

MINISTÉRIO DA EDUCAÇÃO
UNIVERSIDADE FEDERAL DO RIO GRANDE DO SUL
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

ANÁLISE DE UMA MÁQUINA DE REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL UTILIZANDO DOIS
FLUIDOS REFRIGERANTES DIFERENTES

por

Andressa Gueresi

Monografia apresentada ao Departamento de Engenharia Mecânica da Escola de Engenharia da Universidade Federal do Rio Grande do Sul, como parte dos requisitos para obtenção do diploma de Engenharia Mecânica.

Porto Alegre, junho de 2015.



Universidade Federal do Rio Grande do Sul

Escola de Engenharia

Departamento de Engenharia Mecânica

ANÁLISE DE UMA MÁQUINA DE REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL UTILIZANDO DOIS
FLUIDOS REFRIGERANTES DIFERENTES

por

Andressa Gueresi

ESTA MONOGRAFIA FOI JULGADA ADEQUADA COMO PARTE DOS
REQUISITOS PARA A OBTENÇÃO DO TÍTULO DE
ENGENHEIRO MECÂNICO
APROVADA EM SUA FORMA FINAL PELA BANCA EXAMINADORA DO
DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

Prof. Alcy Rodolfo dos Santos Carrara
Coordenadora do Curso de Engenharia Mecânica

Área de Concentração: **Ciências Térmicas**

Orientador: Prof. Luiz Alberto Oliveira Rocha

Comissão de Avaliação:

Prof. Pedro Barbosa Mello

Prof. Adriane Prisco Petry

Prof. Thamy Cristina Hayashi

Porto Alegre, 12 de junho de 2015.

AGRADECIMENTOS

À todos os professores que tiveram participação para a consolidação deste trabalho, em especial ao meu orientador, Luiz Rocha, por compartilhar do seu conhecimento e disponibilidade de auxiliar-me.

Aos meus pais, Alessandro Gueresi e Maria de Lourdes C. Gueresi, pelo apoio incondicional em todos os momentos da minha vida.

Ao meu supervisor de estágio, Bernardo Ronchetti, cujos conselhos e instruções serviram como base para o desenvolvimento deste trabalho.

Gueresi, A. **Análise de uma máquina para refrigeração industrial utilizando dois fluidos refrigerantes diferentes**. 2015. 17 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2015.

RESUMO

Este trabalho estuda a viabilidade da substituição do fluido refrigerante R404A de um ciclo de compressão de vapor empregado nas máquinas de refrigeração industrial em uma empresa situada em Porto Alegre - RS por CO_2 empregado em um ciclo cascata operando conjuntamente com R134a nas mesmas condições de operação. Os resultados indicam que o ciclo cascata $CO_2/R134a$, mesmo em temperaturas mais altas, possui um COP 25% superior àquele do ciclo de compressão por vapor usando R404A. O estudo mostrou, ainda, que a máquina utilizando CO_2 é cerca de 50% mais cara que a máquina utilizando R404A. Porém, o consumo de energia da máquina com CO_2 é aproximadamente 22% menor que a outra. Dessa forma, a máquina utilizando CO_2 após um tempo de 17 meses retorna o investimento, reduzindo o consumo de energia e poluindo menos o meio ambiente.

PALAVRAS-CHAVE: máquinas de refrigeração, fluido refrigerante, eficiência.

Gueresi, A. **Analysis of an industrial refrigerating machine using two different refrigerants.** 2015. 17 folhas. Monografia (Trabalho de Conclusão do Curso em Engenharia Mecânica) – Departamento de Engenharia Mecânica, Universidade Federal do Rio Grande do Sul, Porto Alegre, 2015.

ABSTRACT

This work studies the possibility of replacing the R404A refrigerant of a vapor compression cycle used in industrial refrigeration machines in a company located in Porto Alegre - RS to CO_2 used in a cascade cycle operating in conjunction with R134a with the same operating conditions. The results indicate that cascade cycle $CO_2/R134a$, even at higher temperatures, has a COP 25% greater than vapor compression cycle using R404A. The study also showed that the machine using CO_2 is about 50% more expensive than the machine using R404A. However, the machine's energy consumption with CO_2 is approximately 22% smaller than the other. Thus, the machine using CO_2 after a time of 17 months returns the investment, reducing energy consumption and less polluting the environment.

KEYWORDS: refrigerating machine, refrigerant, efficiency.

ÍNDICE

1.	INTRODUÇÃO.....	1
1.1	Objetivos.....	1
1.2	Justificativa.....	1
2.	REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....	1
3.	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA.....	2
3.1.	Características do CO ₂	2
3.2.	Sistema de refrigeração.....	3
3.2.1.	Sistema de refrigeração por compressão de vapor simples estágio.....	3
3.2.2.	Sistema de refrigeração por compressão de vapor em cascata.....	4
3.3.	Compressor.....	4
3.4.	Condensador.....	4
3.5.	Válvula de expansão.....	4
3.6.	Evaporador.....	5
3.7.	Trocador de calor.....	5
3.8.	Coeficiente de Desempenho.....	5
3.9.	Consumo de energia.....	6
4.	APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA.....	6
5.	METODOLOGIA.....	8
6.	ANÁLISE E RESULTADOS.....	10
6.1.	Coeficiente de desempenho.....	10
6.2.	Custo dos equipamentos.....	11
6.3.	Consumo de energia.....	11
6.4.	Comparação.....	11
7.	CONCLUSÃO.....	12
8.	REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS.....	13
9.	APÊNDICE A -TABELA DAS ENTALPIAS E PRESSÕES NOS PONTOS DE OPERAÇÃO DOS EQUIPAMENTOS.....	14
10.	APÊNDICE B – TABELA DE CUSTOS DOS EQUIPAMENTOS.....	16

1. INTRODUÇÃO

Um setor da economia que cresce indubitavelmente é o de serviços tais como mercados, câmaras frias e ambientes frigoríficos, nos quais se faz necessário o controle de temperaturas, que geralmente são extremamente baixas, sendo preciso utilizar equipamentos frigoríficos robustos, que atendam às necessidades requeridas de temperatura.

Hoje em dia é utilizada uma vasta gama de fluidos refrigerantes nestas aplicações, porém, por falta de estudo ou de melhores opções, grande parte destes é altamente poluente, colaborando para o efeito estufa e destruindo a camada de ozônio. Além disso, estes gases na maioria das vezes não são os mais eficientes para tais aplicações.

1.1. Objetivos

O presente trabalho visa à utilização de uma máquina de refrigeração utilizando como fluido refrigerante CO_2 para substituição de outro fluido, muito utilizado atualmente, o R404A, que apesar de apresentar vantagens quando comparado a outros fluidos, deteriora a camada de ozônio e contribui para o efeito estufa. Este trabalho tem como base o equipamento utilizado em uma empresa de refrigeração de Porto Alegre que faz uso do R404A como fluido refrigerante.

Além da modelagem do equipamento, será realizada uma comparação do coeficiente de desempenho dos dois circuitos, assim como o levantamento das alterações necessárias para o equipamento utilizando CO_2 . O tempo necessário para o retorno do investimento também será investigado, pois apesar de ser mais econômico, o equipamento que utiliza CO_2 requer mais componentes, o que encarece sua fabricação.

