

**UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ**

**JULIANO CORRÊA DA SILVA**

**PROJETO DE BANCADA DE REFRIGERAÇÃO:  
CICLO DE COMPRESSÃO EM PARALELO**

**PATO BRANCO**

**2023**

**JULIANO CORRÊA DA SILVA**

**PROJETO DE BANCADA DE REFRIGERAÇÃO:  
CICLO DE COMPRESSÃO EM PARALELO**

**Refrigeration bench development: parallel compression cycle**

Trabalho de conclusão de curso de graduação apresentada como requisito para obtenção do título de Bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).  
Orientador(a): Luiz Carlos Martinelli Junior.

**PATO BRANCO**

**2023**



[4.0 Internacional](https://creativecommons.org/licenses/by/4.0/)

Esta licença permite compartilhamento, remixe, adaptação e criação a partir do trabalho, mesmo para fins comerciais, desde que sejam atribuídos créditos ao(s) autor(es). Conteúdos elaborados por terceiros, citados e referenciados nesta obra não são cobertos pela licença.

**JULIANO CORRÊA DA SILVA**

**PROJETO DE BANCADA DE REFRIGERAÇÃO:  
CICLO DE COMPRESSÃO EM PARALELO**

Trabalho de Conclusão de Curso de Graduação  
apresentado como requisito para obtenção do título de  
Bacharel em Engenharia Mecânica da Universidade  
Tecnológica Federal do Paraná (UTFPR).

Data de aprovação: 29/11/2023

---

Luiz Carlos Martinelli Júnior  
Doutorado  
UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ

---

Francisco Augusto Aparecido Gomes  
Doutorado  
UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ

---

Fabiano Ostapiv  
Doutorado  
UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ

**PATO BRANCO**

**2023**

## RESUMO

As bancadas de refrigeração encontradas dispõem do ciclo de compressão padrão. Na indústria, geralmente o ciclo padrão não atende à demanda, utilizam-se então ciclos de compressão em série ou em paralelo, por reduzirem o custo e atingirem temperaturas mais baixas. Foi feito o dimensionamento de uma bancada de refrigeração, de ciclo de compressão em paralelo, com manômetros e termômetros no circuito para melhor visualização das variações de temperatura e pressão, bem como as perdas de carga no sistema. Foi escolhido o refrigerante que atende ao sistema, levando em consideração o custo do mesmo. A bancada será utilizada de forma didática, para demonstrar um circuito de refrigeração mais complexo, do que o ciclo padrão. O contato dos alunos com o ciclo de compressão em paralelo, e com os processos termodinâmicos que ocorrem, agregam bastante conhecimento, e a visualização do sistema facilita o entendimento do que está ocorrendo em cada etapa do processo.

Palavras-chave: refrigeração; ciclo de compressão; paralelo; bancada.

## **ABSTRACT**

The refrigeration benches use the standard vapor compression refrigeration cycle. In industry, generally the standard vapor compression cycle is inadequate, then series or parallel vapor compression cycles are used, by reducing the cost and reaching very low temperatures. A parallel compression cycle bench for studying the refrigeration cycle was dimensioned, with pressure gauges and temperature gauges in the circuit, for better visualization of temperature and pressure variations, as well as losses in the system. The refrigerant that provides the adequate cooling capacity was chosen, taking into account its cost. The bench will be used in a didactic way, to demonstrate a more complex compression refrigeration cycle. Students contact with the parallel compression refrigeration cycle, and with the thermodynamic process that occur, add a lot of knowledge, and the visualization of the system makes it easy to understand what is happening at each stage of the process.

Keywords: refrigeration; compression cycle; parallel; bench development.

## LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 - Ciclo padrão de compressão a vapor.....	15
Figura 2 - Ciclo de Compressão Mecânica de Vapor .....	16
Figura 3 - Processo de remoção de gás flash .....	17
Figura 4 - Diagrama p-v .....	19
Figura 5 - Diagrama p-h .....	20
Figura 6 - Ciclo com resfriamento intermediário.....	20
Figura 7 - Sistema de estágio duplo de compressão.....	21
Figura 8 - Sistema de compressão duplo estágio.....	22
Figura 9 - Sistema com compressores em paralelo.....	23
Figura 10 - Diagrama p-h do ciclo paralelo .....	25
Figura 11 - Acumulador de Sucção .....	28
Figura 12 - Faixa de Capacidade.....	29
Figura 13 - Compressor bitzer.....	30
Figura 14 - Envelope R404A Bitzer .....	30
Figura 15 - Faixa de capacidade Bock.....	31
Figura 16 - Compressor Bock .....	32
Figura 17 - Envelope R404A Bock .....	32
Figura 18 - Evaporador expositor VCM 0016 .....	34
Figura 19 - Diagrama Pressão x Entalpia R-404A.....	35
Figura 20 - Diagrama Pressão x Entalpia R-404A.....	40
Figura 21 - Diagrama Pressão x Entalpia R-404A.....	43
Figura 22 - Condensador .....	44
Figura 23 - Válvula de expansão .....	46
Figura 24 - Reservatório de líquido .....	47
Figura 25 - Separador de óleo .....	48
Figura 26 - Separador de líquido.....	49
Figura 27 - Filtro secador.....	50
Figura 28 - Visor de líquido .....	51
Figura 29 - Pressostato Danfoss.....	51
Figura 30 - Diagrama da bancada .....	53
Figura 31 - Sistema Experimento 1 .....	55
Figura 32 - Sistema Experimento 2.....	56

## LISTA DE TABELAS

Tabela 1 - Capacidade Frigorífica Bitzer .....	31
Tabela 2 - Dados Técnicos Bitzer .....	31
Tabela 3 - Capacidade Frigorífica Bock .....	33
Tabela 4 - Dados Técnicos Bock.....	33
Tabela 5 - Características Técnicas Elgin .....	34
Tabela 6 - Capacidade da Linha de Sucção em kW.....	38
Tabela 7 - Fator de Correção .....	38
Tabela 8 - Dimensões dos tubos.....	39
Tabela 9 - Capacidade da Linha de Descarga em kW .....	41
Tabela 10 - Condensadores Elgin .....	45
Tabela 11 - Capacidade da Linha de Líquido em kW .....	45
Tabela 12 - Capacidade dos orifícios .....	46
Tabela 13 - Tanques de líquido horizontais .....	47
Tabela 14 - Capacidade separador de óleo .....	48
Tabela 15 - Capacidade separador de líquido.....	49
Tabela 16 - Capacidade filtro secador .....	50
Tabela 17 - Pressostatos Danfoss .....	52
Tabela 18 - Resultados obtidos.....	52
Tabela 19 - Dados por linhas .....	53
Tabela 20 - Dados por pontos .....	54
Tabela 21 - Dados experimento 1.....	55
Tabela 22 - Dados experimento 2.....	56

## SUMÁRIO

<b>1</b>	<b>INTRODUÇÃO .....</b>	<b>13</b>
<b>1.1</b>	<b>Objetivo .....</b>	<b>13</b>
<b>1.2</b>	<b>Justificativa.....</b>	<b>14</b>
<b>2</b>	<b>REVISÃO BIBLIOGRÁFICA.....</b>	<b>15</b>
<b>2.1</b>	<b>Ciclo padrão de compressão .....</b>	<b>15</b>
<b>2.2</b>	<b>Ciclo de compressão em série.....</b>	<b>16</b>
2.2.1	Remoção do gás “flash” .....	17
2.2.2	Resfriamento intermediário .....	19
2.2.3	Compressão duplo estágio e um nível de temperatura .....	21
2.2.4	Compressão duplo estágio e dois níveis de temperatura.....	21
<b>2.3</b>	<b>Ciclo de compressão em paralelo.....</b>	<b>22</b>
<b>3</b>	<b>METODOLOGIA .....</b>	<b>24</b>
<b>3.1</b>	<b>Análise teórica .....</b>	<b>24</b>
<b>3.2</b>	<b>Análise real .....</b>	<b>27</b>
3.2.1	Separador de óleo .....	27
3.2.2	Reservatório de líquido.....	27
3.2.3	Acumulador de sucção .....	27
3.2.4	Filtro secador.....	28
3.2.5	Visores de líquido .....	28
<b>3.3</b>	<b>Cálculo dimensional.....</b>	<b>29</b>
3.3.1	Seleção do compressor .....	29
<u>3.3.1.1</u>	<u>Compressor Bitzer.....</u>	<u>29</u>
<u>3.3.1.2</u>	<u>Compressor Bock.....</u>	<u>31</u>
3.3.2	Seleção do evaporador .....	34
3.3.3	Linha de sucção .....	37
3.3.4	Linha de descarga .....	39
3.3.5	Seleção do condensador.....	42
3.3.6	Linha de líquido .....	45
3.3.7	Válvula de Expansão.....	46
3.3.8	Reservatório de líquido.....	47
3.3.9	Separador de óleo .....	48
3.3.10	Separador de líquido .....	49
3.3.11	Filtro secador.....	50



3.3.12	Visor de Líquido.....	51
3.3.13	Manômetro e Termômetro .....	51
3.3.14	Manômetro e Termômetro .....	52
<b>3.4</b>	<b>Padrão funcionamento em paralelo.....</b>	<b>53</b>
3.4.1	Experimento 1 .....	54
3.4.2	Experimento 2 .....	55
<b>4</b>	<b>DISCUSSÃO DOS RESULTADOS.....</b>	<b>57</b>
<b>5</b>	<b>CONCLUSÃO .....</b>	<b>58</b>
	<b>REFERÊNCIAS.....</b>	<b>59</b>
	<b>ANEXO A - Desenhos Técnicos da bancada de refrigeração .....</b>	<b>61</b>

## 1 INTRODUÇÃO

A refrigeração é um dos caminhos que podem ser seguidos pelo engenheiro que opte por áreas térmicas. Neste caso, é imprescindível que o engenheiro esteja familiarizado com os equipamentos, métodos e processos. A refrigeração tem uma grande importância na área alimentícia, seja no armazenamento, no processamento ou no tratamento dos alimentos, onde os mesmos devem seguir as normas impostas pelo órgão regulador.

“A refrigeração industrial poderia ser descrita como sendo o processo utilizado nas indústrias químicas, de alimentos e de processos, envolvendo dois terços das aplicações e indústria manufatureira e laboratório.” (STOECKER, 2018).

“Refrigeração pode ser definida como um processo físico, no qual ocorre a transferência contínua de energia térmica de um corpo, ambiente ou substância, havendo em seguida a transferência do calor retirado para outro corpo, outro ambiente ou outra substância, sendo considerados os processos cujas reduções ou conservações de temperatura sejam inferiores à temperatura do ambiente circundante. Sistemas de refrigeração são utilizados com o objetivo de viabilizar processos, processar e conservar produtos.” (TASSINI, 2012).

Os estudantes veem durante o curso equipamentos que estão presentes em um sistema de refrigeração, como os compressores, condensadores, evaporadores, dispositivos de expansão, dentre outros. Cada equipamento tem suas classificações e suas funções dentro do sistema de refrigeração.

Existem os ciclos de compressão padrão, em série e paralelo e cada um possui uma organização diferente dos compressores. O Ciclo padrão possui apenas um compressor, enquanto o ciclo em série, a disposição dos compressores está em série, e o ciclo em paralelo, os compressores se encontram em paralelo.

### 1.1 Objetivo

O objetivo desse trabalho é projetar uma bancada de refrigeração, que será utilizada futuramente pelos alunos da UTFPR, nas aulas práticas de refrigeração. O ciclo que será utilizado será o ciclo em paralelo. Apresentando assim aos alunos de forma visual diferentes mudanças de temperatura e pressão ao longo do sistema, através de manômetros e termômetros que serão instalados no circuito.

## **1.2 Justificativa**

Como são comercializados apenas bancadas com o ciclo padrão, será dimensionada uma bancada com ciclo de compressão em paralelo, para atender de forma didática sistemas mais complexos que são encontrados com mais frequência nas indústrias.

## 2 REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

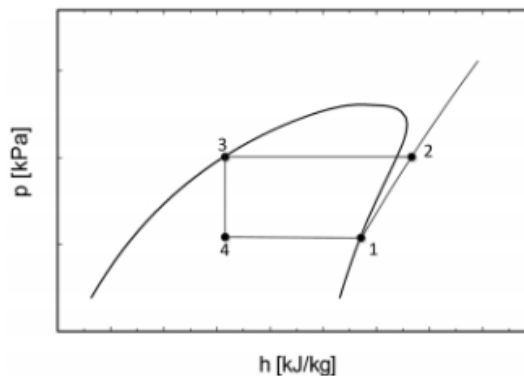
Sistemas de um estágio, o ciclo padrão de compressão, são utilizados para quando são pequenas as diferenças de temperatura do evaporador e condensador. Para diferenças mais elevadas de temperatura o ciclo padrão se torna ineficiente. Por esse motivo são utilizados a compressão em múltiplos estágios. Que podem ser com compressores em série, ou em paralelo, que são utilizados quando é necessário que a temperatura do condensador seja bastante elevada.

Segundo Ferraz (2008, p.16), um sistema de compressão mecânica de vapor, funciona a partir da aplicação dos conceitos de calor e trabalho, utilizando-se de fluidos refrigerantes. Que é uma substância que, ao circular dentro de um circuito fechado, é capaz de retirar calor de um meio enquanto se vaporiza a baixa pressão. O fluido entra no evaporador a baixa pressão, na forma de líquido mais vapor, e retira energia do meio interno refrigerado enquanto passa para o estado de vapor.

