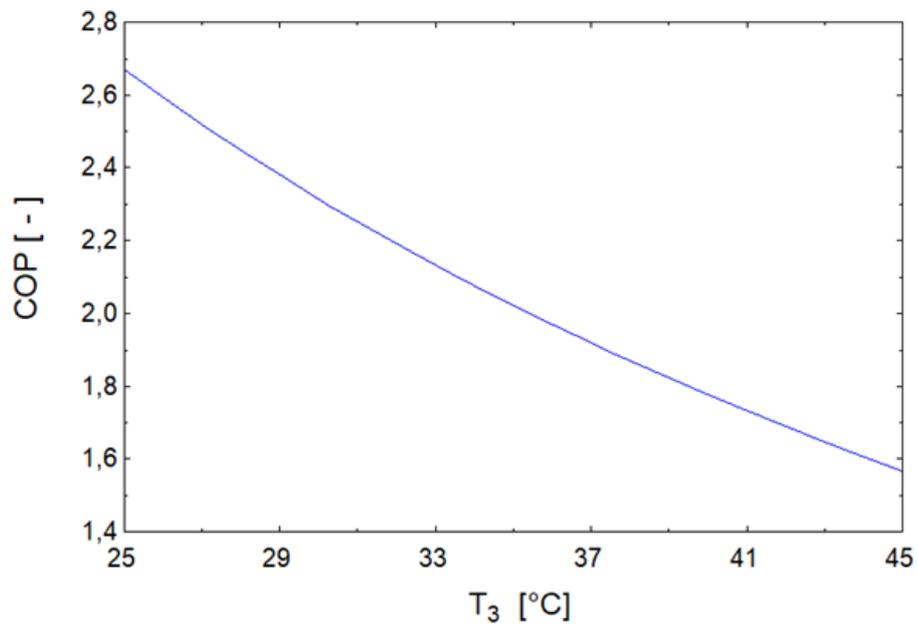
É possível também, através dos gráficos obtidos nas Figura 14 e Figura 15, entender que a eficiência do sistema melhora quando se aumenta a temperatura de evaporação e que decai para condições de maior temperatura ambiente. Destaca-se que esta relação não é linear, como mostra a curvatura presente nas Figura 14 e Figura 15.

Figura 14 - Comportamento do COP com a temperatura de evaporação



Fonte: O autor (2018).

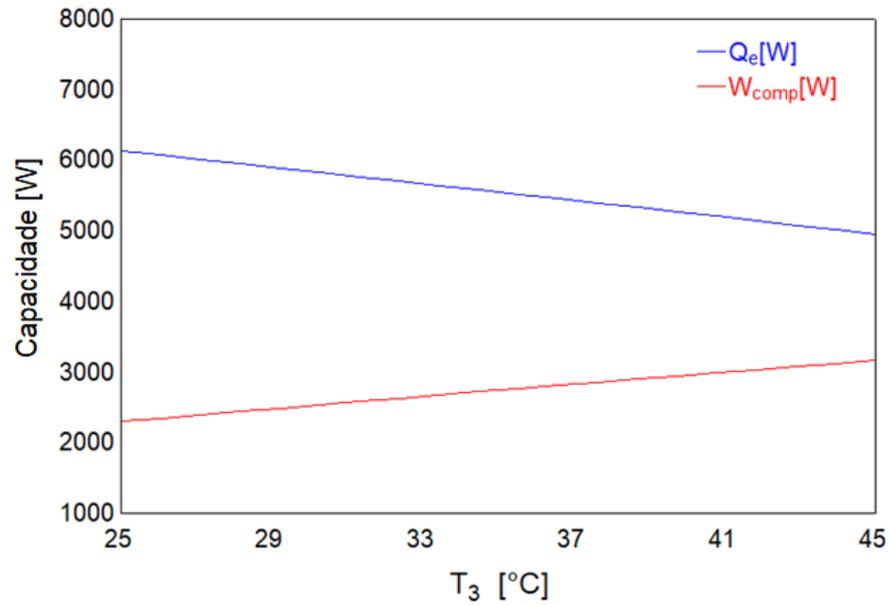
Figura 15 - Comportamento do COP com a temperatura de condensação



Fonte: O autor (2018).

Conforme mostra a *Figura 16*, quanto a capacidade de refrigeração, em temperaturas de condensação maiores, o sistema perde capacidade além do consumo de potência do compressor ser aumentado.

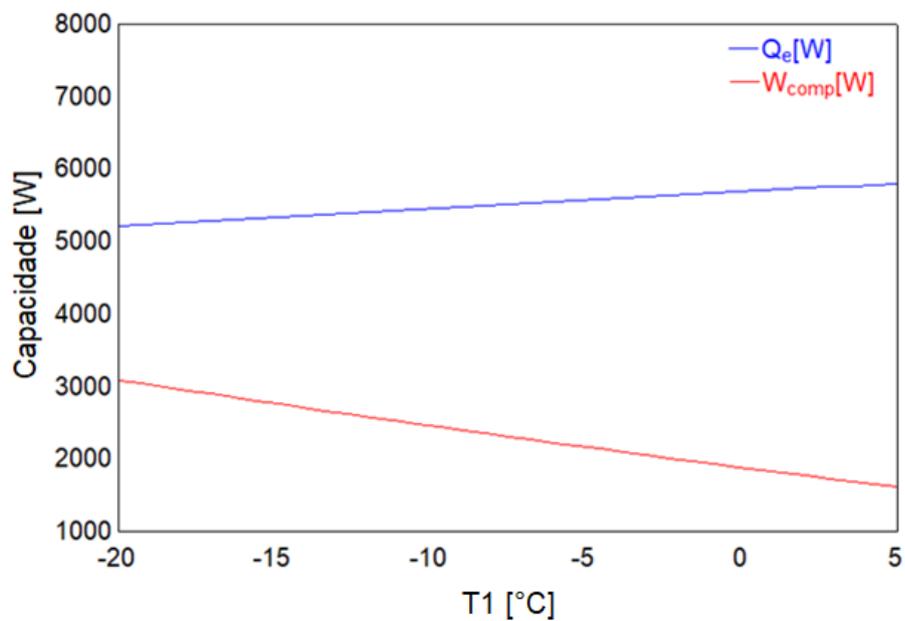
Figura 16 – Capacidade de refrigeração e consumo do compressor pela temperatura de condensação



Fonte: O autor (2018).

