

UNIVERSIDADE TECNOLÓGICA FEDERAL DO PARANÁ

**BRUNO BORSARI
LUCAS HALUCHE BATISTA**

**ESTUDO COMPARATIVO ENTRE DOIS SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO, UM
OPERANDO COM FLUIDOS NATURAIS E O OUTRO OPERANDO COM FLUIDOS
SINTÉTICOS**

**CURITIBA
2022**

**BRUNO BORSARI
LUCAS HALUCHE BATISTA**

**ESTUDO COMPARATIVO ENTRE DOIS SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO, UM
OPERANDO COM FLUIDOS NATURAIS E O OUTRO OPERANDO COM FLUIDOS
SINTÉTICOS**

**Comparative study between two refrigeration systems, one operating with
natural fluids and the other operating with synthetic fluids**

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).
Orientador: Prof. Dr. Rodrigo Schlischtig

**CURITIBA
2022**



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

Esta licença permite download e compartilhamento do trabalho desde que sejam atribuídos créditos aos autores, sem a possibilidade de alterá-lo ou utilizá-lo para fins comerciais. Conteúdos elaborados por terceiros, citados e referenciados nesta obra não são cobertos pela licença.

**BRUNO BORSARI
LUCAS HALUCHE BATISTA**

**ESTUDO COMPARATIVO ENTRE DOIS SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO, UM
OPERANDO COM FLUIDOS NATURAIS E O OUTRO OPERANDO COM FLUIDOS
SINTÉTICOS**

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: 22/junho/2022

Rodrigo Schlischtig
Doutorado
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Cezar Otaviano Ribeiro Negrão
Doutorado
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

Eduardo Matos Germer
Doutorado
Universidade Tecnológica Federal do Paraná

**CURITIBA
2022**

RESUMO

A refrigeração industrial tem grande importância na sociedade atual, graças a esse segmento, é possível armazenar e conservar alimentos em grandes quantidades, por um longo período de tempo. Porém, com o surgimento e a utilização dos CFC's e HFC's como fluido refrigerante, a partir do século XX, acentuaram-se os problemas ambientais, como a degradação da camada de ozônio e aumento do aquecimento global. Tendo em vista as preocupações com os impactos ambientais na utilização de fluidos refrigerantes sintéticos, estudos voltaram-se aos sistemas de refrigeração que utilizem fluidos refrigerantes que não agredam a camada de ozônio e que não contribuam para o aquecimento global, por exemplo os fluidos naturais, como o dióxido de carbono (R744) e o propano (R290). Diante disso, o presente trabalho teve como objetivo realizar um estudo comparativo entre dois sistemas de refrigeração, para um supermercado de porte médio, onde um deles utiliza fluidos sintéticos e o outro opera com fluidos naturais. Foram calculadas as cargas térmicas e feito uma análise das cargas parciais de maior impacto no cálculo das câmaras. Foi realizada uma comparação das cargas térmicas totais dos dois sistemas, concluindo que o sistema que opera com fluidos naturais, apresenta uma carga térmica 30,3% maior, devido a adição da condensação do R744 no sistema de média temperatura. Foi realizado o dimensionamento dos componentes dos dois sistemas de refrigeração, além do cálculo das tubulações. Com isso, foi possível calcular a quantidade de fluido utilizado em cada sistema, concluindo que o sistema com fluidos sintéticos utiliza uma quantidade de fluido até seis vezes maior que o sistema que opera com fluidos naturais, devido ao fato que o R404A circular por toda a loja, no sistema com fluidos sintéticos. Com os componentes selecionados foi possível realizar o cálculo do coeficiente de performance de cada sistema, onde o sistema com fluidos naturais apresentou um COP geral 54% maior que o COP calculado para o sistema com fluidos sintéticos. Foi possível concluir que a utilização do R290 e R744 é uma boa opção na escolha de fluidos refrigerantes para a cidade de Curitiba, que apresentaram um menor impacto ao meio ambiente e também uma melhor performance, quando comparados ao R404A.

Palavras-chave: Refrigeração industrial. Fluidos refrigerantes naturais. Fluidos refrigerantes sintéticos. Aquecimento Global. Sistemas de refrigeração.