Para este estudo, serão utilizados os programas de simulação Cool Pack e Bitzer Software que indicam as cargas e temperaturas dos sistemas, dados que são utilizados para a fabricação dos equipamentos dentro da empresa e, posteriormente, comprovados através dos cálculos.

1.2. Justificativa

Alguns fluidos refrigerantes utilizados atualmente possuem grande potencial de destruição da camada de ozônio e, também, contribuem com o efeito estufa. Em uma sociedade onde a sustentabilidade se faz cada vez mais presente, é necessária a inovação de projetos que visem redução de consumo.

Atualmente, as máquinas de refrigeração utilizam gases como R404A e R507A que são bastante prejudiciais ao meio ambiente. A tendência do mercado é de que esses fluidos possam tornar-se obsoletos e sejam substituídos por gases que sejam melhores aproveitados. Porém, este é um processo lento e de difícil implantação devido aos custos envolvidos.

Considerando essa possibilidade, o presente trabalho busca uma alternativa adequada para esse problema utilizando o CO_2 como fluido principal.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

Diversos autores investigaram a utilização do CO_2 em equipamentos de refrigeração. Por ser uma área de bastante importância para a indústria, a utilização de fluidos refrigerantes e procura de novas tecnologias que atendam as necessidades é bastante discutida atualmente.

Quanto à opção de escolher entre ciclos transcíticos ou subcríticos, Srinivasan, 2011, relata a desvantagem de utilizar ciclos transcíticos de refrigeração com CO_2 e prevê que a alta temperatura pode ser superada através de um sistema de compressão de duplo estágio com resfriamento entre os estágios, gerando assim uma vantagem de maior eficiência volumétrica de cada fase de compressão devido à redução nos diferenciais de pressão, utilizando compressores menores e com maior economia de energia.

Para justificar utilização do CO_2 como fluido refrigerante em sistemas de refrigeração industrial, Silva et al, 2012, apresenta em seu trabalho experimental a eficiência energética e o desempenho climático de três diferentes sistemas utilizados em aplicações de supermercados. A comparação se dá entre um ciclo cascata de CO_2 e R404A com operação subcrítica, e ciclos com

R404A e R22 com expansão direta. O resultado obtido é que o ciclo cascata reduz o consumo de energia de 13% a 24% e utiliza 32Kg de CO_2 e 15Kg de R404A, valor muito inferior aos 125Kg no ciclo de R404A e 115Kg do de R22.

Outras características do CO_2 também foram estudadas. Ladeira, 2005, descreve que outra grande característica do CO_2 é a sua baixa tensão superficial, o que influencia na formação de bolhas. Sendo assim, uma tensão superficial pequena reduz a nucleação, conseqüentemente, o crescimento de bolhas. Estas bolhas no fluido refrigerante reduzem a capacidade da válvula de expansão, o que reduz a quantidade de refrigerante que chega ao evaporador.

3. FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Uma máquina de refrigeração industrial utiliza-se de inúmeros componentes para ser possível a troca de calor e resfriamento de um determinado ambiente. Além disso, para o ciclo funcionar, é necessário utilizar algum fluido de refrigeração. Alguns desses fluidos são indicados no presente trabalho, tais como o CO_2 (ou R744), o R134a e o R404A. Cabe salientar que alguns destes gases são formados através da mistura de outros, como o R404A, que é uma mistura azeotrópica com 44% de HFC-125, 52% de HFC-143a e 4% de HFC-134a [Beyer, 2013].

3.1. Características do CO_2

O CO_2 é um fluido natural com alta capacidade volumétrica de refrigeração, sendo possível a sua utilização de compressores e componentes reduzidos. Também é estável química e termodinamicamente. Porém, possui como principal desvantagem, a alta pressão de trabalho. Assim é necessária maior segurança no sistema e nos componentes, principalmente utilizando válvulas de segurança. Não é um gás tóxico, porém é asfíxiante em grandes concentrações. Em caso de vazamentos, é perigoso por ser inodoro e possuir maior densidade que o ar, sendo importante a instalação de sensores para controle e monitoramento de vazamentos.

Além das pressões serem mais elevadas, outro ponto importante sobre o CO_2 é que quando se aproxima do ponto crítico, os valores de densidade do vapor e do líquido se tornam próximos, não havendo diferença de fase entre líquido e vapor (mesma densidade e aparência). Através disso, é possível reduzir a quantidade de CO_2 no sistema, gerando menores custos de carga e de reposição de fluido, assim como menores diâmetros das tubulações.

Existem dois modos de utilizar um ciclo com CO_2 . O primeiro deles é utilizando o CO_2 em nível subcrítico, ou seja, as pressões de trabalho do CO_2 são maiores que as pressões de trabalho dos refrigerantes convencionais utilizados em sistema de simples estágio. Porém a relação de pressão no compressor é menor do que as dos outros refrigerantes. Para evitar as altas pressões é utilizado um sistema em cascata com outro fluido. Assim, cada fluido opera em uma faixa de temperatura apropriada e a conexão entre os sistemas é feita através de um trocador de calor onde ocorre a condensação do fluido do estágio de baixa temperatura (CO_2) e evaporação do estágio de alta temperatura (R404A, R134a, etc.), ou seja, o evaporador do estágio de maiores temperaturas remove o calor do condensador do estágio de menores temperaturas. Neste tipo de aplicação, a alta densidade do vapor de sucção resulta numa troca de calor eficiente entre a linha de sucção do CO_2 e a linha de líquido do estágio de alta pressão. Este tipo de sistema é utilizado na maioria das aplicações comerciais e industriais. Este tipo de circuito pode ser visto na Figura 3.1.

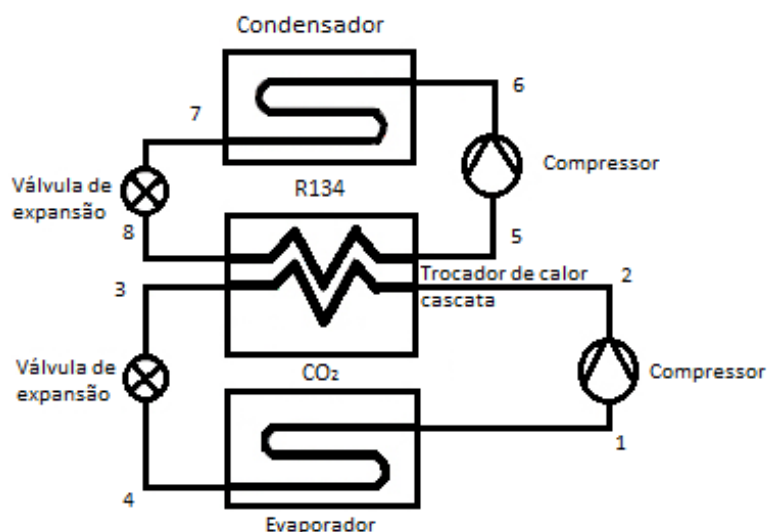


Figura 3.1 – Ciclo cascata utilizando CO_2 subcrítico com R134a.