### 2.1 Ciclo padrão de compressão

Segundo Stoecker e Jabardo (2018, p.61), o ciclo 1,2,3 e 4, mostrado na Figura 1, constituídos dos seguintes processos, processo 1-2 consiste na compressão isentrópica até a pressão de condensação, o processo 2-3, na redução da temperatura do vapor, seguindo na condensação até líquido saturado com pressão constante, o processo 3-4, na expansão isentálpica até a pressão de evaporação no dispositivo de expansão, o processo 4-1, na evaporação até o estado de vapor saturado com pressão constante, representado na Figura 1.

Figura 1 - Ciclo padrão de compressão a vapor

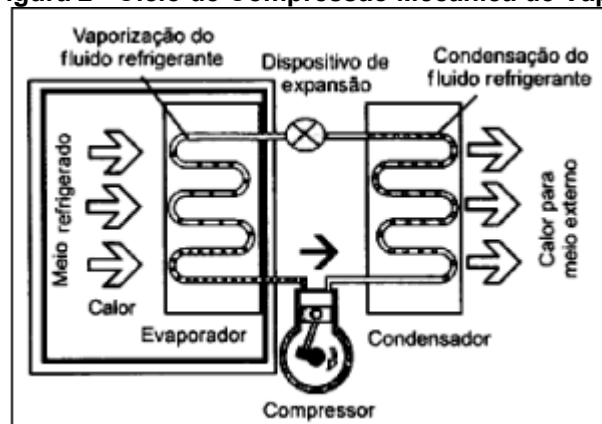


Fonte: Refrigeração Industrial, STOECKER (2018)

O ciclo de compressão Mecânica de vapor, ilustrado na Figura 2 é explicado abaixo:

O vapor entra no compressor onde é comprimido e bombeado, tornando-se vapor superaquecido e deslocando-se para o condensador, que tem a função de liberar a energia retirada dos alimentos e a resultante do trabalho de compressão para o meio exterior. O fluido, ao liberar energia, passa do estado de vapor superaquecido para líquido (condensação) e finalmente entra no dispositivo de expansão, onde tem sua pressão reduzida, para novamente ingressar no evaporador e repetir-se assim o ciclo. (FERRAZ, 2008, p.16).

**Figura 2 - Ciclo de Compressão Mecânica de Vapor**



Fonte: Apostila de Refrigeração, FERRAZ (2008)

## 2.2 Ciclo de compressão em série

Para Stoecker e Jabardo (2018, p.68), uma quantidade significativa de instalações na área de Refrigeração Industrial opera em diferenças de temperatura de evaporação e condensação entre 50°C a 80°C. Uma diferença tão elevada de temperatura ocasiona diversos problemas de operação. Uma das soluções é a compressão em múltiplos estágios de pressão. Na qual ameniza certos problemas que são ocasionados pela alta diferença de temperatura.

Segundo Hundy (2008, p.22), a compressão de vapor deve ser realizada em dois estágios, quando a relação de sucção para pressão de descarga é alta o suficiente para causar uma séria queda na eficiência volumétrica ou uma temperatura de descarga alta inaceitável.

Para Fenton (2016, p.50), as aplicações de refrigeração aonde a temperatura de evaporação é extremamente baixa, podem exigir dois estágios de compressão para atingir a temperatura de condensação. A diferença entre a temperatura de

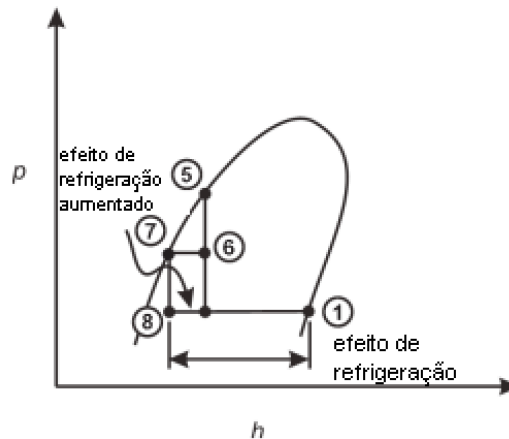
condensação e a temperatura de evaporação é chamada de temperatura de elevação. Se a temperatura de elevação for superior a 38°C, podem ser necessários dois estágios de compressão.

### 2.2.1 Remoção do gás “flash”

Para Stoecker e Jabardo (2018, p.68), “Flash” é o processo de formação de vapor por redução da pressão. Apresenta benefícios, como a redução da potência do compressor, devido a vazão de fluido no evaporador ser menor em virtude da diminuição do gás “flash” que entra no evaporador, o que eleva a eficiência.

Para Fenton (2016, p.51), com o tanque de “flash”, o processo de expansão é interrompido na pressão intermediária, estado 6, e a mistura de líquido e vapor resultante, entra no tanque de “flash”. O líquido e o vapor dentro do recipiente estão saturados. Tem uma válvula de boia mantendo o nível de líquido dentro do tanque de “flash”. Quando o nível cai abaixo do predefinido, a válvula é aberta, deixando o refrigerante passar, quando o nível é estabelecido, a válvula fecha. A melhoria é que agora refrigerante líquido a baixa temperatura (temperatura intermediária) está disponível para expandir a pressão de evaporação, como pode ser observado na Figura 8.

**Figura 3 - Processo de remoção de gás flash**



**Fonte: Fundamentals of Refrigeration, Fenton (2016)**

Segundo Stoecker e Jabardo (2018, p.69), pode ser observado na Figura 3, se o processo de expansão parar em uma pressão intermediária, resultando em um estado 3, que seja a mistura em equilíbrio de líquido saturado e vapor saturado, estado 6. Assim a conclusão da expansão do refrigerante, o processo 3-2, considera-se uma combinação do processo 4-5 e 6-7. No estado 7, o vapor não pode produzir efeitos de

refrigeração, além de não ser útil, exige trabalho para ser comprimido até a pressão de condensação. Para reduzir o trabalho de compressão, deve ser eliminado esse vapor. Para que isso ocorra deve-se separar o refrigerante do vapor no estado 6, e comprimi-lo até a pressão de condensação, assim o seu estrangulamento, processo 6-7, será eliminado.

Para Fenton (2016, p.51), como ilustrado na Figura 3, a diferença de entalpia ( $h_7 - h_3$ ), é o efeito de refrigeração sem a remoção de gás “flash” e a diferença ( $h_7 - h_5$ ) é o maior efeito de refrigeração associado a remoção de gás “flash”. O efeito da remoção do gás “flash”, é mover o ponto do estado 3, para o estado 4.

Para Wang (2001), os motivos para se usar um sistema de múltiplos estágios em vez de um estágio, é que em um sistema de múltiplo estágio a taxa de compressão de cada estágio, é menor do que em um sistema de estágio único, de modo que aumenta a eficiência do compressor, o refrigerante líquido entra no evaporador com uma entalpia mais baixa, aumentando o efeito de refrigeração. O vapor de descarga do compressor de baixa pressão pode ser dessuperaquecido na pressão intermediária através do gás “flash”, isso resulta em uma temperatura de descarga mais baixa no compressor de alta pressão, do que seria produzido em um ciclo padrão.

De acordo com Stoecker e Jabardo (2018, p.72), dentre as vantagens da aplicação desse ciclo, tem-se a redução da potência de compressão, mantendo-se a mesma capacidade frigorífica. Essa redução aumenta conforme maior for a diferença entre as temperaturas limites do ciclo. Uma outra vantagem aparente é a redução da capacidade do compressor principal, com isso a vazão de refrigerante é menor, e a linha de aspiração do compressor e a linha de líquido para o evaporador podem ser menores. A vazão de refrigerante que passa pelo evaporador é menor, o que diminui a perda de carga menor, que ocasiona algumas vantagens operacionais.

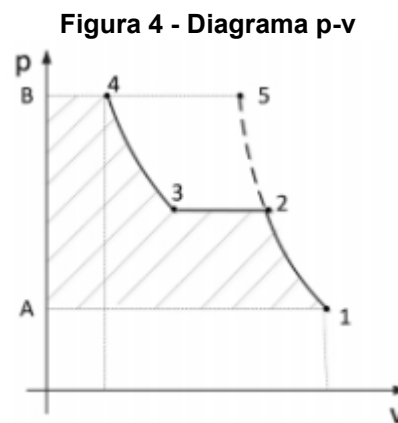
Para Wang (2001), as desvantagens do sistema de múltiplo estágio são o custo inicial mais alto e um sistema mais complicado do que o sistema de estágio único.

Para Stoecker e Jabardo (2018, p.72), dentre desvantagens desse ciclo, a principal é o aumento do custo inicial, que está associada ao tanque “flash”, à válvula de boia e ao compressor auxiliar. Outro aumento no custo inicial, é a linha de líquido que liga o tanque “flash” e o evaporador, que deve ser isolado termicamente.

### 2.2.2 Resfriamento intermediário

Para Wang (2001), os resfriadores intermediários são utilizados para dessuperaquecer o vapor de descarga do compressor de baixa pressão e resfriar o refrigerante líquido antes que ele entre no evaporador.

Para Stoecker e Jabardo (2018, p.72), o resfriamento do refrigerante a uma pressão intermediária é geralmente adotado em instalações de duplo estágio de compressão, com o intuito de reduzir o superaquecimento com que o refrigerante deixa o estágio de baixa pressão. Para processos isentrópicos o trabalho por unidade de massa de refrigerante circulando é dado pela área abaixo da curva ilustrada na Figura 4.



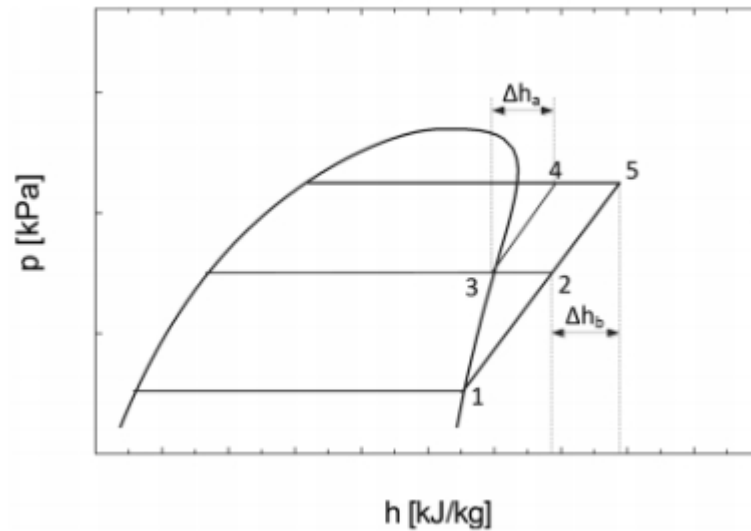
Fonte: Refrigeração Industrial, STOECKER (2018)

No diagrama p-h, mostrado na Figura 5 é realizando a compressão em duas etapas 1-2 e 3-4, ao invés de realizar em uma etapa, com o resfriamento intermediário, 2-3, é utilizado menos trabalho na compressão.

Para Fenton (2016, p.52), a Figura 5 mostra o processo de resfriamento intermediário, o estado 2 mostra o vapor de descarga do compressor de baixa pressão e o estado 5 representa o estado em que o refrigerante estaria se comprimido até a pressão de condensação em um único estágio. Sem o resfriamento intermediário, as temperaturas de descarga podem atingir temperaturas muito altas.



**Figura 5 - Diagrama p-h**



Fonte: Refrigeração Industrial, STOECKER (2018)

Para Fenton (2016, p. 51), o tubo que introduz o vapor superaquecido no resfriador intermediário é submerso, fazendo com que as bolhas de vapor se misturem e esfriem à temperatura do líquido dentro do recipiente. Uma pequena quantidade de refrigerante líquido deve evaporar para realizar o resfriamento do vapor do compressor de baixa pressão.

Para Stoecker e Jabardo (2018, p.74), o vapor de descarga do compressor do estágio de baixa pressão é borbulhado no líquido saturado à pressão intermediária, como mostrado na Figura 6. O processo de borbulhamento é caracterizado pela área de contato entre líquido e vapor, permitindo assim um resfriamento eficiente do vapor.

**Figura 6 - Ciclo com resfriamento intermediário**



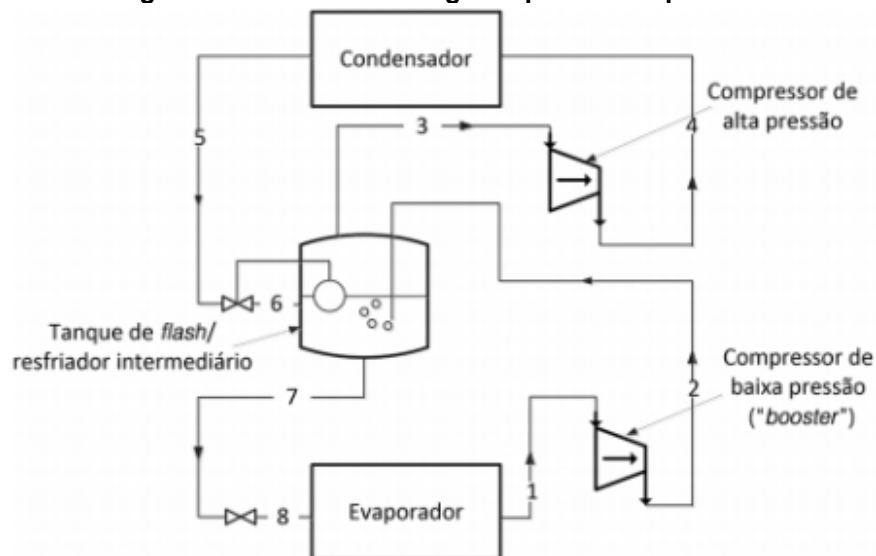
Fonte: Refrigeração Industrial, STOECKER (2018)

### 2.2.3 Compressão duplo estágio e um nível de temperatura

Para Potter e Somerton (2017, p.247), uma técnica que pode levar ao aumento da refrigeração é colocar dois ciclos de refrigeração em série, operando conforme mostrado na Figura 7. Esse ciclo de dois estágios tem a vantagem de reduzir a potência necessária para comprimir o refrigerante. Observe que o refrigerante de alta temperatura saindo do compressor de baixa pressão é usado para evaporar o refrigerante de alta pressão.