ABSTRACT

An industrial segment has importance largely, thanks to a current society, possibly current, and a period of food in large dimensions, for a while. However, from the twentieth century, as the overall degradation of the layer of the increase and increase in volume. Taking into account the concerns about the environmental impacts in the use of synthetic fluid fluids, the technical studies use the layer of automotive fluid systems as modifier fluids that do not harm the zone and that do not combine for the overall material, because of the natural fluids, such as carbon dioxide (R744) and propane (R290). Therefore, the present work aims to carry out a comparative study between two engineering systems, for a medium-sized supermarket, where one of them uses synthetic fluids and the other operates with natural fluids. Larger capacity foils such as thermal tests and an analysis of impact operations in the dimensioning of the chambers were carried out. A comparison of the total thermal temperatures of the two was carried out, concluding that the system that operates with natural fluids has a 30.3% higher thermal load, due to the addition of R744 condensation in the medium temperature system. The dimensioning of the components of the automobile systems was carried out, in addition to the calculation of the two pipes. With this, it was possible to calculate the amount of fluid used in each system, concluding that the synthetic fluid system uses an amount of fluid up to six times greater than the system that operates with natural fluids, due to the circulating that or R404A circulating through the entire store, in the system with synthetic fluids. With selected components it was possible to perform the calculation, where the system with natural fluids presented an overall COP 54% higher than the calculations for the system with synthetic fluids. A possible choice was possible for the best use of R90 and R744 is a good choice of fluids from Curitiba, which presented a lower impact on the environment and also a performance, when compared to R404A.

Keywords: Industrial refrigeration. Natural refrigerant fluids. Synthetic refrigerant fluids. Global warming. Cooling Systems.

LISTA DE ILUSTRAÇÕES

Figura 1 – Tipos de expositores frigoríficos	18
Figura 2 - Expositor frigorífico de autoserviço	19
Figura 3 - Degradação da camada de ozônio.....	23
Figura 4 - Etapas do aquecimento global.....	24
Figura 5 - Carga térmica no isolante.....	30
Figura 6 - Câmara frigorífica.....	30
Figura 7 - Ciclo de Compressão a Vapor.....	40
Figura 8 - Diagrama Txs: Ciclo Real	41
Figura 9 - Diagrama Pressão x Temperatura do CO2.....	42
Figura 10 - Sistema Subcrítico Cascata	42
Figura 11 - Layout supermercado médio	46
Figura 12 - Sistema com Fluido sintético	53
Figura 13 - Sistema com Fluidos Naturais	54
Figura 14 - Evaporador simples fluxo FBA	57
Figura 15 - Evaporador duplo fluxo EDH.....	57
Figura 16 - Compressor de média temperatura:	58
Figura 17 - Compressor de baixa temperatura	59
Figura 18 - Condensador de média temperatura	61
Figura 19 - Condensador de baixa temperatura	61
Figura 20 - Válvula AKV 10P.....	62
Figura 21 - Evaporadores FLW.....	65
Figura 22 - - Evaporadores EDW	65
Figura 23 - Trocador de placas R290	70
Figura 24 - Trocador de placas R744.....	71
Figura 25 - Bomba selecionada.....	72
Figura 26 - Válvula de expansão eletrônica AKV 10P	73
Figura 27 - Válvula de expansão eletrônica CCME 20.....	73