Na variação da temperatura de evaporação observada através da *Figura 17*, observa-se que quanto menor a temperatura que se atingir deseja na evaporação, maior é o consumo e menor a capacidade

Figura 17 - Capacidade de refrigeração e consumo de potência do compressor pela temperatura de evaporação



Fonte: O autor (2018).

Para os dois casos mostrados nas Figuras 15 e 16, o consumo do compressor aumenta conforme a capacidade cai. Na simulação com o ciclo subcrítico com R-134a, os resultados obtidos são compatíveis com as características dos contêineres refrigerados, tanto nas capacidades encontradas quanto no COP obtido. Apesar o COP parecer ser alto, isto provavelmente deve-se ao fato da simulação simplificar os processos do ciclo, o que pode desprezar algumas perdas, principalmente associadas as diferenças de temperatura entre o fluido refrigerante e o ambiente com o qual se realiza a transferência de calor.

4.2 ANÁLISE DO CICLO TRANSCRÍTICO COM R-744

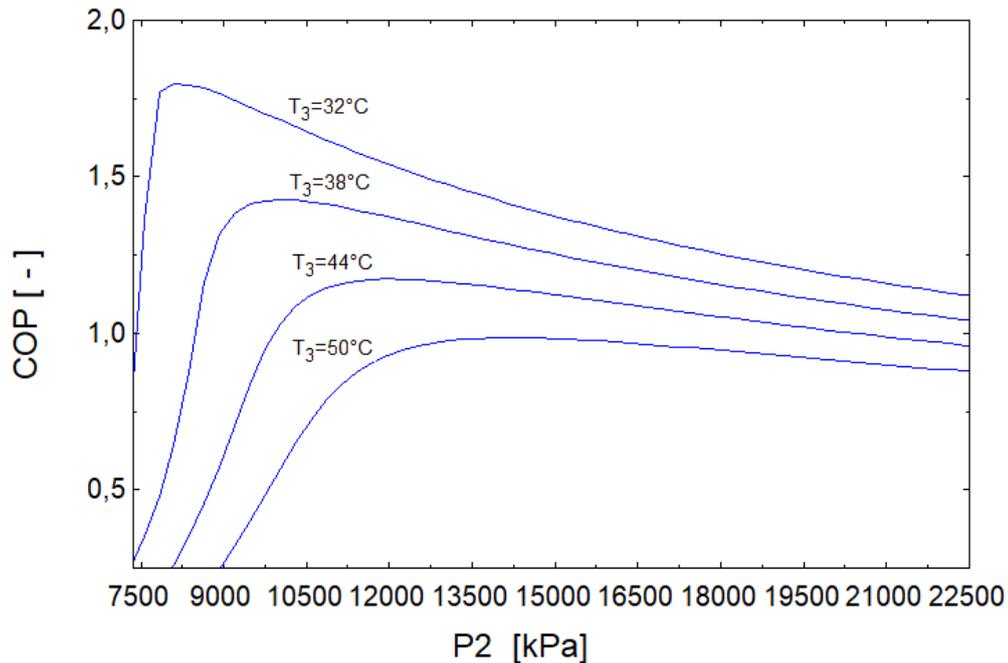
Para o ciclo transcrito, foram considerados como referência os seguintes dados de entrada:

- Temperatura de evaporação: $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- Temperatura de saída do gas cooler: $38\text{ }^{\circ}\text{C}$;
- Fluxo de massa do compressor: $0,02\text{ kg/s}$;
- Eficiência isentrópica do compressor: $0,75$;

A segunda sub-rotina do código desenvolvido foi aplicada para a análise do ciclo operando com R-744 em um ciclo transcrito. Para este sistema, o processo de rejeição de calor não envolve uma condensação do fluido refrigerante no lado de alta pressão, apenas um resfriamento do gás nessa região. Como não há um processo de mudança de fase durante a etapa de rejeição de calor do ciclo, a temperatura e a pressão tornam-se independentes. A Figura 18 demonstra como o COP se comporta operando com temperatura de evaporação constante de $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$, conforme a variação da pressão de alta, para quatro temperaturas de saída do gas cooler diferentes.

A maior eficiência isentrópica do compressor utilizada tem o objetivo de tornar a comparação mais próxima da realidade. Por causa das propriedades do R-744, compressores que utilizam este fluido de trabalho têm uma menor razão de pressão, o que possibilita maiores eficiências volumétricas e isentrópicas, sendo vantajoso para a performance deste sistema a menor razão de pressão. A eficiência isentrópica de diversos compressores utilizando R-134a e R-744 disponíveis no mercado foram medidas e comparadas em diferentes rotações. Resultados mostraram uma eficiência isentrópica em média 15% maior para os compressores que utilizam R-744 (BOEWE, MCENANEY e PARK, 1999).

Figura 18 - Comportamento do COP com a variação da pressão de alta do sistema.



Fonte: O autor (2018).