Segundo Stoecker e Jabardo (2018, p.78), no sistema de estágio duplo de compressão e uma temperatura, tanto o separador de gás “flash” quanto o resfriador intermediário, se encontram em um mesmo vaso. Esses sistemas usam um ou mais evaporadores que operam numa mesma temperatura. Esse ciclo pode ser observado na Figura 7. O refrigerante que vem do condensador, se encontra no estado líquido, passa pela válvula controladora de nível, e vai para o tanque de “flash” que faz o papel de resfriador intermediário. O refrigerante no estado líquido vai para o evaporador, passando pelo dispositivo de expansão, enquanto todo o vapor no tanque de “flash” é comprimido no compressor de alta pressão e enviado para o condensador.

**Figura 7 - Sistema de estágio duplo de compressão**

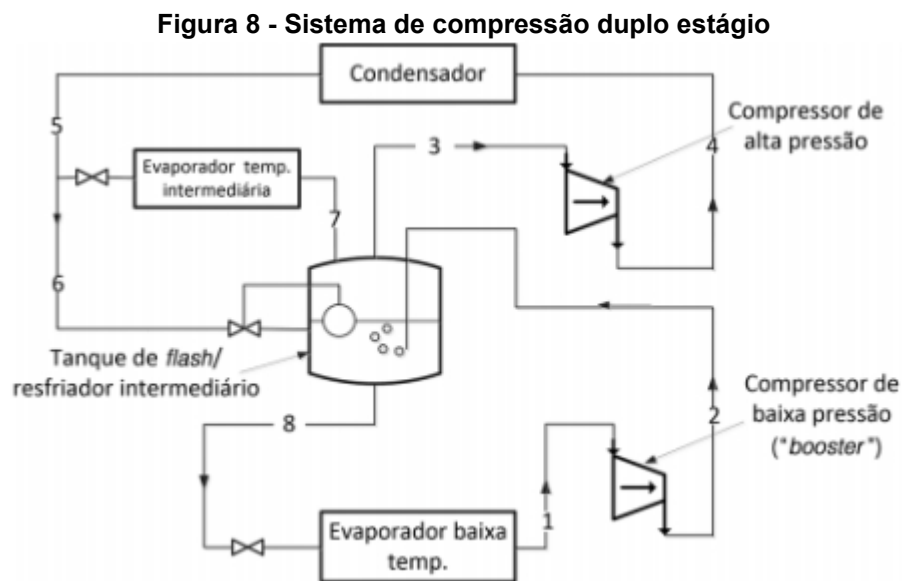


Fonte: Refrigeração Industrial, STOECKER (2018)

### 2.2.4 Compressão duplo estágio e dois níveis de temperatura

Para Stoecker e Jabardo (2018, p.81), para algumas aplicações é necessário que se tenha o circuito frigorífico operando em com temperaturas diferentes para cada

evaporador. Uma maneira de resolver esse problema de forma eficaz, é utilizando um sistema de compressão de duplo estágio. Aonde o vapor que sai do evaporador de alta temperatura vai para o resfriador intermediário ou tanque de “flash”, indo para o compressor de alta pressão. Para essa situação a pressão intermediária não pode ser fixada livremente, pois se trata de uma aplicação em alta temperatura, devido aos compressores de alta e de baixa pressão, como pode ser observado na Figura 8.



Fonte: Refrigeração Industrial, STOECKER (2018)

### 2.3 Ciclo de compressão em paralelo

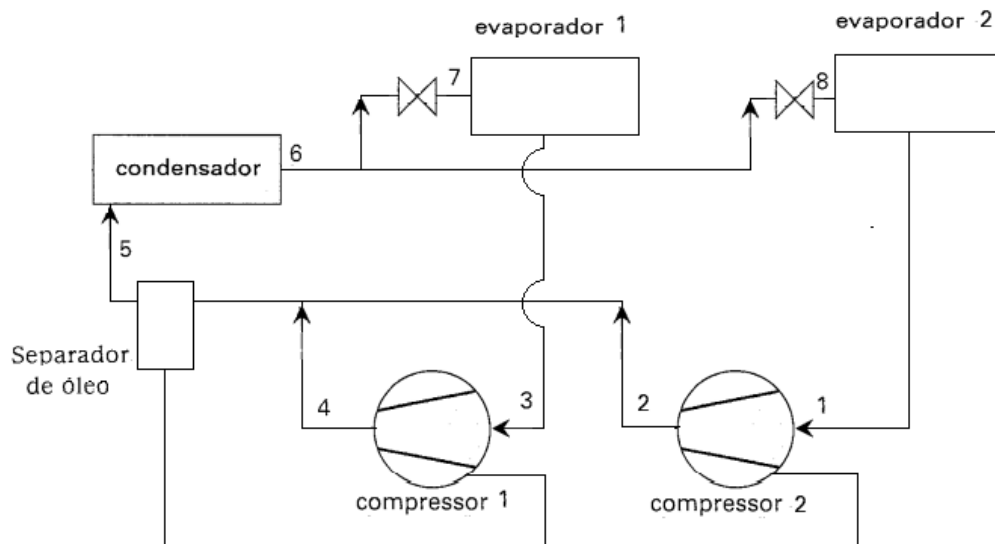
Segundo Venturini (2005, p.64), o uso de compressores em paralelo pode ser utilizado para ter bastante eficiência no controle de capacidade. É um sistema que possui bastante vantagens quando se tem bastante variação de carga. Este tipo de sistema requer cuidado especial ao que se trata do retorno do óleo, deve-se garantir a distribuição entre os compressores de forma equalizada, para que não venha ocasionar problemas devido à falta de óleo a algum dos compressores.

Segundo Wirz (2011, p.343), os compressores partilham tubos de distribuição comuns, ou tubos de comunicação, onde as linhas que chegam ou que saem dos evaporadores estão presas. As linhas de líquido para os evaporadores originam-se de um tubo de comunicação de líquido, e as linhas de sucção que fazem o retorno desse refrigerante, terminam em um tubo de comunicação de sucção. A descarga de cada

compressor entra em um tubo de comunicação que leva para o condensador. Como pode ser observado na Figura 9.

Como pode ser observado na Figura 9, o vapor que sai do evaporador 1 vai para compressor 1, enquanto o vapor que sai do evaporador 2 vai para compressor 2, aonde esse vapor, será comprimido até a pressão de condensação, processos 3-4 e 1-2 respectivamente, seguindo na redução da temperatura do vapor e na condensação até líquido saturado com pressão constante, processo 4-6 e 2-6, então a expansão isentálpica até a pressão de evaporação do dispositivo de expansão, processo 6-7 e 6-8, e então a evaporação até o estado de vapor saturado com pressão constante, processo 7-3 e 8-1.

**Figura 9 - Sistema com compressores em paralelo**



**Fonte: Autoria própria (2022)**

### 3 METODOLOGIA

Bancadas de refrigeração, são utilizadas para realização de aulas práticas de refrigeração, possibilitando assim interação dos alunos com o funcionamento do ciclo térmico de refrigeração. As bancadas de refrigeração disponíveis são as de ciclo simples de refrigeração a vapor.

Será realizado o dimensionamento de uma bancada de refrigeração a vapor, com ciclo de compressão em paralelo, para demonstrar um ciclo de refrigeração mais complexo, que é bastante utilizado na prática.

Por se tratar de uma bancada didática, serão colocados termômetros, pressostatos, visores de líquido para facilitar a visualização dos alunos, e para simular a carga nos evaporadores serão utilizados ventiladores com resistências, para aquecer o ar. Também será identificado a necessidade de outros componentes no circuito de refrigeração, como separador de óleo, reservatório de líquido e filtro secador.

#### 3.1 Análise teórica

De acordo com Matos [2018?, p.22], ocorre transferência de calor em vários pontos do ciclo, devido ao trabalho que é entregue no compressor. Aplicando então a 1ª Lei da termodinâmica no ciclo, obtém-se:

$$\dot{Q}_e + \dot{W}_{cp} = \dot{Q}_c + \dot{Q}_{cp} \pm \dot{Q}_{tub} \quad (1)$$

Onde:

$\dot{Q}_e$  : Capacidade de refrigeração;

$\dot{W}_{cp}$  : Potência do compressor;

$\dot{Q}_c$  : Taxa de transferência de calor no condensador;

$\dot{Q}_{cp}$  : Taxa de transferência de calor no compressor;

$\dot{Q}_{tub}$  : Taxa de transferência de calor nas tubulações;

Ainda segundo Matos [2018?, p.22], se aplicarmos a 1ª Lei da termodinâmica para cada componente do ciclo ilustrado na figura 10:

$$\dot{Q} + \dot{W} = \dot{m}_2 \cdot \left( h_2 + \frac{v_2^2}{2} + g \cdot z_2 \right) - \dot{m}_1 \cdot \left( h_1 + \frac{v_1^2}{2} + g \cdot z_1 \right) \quad (2)$$

Onde:

$\dot{Q}$  : Taxa de transferência de calor para o sistema;

$\dot{W}$  : Taxa de trabalho realizado pelo sistema;

$\dot{m}$  : Vazão mássica de refrigerante;

$h$  : Entalpia;

$v$  : Velocidade do refrigerante;

$g$  : Aceleração da gravidade;

$z$  : Altura do componente.

Serão adotadas as seguintes hipóteses:

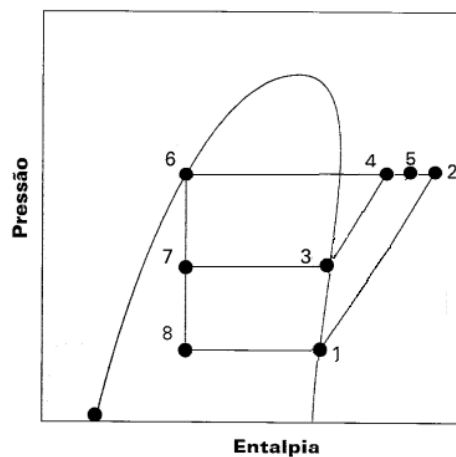
$\Delta E_c$  e  $\Delta E_p$  : desprezadas;

$\dot{Q}_t$  : tubulação frigoríficas, adiabáticas;

$\dot{Q}_{cp} = 0$  : compressão adiabática reversível.

A seguir mostra-se as equações para os cálculos no ciclo de compressão em paralelo.

Figura 10 - Diagrama p-h do ciclo paralelo



Fonte: Autoria própria

Carga térmica: É a quantidade de calor que deve ser removida na unidade de tempo em cada um dos evaporadores. E são expressas por:

$$\dot{Q}_{e1} = \dot{m}(h_1 - h_8) \quad (3)$$

$$\dot{Q}_{e2} = \dot{m}(h_3 - h_7) \quad (4)$$

A vazão mássica de refrigerante: é a quantidade de refrigerante que circula por hora. Expressa por:

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_{e1}}{h_1 - h_8} + \frac{\dot{Q}_{e2}}{h_3 - h_7} \quad (5)$$

A potência de compressão em cada um dos compressores, é expressa por:

$$\dot{W}_{c1} = \dot{m}(h_4 - h_3) \quad (6)$$

$$\dot{W}_{c2} = \dot{m}(h_2 - h_1) \quad (7)$$

Calor liberado pelo condensador:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}(h_5 - h_6) \quad (8)$$

O coeficiente de performance (COP), tem a função de avaliar a performance de um sistema de refrigeração, e é expresso por:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{e1} + \dot{Q}_{e2}}{\dot{W}_{c1} + \dot{W}_{c2}} \quad (9)$$

Pode-se concluir o seguinte com a Figura 10:

$$h_6 = h_7 = h_8$$

$$v_5 = v_2 + v_4$$

$$v_2 = v_1 = v_8$$

$$v_3 = v_7 = v_4$$

## 3.2 Análise real

Para não ocasionar problemas na bancada foram necessários alguns componentes e dispositivos, que tem como objetivo otimizar o funcionamento da bancada para que a mesma não venha apresentar nenhuma falha em seus componentes. Também foi analisado a implementação de dispositivos com o intuito de tornar mais visual e didático o funcionamento da bancada.

### 3.2.1 Separador de óleo

Segundo Martinelli (2003, p. 109), “o separador de óleo é um dispositivo instalado na descarga de compressor para evitar o arraste excessivo do óleo para o sistema”. Em pequenas quantidades esse óleo não causa danos ao sistema, mas em quantidades excessivas pode interferir no sistema.

Outro fator que pode danificar o sistema, é a falta de óleo nos compressores, por se tratar de um sistema em paralelo, pode acontecer do óleo se concentrar em apenas um dos compressores, o que viria a danificar o outro compressor. Com o separador de óleo é possível distribuir o óleo de forma equivalente para ambos os compressores por gravidade, evitando assim danificar os mesmos.

Sendo assim, considera-se necessária a utilização do separador de óleo na bancada de refrigeração, para evitar o acúmulo excessivo de óleo no sistema, e a falta de óleo nos compressores.

### 3.2.2 Reservatório de líquido

Para Venturini (2005, p.115), “Todo sistema de refrigeração deve ter um reservatório com volume suficiente para armazenar a carga total de refrigerante”. Para caso seja necessária a realização de reparos, possa ser recolhido o refrigerante. Bem como oscilações de fluxo e nível, devido as variações no sistema.