O outro modo de utilização é com o ciclo transcrito, onde o refrigerante é comprimido até uma pressão acima do ponto crítico, não ocorrendo a condensação do gás, e assim, este só pode ser resfriado. Neste ciclo não há condensador, mas há um trocador de calor conhecido como resfriador gasoso (gás cooler) que reduz a temperatura durante a perda de calor, fazendo com que outras propriedades variem rapidamente próximas ao ponto crítico quando num processo isobárico. Atinge altas pressões, principalmente na descarga, e tanto o lado de alta, como o de baixa pressão precisam de equipamentos especiais para suportá-las.

3.2. Sistema de refrigeração

Um sistema de refrigeração tem como objetivo principal manter uma área fria realizando a troca de energia, sob a forma de calor. Este sistema precisa de determinados componentes para o seu funcionamento, sendo que alguns destes são cruciais para alcançar o objetivo do sistema.

Além disso, estes sistemas podem ter variações entre si para melhorar o desempenho do fluido.

3.2.1. Sistema de refrigeração por compressão de vapor simples estágio

O sistema de refrigeração por compressão de vapor é o mais comum. Baseia-se em um ciclo simples com um fluido refrigerante. Este sistema está indicado na Figura 3.2.

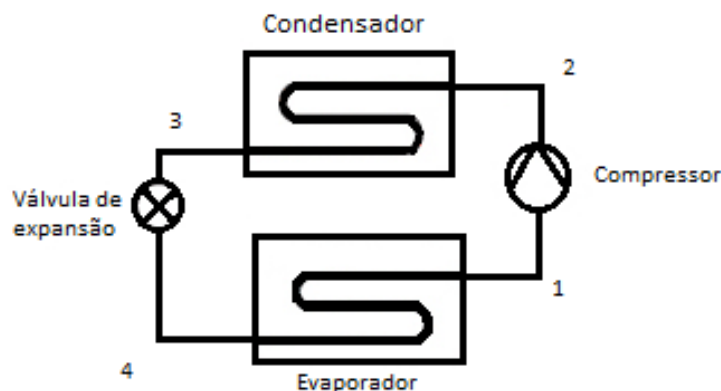


Figura 3.2 – Ciclo de refrigeração por compressão de vapor.

O fluido passa pelo evaporador, em um processo endotérmico. A taxa de calor transferida é conhecida como capacidade frigorífica [Moran e Shapiro, 2009]. Depois de deixar o evaporador, há um superaquecimento para evitar a entrada de líquido no compressor, pois este deve operar com apenas uma fase. No compressor é comprimido para aumentar a temperatura do gás. Em seguida vai para o condensador, onde libera calor para o ambiente que está mais frio. Posterior a este processo, realiza-se um sub resfriamento para obter o máximo de calor do meio frio. Finalmente entra na válvula de expansão e se expande até a pressão do evaporador.

3.2.2. Sistema de refrigeração por compressão de vapor em cascata

O ciclo em cascata é um arranjo utilizando dois ciclos em série através de um trocador de calor contracorrente que os une, onde a energia rejeitada na condensação no ciclo de baixa temperatura é usado na evaporação do refrigerante no ciclo de alta temperatura. Este ciclo está indicado na Figura 3.1.

É importante salientar que os dois refrigerantes devem ser escolhidos de acordo com as pressões nos evaporadores e condensadores. Assim, o refrigerante para o sistema de baixa temperatura deve possuir uma relação entre pressão de saturação e temperatura que permita a refrigeração em uma temperatura baixa, sem que a pressão seja excessivamente baixa no evaporador. E no ciclo de alta temperatura o refrigerante deve ter características que permitam a condensação na temperatura almejada sem pressões muito altas.

3.3. Compressor

É o componente mecânico que irá fornecer trabalho para o fluido refrigerante, comprimindo-o. Podem-se utilizar compressores semi-herméticos, herméticos, parafuso, etc. Porém, para o caso do CO_2 , utilizam-se os semi-herméticos.

A Potência teórica do compressor é dada pela equação 3.1.

$$\dot{W}_t = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (3.1)$$

Onde \dot{W}_t é a potência teórica isentrópica do compressor em kW, h_1 é a entalpia de saída do evaporador em kJ/kg e h_2 é a entalpia de saída do compressor. No ponto 1 o fluido apresenta-se como vapor saturado e no ponto 2 como vapor superaquecido.

3.4. Condensador

Retira o calor do fluido comprimido, trocando a energia com outro fluido (geralmente água ou ar). Nessa etapa o fluido refrigerante está com temperatura e pressão elevadas, passando da fase gasosa para a líquida – processo exotérmico.

Para um volume de controle que englobe o lado do refrigerante no condensador, o calor dissipado é dado pela Equação 3.2.

$$\dot{Q}_s = \dot{m}(h_3 - h_2) \quad (3.2)$$

Sendo \dot{Q}_s o calor rejeitado através do condensador, em kW e h_3 a entalpia de saída do condensador. No ponto 3, o fluido apresenta-se como líquido sub resfriado.

3.5. Válvula de expansão

O fluido chega com a pressão elevada e a válvula é responsável por reduzi-la. Nessa etapa o fluido torna-se uma mistura de líquido e gás. A válvula é isoentálpica ($h_3 = h_4$)

3.6. Evaporador

É um trocador de calor onde o fluido refrigerante troca calor com o outro que precisa ser resfriado. Nessa fase, o fluido absorve calor – reação endotérmica, e este calor é dado pela equação 3.3.

$$\dot{Q}_e = \dot{m}(h_1 - h_4) \quad (3.3)$$

Sendo \dot{Q}_e a capacidade frigorífica em kW e h_4 a entalpia de entrada do evaporador em kJ/kg. No ponto 4 o fluido apresenta-se como uma mistura.

3.7. Trocador de calor

Para o circuito cascata é necessário um trocador de calor que trabalhe com dois fluidos refrigerantes sem misturá-los, servindo como evaporador para o ciclo de baixa temperatura e como condensador para o ciclo de alta temperatura.

3.8. Coeficiente de Desempenho (COP)

O ciclo de refrigeração é um sistema térmico que transfere energia térmica de uma região de baixa temperatura para outra de alta, seguindo um fluxo contrário ao natural, e por isso, é necessário utilizar trabalho externo para realiza-lo, conforme afirma a segunda lei da termodinâmica.

De acordo com a primeira lei da termodinâmica, a energia é transformada. No caso de um sistema térmico em regime permanente, o somatório das energias que entram é igual ao das que saem, e o balanço energético está indicado na equação 3.4.

$$\dot{Q}_e + \dot{W}_e = \dot{Q}_s \quad (3.4)$$

Sendo \dot{Q}_e é a energia transferida por calor a partir do corpo frio para dentro do sistema, W_e o trabalho realizado por uma fonte externa e \dot{Q}_s é a energia descarregada por transferência de calor a partir do sistema para o corpo quente.