É possível notar que ao aumentar a pressão de alta, o COP é também aumentado até atingir um ponto em que seu valor é valor máximo, e ao ultrapassar a pressão relacionada a este ponto, denominada pressão ótima, o COP do ciclo diminui. Isso confirma o efeito das curvaturas das isothermas acima do ponto crítico, que afetam a entalpia do ponto 3 do ciclo.

Finalmente, empregou-se a sub-rotina de otimização, com o objetivo de se encontrar a pressão de descarga do compressor que maximiza a eficiência energética do ciclo de refrigeração transcrito. Para a pressão de alta, foi definido um intervalo pré-estabelecido de 7,5 MPa até 25,0 MPa e uma estimativa inicial de 11,0 MPa para o início das iterações.

Durante a execução, o código calcula um conjunto de resultados válidos para cada iteração e avança na direção que minimiza a derivada do COP em relação a pressão de alta, que indica um ponto de máximo ou mínimo. O COP do ciclo foi maximizado ao ser calculado sucessivamente até o momento em que se atingiu o critério de convergência, aqui denominado “erro”. Neste trabalho, quando a diferença entre os valores da pressão de alta entre duas iterações consecutivas atingirem um valor menor que 0,01, a rotina iterativa foi considerada como convergida.

No exemplo apresentado na Tabela 4, o código computacional convergiu após 15 iterações. A convergência pode ser observada tanto pela aproximação a zero da primeira derivada, quanto pela redução do erro até atingir o critério de convergência. A última iteração resultou no valor do COP máximo do sistema igual a 1,40 e da pressão de alta igual a 9,6 MPa. Ajustando o critério de convergência para 0,0001 para aumentar a precisão dos resultados para 0,01 %, obteve-se como resposta 1,42 para o COP máximo e 9,602 Mpa para a pressão ótima, conforme mostra a Tabela 5. Os valores encontrados são compatíveis com o método numérico aplicado, uma vez que este afirma que para se encontrar um ponto de extremo máximo da função, sua primeira derivada deve ser igual a zero (ou muito próxima, no caso de uma aproximação numérica) enquanto a sua segunda derivada deve retornar um valor negativo, isto pode ser comprovado através da Tabela 4.

Tabela 4 - Solução retornada para cada iteração do algoritmo até erro ser menor que 1%

n	COP	COP'	COP''	P ₂ [Pa]	Erro
2	1,301	0,126	-0,665	9,073	0,189
3	1,359	0,068	-0,667	9,176	0,103
4	1,379	0,048	-0,635	9,251	0,075
5	1,39	0,036	-0,597	9,311	0,060
6	1,398	0,028	-0,559	9,361	0,050
7	1,403	0,022	-0,521	9,402	0,042
8	1,406	0,017	-0,487	9,438	0,035
9	1,409	0,014	-0,455	9,468	0,030
10	1,412	0,011	-0,426	9,493	0,025
11	1,413	0,009	-0,402	9,515	0,021
12	1,415	0,007	-0,382	9,532	0,018
13	1,416	0,005	-0,365	9,547	0,015
14	1,416	0,004	-0,351	9,559	0,012
15	1,417	0,003	-0,340	9,569	0,010

Fonte: O autor (2018).

Tabela 5 - Solução retornada com erro menor que 0,1%

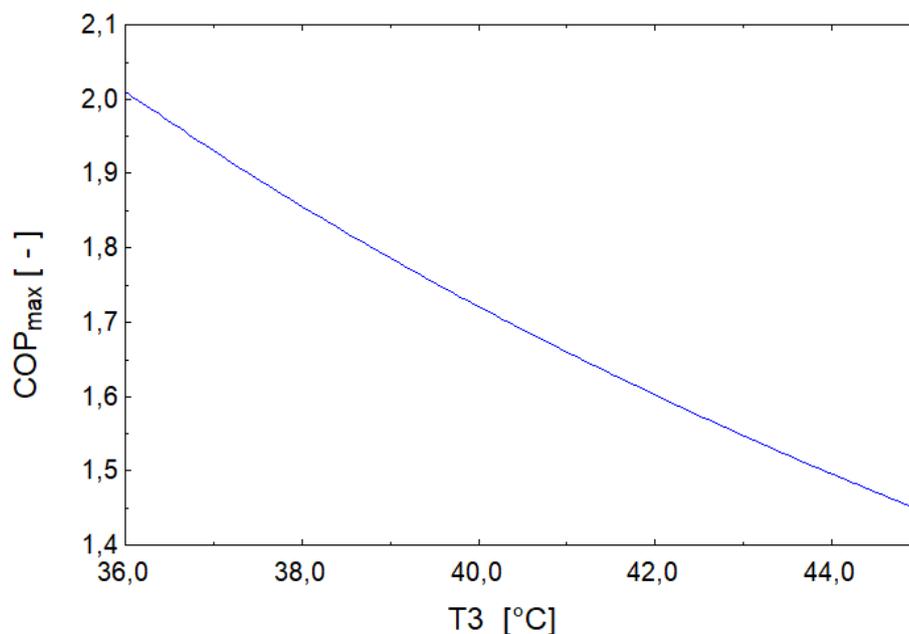
n	COP	COP'	COP''	P ₂ [Pa]	Erro
34	1,419	0,0000	-0,302	9,604	0,0001

Fonte: O autor (2018).

Deve-se tomar o cuidado para que não se calcule a pressão de alta em pontos abaixo da pressão crítica do R-744, que é de 7,36 Mpa. Se estiver abaixo desta o sistema não opera mais um ciclo transcrito e passa ao subcrítico, uma vez que as pressões do lado de alta e de baixa pressão do sistema estariam abaixo do ponto crítico, e o comportamento não pode mais ser calculado por este método.