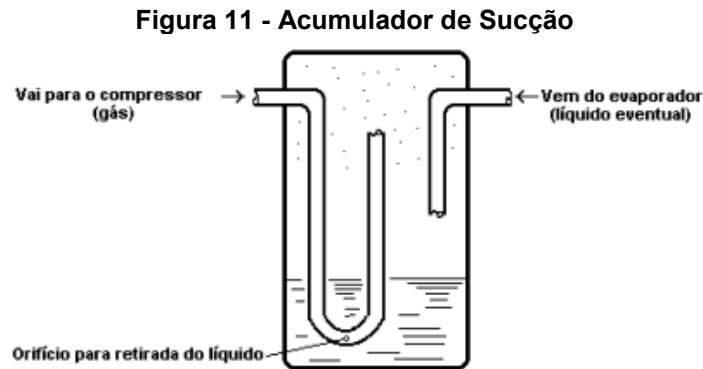
Por se tratar de um componente de extrema importância no sistema, será utilizado, para caso seja realizado manutenções no sistema.

### 3.2.3 Acumulador de sucção

Para Martinelli (2003, p.78), “O acumulador é uma extensão do evaporador que tem como objetivo receber as variações de carga e assegurar que o refrigerante no estado líquido não atinja o compressor”.



Segundo Matos (p.130), o refrigerante em forma de vapor que vem do evaporador, é depositado no acumulador de sucção, que permanece acima do líquido por ser mais leve, então o compressor succiona o vapor pelo tubo curvo, que possui um furo na parte mais baixa, para que o compressor faça a sucção de líquido em quantidade mínima, não prejudicando o compressor. Como mostrado na Figura 11.



**Fonte: Apostila de Refrigeração, Matos (p.130)**

Para garantir a segurança do compressor, para que o mesmo não venha aspirar refrigerante líquido em excesso, será utilizado acumulador de sucção antes de cada compressor. O mesmo será selecionado pela capacidade frigorífica do sistema juntamente com o diâmetro da linha de sucção.

#### 3.2.4 Filtro secador

Segundo Venturini (2005, p.161), “O filtro é empregado para eliminar partículas estranhas nas tubulações de sistemas refrigeração. Além da função de filtro descrita anteriormente, é destinado a eliminar a umidade”.

Será utilizado filtro secador na linha de líquido, para evitar que impurezas entrem no evaporador.

#### 3.2.5 Visores de líquido

Para Matos (p. 132), “visor de líquido indica a presença de refrigerante não condensado antes da válvula de expansão e mostra também a presença de umidade”.

Foi colocado um visor de líquido após o reservatório de líquido, para ser observado se o processo de condensação está completo, e também para verificar a presença de umidade, para abrir a linha que passa pelo filtro, removendo assim a umidade através do filtro.

### 3.3 Cálculo dimensional

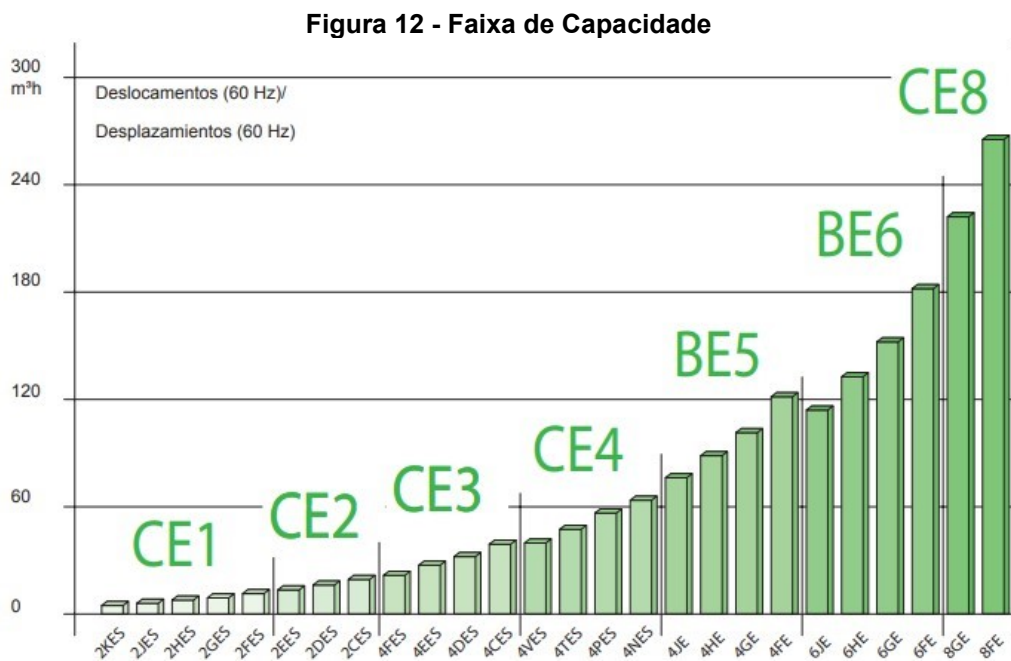
Para os cálculos e dimensionamentos considerou-se que a temperatura no evaporador 1 será de  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$  e no evaporador 2 a temperatura será de  $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$  e a temperatura de condensação de  $50\text{ }^{\circ}\text{C}$ . E o fluido refrigerante escolhido foi o R404a devido a vasta variedade de componentes, por não ser inflamável, ter uma baixa toxicidade e não degradar a camada de ozônio.

#### 3.3.1 Seleção do compressor

Os compressores semi-herméticos escolhidos foram iguais. E o estudo será realizado considerando primeiro dois compressores iguais da Bitzer e na sequência dois compressores iguais da Bock. O dimensionamento será feito visando seleccionar o menor compressor, para atingir os pré-requisitos estabelecidos.

##### 3.3.1.1 Compressor Bitzer

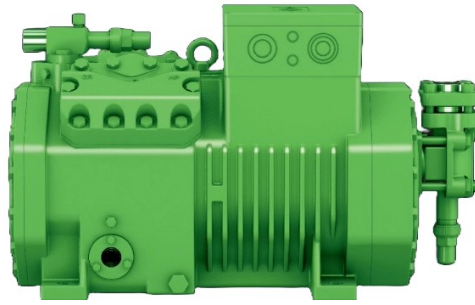
Para os compressores da Bitzer, verificou a faixa de capacidade, mostrado na Figura 12.



Fonte: Compressores semi-herméticos Bitzer

Verificou-se que os menores compressores estão na área CE1 do gráfico. Sendo assim foi seleccionado o compressor 2KES-05Y, mostrado na Figura 13:

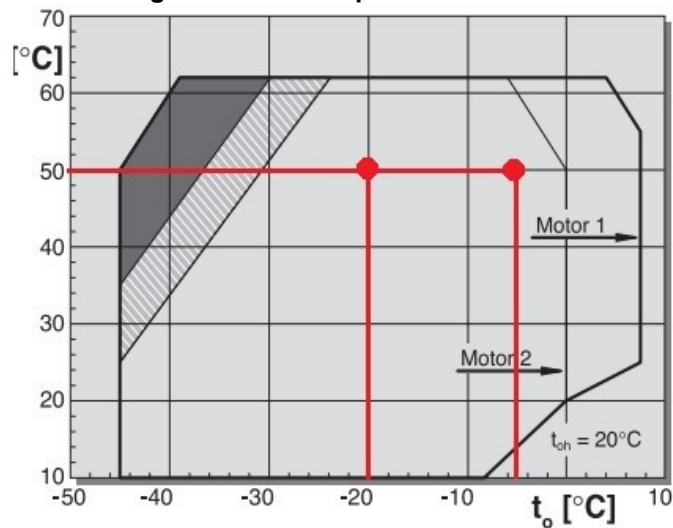
**Figura 13 - Compressor bitzer**



Fonte: Catálogo Bitzer

Utilizou-se o envelope, para determinar o gás que será utilizado para refrigerar o sistema, como as temperaturas adotadas nos evaporadores serão de  $-20\text{ °C}$  no evaporador 1, e  $-5\text{ °C}$  no evaporador 2. A Figura 13, mostra o envelope para o fluido refrigerante.

**Figura 14 - Envelope R404A Bitzer**



Fonte: Compressores semi-herméticos Bitzer

Como pode ser observado no envelope, ambas as temperaturas se encontram na faixa de funcionamento do motor 1, com isso podem ser determinadas as capacidades frigoríficas dos compressores, obtidas através da Tabela 1. Onde para o evaporador 1 a capacidade frigorífica será de 1100 W, e para o evaporador 2, a capacidade frigorífica será de 2280 W.

**Tabela 1 - Capacidade Frigorífica Bitzer**

Compressor Tipo	Temp. de Cond. °C		Capacidade Frigorífica		Q <sub>0</sub> [Watt]		Potência Consumida Pe [kW]					
			5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40
2KES-05Y	30	Q	5180	4300	3550	2890	2320	1630	1400	1040	740	480
		P	0,98	0,96	0,94	0,91	0,87	0,82	0,76	0,69	0,6	0,5
	40	Q	4250	3520	2890	2340	1860	1450	1090	785	525	310
		P	1,16	1,12	1,07	1,01	0,95	0,87	0,78	0,68	0,57	0,44
	50	Q	3390	2800	2280	1830	1440	1100	810	560	345	170
		P	1,34	1,27	1,19	1,11	1,02	0,91	0,8	0,67	0,52	0,35

Fonte: Compressores semi-herméticos Bitzer

Obtém-se assim os dados técnicos, na Tabela 2. A versão utilizada será a do motor 1. Sendo o volume deslocado de até 4,9 m<sup>3</sup>/h.

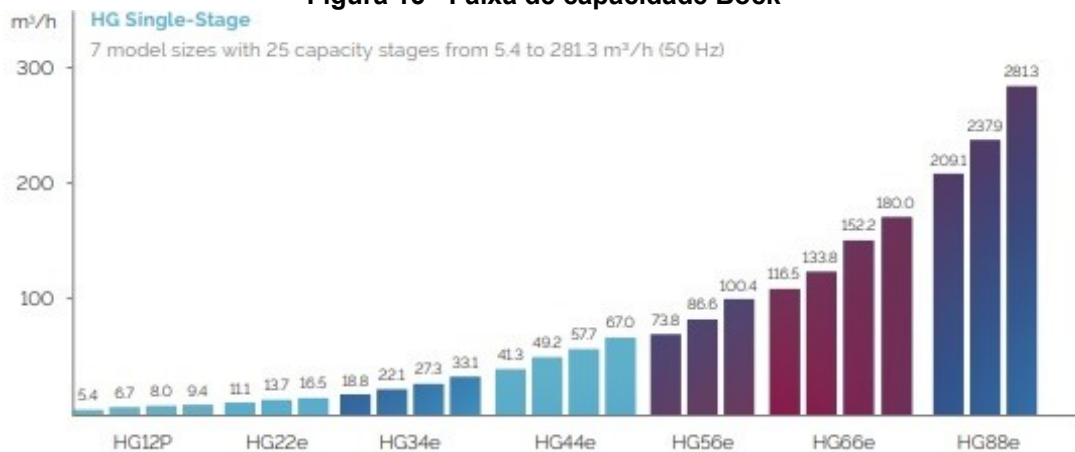
**Tabela 2 - Dados Técnicos Bitzer**

Modelo do Compressor	Versão Motor	Número de Cilindros	Carga de Óleo	Peso Líquido	Conexões válvula de serviço			
					Linha de Descarga		Linha de Sucção	
					[mm]	[pol]	[mm]	[pol]
2KES-05(Y)	1	4,9	2	1	43	12	16	5/8

Fonte: Compressores semi-herméticos Bitzer

### 3.3.1.2 Compressor Bock

Para os compressores da Bock, foi verificada a faixa de capacidade, como mostra a Figura 15.

**Figura 15 - Faixa de capacidade Bock**

Fonte: Bock Semi-hermetic Compressors, BOCK (2021)

Selecionou-se o compressor HG12P, ilustrado na Figura 16:

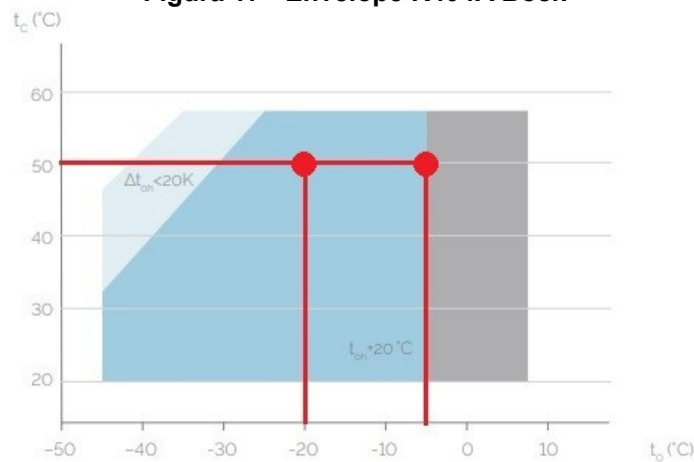
**Figura 16 - Compressor Bock**



Fonte: Bock Semi-hermetic Compressors, BOCK (2021)

Utilizando as temperaturas nos evaporadores e de condensação já estabelecidas, através do envelope, mostrado na Figura 17. O gás escolhido será o R404A.

**Figura 17 - Envelope R404A Bock**



Fonte: Bock Semi-hermetic Compressors, BOCK (2021)

Ambas as temperaturas se encontram dentro da faixa de funcionamento, com isso podem ser determinadas as capacidades frigoríficas dos compressores, obtidas através da Tabela 3. Para o evaporador 1 a capacidade frigorífica será de 1330 W, e para o evaporador 2, a capacidade frigorífica será de 2750 W. Tem que ser aplicado

o fator de correção fornecido de 1,2 para que se obtenham os valores para a frequência de 60 Hz, a capacidade frigorífica corrigida para o evaporador 1 será de 1596 W, e para o evaporador 2, será de 3300 W.