O desempenho dos ciclos de refrigeração pode ser descrito como a razão entre a quantidade de energia recebida do corpo frio pelo sistema percorrendo o ciclo e a transferência líquida de energia sob a forma de trabalho para dentro do sistema para obter esse efeito. Como essa eficiência pode passar de 100% é chamada de coeficiente de desempenho (“performance”) – COP, definido pela equação 3.5 [Beyer, 2013].

$$COP = \frac{\dot{Q}_e}{\dot{W}_e} \quad (3.5)$$

Substituindo as equações (3.3) e (3.1) na equação (3.5) chega-se a seguinte simplificação:

$$COP = \frac{\dot{m}(h_1 - h_4)}{\dot{m}(h_2 - h_1)} \quad (3.6)$$

A equação 3.6 é válida de acordo com a Figura 3.2, pois os pontos de operação são retirados desta.

Para os ciclos de multiestágios a principal diferença está no cálculo das vazões mássicas. O cálculo será acrescido de acordo com a vazão mássica do compressor do ciclo de alta

temperatura que absorve as potências de refrigeração dos evaporadores de ambos os ciclos e a potência real do compressor do ciclo de baixa temperatura. Para o ciclo em cascata, cabe ressaltar que o calor de condensação do ciclo de baixa temperatura é o calor de evaporação do ciclo de alta temperatura. O ciclo base utilizado para os cálculos é dado pela Figura 3.1. Deste modo, o coeficiente de desempenho é dado por

$$COP = \frac{\dot{m}_{CO_2}(h_1 - h_4)}{\dot{m}_{CO_2}(h_2 - h_1) + \dot{m}_{R134a}(h_6 - h_5)} \quad (3.7)$$

Sendo m_{CO_2} a vazão mássica do refrigerante CO_2 em kg/s, m_{R134a} a vazão mássica do refrigerante R134a em kg/s, h_4 a entalpia de entrada do evaporador do ciclo com CO_2 em kJ/kg, h_1 a entalpia de saída do mesmo evaporador em kJ/kg, h_2 a entalpia de saída do compressor do ciclo de baixa temperatura em kJ/kg, h_6 a entalpia de saída do compressor de alta temperatura em kJ/kg e h_5 a entalpia de entrada do mesmo compressor em kJ/kg.

3.9. Consumo de energia

O consumo de energia é um fator importante para máquinas que requerem grandes potências, pois este detalhe pode economizar relativamente os valores gastos mensalmente com energia se bem estudados.

Para o cálculo do consumo de energia utiliza-se seguinte equação:

$$Energia = Pot \times t \quad (3.8)$$

Sendo a *Energia*, o consumo de energia dado em MWh, a potência, *Pot*, do equipamento dada em megawatts e *t*, o período de tempo que o equipamento fica ligado por dia, em horas.

Para o valor do custo em reais deste consumo, multiplica-se o Consumo pelo valor em média da energia elétrica industrial no Brasil, que é de aproximadamente R\$ 537,40 a cada 1 MWh. Assim, o valor do consumo de energia é dado pela equação 3.9.

$$Custo = Consumo \times 537,40 \quad (3.9)$$

Sendo o *Custo* o valor mensal gasto em Reais.

4. APRESENTAÇÃO DO PROBLEMA

A utilização de fluidos como o R404A e R507A deve tornar-se inferior devido a inúmeros fatores já descritos. Sendo assim, a opção sugerida para o problema é utilizar como fluido o CO_2 , que por ser um gás encontrado na atmosfera não afeta a camada de ozônio tão efetivamente e possui um potencial de aquecimento praticamente nulo.

A base para o estudo foram os equipamentos utilizados em uma empresa do ramo de refrigeração localizada em Porto Alegre que parte do princípio de um ciclo de compressão por vapor simples. Sendo assim, utilizou-se um equipamento produzido diariamente na empresa para a fundamentação e através deste, foram utilizados os mesmos princípios para criar uma máquina que trabalhasse nas mesmas condições de operação, porém utilizando o ciclo cascata no equipamento alternativo.

O caso principal do estudo, tem uma capacidade de 100 kW, com uma temperatura de evaporação de $-30^\circ C$ e de condensação de $45^\circ C$, estes dados foram fixados para ambas aplicações para que fosse possível criar uma base de comparação entre os dois equipamentos. Outras temperaturas de evaporação são utilizadas para o cálculo do COP para a comprovação de melhor eficácia do ciclo utilizando CO_2 sendo que estas estão indicadas ao longo do trabalho. Além disso, ambos os equipamentos tem um sub resfriamento de $2^\circ C$ na parte onde o líquido vai do condensador para a válvula de expansão e um superaquecimento de $10^\circ C$ entre o fluido que

vai do evaporador para o compressor. A Figura 4.1 representa o fluxo desse ciclo que é utilizado como base, indicando as temperaturas do sistema.

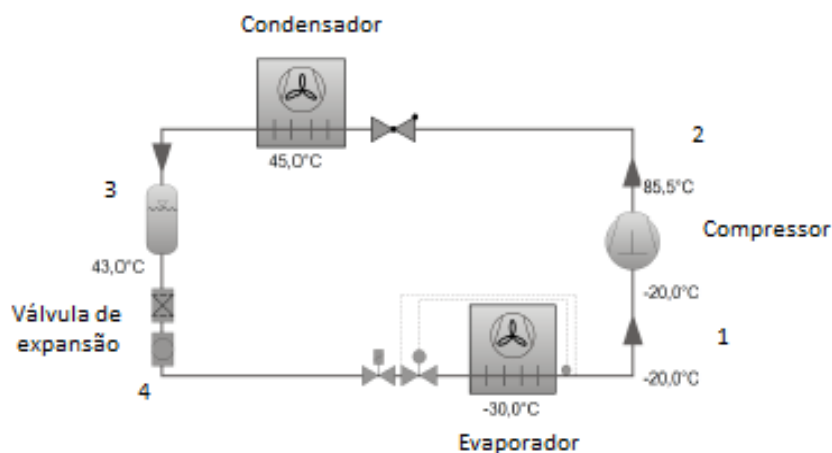


Figura 4.1 – Ciclo de compressão de vapor simples com R404A. (Software Bitzer 6.4.3, 2015)

O equipamento proposto necessita de alterações para o correto funcionamento. Como já descrito, propõe-se a utilização de um ciclo cascata, ou seja, com dois estágios e com dois fluidos diferentes, sendo o ciclo de baixa temperatura utilizado com CO_2 e o de alta com R134A. Os dois fluidos trabalham em sistemas independentes, porém, o líquido condensado serve para desuperaquecer a descarga do cilindro de baixa para vencer a carga térmica de alta temperatura e para subresfriar o líquido que vai para a expansão do ciclo de baixa temperatura. O ciclo com suas temperaturas pode ser pensado separadamente, e é indicado nas Figura 4.2 e 4.3, sendo a primeira para o CO_2 e a segunda para R134a.