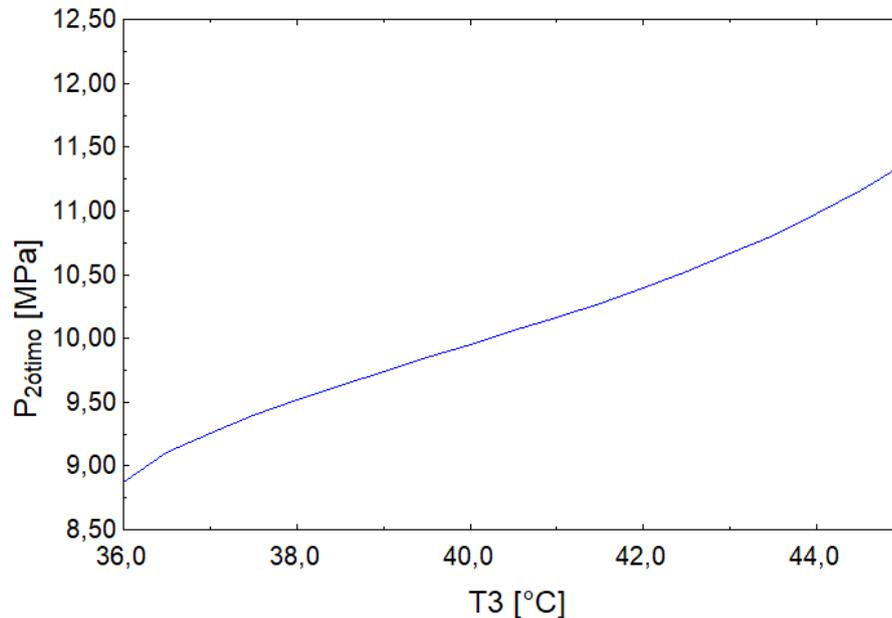
Através das Figura 19 e Figura 20, é possível analisar o comportamento do COP máximo e pressão de saída do gas cooler ótima para diferentes condições de temperatura ambiente. É possível concluir, por exemplo, que a melhor eficiência possível (COP máximo) diminui conforme se aumenta a temperatura ambiente. A Figura 20 evidencia um aumento da pressão ótima com o aumento da temperatura T3.

Figura 19 - Eficiência máxima para temperatura de saída do gas cooler



Fonte: O autor (2018).

Figura 20 - Pressão de descarga ótima do compressor para diferentes temperaturas ambientes



Fonte: O autor (2018).

A Figura 20 permite a análise das pressões ótimas para uma mesma faixa de temperaturas. Percebe-se que a pressão de descarga do compressor precisa ser maior quando estiver trabalhando sob temperaturas ambientes maiores. Considerando que num sistema operando com R-744 já se trabalha com pressões relativamente altas, isto pode ser uma barreira para a construção do sistema, sendo esta uma diferença chave entre um sistema tradicional subcrítico com R-134a e o sistema baseado em um ciclo de refrigeração transcrito com R-744.

4.3 COMPARAÇÃO ENTRE OS CICLOS

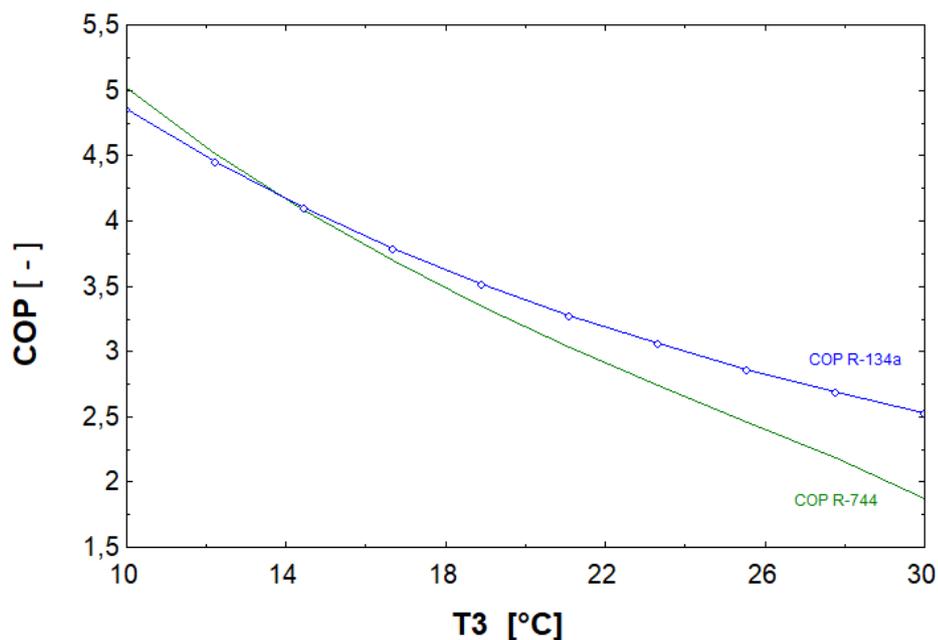
Após a análise dos ciclos separadamente, uma comparação direta dos sistemas foi realizada. As Figuras 20 e 21 mostram uma comparação direta do COP entre sistemas operando com R-134a e R-744. Na figura 20 ambos os ciclos operam em condições subcríticas enquanto na Figura 21 o sistema com R-744 opera em condições transcrito. A partir desta análise é possível observar e mensurar a diferença entre os sistemas do ponto de vista da eficiência energética. Enquanto uma faixa de temperaturas foi explorada para a temperatura de condensação ou arrefecimento de gás, a temperatura de evaporação foi mantida em -18°C nas comparações, o fluxo de massa do compressor mantido o mesmo em

0,02 kg/s e a eficiência isentrópica do compressor foi considerada em 0,60 para o compressor com R-134a e 0,75 para o compressor com R-744, de modo a tornar a comparação mais próxima da realidade, conforme explicado na seção 4.2.