LISTA DE QUADROS

Quadro 1 - Temperatura dos expositores	19
Quadro 2 - Pressões de trabalho	26
Quadro 3 - Restrições ao uso do propano	27
Quadro 4 - Provisão para efeito solar.....	31
Quadro 5 - Condutividade térmica do isolamento de armazenamento frio.....	32
Quadro 6 - Espessura mínima de isolamento.....	32
Quadro 7 - Calor equivalente para motores elétricos (kW/kW)	35
Quadro 8 - Calor dissipado (kcal/h) para tipos de lâmpadas	36
Quadro 9 - Classificação dos formatos de supermercado	44
Quadro 10 - Seleção dos expositores.....	47
Quadro 11 - Dados para cálculo de carga térmica	48
Quadro 12 - Dados para cálculo de carga térmica 2	50
Quadro 13 - Comparação cargas térmicas.....	55
Quadro 14 - Dados para seleção dos evaporadores	55
Quadro 15 - Evaporadores selecionados	56
Quadro 16 - Especificações técnicas dos evaporadores.....	56
Quadro 17 - Seleção dos compressores	58
Quadro 18 - Fatores de seleção dos condensadores.....	60
Quadro 19 - Seleção dos condensadores	60
Quadro 20 - Dados de entrada válvula de expansão.....	62
Quadro 21 - Válvulas selecionadas.....	62
Quadro 22 - Fatores de seleção evaporadores	63
Quadro 23 - Evaporadores de baixa.....	63
Quadro 24 - Dados técnicos evaporadores.....	64
Quadro 25 - Dados de entrada evaporadores de fluido secundário	64
Quadro 26 - Evaporadores selecionados	64
Quadro 27 - Dados técnicos evaporadores.....	65
Quadro 28 - Compressores selecionados	66
Quadro 29 - Dados de entrada condensador R290.....	67
Quadro 30 - Condensador selecionado.....	68
Quadro 31 - Dados de entrada trocador de placas R290	69
Quadro 32 - Dados de entrada trocador de placas R744	69
Quadro 33 - Trocador de placas selecionado R290.....	69
Quadro 34 - Trocador de placas selecionado R744.....	70
Quadro 35 - Dados de entrada bomba hidráulica	71
Quadro 36 - Seleção das bombas	71
Quadro 37 - Dados de entrada válvulas de expansão.....	72
Quadro 38 - Válvulas selecionadas.....	72
Quadro 39 - Tubulação de média temperatura	74
Quadro 40 - Tubulação de condensação.....	75
Quadro 41 - Tubulação de baixa temperatura.....	76
Quadro 42 - Tubulação de condensação.....	76
Quadro 43 - Tubulação de R744.....	77
Quadro 44 - Tubulação de R290.....	77
Quadro 45 - Tubulação de água com propilenoglicol	78
Quadro 46 - Carga térmica geral - Fluidos sintéticos.....	80
Quadro 47 - Carga térmica geral - Fluidos naturais	81

Quadro 48 - Total de fluidos na tubulação com fluidos sintéticos	84
Quadro 49 - Quantidade total de R404A	85
Quadro 50 - Quantidade total de propano	85
Quadro 51 - Cálculo da quantidade de R744	86
Quadro 52 - Cálculo da quantidade de propilenoglicol	86
Quadro 53 - Potência dos componentes do sistema com fluidos sintéticos	88
Quadro 54 - Cálculo do COP do sistema com fluidos sintéticos	88
Quadro 55 - Potência dos componentes do sistema com fluidos naturais	88
Quadro 56 - Cálculo do COP do sistema com fluidos sintéticos	89

LISTA DE GRÁFICOS

Gráfico 1 - Distribuição das cargas térmicas.....	82
Gráfico 2 - Distribuição das cargas térmicas.....	82
Gráfico 3 - Comparação das cargas térmicas dos dois sistemas.....	83
Gráfico 4 – Quantidade de fluidos sintéticos e naturais.....	87
Gráfico 5 - Comparação do COP	89

SUMÁRIO

1	INTRODUÇÃO	13
1.1	Contexto do tema	14
1.2	Caracterização do problema.....	15
1.3	Objetivos	16
1.4	Justificativa.....	16
1.5	Conteúdo e etapas do trabalho	16
2	FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA	17
2.1	Refrigeração industrial	17
2.2	Sistemas de média e baixa temperatura.....	17
2.3	Expositores frigoríficos	17
2.4	Componentes do sistema	20
2.4.1	Evaporador	20
2.4.2	Compressor	20
2.4.3	Condensador	21
2.4.4	Válvula de expansão	21
2.4.5	Trocador de calor de placas	22
2.5	Fluidos refrigerantes	22
2.5.1	Fluidos refrigerantes naturais	22
<u>2.5.1.1</u>	<u>Índice ODP (ozone depletion potential)</u>	<u>22</u>
<u>2.5.1.2</u>	<u>Índice GWP (global warming potential)</u>	<u>23</u>
<u>2.5.1.3</u>	<u>R744 (CO₂)</u>	<u>25</u>
2.5.1.3.1	<i>Utilização do CO₂</i>	25
2.5.1.3.2	<i>Restrições ao uso de CO₂</i>	25
<u>2.5.1.4</u>	<u>R290 (propano)</u>	<u>26</u>
2.5.1.4.1	<i>Restrições ao uso do R290</i>	27
<u>2.5.1.5</u>	<u>Locais com instalações de fluidos naturais</u>	<u>27</u>
<u>2.5.1.6</u>	<u>Aplicação de engenharia no Brasil</u>	<u>28</u>
2.5.2	Fluido refrigerante sintético R404A	28
2.6	Carga térmica	28
2.6.1	Carga térmica de transmissão	29
2.6.2	Carga térmica de infiltração.....	32
2.6.3	Carga térmica do produto	34
2.6.4	Carga térmica mista	34
2.6.5	Cálculo da carga térmica total	36