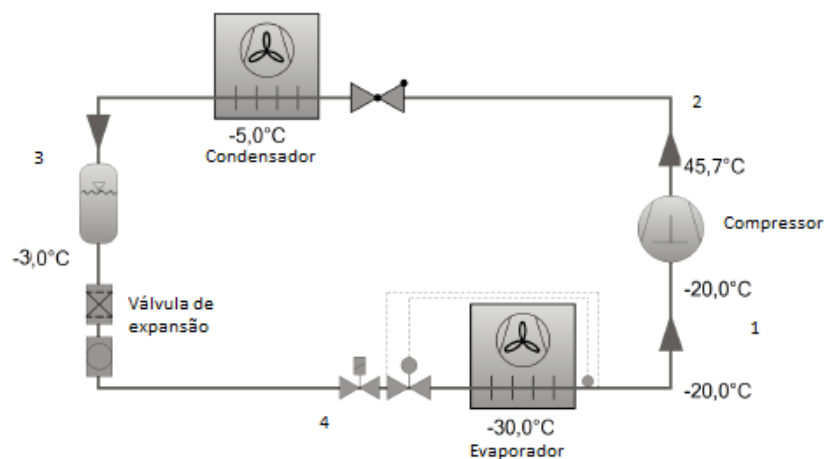


Figura 4.2 – Ciclo duplo estágio com CO_2 . (Software Bitzer 6.4.3, 2015)

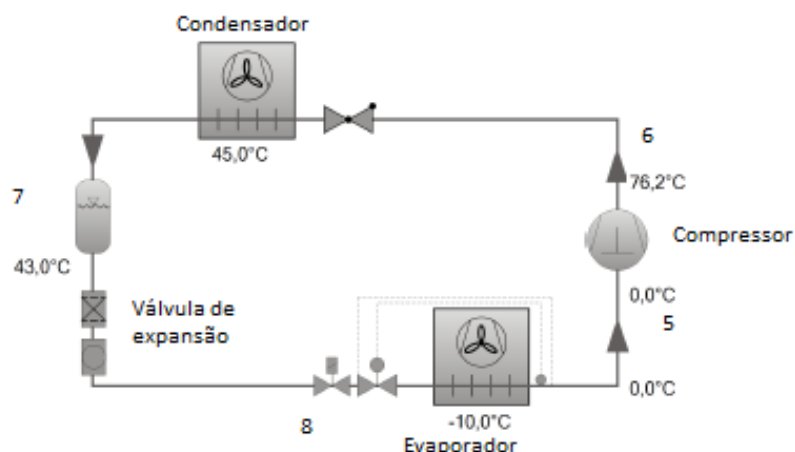


Figura 4.3 – Ciclo duplo estágio com R134a. (Software Bitzer 6.4.3, 2015)

A diferença entre os ciclos está no dimensionamento dos compressores com CO_2 são determinados através da capacidade frigorífica requerida (100 kW) e o compressor do ciclo com R134a é determinado através da potência dissipada pelo condensador do ciclo de baixa temperatura.

Porém, as condições são mantidas as mesmas, com temperatura de evaporação no ciclo de baixa de $-30^{\circ}C$, temperatura de condensação de $45^{\circ}C$, sub resfriamento de $2^{\circ}C$ e superaquecimento de $10^{\circ}C$ para ambos os ciclos.

5. METODOLOGIA

A metodologia empregada para o cálculo dos COP foi a modelagem termodinâmica, baseada nas equações descritas anteriormente. Assim, pode-se realizar uma comparação entre os dois sistemas, tendo como base o ciclo simples, já utilizado na empresa.

Para que a comparação fosse adequada, alguns dados foram fixados para ambos os casos, apenas adicionando as alterações necessárias para o cálculo da máquina sugerida. Assim, para o ciclo de compressão por vapor o deslocamento volumétrico dos compressores foi mantido sempre o mesmo, e para o ciclo em cascata, o deslocamento volumétrico no ciclo de baixa temperatura foi mantido igual, e a temperatura de condensação deste também é mantida sempre em $-5^{\circ}C$. Porém o ciclo de alta temperatura é alterado a cada troca de temperatura de evaporação do ciclo de baixa, pois este deve suprir as necessidades do ciclo de baixa temperatura, como já explicado, porém as temperaturas de evaporação e condensação são mantidas sempre as mesmas, fixadas em $-10^{\circ}C$ e $45^{\circ}C$, respectivamente.

Os dados foram determinados através de tabelas de propriedades termodinâmicas e com o auxílio de dois softwares, sendo o Cool Pack utilizado para geração de diagramas e dados de entalpia através da biblioteca do próprio programa e o programa da Bitzer para determinar temperaturas de descarga do compressor.

Algumas hipóteses são consideradas na realização dos cálculos que, apesar de tornar o sistema de equações mais simples, acaba desviando o equacionamento da realidade. Porém, cabe salientar, que em ambos os casos as considerações tomadas são as mesmas. Estas são:

- Equipamentos adiabáticos, exceto condensadores e evaporadores;
- Perdas de carga e calor desprezíveis
- Ciclo irreversível

Deste modo, para o ciclo de compressão de vapor, a equação para o coeficiente de desempenho é dada pela equação 3.6 e para o ciclo de compressão duplo estágio pela equação 3.7.

Através do Software Cool Pack é possível montar um gráfico de log de pressão versus entalpia, onde todos os pontos de temperatura são indicados. Para isso, é necessário indicar alguns pontos de operação e o programa monta o sistema. A Figura 5.1 mostra o ciclo de compressão de vapor para R404A através deste sistema. Os dados apresentados nesta figura são os dados padrão que foram utilizados posteriormente para calcular o custo energético e o valor do equipamento. Para chegar a estes dados, utilizou-se como base o programa da Bitzer de compressores que indica a temperatura de descarga e a eficiência deste compressor. As demais informações são padronizadas e mencionadas anteriormente.

Cabe ressaltar que a Figura 5.1 mostra 4 pontos no gráfico, que são determinados através dos pontos dados pelas Figuras 3.2 e 4.1. Sendo possível utilizar a equação de coeficiente de desempenho determinada pela Equação 3.6.

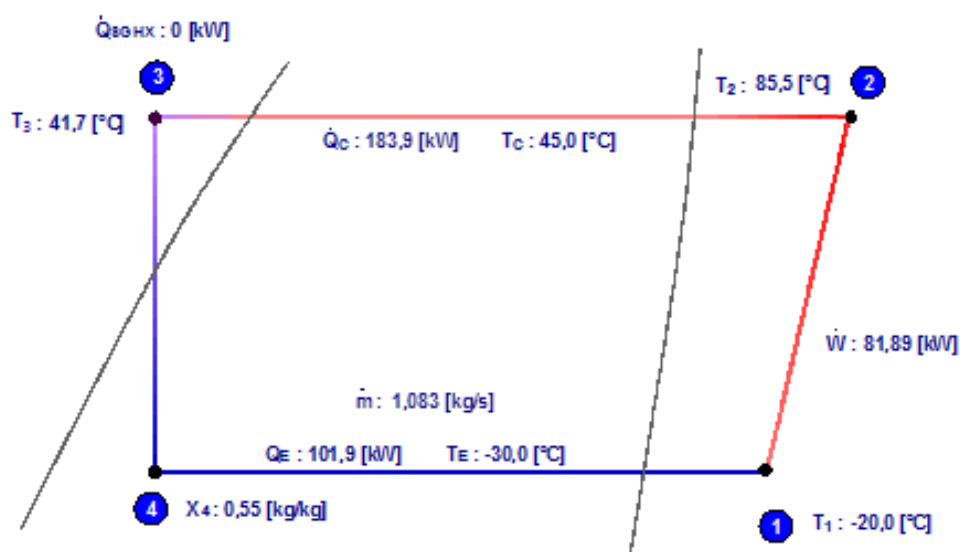


Figura 5.1 – Diagrama logarítmico da pressão versus entalpia para o ciclo R404A. (CoolPack 1.49, 2010).