É possível observar através da Figura 21 que, quando ambos os sistemas operam em condições subcríticas, o R-744 apresenta uma eficiência energética competitiva com o sistema operando com R-134a em condições onde a temperatura ambiente é mais baixa, apresentando eficiência igual para uma temperatura de condensação de 14°C e até 3% maior para uma temperatura de condensação de 10°C. A desvantagem do sistema com o fluido natural aparece a medida em que se trabalha sob condições onde a temperatura ambiente se torna mais elevada, onde uma diferença percentual máxima de 24% entre os dois sistemas ocorre ao se aproximar da temperatura crítica para o R-744.

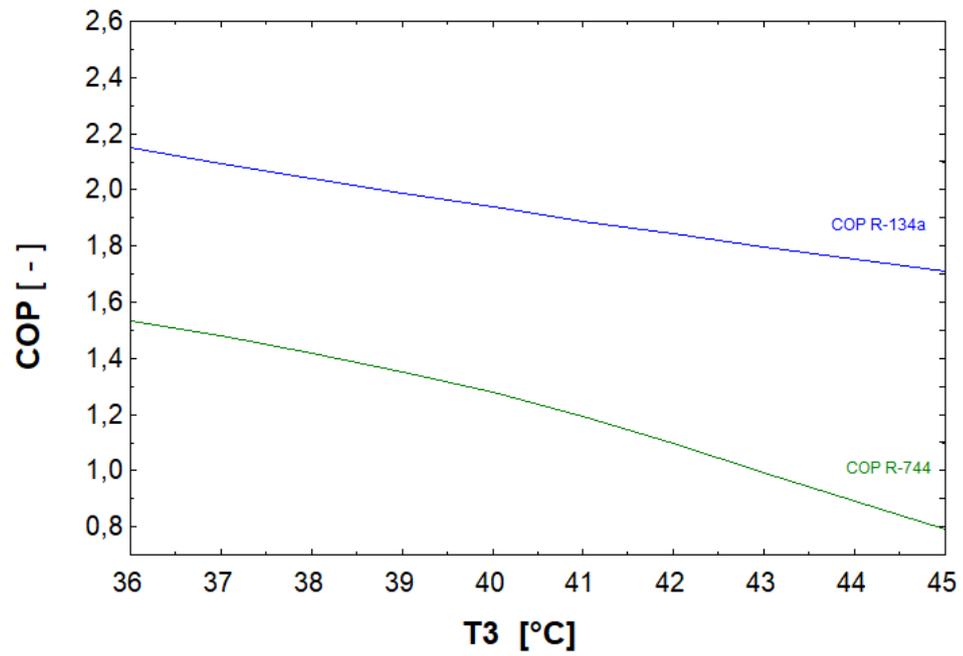
Conforme mostra a Figura 22, quando o sistema com R-744 opera em condições transcíticas, é notável a desvantagem na eficiência energética, sendo o sistema atualmente mais utilizado com R-134a em média 56% superior neste quesito, para a faixa de temperaturas avaliada. Atualmente cientistas e fabricantes têm dedicado esforços em pesquisa e desenvolvimento para que o maior impacto indireto do R-744 associado ao maior consumo de energia seja compensado pelo seu menor impacto direto associado à liberação de substâncias agressivas ao meio ambiente.

Figura 21 - Comparação do COP entre Sistemas com R-134a e R-744, ambos em condições subcríticas



Fonte: O autor (2018).

Figura 22 - Comparação do COP entre sistema com R-134a subcrítico e com R-744 em condição transcritical



Fonte: O autor (2018).

5 CONCLUSÕES

A análise do refrigerante R-744 na operação para sistemas de refrigeração empregados em contêineres refrigerados no transporte marítimo foi realizada. Desde a introdução dos contêineres refrigerados nos anos 1950, este foi adotado completamente para o transporte marítimo de cargas refrigeradas.

Desde o início da contêinerização no transporte marítimo, houveram avanços na tecnologia para sistemas de refrigeração, refrigerantes novos surgindo ou sendo banidos, refrigerantes antigos reaparecendo como alternativas, devido principalmente a legislações baseadas em questões ambientais pertinentes.

Avanços no desenvolvimento de tecnologias para sistemas operando com R-744 foram introduzidos ao mercado. Esses sistemas já foram utilizados no passado e nos últimos anos essa tecnologia foi identificada como uma solução ambientalmente positiva, principalmente pelo baixo GWP do CO₂. Assim, uma alternativa viável para lidar com os desafios ambientais atuais e futuros está na sua adoção como fluido refrigerante principal para contêineres refrigerados.

Neste trabalho foi desenvolvido um modelo matemático capaz de prever a condição ótima de operação de um sistema de refrigeração com R-744. O modelo foi elaborado com base nas equações fundamentais de conservação da massa e energia. Limitações para a convergência do método de Newton-Raphson foram identificadas em função do valor inicial estimado para a variável independente (P_2).

O COP ótimo alcançado foi de 1,42. Estudos disponíveis relatam que o COP para sistemas de transporte refrigerado em contêineres é baixo de modo geral, ficando entre 0,50 e 1,75. Logo, em relação aos resultados obtidos com a simulação do sistema transcrito com R-744, pode-se dizer que estes são compatíveis com dados disponíveis atualmente no mercado da refrigeração de contêineres refrigerados. É importante notar, porém, que a simulação simplifica o ciclo.