**Tabela 3 - Capacidade Frigorífica Bock**

Tipo	Cond. Temp. °C		Capacidade Frigorífica Q <sub>0</sub> [W]						Potência Consumida P <sub>e</sub> [kW]					
			Temperatura de Evaporação °C											
			7,5	5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45
HG12P/60-4 S	30	Q	6540	5990	5000	4110	3340	2670	2100	1610	1210	879	617	415
		P	1,20	1,21	1,22	1,20	1,15	1,08	1,00	0,908	0,81	0,71	0,62	0,53
	40	Q	5540	5070	4200	3430	2770	2200	1710	1300	959	685	466	296
		P	1,48	1,47	1,43	1,36	1,27	1,17	1,06	0,945	0,827	0,71	0,61	0,52
	50	Q	4540	4130	3400	2750	2200	1730	1330	994	722	503	330	-
		P	1,72	1,68	1,59	1,49	1,36	1,23	1,09	0,959	0,825	0,70	0,59	-

Fonte: Bock Semi-hermetic Compressors, BOCK (2021)

Os dados técnicos do compressor são fornecidos, na Tabela 4. A versão utilizada de 60 Hz, desloca o volume de 6,4 m<sup>3</sup>/h e possui uma rotação de 1740 rpm.

**Tabela 4 - Dados Técnicos Bock**

Tipo	Nº de cilindros	Vazão [m <sup>3</sup> /h]		Peso kg	Conexões				Carga de Óleo Litros
		50 Hz 1450 rpm	60 Hz 1740 rpm		Descarga		Sucção		
		[mm]	[pol]		[mm]	[pol]			
HG12P/60-4 S	2	5,40	6,40	48,0	12	1/2	16	5/8	0,8

Fonte: Bock Semi-hermetic Compressors, BOCK (2021)

### 3.3.2 Seleção do evaporador

O evaporador selecionado foi o expositor VCM 0016 da Elgin, mostrado na Figura 18.

**Figura 18 - Evaporador expositor VCM 0016**



Fonte: Forçador de ar para visa cooler (ELGIN 2020)

A capacidade frigorífica do evaporador é expressa na Tabela 5.

**Tabela 5 - Características Técnicas Elgin**

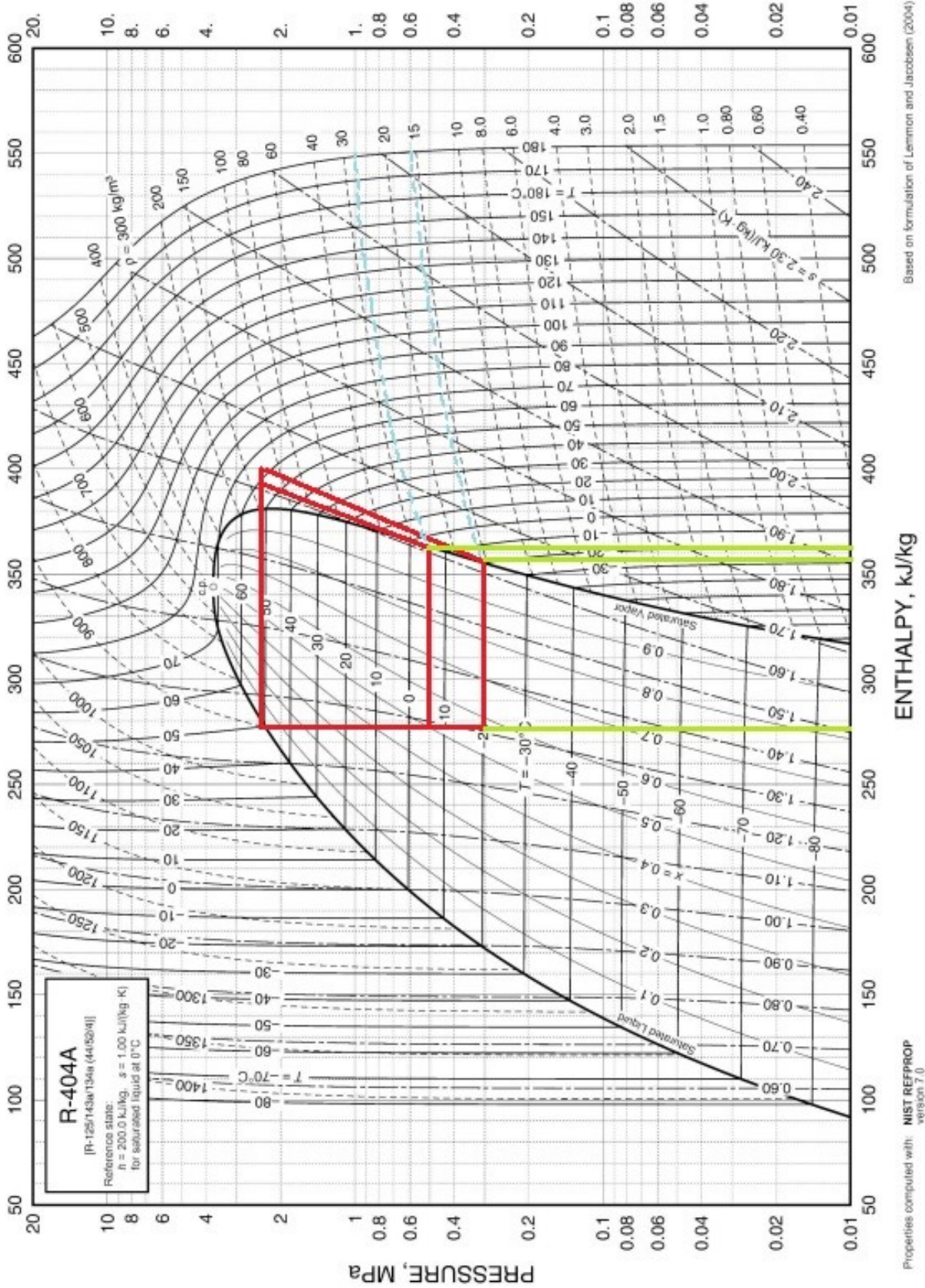
Modelo	Tensão [V]	Degelo Elétrico	Capacidade Frigorífica [kcal/h]									Micromotor						
			Temperatura de Evaporação [°C]									Corrente [A]	Consumo [W]	Modelo	Vazão de ar [m³/h]			
			-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10					Tev= -5°		
VCMS 0016	DO	127	Não	77	78	80	82	87	92	102	115	120	0,46	31	EY-11	D	570	
	DR		Sim													E		
	EO	220	Não													0,23		D
	ER		Sim															E
VCM 0016	DO	127	Não	144	145	147	153	162	175	218	265	292	0,46	31	EY-11		D	570
	DR		Sim														E	
	EO	220	Não													0,23	D	
	ER		Sim														E	

Fonte: Forçador de ar para visa cooler, ELGIN (2022)

Da Tabela 5, para o evaporador 1 e para o evaporador 2, obtém-se respectivamente as capacidades frigoríficas de 147 kcal/h e 175 kcal/h. Convertendo para Watt (W), obtém-se para o evaporador 1 uma capacidade frigorífica de 171 W, e para o evaporador 2 uma capacidade frigorífica de 203 W.

Para determinar a vazão mássica e volumétrica de gás refrigerante que irá passar pelos evaporadores, será utilizada a Figura 19, ilustrada abaixo. Através do diagrama é possível determinar as entalpias, representadas pela linha verde, também as densidades do gás, representadas pela linha azul tracejada.

Figura 19 - Diagrama Pressão x Entalpia R-404A



Fonte: ASHRAE F30 – REFRIGERANTS PROPERTIES (2017)



As entalpias encontradas no diagrama:

$$h_1 = 355 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_2 = 395 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_6 = h_7 = h_8 = 280 \frac{kJ}{kg}$$

As densidades encontradas no diagrama:

$$\rho_1 = 15 \frac{kg}{m^3}$$

$$\rho_2 = 125 \frac{kg}{m^3}$$

É possível então calcular a vazão mássica através da equação 5, em ambos os evaporadores:

$$\dot{m} = \dot{m}_1 + \dot{m}_2$$

$$\dot{m} = \frac{\dot{Q}_{e1}}{h_1 - h_8} + \frac{\dot{Q}_{e2}}{h_3 - h_7}$$

Aonde  $\dot{Q}_{e1}$  é a capacidade frigorífica do evaporador 1, e  $\dot{Q}_{e2}$  é a capacidade frigorífica do evaporador 2, encontradas anteriormente e são respectivamente:

$$\dot{Q}_{e1} = 0,171 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{e2} = 0,203 \text{ kW}$$

Encontra-se então a vazão mássica:

$$\dot{m} = \frac{0,171}{355 - 280} + \frac{0,203}{360 - 280}$$

$$\dot{m} = \frac{0,171}{75} + \frac{0,203}{80}$$

$$\dot{m} = 0,00228 + 0,00254$$

$$\dot{m} = 0,00482 \frac{kg}{s}$$

Então, pode ser determinado a vazão volumétrica:

$$\dot{V} = \frac{\dot{m}}{\rho}$$

$$\dot{V}_1 = \frac{0,00228}{15}$$

$$\dot{V}_1 = 0,000152 \frac{m^3}{s}$$

$$\dot{V}_2 = \frac{0,00254}{27}$$

$$\dot{V}_2 = 0,000094 \frac{m^3}{s}$$

$$\dot{V}_t = \dot{V}_1 + \dot{V}_2$$

$$\dot{V}_t = 0,000152 + 0,000094$$

$$\dot{V}_t = 0,000246 \frac{m^3}{s}$$

A vazão volumétrica por hora, será:

$$\dot{V}_t = 0,000246 \times 3600$$

$$\dot{V}_t = 0,8856 \frac{m^3}{h}$$

### 3.3.3 Linha de sucção

Para dimensionar a linha de sucção serão utilizados os dados fornecidos pela ASHRAE, na Tabela 6. Para a linha de sucção do evaporador 1, onde a capacidade frigorífica foi de 0,171 kW, será utilizada uma tubulação de cobre de 12 mm de diâmetro e para a linha de sucção do evaporador 2, onde a capacidade frigorífica foi de 0,203 kW, será utilizada uma tubulação de cobre de 12 mm de diâmetro.

**Tabela 6 - Capacidade da Linha de Sucção em kW**

Dimensão da Linha	Linha de Descarga ( $\Delta t = 0,04$ K/m)					
	Temperatura saturada de sucção ( $^{\circ}$ C)					
Linha de Cobre (mm)	-50	-40	-30	-20	-5	5
	$\Delta P$ correspondente (Pa/m)					
	165,5	240,6	337,2	455,1	679,1	863,2
12	0,16	0,27	0,43	0,67	1,19	1,69
15	0,30	0,52	0,83	1,28	2,27	3,22
18	0,53	0,90	1,45	2,22	3,94	5,57
22	0,94	1,59	2,55	3,91	6,93	9,79
28	1,86	3,14	5,04	7,72	13,66	19,25
35	3,43	5,78	9,26	14,15	25,00	35,17
42	5,71	9,61	15,36	23,46	41,32	58,16
54	11,37	19,12	30,50	46,57	81,90	114,98
67	20,31	34,10	54,30	82,75	145,45	203,96
79	31,54	52,78	84,12	128,09	224,52	314,97
105	67,66	113,08	179,89	273,26	478,70	670,69

Fonte: Halocarbon Refrigerant Systems, ASHRAE R01.

Como as informações da Tabela 6, são para uma temperatura de condensação de 40  $^{\circ}$ C, será aplicado um fator de correção para a temperatura de condensação de 50  $^{\circ}$ C, que se encontra na Tabela 7.

**Tabela 7 - Fator de Correção**

Temp. Cond. ( $^{\circ}$ C)	Linha de Sucção	Linha de Descarga
20	1,344	0,812
30	1,177	0,906
40	1,000	1,000
50	0,809	1,035

Fonte: Halocarbon Refrigerant Systems, ASHRAE R01.

As capacidades das linhas de sucção com os fatores de correção, são respectivamente:

$$\dot{Q}_{01} = 0,809 \times 0,67 \text{ kW} = 0,542 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{02} = 0,809 \times 1,19 \text{ kW} = 0,962 \text{ kW}$$

São maiores do que as capacidades frigoríficas dos evaporadores 1 e 2, podendo ser admitidos os diâmetros de 12 mm, para ambas as linhas.

Determinado o diâmetro necessário para a tubulação, será selecionado através da Tabela 8, de acordo com a NBR 7541, a dimensão usual da tubulação de cobre, padronizado para RF (Refrigeração). Para a linha de sucção o diâmetro externo nominal será de 12,7 mm e a espessura da parede será 0,80 mm.

**Tabela 8 - Dimensões dos tubos**

Diâmetro Ext. Nominal	Espessura da parede nominal											
	0,30	0,35	0,40	0,45	0,50	0,55	0,60	0,65	0,70	0,75	0,80	
3,17										RF	RF	RF
3,97										RF	RF	RF
4,76										RF	RF	RF
6,35										RF	RF	RF
7,94										RF	RF	RF
9,52										RF	RF	RF
12,7										RF	RF	RF
15,87							RF	RF	RF	RF	RF	RF
19,05							RF	RF	RF	RF	RF	RF

Fonte: NBR 7541, ABNT (2004).

### 3.3.4 Linha de descarga

Para dimensionar a linha de descarga será utilizado o diagrama da Figura 20, para determinar a potência de compressão, em cada um dos compressores.

Através do diagrama da Figura 20, é possível determinar as entalpias, representadas pela linha verde.