No caso do ciclo em cascata, o diagrama é separado pelos dois gases, porém, cabe salientar que as temperaturas de evaporação do CO_2 e de condensação do R134a se cruzam. O diagrama é mostrado na Figura 5.2. Neste caso, a parte inferior trata-se do CO_2 e a parte superior ao R134a. A Figura 5.2 está relacionada com as Figuras 3.1, 4.2 e 4.3, podendo ser relacionada com a Equação 3.7.

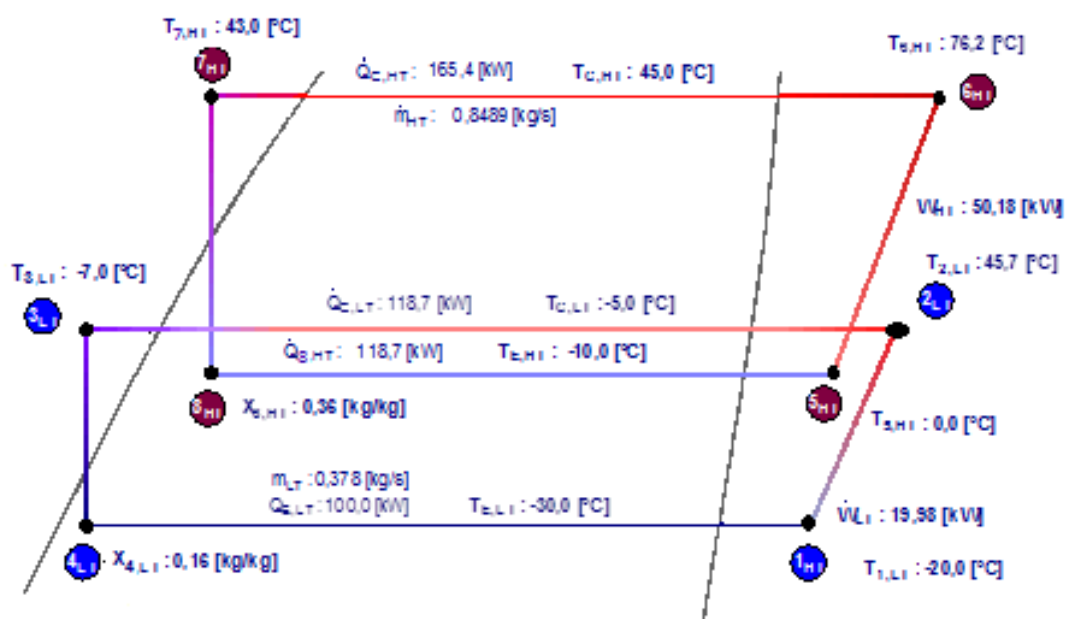


Figura 5.2 – Diagrama logarítmico da pressão versus entalpia para o ciclo em cascata. (CoolPack 1.49, 2010).

Da mesma forma que os diagramas indicados, foram realizados diversos experimentos com diferentes temperaturas de evaporação para analisar a eficiência de ambos os ciclos e até que ponto o ciclo em cascata torna-se válido.

Para o cálculo do consumo de energia, baseia-se no número de horas utilizadas por dia, consequentemente, 24 horas, pois, geralmente, um ambiente frigorífico nunca é desligado para manter os alimentos sempre refrigerados. Sendo assim, o número médio total de horas por mês é 720. Substituindo esse valor nas equações 3.8 e 3.9 chega-se ao custo energético mensal de cada equipamento.

O custo dos equipamentos é gerado pensando em todos os itens inclusos nos equipamentos, levando em consideração que a máquina em regime cascata tem o sistema duplicado, e não só utilizando a parte do CO_2 . Estes valores são determinados através da montagem simples da máquina, sem demais opcionais com o custo dos componentes utilizados na empresa de refrigeração, sendo assim, a parte dos evaporadores é desconsiderada para ambos os casos, pois estes seriam iguais tanto para um quanto para o outro equipamento.

Através do cálculo do custo energético e do custo do maquinário é possível fazer uma tabela comparativa começando a partir do custo inicial de cada um dos equipamentos e somando o custo mensal de energia, para analisar quanto tempo é requerido para a máquina utilizando CO_2 trazer vantagens de preço para o comprador.

6. ANÁLISES E RESULTADOS

Os resultados obtidos são identificados como R404A para o ciclo por compressão de vapor e ciclo cascata para o ciclo de refrigeração por vapor em cascata. Estes são baseados na metodologia descrita anteriormente.

6.1. Coeficiente de desempenho

O Coeficiente de desempenho foi calculado e tabelado para diferentes temperaturas de evaporação, para avaliar se o ciclo utilizando CO_2 é realmente válido para todos os casos. Estas eficiências são indicadas na Tabela 6.1.

Tabela 6.1 – COP dos equipamentos com diferentes temperaturas

Temperatura de evaporação [°C]	-40	-35	-30	-25	-20
COP CO_2	3,359	4,211	5,369	7,064	9,599
COP R134a	2,572	2,572	2,544	2,544	2,501
COP do ciclo cascata	1,239	1,355	1,532	1,655	1,790
COP do ciclo R404A	0,972	1,155	1,245	1,432	1,642

Nos dados da tabela, estão inclusas os coeficientes de performance ciclos de CO_2 e R134a separadamente, e também o COP do equipamento como um todo do ciclo em cascata, bem como o do ciclo por compressão de vapor do R404A. Deste modo, é possível analisar que para todos os casos, o COP do ciclo cascata é sempre maior que o ciclo por compressão de vapor simples.

É importante salientar que as temperaturas de evaporação são sempre delimitadas devido à faixa de operação dos compressores. Assim, os coeficientes de desempenho são calculados apenas para as temperaturas de operação que são possíveis de utilizar em ambos os ciclos.

Os pontos de operação utilizados para os cálculos, com as temperaturas em cada ponto, entalpias e pressões, além da vazão mássica, para determinar as eficiências dos ciclos estão indicados no Apêndice A.

6.2. Custo dos equipamentos

O custo dos equipamentos é determinado através da soma dos custos de cada componente, juntamente com um acréscimo no valor total referente ao valor de instalação e mão de obra. Alguns itens não são discriminados na tabela dos custos, porém são acrescidos em um valor adicional de itens (que são utilizados nos equipamentos da empresa) para validar o modelo. A tabela de custos dos equipamentos pode ser analisada no Apêndice B.