Uma diferença chave entre um sistema tradicional subcrítico com R-134a e o sistema baseado em um ciclo de refrigeração transcrito com R-744 é a operação sob altas pressões. Pode-se observar que no ponto ótimo, a pressão de descarga do compressor para o sistema transcrito com R-744 é na ordem de 10 MPa enquanto no sistema tradicional é de aproximadamente 2,2 MPa. Essa diferença é suficiente para que seja necessária para o sistema uma construção compatível com as pressões de trabalho, de forma a garantir equiparáveis condições de segurança de confiabilidade. Tubos de maior espessura são um exemplo de

adaptação necessária para este sistema. Uma opção para se controlar a pressão no *gas cooler* está no controle da quantidade determinada de refrigerante e pela sua distribuição no sistema, ou seja, pela carga de gás e o dispositivo de expansão utilizados.

O R-744 se mostra competitivo quanto a eficiência energética quando operando um ciclo subcrítico e em temperaturas de condensação mais baixas, apresentando uma eficiência equivalente para uma temperatura de condensação de 14°C e 24% inferior quando próximo à temperatura crítica. Apesar disto, os requisitos para operação do mercado de refrigeração de contêineres fazem com que a operação do ciclo com R-744 necessite operar um ciclo transcrito, onde a eficiência é em média 56% menor que a do R-134a. Essa desvantagem, porém, pode ser reduzida com a adaptação de outros fatores, como a maximização da eficiência isentrópica do compressor, uma possibilidade devido as propriedades do fluido. Assim, o CO₂ pode ser competitivo em capacidade de refrigeração e eficiência devido a maiores eficiências possíveis no compressor, ou na adoção de novas tecnologias dos componentes do sistema.

Avanços na tecnologia são constantes, e são responsáveis por grandes benefícios trazidos para a qualidade de vida em geral. A adoção de medidas regulamentárias com preocupações ambientais, além de cultivar o desenvolvimento, trazem segurança para a população. É curioso o fato de ideias e tecnologias que já foram tendência no passado voltarem ao presente, e atualmente no caso da reintrodução dos fluidos refrigerantes naturais em sistemas de refrigeração com tecnologia avançadas, isso se torna muito relevante, sendo imprescindível no caminho para uma solução mais sustentável.

6 SUGESTÕES PARA TRABALHOS FUTUROS

- Análise da emissão de poluentes entre sistemas operando com fluídos R-134a e R-744;
- Análise da adaptação para sistema de refrigeração com R-744 em contêineres;
- Impacto financeiro na adoção de sistemas de refrigeração para contêineres com R-744;
- Detalhamento do consumo de combustível do navio em viagem na adoção de contêineres refrigerados operando com R-744;

7 REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

BELMAN-FLORES, J. M. General aspects of carbon dioxide as a refrigerant. **Journal of Energy in Southern Africa**, Salamanca, v. 25, n. 2, p. 96-106, maio 2014.

BOEWE, D. E.; MCENANEY, R. P.; PARK, Y. C. **Comparative Experimental Study of Subcritical R134a and Transcritical R744 Refrigeration Systems for Mobile Applications**. Urbana: University of Illinois, 1999.

BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R. E. **Fundamentals of Thermodynamics**. 8ed. ed. Danvers: Wiley, 2013. ISBN 978-1-118-13199-2.

BUTENKO, S.; PARDALOS, P. M. **Numerical Methods and Optimization**. Boca Raton: CRC Press, 2014.

BUTT, R. **Introduction to Numerical Analysis Using MATLAB**. Sudbury: Jones and Barlett Publishers, 2010. ISBN 978-0-7637-7376-2.

CARRIER. Container Refrigeration. **Carrier**. Disponível em: <<https://www.carrier.com/container-refrigeration/en/worldwide/products/Container-Units/>>. Acesso em: maio 2018.

ÇENGEL, Y. A.; BOLES, M. A. **Thermodynamics: An Engineering Approach**. 8ed. ed. Boston: McGraw-Hill Education, 2014. ISBN 978-0073398174.

CHEMOURS. Fluido Refrigerante. **The Chemours Company**, 2018. Disponível em: <https://www.chemours.com/Refrigerants/pt_BR/fluidos_refrigerantes.html>. Acesso em: 15 fev. 2018.

COOL LOGISTICS. A Medium Corporation. **HFCs - the writing on the wall?**, 2016. Disponível em: <https://medium.com/@Cool_Logistics/hfcs-the-writing-on-the-wall-d4b694aafa4c>. Acesso em: 16 fev. 2018.

DA SILVA, D. L. **Análise Teórico-Experimental da Expansão Transcrítica de Dióxido de Carbono em Tubos Capilares Adiabáticos**. Universidade Federal de Santa Catarina. Florianópolis, p. 106. 2008.

DANFOSS. Transcritical Refrigeration Systems with Carbon Dioxide (CO₂). **Refrigeration & Air Conditioning Division**, July 2008. 5-7.

DELLACASA, A. Refrigerated transport by sea. **Int. J. Refrig.**, La Spezia, v. 10, p. 349-352, November 1987. ISSN 0140-7007/87/060349-04803.00.

DINÇER, I.; KANOGLU, M. **Refrigeration Systems and Applications**. 2nd. ed. West Sussex: Wiley, 2010.

DWYER, H. A. **Evaluation of Potential for Refrigerant Recovery from Decommissioned Shipping Containers at California Ports**. California Air Resources Board and the California Environmental Protection Agency. California, p. 190. 2012.