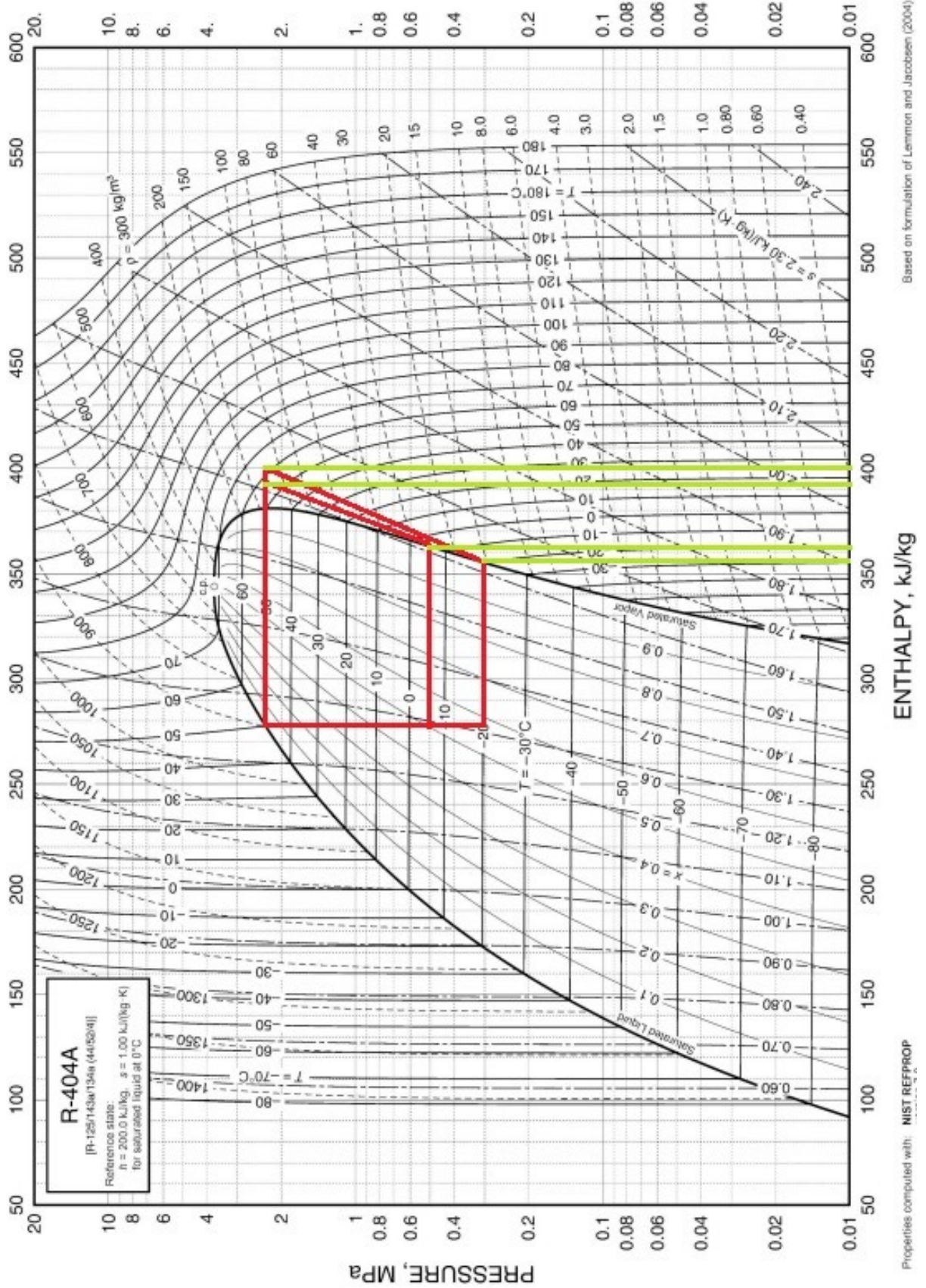
$$h_1 = 355 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_2 = 395 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_3 = 365 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_4 = 390 \frac{kJ}{kg}$$

Figura 20 - Diagrama Pressão x Entalpia R-404A



Fonte: REFRIGERANTS PROPERTIES (2017)

É possível então calcular a potência de compressão, através das equações 6 e 7::

$$\dot{W}_{c1} = \dot{m}(h_4 - h_3)$$

$$\dot{W}_{c2} = \dot{m}(h_2 - h_1)$$

$$\dot{W}_{c1} = 0,00482 \cdot (390 - 365)$$

$$\dot{W}_{c1} = 0,120 kW$$

$$\dot{W}_{c2} = 0,00482 \cdot (395 - 355)$$

$$\dot{W}_{c2} = 0,193 kW$$

Serão utilizados os dados fornecidos pela ASHRAE, na Tabela 9, para determinar a dimensão da linha de descarga. Para manter padronizado será utilizado tubulação de cobre e o mesmo diâmetro de tubulação para ambos os compressores.

**Tabela 9 - Capacidade da Linha de Descarga em kW**

Dimensão da Linha	Linha de Descarga ( $\Delta t = 0,02$ K/m, $\Delta p = 74,90$ )					
	Temperatura saturada de sucção ( $^{\circ}$ C)					
Linha de Cobre (mm)	-50	-40	-30	-20	-5	5
	$\Delta p$ correspondente (Pa/m)					
	875,6	875,6	875,6	875,6	875,6	875,6
12	1,73	1,87	2,00	2,13	2,31	2,42
15	3,29	3,55	3,81	4,05	4,40	4,61
18	5,71	6,16	6,59	7,02	7,62	7,99
22	10,00	10,79	11,56	12,30	13,36	14,01
28	19,68	21,23	22,74	24,21	26,29	27,57
35	35,96	38,78	41,54	44,23	48,03	50,37
42	59,48	64,15	68,72	73,16	79,45	83,32
54	117,62	126,86	135,89	144,67	157,11	167,76
67	208,67	225,07	241,08	256,66	278,73	292,29
79	321,69	346,97	371,66	395,67	429,70	450,60
105	685,09	738,92	791,51	842,65	915,11	959,63

Fonte: Halocarbon Refrigerant Systems, ASHRAE R01.

Assim como foi feito na linha de sucção, será aplicado um fator de correção para a temperatura de condensação de  $50^{\circ}$ C, que se encontra na Tabela 7. As capacidades das linhas de descarga com os fatores de correção serão:

$$\dot{Q}_{01} = 1,035 \times 2,13 = 2,20 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_{02} = 1,035 \times 2,31 = 2,39 \text{ kW}$$

Para a linha de descarga dos compressores da Bitzer e da Bock, serão consideradas a soma da potência de compressão do compressor e a capacidade frigorífica do evaporador. Obtendo assim para a linha do compressor 1 e do compressor 2, respectivamente:

$$\dot{Q}_1 = \dot{Q}_{e1} + \dot{W}_1$$

$$\dot{Q}_1 = 0,171 + 0,120$$

$$\dot{Q}_1 = 0,291 \text{ kW}$$

$$\dot{Q}_2 = \dot{Q}_{e2} + \dot{W}_2$$

$$\dot{Q}_2 = 0,203 + 0,193$$

$$\dot{Q}_2 = 0,396 \text{ kW}$$

Assim será adotada a tubulação de 12 mm de diâmetro, para os compressores da Bitzer e da Bock. Pois estão dentro das capacidades corrigidas para a temperatura de condensação de 50 °C.

### 3.3.5 Seleção do condensador

Para determinar o trabalho absorvido pelo condensador, será considerado a soma das cargas térmica  $\dot{Q}_1$  e  $\dot{Q}_2$ , que será o calor que deverá ser liberado pelo condensador.

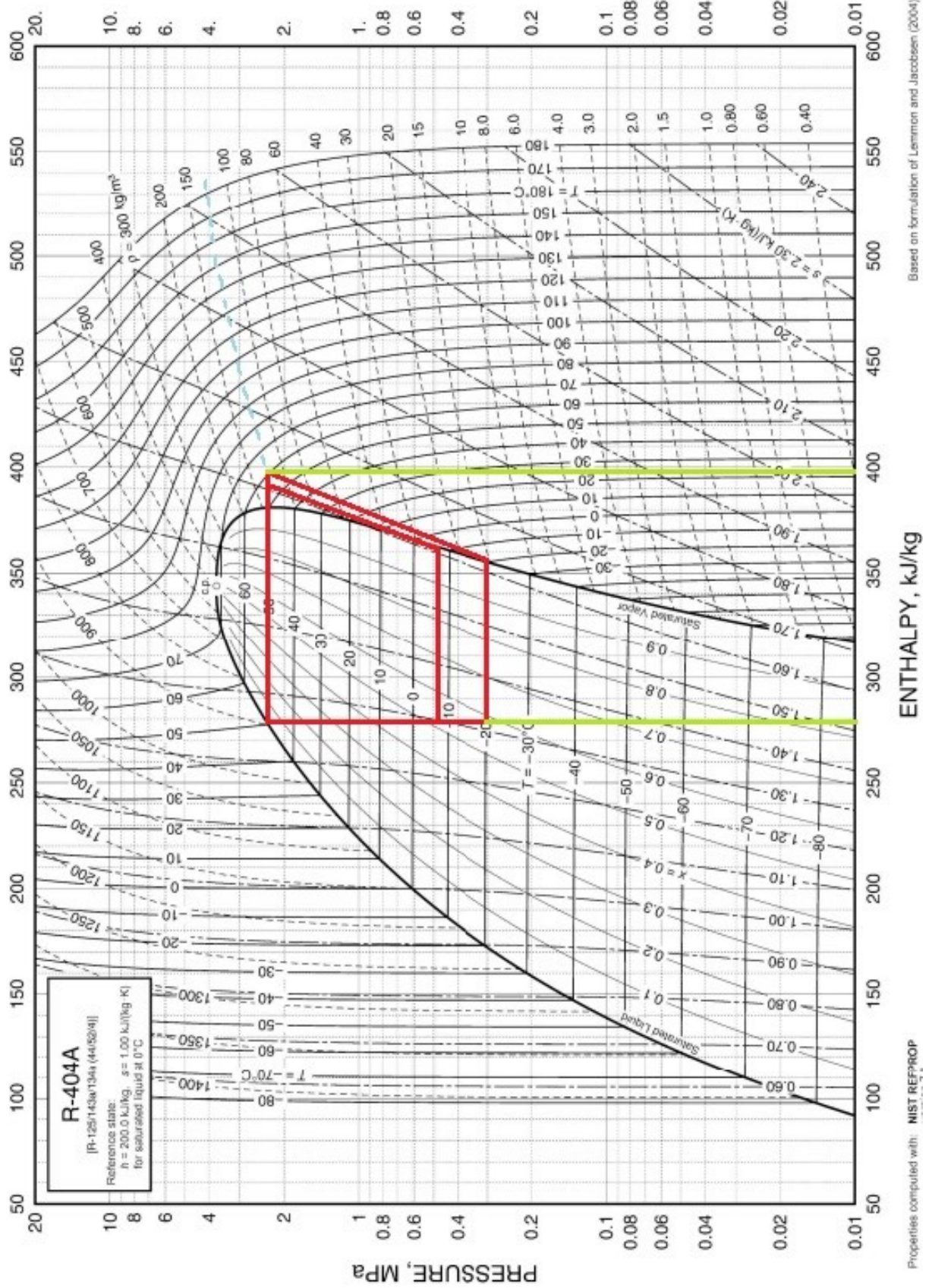
$$\dot{Q}_c = \dot{Q}_1 + \dot{Q}_2$$

$$\dot{Q}_c = 0,291 + 0,396$$

$$\dot{Q}_c = 0,687 \text{ kW}$$

Para tirar a prova real será utilizado o diagrama de pressão x entalpia do gás refrigerante R-404A, mostrado na Figura 21.

Figura 21 - Diagrama Pressão x Entalpia R-404A



Fonte: ASHRAE F30 – REFRIGERANTS PROPERTIES (2017)



Através do diagrama é possível determinar as entalpias, representadas pela linha verde, também as densidades do gás, representadas pela linha azul tracejada.

$$h_2 = 395 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_4 = 390 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_5 = \frac{395 + 390}{2} = 392,5 \frac{kJ}{kg}$$

$$h_6 = h_7 = h_8 = 280 \frac{kJ}{kg}$$

$$\rho_2 = 125 \frac{kg}{m^3}$$

É possível então calcular o calor rejeitado no condensador, através da equação 8:

$$\dot{Q}_c = \dot{m}(h_5 - h_6)$$

$$\dot{Q}_c = 0,00482 \cdot (392,5 - 280)$$

$$\dot{Q}_c = 0,542 \text{ kW}$$

Como os valores ficaram próximos, será considerado o valor maior, para os cálculos, podendo assim garantir uma melhor eficiência, então:

$$\dot{Q}_c = 0,687 \text{ kW}$$

O condensador selecionado foi da Elgin, mostrado na Figura 22.

**Figura 22 - Condensador**



Fonte: Condensadores (ELGIN 2021)

O escolhido foi o modelo CDE 2778, com seus dados mostrados abaixo, na Tabela 10, o valor do calor rejeitado encontrado, será convertido para kcal/h.

$$\dot{Q}_c = 590 \text{ kcal/h}$$

**Tabela 10 - Condensadores Elgin**

Modelo	Calor Rejeitado [kcal/h]	Área frontal [cm <sup>2</sup> ]	Área de troca [cm <sup>2</sup> ]	Qntde. de vent.	Ventilador indicado	APLICAÇÃO
						Unidades condensadoras
CDA 2777	492	774,7	2,226	1	MM20/EL20	4012 / 1016 / 4016 / 5016 / 1042 / 0042 / 1045 / 2030 / 0030 / 4025 / 0130
CDE 2777						
CDE 6777	492	774,7	2,226	1	MM20/EL20	UCP0115
CDE 2778	873	774,7	3,366	1	MM20/EL20	1018 / 4018 / 5018 / 1060 / 0060 / 4020 / 2035 / 4033 / (SUA1042 / SUM2030 especiais) / 0035
CDE 2802	1232	876,3	5,081	1	MM20/EL20	2038 / 2041 / 4031 / 5031 / 5041 / 0040 / 4037
CDE 2785	1339	1048,8	6,083	1	MM20/EL20	2040 / 2051 / 2061 / 4047

Fonte: Condensadores Elgin (2020)

### 3.3.6 Linha de líquido

Para dimensionar a linha de líquido será utilizada a Tabela 11, somando as cargas térmicas nos compressores 1 e 2, e evaporadores 1 e 2, a capacidade frigorífica será de 0,687 kW, com isso o diâmetro da tubulação que será utilizado será de 12 mm.