De acordo com estes dados, chega-se a conclusão que o equipamento por compressão de vapor tem um custo aproximado de R\$ 177.054,71. Já o ciclo em cascata tem um custo de R\$ 272.014,86. Assim, é possível perceber que a máquina utilizando CO_2 é cerca de 50% mais cara que a outra.

6.3. Consumo de energia

Para o cálculo do consumo de energia e do custo, foram utilizadas as equações 3.8 e 3.9 e os resultados estão indicados na Tabela 6.2.

Tabela 6.2 – Valores do consumo de energia para os dois equipamentos.

	R404A	CO_2 +R134a
Potência absorvida [MW]	0,082	0,066
Energia [MW*h]	59,256	48,225
Custo mensal de energia [R\$]	31.844,17	25.916,44

Através da Tabela 6.2 é possível perceber que o consumo mensal de energia utilizando o ciclo em cascata é aproximadamente 22% menor que o outro ciclo. Sendo assim, fica evidente a redução de gastos com energia utilizando a máquina com ciclo cascata.

6.4. Comparação

Apesar da máquina do ciclo em cascata ter um custo mais alto que a de simples estágio, o valor despendido para energia elétrica é muito menor. Sendo assim, depois de um determinado tempo em que a máquina for utilizada, o investimento aplicado torna-se válido.

Na Tabela 6.3. esta comparação foi realizada, e é possível perceber que a partir do décimo sétimo mês com os equipamentos trabalhando diariamente, a máquina utilizando CO_2 passa a valer mais a pena que a máquina utilizando R404A.

Tabela 6.3 – Comparação de custos energéticos e da máquina

Mês	Ciclo cascata	Compressão de vapor
1	R\$ 297.931,30	R\$ 208.898,88
2	R\$ 323.847,74	R\$ 240.743,05
3	R\$ 349.764,18	R\$ 272.587,22
4	R\$ 375.680,62	R\$ 304.431,39
5	R\$ 401.597,06	R\$ 336.275,56
6	R\$ 427.513,50	R\$ 368.119,73
7	R\$ 453.429,94	R\$ 399.963,90
8	R\$ 479.346,38	R\$ 431.808,07
9	R\$ 505.262,82	R\$ 463.652,24
10	R\$ 531.179,26	R\$ 495.496,41
11	R\$ 557.095,70	R\$ 527.340,58
12	R\$ 583.012,14	R\$ 559.184,75
13	R\$ 608.928,58	R\$ 591.028,92
14	R\$ 634.845,02	R\$ 622.873,09
15	R\$ 660.761,46	R\$ 654.717,26
16	R\$ 686.677,90	R\$ 686.561,43
17	R\$ 712.594,34	R\$ 718.405,60

É importante ressaltar que após determinado tempo, os gastos com o equipamento em cascata tendem a ser menores que os do ciclo utilizando R404A. Primeiramente devido ao gasto energético, bem como o custo com a manutenção, pois a quantidade de fluido refrigerante utilizado em um equipamento com CO_2 é inferior a quantidade de R404A.

7. CONCLUSÃO

O presente trabalho compara a utilização de fluidos refrigerantes para equipamentos de refrigeração industrial, baseado em equipamentos utilizados em uma empresa de refrigeração em Porto Alegre, que utiliza um sistema de vários compressores em um equipamento para alcançar a capacidade frigorífica desejada. Ao longo deste, é retratado um estudo que avalia as entalpias dos ciclos em cada ponto para avaliar seu coeficiente de desempenho, bem como uma avaliação de gastos energéticos e dos equipamentos desenvolvidos.

A avaliação das entalpias para indicar o coeficiente de desempenho foi realizada utilizando sempre o mesmo deslocamento volumétrico dos compressores, e temperaturas de evaporação e condensação iguais para comparação entre os ciclos. Com estes dados, é possível perceber que o ciclo cascata $CO_2/R134a$, mesmo em temperaturas mais altas, é mais eficiente que o ciclo de compressão por vapor simples. O COP em temperaturas de evaporação mais baixas chega a ser aproximadamente 25% maior no ciclo cascata utilizando CO_2 quando comparado com o ciclo de compressão usando R404A.

Outra questão importante de ser avaliada é quanto aos componentes utilizados em cada máquina, pois o ciclo cascata utiliza praticamente o dobro de componentes que o outro equipamento. Isto ocorre porque precisa-se de um ciclo de baixa temperatura para o CO_2 e outro de alta temperatura para o R134a. Além disso, é importante avaliar o gasto energético mensal de cada equipamento. Esses dois são os principais e maiores gastos com os equipamentos. Neste ponto, sabe-se que a máquina utilizando CO_2 é cerca de 50% mais cara que a máquina utilizando R404A. Porém, o consumo de energia da máquina com CO_2 é aproximadamente 22% menor que a outra.

Levando em consideração todos os fatores descritos acima, é possível perceber que a máquina utilizando CO_2 após um tempo de 17 meses retorna o investimento em relação ao equipamento escolhido. Sendo assim, o equipamento sugerido é melhor que o equipamento utilizado hoje na empresa, pois é mais eficiente, o que reduz o consumo de energia e polui menos o meio ambiente.

8. REFERÊNCIAS BIBLIOGRÁFICAS

MORAN, M. J., SHAPIRO, H. N., “Princípios da termodinâmica para engenharia”, 6ª edição, LTC, Rio de Janeiro, 2009.

BEYER, P. O., “Climatização, Ventilação, Aquecimento, Refrigeração e Ar Condicionado”, Porto Alegre, 2013.

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

SRINIVASAN, K., “Identification of optimum inter-stage pressure for two-stage transcritical carbon dioxide refrigeration cycles, The Journal of Supercritical Fluids, vol. 58, pp. 26-30, 2011.

LADEIRA, H. M. S. FILHO, “Estudo do Dióxido de Carbono, CO_2 , Operando como Fluido refrigerante em Sistemas de Refrigeração”, In: 15° POSMEC – Simpósio do Programa de Pós-Graduação em Engenharia Mecânica, 2005.

BITZER, Software Bitzer 6.4.3, <http://www.bitzer.de/> . Acessado em 10 de março de 2015.

COOLPACK, Software CoolPack 1.49, www.ipu.dk . Acessado em 05 de maio de 2015.