EMERSON CLIMATE TECHNOLOGIES INC. **Commercial CO2 Refrigeration Systems**. Emerson Climate Technologies. [S.l.], p. 43. 2016. (2015CO2-07 R3 (11/16)).

EUROPEAN COMMISSION. EU legislation to control F-gases. **European Commission**. Disponivel em: <https://ec.europa.eu/clima/policies/f-gas/legislation_en>. Acesso em: 2 16 2018.

FITZGERALD, B. W. et al. Energy use of integral refrigerated containers in maritime transportation. **Energy Policy**, Dunedin, v. 39, n. 4, p. 1885-1896, February 2010. ISSN doi:10.1016/j.enpol.2010.12.015.

GEA REFRIGERATION TECHNOLOGIES. **Semi-hermetic Compressors for the Refrigerant R744**. GEA Bock GmbH. Frickenhausen, p. 54. 2014. (96219-10.2014-Gb).

HUNDY, G. F.; TROTT, A. R.; WELCH, T. C. **Refrigeration and Air Conditioning**. 4th. ed. Burlington: Elsevier, 2008.

KIM, M.-H.; PETTERSEN, J.; BULLARD, C. W. Fundamental process and system design issues in CO2 vapor compression systems. **Progress in energy and combustion science**, Illinois, 15 set. 2003. 119-174.

KIM, M.-H.; PETTERSEN, J.; BULLARD, W. C. Fundamental process and system design issues in CO2 vapor compression systems. **Progress in Energy and Combustion Science**, Urbana, 15 September 2003. 119-174.

LYUDMYLA, F.; SERGIY, F. An Analysis of influence of lack of the electricity supply to reefer containers serviced at sea ports on storing conditions of cargoes contained in them. **Polish Maritime Research**, Szczecin, v. 15, p. 96-102, 2008. ISSN 10.2478/v10012-008-0002-z.

MAERSK CONTAINER INDUSTRY. Refrigerants: R513A - The pragmatic solution of today. **Maersk Container Industry**. Disponivel em: <R513A - The pragmatic solution of today>. Acesso em: 16 fev. 2018.

MERRITT, J. H. Developments in marine refrigeration. **International Journal of Refrigeration**, Cambridge, v. 1, n. 2, p. 75-80, July 1978. ISSN 0140 - 7007/78/0102 - 0075 \$02.00.

NORDIC COUNCIL OF MINISTERS. **Potent Greenhouse Gases: Ways of Reducing Consumption and Emission of HFCs, PFCs and SF6**. Copenhagen: Nordic Council of Ministers, 2007. 92 p. ISBN 978-92-893-1536-4.

POLO UFSC. Carga de Refrigerante. **Polo - Laboratórios de pesquisa em Refrigeração e Termofísica**, 2018. Disponível em: <<http://www.polo.ufsc.br/projetos/carga-de-refrigerante.html>>. Acesso em: 15 fev. 2018.

RAINBOW CONTAINERS. Insulated Container Photos. **Rainbow Containers**. Disponível em: <<http://rainbow-containers.com/container/insulated-container-noise-protection/insulated-container-photos.html>>. Acesso em: maio 2018.

SCRINE, G. R. Marine refrigeration and container ships. **International Journal of Refrigeration**, Cambridge, v. 5, n. 1, p. 9-20, January 1982. ISSN 0140-7007/82/010009-1253.00.

SONNEKALB, M.; SAIZ, S. **Transport refrigeration using carbon dioxide in transcritical compression cycle**. The Earth Technologies Forum. Washington: [s.n.]. 2004. p. 15.

SORENSEN, K. K. **Model Based Control of Reefer Container Systems**. Aalborg University. Aalborg. 2013. (978-87-7152-063-7).

STAUB, J.; DINDLER, B.; ROBINSON, M. CO₂ as Refrigerant: The Transcritical Cycle. **Air Conditioning, Heating & Refrigeration News**, 2004. Disponível em: <<https://www.achrnews.com/articles/94092-co2-as-refrigerant-the-transcritical-cycle>>. Acesso em: 24 February 2018.

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

UNEP. **Fact Sheet 6: Transport Refrigeration**. UNEP Ozone Secretariat. Bangkok, p. 6. 2015.

UNEP. **Lower-GWP Alternatives**. United Nation Environment Programme in Commercial and Transport Refrigeration: An expanded compilation of propane, CO₂, ammonia and HFO case studies. [S.l.]. 2016. (DTI/2015/PA).

APENDICES E ANEXOS

PROGRAMAS APLICADOS NO SOFTWARE EES PARA OS CÁLCULOS DOS CICLOS

CICLO PADRÃO:

"Dados de Entrada:"

$T1 = -18$	"Temperatura de Evaporação"
$T3 = 40$	"Temperatura de Condensação"
$Eff = 0,60$	"Eficiência isentrópica"
$m_{dot} = 0,02$	"Fluxo de massa do compressor"

"A ser Calculado:"

$Q_{evap} = m_{dot} * (h1 - h4)$	"Fluxo de calor absorvido pelo evaporador"
$Q_{cond} = m_{dot} * (h2 - h3)$	"Fluxo de calor rejeitado pelo condensador"
$COP = \frac{Q_{evap}}{W_{comp}}$	"Coeficiente de performance"
$W_{comp} = \frac{W_{comp_ideal}}{Eff}$	"Trabalho fornecido ao compressor"
$W_{comp_ideal} = m_{dot} * (h_{2_ideal} - h1)$	

"Ponto 1:"

$P1 = \text{pressure}(R134a; T=T1; x=x1)$	
$h1 = \text{enthalpy}(R134a; T=T1; x=x1)$	
$s1 = \text{entropy}(R134a; T=T1; x=x1)$	
$x1 = 1$	"Considerando vap. sat. na ent. do compressor"