**Tabela 11 - Capacidade da Linha de Líquido em kW**

Dimensão da Linha	Linha de Líquido (40°C)		
	Velocidade = 0,5m/s	$\Delta t = 0,02 \text{ K/m}$ Queda $\Delta p = 875,6$	$\Delta t = 0,05 \text{ K/m}$ Queda $\Delta p = 2189,1$
12	4,10	8,00	13,30
15	6,70	15,30	25,20
18	10,10	26,60	43,70
22	15,50	46,80	76,70
28	26,00	92,50	151,10
35	41,10	169,30	276,30
42	60,30	280,40	456,20
54	101,40	556,90	903,20
67	157,30	989,80	1601,80
79	219,30	1529,90	2473,40
105	391,50	3264,90	5265,60

Fonte: Halocarbon Refrigerant Systems, ASHRAE R01.

### 3.3.7 Válvula de Expansão

A válvula de expansão selecionada foi da Elgin, uma válvula de expansão e orifícios, Figura 23, será utilizada, antes da entrada dos evaporadores, devido a facilidade de ajuste e substituição caso necessário. O bulbo da válvula deverá ser conectado na linha após a saída do evaporador.

**Figura 23 - Válvula de expansão**



Fonte: Catálogo de components (ELGIN 2022)

Devido a capacidade térmica do condensador de 0,687 kW, a válvula escolhida se encontra na Tabela 12, a seguir:

**Tabela 12 - Capacidade dos orifícios**

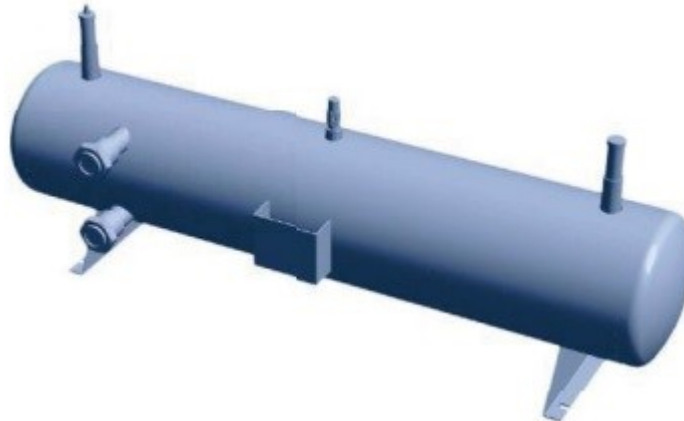
Orifício Nº	Capacidade nominal (kW)				
	R22	R407C	R134a	R404A	R502
0X	0,5	0,5	0,4	0,4	
00	1,0	1,1	0,9	0,7	0,7
01	2,5	2,7	1,8	1,6	1,0
02	3,5	3,8	2,6	2,1	2,1
03	5,2	5,6	4,6	4,2	3,5
04	8,0	8,6	6,7	6,0	5,2
05	10,5	11,3	8,6	7,7	7,0
06	15,5	16,7	10,5	9,1	10,5

Fonte: Catálogo de Componentes Elgin (2022)

### 3.3.8 Reservatório de líquido

O reservatório de líquido selecionado será da Colden, ilustrado na Figura 24 onde será solicitado válvula de segurança, para maior segurança, onde é uma opção disponibilizada pelo fornecedor.

**Figura 24 - Reservatório de líquido**



Fonte: Catálogo completo (COLDEN 2022)

O reservatório de líquido escolhido será o THR6-16, Tabela 13, que tem uma capacidade volumétrica de 1,6 L. Que é maior do que a vazão volumétrica 0,000246 m<sup>3</sup>/s ou 0,246 L/s acrescidos de 20%.

**Tabela 13 - Tanques de líquido horizontais**

Modelo	Ø Corpo (")	Comprimento (mm)	Conexões #			Dispositivo de Segurança	Volume (L)
			Tipo	Entrada	Saída		
THR6-16	4	247	VT	1/4	1/4	Não	1,6
THR6-25	4	348	VT	1/4	1/4	Não	2,5
THR6-40	5	355	VT	1/4	1/4	Não	4
THR10-50	5	453	VT	3/8	3/8	Não	5
THR10-70	5	650	VT	3/8	3/8	Não	7
THR10-100	5	886	VT	3/8	3/8	Não	10
THR10-120	6	601	ES	3/8	3/8	Não	12

Fonte: Catálogo completo (COLDEN 2023)

### 3.3.9 Separador de óleo

O separador de óleo selecionado foi da Elgin, Figura 25, e proporcionam o retorno de óleo ao compressor.

Figura 25 - Separador de óleo



Fonte: Catálogo de componentes (ELGIN 2022)

Será utilizado o modelo SOE 012 S da Elgin, pois seu limite de utilização se encontra dentro do que será utilizado no sistema, como mostrado na tabela 14.

$$\dot{Q}_c = 590 \text{ kcal/h}$$

$$\dot{Q}_c = 0,1951 \text{ TR}$$

Capacidade frigorífica admitida pelo separador de óleo, interpolando os valores da tabela X.

$$\dot{Q}_{-5^\circ\text{C}} = 1,77 \text{ TR}$$

$$\dot{Q}_{-20^\circ\text{C}} = 1,44 \text{ TR}$$

Tabela 14 - Capacidade separador de óleo

Modelo	Conexões		Capacidade Frigorífica (TR)						óleo (ml)
	Ø (")	Tipo	R-134a		R-22		R-404a		
			-40 (°C)	+5 (°C)	-40 (°C)	+5 (°C)	-40 (°C)	+5 (°C)	
SOE 012 S	1/2	Solda	1	1,8	1,5	2	1,5	2	500
SOE 058 S	5/8		3,3	4,5	4,5	5,5	4,5	5,8	500
SOE 078 S	7/8		4,8	6,4	7	8	7,5	8,5	500
SOE 118 S	1 1/8		6,4	8,5	9	10,5	9,5	11,5	500
SOE 138 S	1 3/8		9,5	13,8	13	14	15	20	500

Fonte: Catálogo de componentes (ELGIN 2022)

### 3.3.10 Separador de líquido

O separador de líquido selecionado será da Elgin modelo SLE 034 S, ilustrado na Figura 26.

**Figura 26 - Separador de líquido**



**Fonte: Catálogo de componentes (ELGIN 2022)**

O separador de líquido escolhido será o SLE 034 S, que tem uma capacidade volumétrica de 2,6 litros. Será utilizado para proteger o compressor.

**Tabela 15 - Capacidade separador de líquido**

Modelo	Conexões		Capacidade (Litros)
	∅ (")	Tipo	
SLE 034 S	3/4	Soldado	2,6
SLE 078 S	7/8		2,6
SLE 118 S	1 1/8		4,1
SLE 138 S	1 3/8		8,1
SLE 158 S	1 5/8		9,1

**Fonte: Catálogo de componentes (ELGIN 2022)**

### 3.3.11 Filtro secador

O filtro secador selecionado foi da Elgin, o modelo FSE 032 R, mostrado na Figura 27.

Figura 27 - Filtro secador



Fonte: Catálogo de componentes (ELGIN 2022)

Com uma capacidade frigorífica de 1,5 TR, mostrado na Tabela 16, sendo superior a capacidade da linha de líquido de 0,1951 TR, podendo ser utilizado no sistema.

$$\dot{Q}_c = 590 \text{ kcal/h}$$

$$\dot{Q}_c = 0,1951 \text{ TR}$$

Tabela 16 - Capacidade filtro secador

Modelo	Conexões		Capacidade Frigorífica (TR)		
	Ø (")	Tipo	R-134a	R-22	R-404a
FSE 032 R	1/4	Rosca	1,6	2,2	1,5
FSE 032 S		Solda	2,2	2,9	2,0
FSE 052 R		Rosca	1,7	2,3	1,5
FSE 052 S		Solda	2,7	3,6	2,4
FSE 053 R	3/8	Rosca	2,9	3,8	2,5
FSE 053 S		Solda	3,6	4,8	3,3
FSE 083 R		Rosca	3,3	4,3	2,9
FSE 083 S		Solda	3,8	4,9	3,3

Fonte: Catálogo de componentes (ELGIN 2022)

### 3.3.12 Visor de Líquido

O visor de líquido selecionado, foi o da Elgin, modelo VLE 014 R, o mesmo indica se o sistema apresenta umidade através da mudança de coloração, o mesmo pode ser visto na figura 28.

**Figura 28 - Visor de líquido**



Fonte: Catálogo de componentes (ELGIN 2022)

### 3.3.13 Manômetro e Termômetro

O pressostato serve para proteção do compressor, e o selecionado foi o da Danfoss, mostrado na Figura 29, a seguir:

**Figura 29 - Pressostato Danfoss**



Fonte: Pressure switches and Thermostats (Danfoss 2014)

Os dados contêm as informações necessárias, bem como permitindo o uso do refrigerante R-404a, se encontram na tabela 17, aonde o pressostato escolhido foi o KP Dual, para a linha de baixa e de alta.



**Tabela 17 - Pressostatos Danfoss**

TIPO		KP SINGLE	KP DUAL	
aplicações	Aplcações marinhas	X	X	
	Aplicações industriais	X	X	
	Sistemas de ar condicionado	X	X	
	Refrigeração comercial	X	X	
	Varejo de alimentos	X	X	
especificações técnicas	Refrigerantes	HCFC	X	X
		HFC	X	X
		HC	X	
		R717	X	X
	Configurações		-0,9 a 42 bar	-0,9 a 32 bar
	Pressão máxima de trabalho		46,5 bar	17 bar/ 35 bar
	material de contato		prata ou ouro	prata ou ouro
	reset	Automático	X	X
Manual		X	X	
Conversível			X	

Fonte: Pressure switches and Thermostats (Danfoss 2014)

### 3.3.14 Manômetro e Termômetro

Com todos os dados obtidos anteriormente, pode ser gerada a Tabela 18, para que sejam determinados os pontos onde se encontraram os manômetros e termômetros.

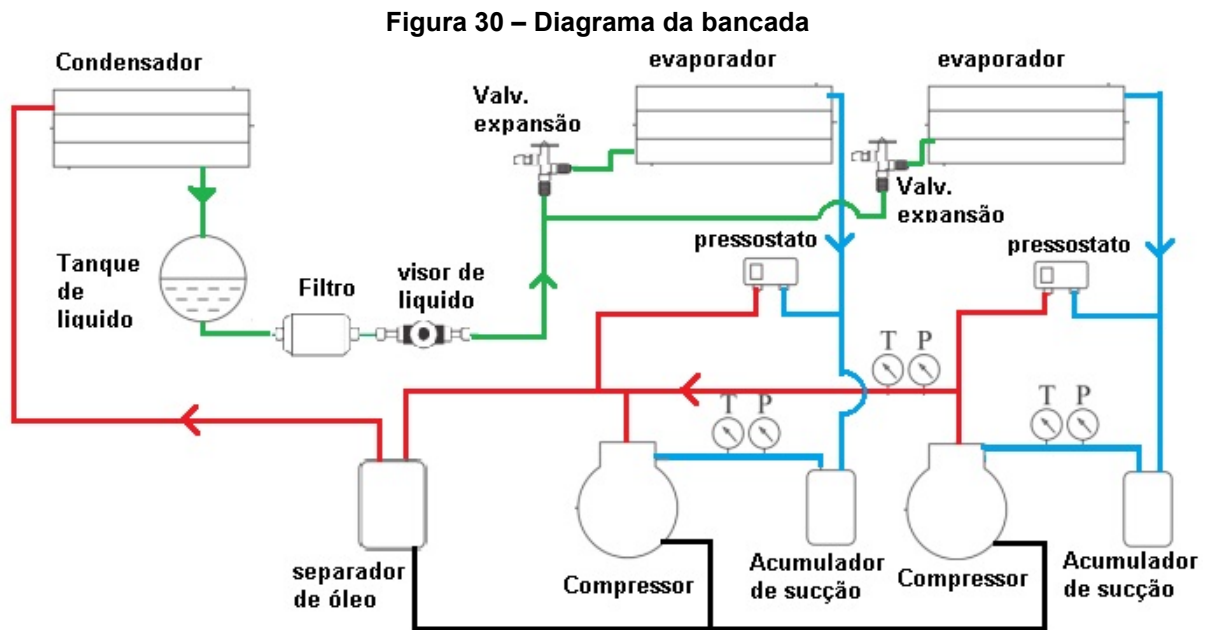
**Tabela 18 - Resultados obtidos**

	Capacidade Frigorífica (kW)	Temperatura (°C)	Pressão (MPa)
Linha Líquido 1	0,858	-5	0,5
Linha Líquido 2	0,890	-20	0,3
Linha Descarga	0,687	50	2,4
Linha Sucção 1	0,171	-5	0,5
Linha Sucção 2	0,203	-20	0,3

Fonte: Autoria própria (2023)

### 3.4 Padrão funcionamento em paralelo

O funcionamento padrão da bancada de refrigeração será com os compressores em paralelo. E todos os componentes podem ser encontrados na Figura 30.