9. APÊNDICE A – TABELA DAS ENTALPIAS E PRESSÕES NOS PONTOS DE OPERAÇÃO DOS EQUIPAMENTOS

Ciclo cascata							
CO2 -> -40°C à -5°C - Vazão = 0,2388 Kg/s				R134a -> -10°C à 45°C - Vazão = 0,5864 Kg/s			
Ponto	Temperatura	Pressão	Entalpia	Ponto	Temperatura	Pressão	Entalpia
1	-30	997,1	-61,2	5	0	199,1	249,5
2	70,4	3045,6	16,9	6	75,6	1160	303,9
3	-7	3045,8	-323,5	7	43	1160	109,6
4	-40	1004,5	-323,5	8	-10	200,7	109,6
CO2 -> -35°C à -5°C - Vazão = 0,3006 Kg/s				R134a -> -10°C à 45°C - Vazão = 0,7292 Kg/s			
Ponto	Temperatura	Pressão	Entalpia	Ponto	Temperatura	Pressão	Entalpia
1	-25	1194	-59,9	5	0	199,1	249,5
2	57	3045,8	2,7	6	75,7	1160	303,9
3	-7	3045,8	-323,5	7	43	1160	109,6
4	-35	1202,4	-323,5	8	-10	200,7	109,6
CO2 -> -30°C à -5°C - Vazão = 0,378 Kg/s				R134a -> -10°C à 45°C - Vazão = 0,8489 Kg/s			
Ponto	Temperatura	Pressão	Entalpia	Ponto	Temperatura	Pressão	Entalpia
1	-20	1418,2	-58,8	5	0	199,1	249,5
2	45,7	3045,8	-9,5	6	76,2	1160	304,5
3	-7	3045,8	-323,5	7	43	1160	109,6
4	-30	1427,8	-323,5	8	-10	200,7	109,6
CO2 -> -25°C à -5°C - Vazão = 0,4575 Kg/s				R134a -> -10°C à 45°C - Vazão = 1,022 Kg/s			
Ponto	Temperatura	Pressão	Entalpia	Ponto	Temperatura	Pressão	Entalpia
1	-15	1671,9	-57,9	5	0	199,1	249,5
2	36	3045,8	-20,3	6	76,2	1160	304,5
3	-7	3045,8	-323,5	7	43	1160	109,6
4	-25	1682,7	-323,5	8	-10	200,7	109,6
CO2 -> -20°C à -5°C - Vazão = 0,5545 Kg/s				R134a -> -10°C à 45°C - Vazão = 1,199 Kg/s			
Ponto	Temperatura	Pressão	Entalpia	Ponto	Temperatura	Pressão	Entalpia
1	-10	1957,5	-57,6	5	0	200,7	249,4
2	27,6	3045,8	-29,9	6	76,9	1160	305,3
3	-7	3045,8	-323,5	7	43	1160	109,6
4	-20	1969,6	-323,5	8	-10	200,7	109,6

Ciclo R404A			
R404A -> -40°C à 45°C - Vazão = 0,5959 Kg/s			
Ponto	Temperatura	Pressão	Entalpia
1	-30	131,5	203,6
2	98,9	2046,7	293,8
3	42,7	2046,7	117,5
4	-40	132,7	117,5
R404A -> -35°C à 45°C - Vazão = 0,8211 Kg/s			
Ponto	Temperatura	Pressão	Entalpia
1	-25	164,2	206,8
2	91	2046,7	285,5
3	42,7	2046,7	117,5
4	-35	204,5	117,5
R404A -> -30°C à 45°C - Vazão = 1,103 Kg/s			
Ponto	Temperatura	Pressão	Entalpia
1	-20	202,8	210
2	85,5	2046,7	285,6
3	42,7	2046,7	117,5
4	-30	204,5	117,5
R404A -> -25°C à 45°C - Vazão = 1,388 Kg/s			
Ponto	Temperatura	Pressão	Entalpia
1	-15	248,1	213,1
2	81,5	2046,7	281
3	42,7	2046,7	117,5
4	-25	250,1	117,5
R404A -> -20°C à 45°C - Vazão = 1,74 Kg/s			
Ponto	Temperatura	Pressão	Entalpia
1	-10	300,7	216,2
2	78,4	2046,7	277,3
3	42,7	2046,7	117,5
4	-20	303	117,5

10. APÊNDICE B – TABELA DE CUSTOS DOS EQUIPAMENTOS

Tabela de custos do equipamento utilizando R404A.

DESCRIÇÃO	QUANTIDADE	CUSTO TOTAL
COMPRESSOR SEMI HERMÉTICO	3	R\$ 31.742,88
CONDENSADOR	1	R\$ 13.889,01
BOIA REGULADORA DE OLEO	3	R\$ 1.103,85
FILTROS	1	R\$ 1.202,37
COLETOR DE SUCCAO	1	R\$ 665,00
ESTRUTURA	1	R\$ 6.000,00
FILTRO DE OLEO	1	R\$ 170,90
MANOMETROS E PRESSOSTATOS	1	R\$ 892,84
SEPARADOR DE ÓLEO	1	R\$ 1.452,52
TANQUE DE LIQUIDO	1	R\$ 1.826,00
DEMAIS ITENS	1	R\$ 1.201,46
VÁLVULAS	1	R\$ 1.946,48
VISOR	1	R\$ 29,15
QUADRO ELÉTRICO	1	R\$ 20.000,00
MÃO DE OBRA	1	R\$ 3.000,00
	Soma	R\$ 85.122,46
	Margem p/ instalação	R\$ 110.659,19
	Total	R\$ 177.054,71

Tabela de custos do equipamento com ciclo cascata separando a parte do CO₂ e a parte utilizando R134a.

PARTE CO ₂		
DESCRIÇÃO	QUANTIDADE	CUSTO TOTAL
COMPRESSOR CO2	2	R\$ 28.500,00
BOIA REGULADORA DE OLEO	3	R\$ 1.103,85
COLETOR DE SUCCAO	1	R\$ 665,00
DEMAIS ITENS	1	R\$ 1.201,45
FILTRO DE OLEO	1	R\$ 170,90
FILTROS	1	R\$ 1.202,37
MANOMETROS E PRESSOSTATOS	1	R\$ 892,84
SEPARADOR DE ÓLEO	1	R\$ 1.452,52
TANQUE DE LIQUIDO	1	R\$ 1.826,00
TROCADOR DE PLACAS CONTROLE DO SUPERAQUECIMENTO	1	R\$ 500,00
VÁLVULAS	1	R\$ 1.946,48
VISOR	1	R\$ 29,15
		R\$ 39.490,56

PARTE R134a		
DESCRIÇÃO	QUANTIDADE	CUSTO TOTAL
BOIA REGULADORA DE OLEO	3	R\$ 1.103,85
COLETOR DE SUCCÃO	1	R\$ 630,00
COMPRESSOR SEMI HERMÉTICO R134a	3	R\$ 29.159,52
CONDENSADOR REMOTO	1	R\$ 14.594,01
DEMAIS ITENS	1	R\$ 1.656,52
FILTRO DE OLEO	1	R\$ 170,90
FILTROS	1	R\$ 1.194,07
MANOMETROS E PRESSOSTATOS	1	R\$ 892,84
SEPARADOR DE ÓLEO	1	R\$ 1.793,16
TANQUE DE LÍQUIDO	1	R\$ 800,00
VÁLVULAS	1	R\$ 2.761,80
VISOR	1	R\$ 29,15
	Total Rack	R\$ 54.785,81
PARTE COMUM		
ESTRUTURA	1	R\$ 10.000,00
MÃO DE OBRA	1	R\$ 3.000,00
QUADRO ELÉTRICO	1	R\$ 20.000,00
TROCADOR CASCATA	1	R\$ 3.500,00
	Total Comum	R\$ 36.500,0000
		R\$ 130.776,3747
		R\$ 170.009,2871
	TOTAL	R\$ 272.014,8593