"Ponto 2:"

$P2 = \text{pressure}(R134a; T=T3; x=0)$	
$T2 = \text{temperature}(R134a; h=h2; P=P2)$	
$h2 = h1 + \frac{W_{comp}}{m_{dot}}$	
$s2 = \text{entropy}(R134a; h=h2; P=P2)$	
$h_{2_ideal} = \text{enthalpy}(R134a; P=P2; s=s1)$	"Considerando compressão ideal isentrópica"

"Ponto 3:"

$$P3=P2$$

$$h3=\text{enthalpy}(\text{R134a};T=T3;x=0)$$

$$s3=\text{entropy}(\text{R134a};T=T3;x=0)$$

"Ponto 4:"

$$P4=P1$$

$$T4=\text{temperature}(\text{R134a};h=h4;P=P4)$$

$$h4=h3$$

$$s4=\text{entropy}(\text{R134a};h=h4;P=P4)$$

$$x4=\text{quality}(\text{R134a};h=h4;P=P4)$$

"=====

CICLO TRANSCRÍTICO

"Dados de Entrada:"

$$T1= -18$$

"Temperatura de Evaporação"

$$T3= 38$$

"Temperatura de Condensação"

$$\text{Eff}=0,75$$

"Eficiência isentrópica"

$$m_dot=0,02$$

"Fluxo de massa do compressor"

$$P2=9600$$

"A ser Calculado:"

$$Q_evap=m_dot*(h1-h4)$$

$$Q_gc=m_dot*(h2-h3)$$

$$W_comp=m_dot*(h2-h1)$$

$$\text{COP}=\text{abs}(Q_evap/W_comp)$$

"Ponto 1:"

$$P1=\text{pressure}(\text{R744};T=T1;x=x1)$$

$$h1=\text{enthalpy}(\text{R744};T=T1;x=x1)$$

s1=entropy(R744;T=T1;x=x1)

x1=1 "Considerando vapor saturado na entrada do compressor"

"Ponto 2:"

{P2=pressure(R744;T=T3;x=0)}

h_2_ideal=enthalpy(R744;P=P2;s=s1)

h2=((h_2_ideal-h1)/eff)+h1

T2=temperature(R744;h=h2;P=P2)

s2=entropy(R744;h=h2;P=P2) "Considerando compressão ideal isentrópica"

"Ponto 3:"

P3=P2

h3=enthalpy(R744;T=T3;P=P3)

s3=entropy(R744;T=T3;P=P3)

"Ponto 4:"

P4=P1

h4=h3

T4=temperature(R744;h=h4;P=P4)

s4=entropy(R744;h=h4;P=P4)

x4=quality(R744;h=h4;P=P4)

“=====”

CICLO TRANSCRÍTICO COM OTIMIZAÇÃO

Procedure Derivadas(T3; P2 : COPx; COPdx; COPddx)

T1= -18

{T3= 40}

Eff=0,75

m_dot=0,02

delta=1

dhP2= P2 + delta

ddhP2= P2 - delta

"Ponto 1:"

x1=1

P1=pressure(R744;T=T1;x=x1)

h1=enthalpy(R744;T=T1;x=x1)

s1=entropy(R744;T=T1;x=x1)

"Ponto 2:"

h_2_ideal=enthalpy(R744;P=P2;s=s1)

dh_2_ideal=enthalpy(R744;P=dhP2;s=s1)

ddh_2_ideal=enthalpy(R744;P=ddhP2;s=s1)

h2=((h_2_ideal-h1)/eff)+h1

dh2=((dh_2_ideal-h1)/eff)+h1

ddh2=((ddh_2_ideal-h1)/eff)+h1

T2=temperature(R744;h=h2;P=P2)

s2=entropy(R744;h=h2;P=P2)

"Ponto 3:"

P3=P2

dhP3=dhP2

ddhP3=ddhP2

h3=enthalpy(R744;T=T3;P=P3)

dh3=enthalpy(R744;T=T3;P=dhP3)

ddh3=enthalpy(R744;T=T3;P=ddhP3)

s3=entropy(R744;T=T3;P=P3)

"Ponto 4:"

P4=P1

h4=h3

dh4=dh3

ddh4=ddh3

T4=temperature(R744;h=h4;P=P4)

s4=entropy(R744;h=h4;P=P4)

x4=quality(R744;h=h4;P=P4)

Q_evap=m_dot*(h1-h4)

dhQ_evap=m_dot*(h1-dh4)

ddhQ_evap=m_dot*(h1-ddh4)

W_comp=m_dot*(h2-h1)

dhW_comp=m_dot*(dh2-h1)

ddhW_comp=m_dot*(ddh2-h1)

dhCOP = (dhQ_evap/dhW_comp)

ddhCOP = (ddhQ_evap/ddhW_comp)

COPx=(Q_evap/W_comp)

COPdx= (dhCOP - COPx) / delta

COPddx = (dhCOP - 2 * COPx + ddhCOP) / delta^2

END

Procedure Newton(T3; P2 : COPx; COPdx; COPddx ; xp; erro; k)

k=0

n=4

REPEAT

Call Derivadas(T3; P2 : COPx; COPdx; COPddx)

$x_p = P2 - \text{COPdx} / \text{COPddx}$

$k = k + 1$

$\text{erro} = \text{abs}(x_p - P2)$

$P2 = x_p$

{UNTIL (k=n)}

UNTIL (erro ≤ 0,0001)

END

"Main"

P2=11

T3=38

Call Newton(T3; P2 : COPx; COPdx; COPddx ; x_p ; erro; k)