Fonte: Autoria própria (2023)

Com os cálculos realizados anteriormente. Os dados obtidos em cada uma das linhas são mostrados na Tabelas 19

**Tabela 19 - Dados por linhas**

	Capacidade Frigorífica (kW)	Temperatura (°C)	Pressão (MPa)
Linha Líquido 1	0,858	-5	0,5
Linha Líquido 2	0,890	-20	0,3
Linha Descarga	0,687	50	2,4
Linha Sucção 1	0,171	-5	0,5
Linha Sucção 2	0,203	-20	0,3

Fonte: Autoria própria (2023)

Tendo também os dados em cada um dos pontos, na Tabela 20.

**Tabela 20 - Dados por pontos**

Ponto	Temperatura (°C)	Pressão (MPa)	Entalpia (kJ/kg)
1	-20	0,3	355
2	50	2,4	395
3	-5	0,5	365
4	50	2,4	390
5	50	2,4	392,5
6	50	2,4	280
7	-5	0,5	280
8	-20	0,3	280

**Fonte: Autoria própria (2023)**

Também é possível calcular o COP com a equação 9:

$$COP = \frac{\dot{Q}_{e1} + \dot{Q}_{e2}}{\dot{W}_{c1} + \dot{W}_{c2}}$$

$$COP = \frac{0,171 + 0,203}{0,120 + 0,193}$$

$$COP = \frac{0,374}{0,313}$$

$$COP = 1,195$$

Para o desenvolvimento das aulas práticas, foi pensado em mais duas variações do sistema, além do padrão já calculado anteriormente, onde serão mostradas abaixo.

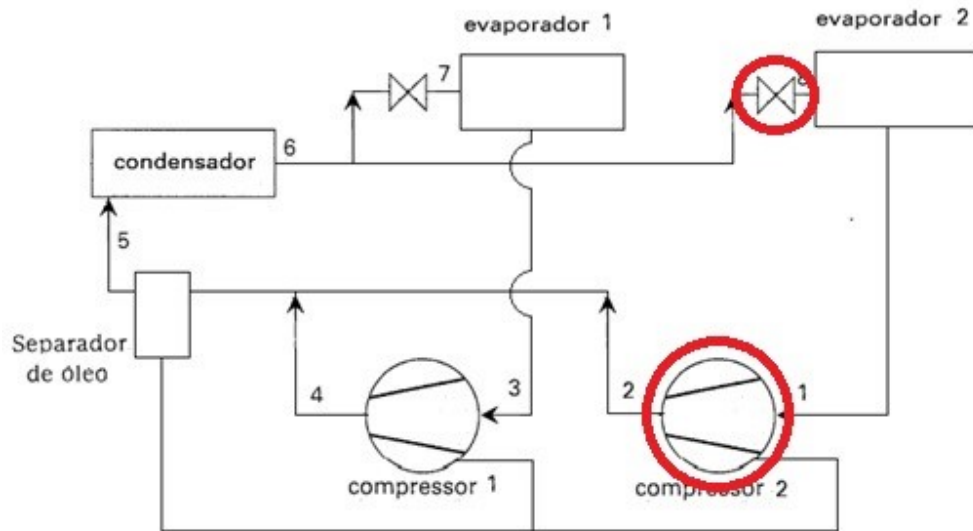
Para ser realizado os experimentos, serão colocadas válvulas antes das válvulas de expansão da linha de líquido 1, e linha de líquido 2, podendo ser fechadas as válvulas, para que o fluido refrigerante não passe para o evaporador.

### 3.4.1 Experimento 1

Para o primeiro experimento será desligado o compressor 2, e fechada a válvula para o evaporador 2, como mostrado na Figura 31, onde os componentes que estão circulados em vermelho serão desligados. Fazendo assim com que o sistema funcione apenas com um compressor e um evaporador, sendo um ciclo simples de

refrigeração, para ser avaliado, como o sistema irá funcionar, com isso serão refeitos os cálculos do sistema.

**Figura 31 - Sistema Experimento 1**



Fonte: Autoria própria (2023)

Com os dados obtidos no cálculo dimensional, pode ser gerada a tabela 21, sem o evaporador 2 e compressor 2.

**Tabela 21 - Dados experimento 1**

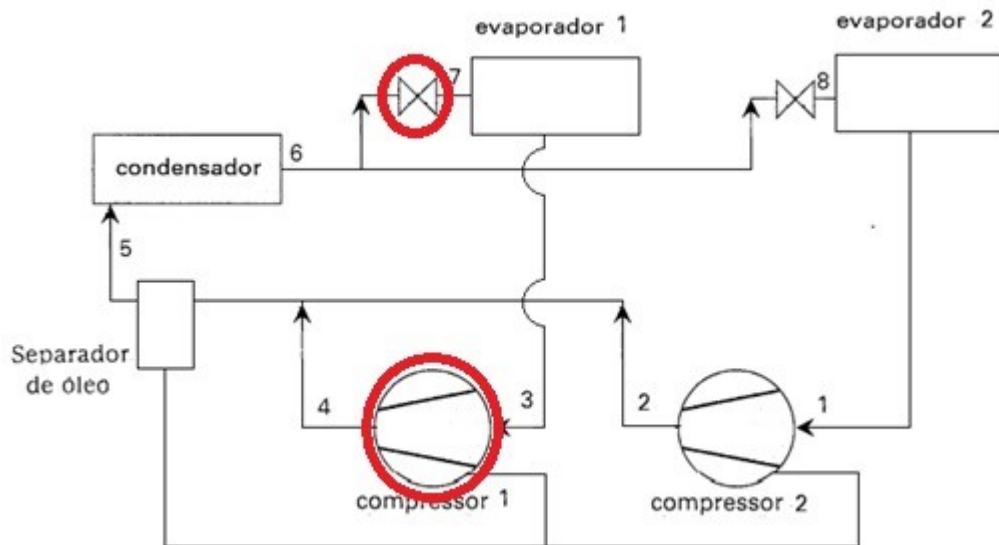
<b>Experimento 1</b>	Capacidade Frigorífica (kW)	Temperatura (°C)	Pressão (MPa)
Linha Líquido 1	0,462	-5	0,5
Linha Descarga	0,291	50	2,4
Linha Sucção 1	0,171	-5	0,5

Fonte: Autoria própria (2023)

### 3.4.2 Experimento 2

Para o segundo experimento será desligado o compressor 1, e fechada a válvula para o evaporador 1, como mostrado na Figura 32, onde os componentes que estão circulados em vermelho serão desligados. Fazendo assim com que o sistema funcione apenas com um compressor e um evaporador, sendo um ciclo simples de refrigeração, para ser avaliado, como o sistema irá funcionar, com isso serão refeitos os cálculos do sistema.

**Figura 32 - Sistema Experimento 2**



Fonte: Autoria própria (2023)

Com os dados obtidos no cálculo dimensional, pode ser gerada a tabela 22, sem o evaporador 1 e compressor 1.

**Tabela 22 - Dados experimento 2**

Experimento 2	Capacidade Frigorífica (kW)	Temperatura (°C)	Pressão (MPa)
Linha Líquido 2	0,599	-20	0,3
Linha Descarga	0,396	50	2,4
Linha Sucção 2	0,203	-20	0,3

Fonte: Autoria própria (2023)

## 4 DISCUSSÃO DOS RESULTADOS

Com uma bancada de refrigeração com compressores em paralelo, o laboratório da UTFPR Pato Branco, terá a oportunidade de demonstrar aos seus estudantes um sistema mais próximo ao utilizado no mercado de trabalho.

Para desenvolver o projeto, primeiro foi selecionado os compressores, que necessariamente são semi-herméticos, devido a facilidade de manutenção dos mesmos. E o critério de escolha, foi utilizar o menor compressor disponível para reduzir o custo do sistema projetado, como se trata de uma bancada educativa, a prioridade não é eficiência, mas sim demonstrar como funciona um ciclo de refrigeração com compressores em paralelo.

Para os evaporadores, escolheu-se o tipo expositor, por apresentarem tamanho reduzido, não ocupando muito espaço na bancada, foi selecionado o segundo menor evaporador expositor, pois os mesmos apresentam capacidades frigoríficas bem superiores se comparados ao evaporador expositor menos, porém com dimensões apenas um pouco maior.

O condensador foi selecionado com base na capacidade térmica somada dos compressores e evaporadores, para dissipar todo calor do sistema, sempre se optou pela menor opção que atenda as condições, para reduzir o tamanho da bancada.

A válvula de expansão foi definida, com base na capacidade térmica do sistema, admitindo assim a menor válvula que atendia o sistema.

Com os componentes principais selecionados, foram selecionados os outros componentes, para aumentar a complexidade da bancada, podendo ser observado componentes que são utilizados na indústria.

Foram colocados também manômetro e termômetro antes e depois do compressor, para permitir a visualização da mudança da temperatura e pressão do fluido refrigerante no sistema. Com isso, os alunos acompanharão as variações de temperatura e pressão, em cada uma das linhas que passam no sistema, assim poderão ver as perdas de carga do sistema, e poderão relacionar com as perdas de carga calculadas na sala de aula.

## 5 CONCLUSÃO

Esse projeto compreende um dos caminhos que podem ser seguidos pelo engenheiro, e essa bancada de refrigeração proposta vai atender o processo de familiarizar os estudantes com equipamentos, métodos e processos encontrados no dia a dia do engenheiro.

Com essa bancada os estudantes terão contato com equipamentos presentes em um sistema de refrigeração, compressores, condensadores, evaporadores, válvula de expansão, reservatório de líquido e outros presentes na bancada, poderá ser observado na prática um ciclo de compressão em paralela, estudado em sala de aula e seu funcionamento, bem como a aplicação de cada um dos componentes dentro do sistema.

O conceito da bancada partiu da seleção dos compressores semi-herméticos, levou-se em consideração por serem os equipamentos de maior valor da bancada, sendo escolhidos as menores compressores.

Como sugestão para trabalhos futuros, pode-se melhorar a eficiência do sistema, diminuindo o trajeto do fluido no sistema, selecionando outros equipamentos. Também é possível elaborar novos experimentos para serem utilizados, incluindo mais válvulas e trajetos possíveis para o refrigerante, também é possível incluir uma resistência elétrica controlada por potenciômetro nos evaporadores, para simular carga térmica. Outro incremento possível, é utilizar dois fluidos refrigerantes, tendo um reservatório com cada um dos tipos de fluidos refrigerantes. Bem como adaptar o sistema para operar com válvula de expansão ou tubo capilar.

## REFERÊNCIAS

- ASHRAE (American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers). **Fundamentals Handbook**: 2017.
- CATALOGO Colden Tanques. São Paulo: COLDEN, 2023.
- CATALOGO Condensadores. Elgin, 2021.
- CATALOGO de Componentes. Elgin, 2022.
- CATALOGO Forçador de ar para visa cooler. Elgin, 2020.
- COSTA, C. Ê. **Refrigeração**. 3. edição. São Paulo: Editora Edgard Blucher, 1982.
- FENTON, D. L. **Fundamentals of Refrigeration**: A Course Book for Self-directed or Group Learning. 2. ed. Atlanta: ASHRAE, 2016.
- FERRAZ, F. **Apostila de Refrigeração**. CEFET-BA (CENTRO FEDERAL DE EDUCAÇÃO TECNOLÓGICA DA BAHIA). Santo Amaro, 2008.
- HUNDY, G. F.; Trott, A. R.; WELCH, T. C. **Refrigeration and Air-Conditioning**. 4ª Edição. Amsterdam: Butterworth-Heinemann, 2008.
- MARTINELLI, L. C. **Refrigeração**. Panambi, 2003. Disponível em: [https://www.portaldoeletrodomestico.com.br/cursos/refrigeracao\\_ar/apostila\\_refrigeracao.pdf](https://www.portaldoeletrodomestico.com.br/cursos/refrigeracao_ar/apostila_refrigeracao.pdf). Acesso em 15 de junho 2022.
- MATOS, R. S. **Apostila de Refrigeração**. UFPR (UNIVERSIDADE FEDERAL DO PARANÁ). Setor de Tecnologia. Departamento de Engenharia Mecânica.
- POTTER, M. C.; SOMERTON, C. W. **Termodinâmica para Engenheiros**. 3. ed. Porto Alegre, 2017.
- STOECKER, W. F.; JABARDO J. M. S. **Refrigeração Industrial**. 3. ed. São Paulo: Blucher, 2018.
- TASSINI, J. O. **EFICIÊNCIA ENERGÉTICA EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO INDUSTRIAL**: ESTUDO DE CASO. 2012. Dissertação (Mestrado em Engenharia Mecânica) - Faculdade de Engenharia de Guaratinguetá, Universidade Estadual Paulista, Guaratinguetá, 2012.



VENTURINI, O. J.; PIRANI, M. J. **Eficiência Energética em Sistemas de Refrigeração Industrial e Comercial**. Rio de Janeiro, Eletrobras; Procel, 2005.

Disponível em:

[https://wiki.sj.ifsc.edu.br/images/9/92/0\\_Eficiencia\\_energetica\\_sistemas\\_de\\_refrigeraçao.pdf](https://wiki.sj.ifsc.edu.br/images/9/92/0_Eficiencia_energetica_sistemas_de_refrigeraçao.pdf). Acesso em 20 de abril 2022.

WANG, S. K. **Handbook of Air Conditioning and Refrigeration**. 2. ed. Mc Graw Hill, 2001.

WIRZ, D. **Refrigeração Comercial: Para técnicos em ar-condicionado**. São Paulo: Cengage Learning, 2011.

WYLEN, G. V. **Fundamentos da Termodinâmica clássica**. 4. ed. São Paulo: Blucher, 1995.

**ANEXO A - Desenhos Técnicos da bancada de refrigeração**