2.7	Dimensionamento tubulação.....	36
2.7.1	Linha de sucção, linha de descarga e linha líquida	37
2.7.2	Carga de óleo	37
2.7.3	Perda de carga	38
2.7.4	Perdas referente a válvulas e conexões.....	39
2.8	Ciclos.....	39
2.8.1	Ciclo de refrigeração por compressão a vapor	40
2.8.2	Ciclo teórico e real de compressão a vapor.....	40
2.8.3	Subcrítico cascata CO2.....	41
2.8.4	Coeficiente de performance do ciclo	42
3	PROCEDIMENTOS METODOLÓGICOS.....	44
3.1	Supermercado de porte médio.....	44
3.1.1	Quantidade de pessoas que o mercado atende	45
3.2	Definição de um layout de supermercado.....	45
3.3	Seleção dos expositores frigoríficos	47
3.4	Cálculo das cargas térmicas	47
3.5	Dados para cálculo da carga térmica	48
3.6	Definição de sistemas e fluidos	52
3.7	Seleção dos componentes	55
3.7.1	Sistema operando com fluidos sintéticos	55
<u>3.7.1.1</u>	<u>Evaporadores</u>	<u>55</u>
<u>3.7.1.2</u>	<u>Compressores</u>	<u>57</u>
<u>3.7.1.3</u>	<u>Condensadores</u>	<u>59</u>
<u>3.7.1.4</u>	<u>Válvula de expansão</u>	<u>61</u>
3.7.2	Sistema operando com fluidos naturais.....	63
<u>3.7.2.1</u>	<u>Evaporadores</u>	<u>63</u>
<u>3.7.2.2</u>	<u>Compressores:</u>	<u>66</u>
<u>3.7.2.3</u>	<u>Condensadores</u>	<u>67</u>
<u>3.7.2.4</u>	<u>Trocadores de calor de placas</u>	<u>69</u>
<u>3.7.2.5</u>	<u>Bomba hidráulica:.....</u>	<u>71</u>
<u>3.7.2.6</u>	<u>Válvula de expansão</u>	<u>72</u>
3.8	Tubulação de fluidos sintéticos	73
3.8.1	Média temperatura	74
3.8.2	Tubulação de condensação.....	75
3.8.3	Tubulação de baixa temperatura.....	76

3.8.4	Tubulação de condensação:.....	76
3.9	Tubulação de fluidos naturais	76
3.9.1	Tubulação de CO2	77
3.9.2	Tubulação de R290	77
3.9.3	Tubulação de água com propilenoglicol	77
4	RESULTADOS E DISCUSSÃO	80
4.1	Cargas térmicas gerais dos sistemas	80
4.1.1	Sistema operando com fluidos sintéticos	80
4.1.2	Sistema operando com fluidos naturais.....	81
4.1.3	Conclusões.....	82
4.2	Quantidade de fluidos	84
4.2.1	Sistema operando com fluidos sintéticos	84
4.2.2	Ambientes refrigerados	84
<u>4.2.2.1</u>	<u>Quantidade total de R404A</u>	<u>85</u>
4.2.3	Sistema operando com fluidos naturais.....	85
<u>4.2.3.1</u>	<u>Cálculo da quantidade de propano.....</u>	<u>85</u>
4.2.4	Conclusões.....	86
4.3	Coeficiente de performance COP.....	87
5	CONSIDERAÇÕES FINAIS	90
	REFERÊNCIAS	91

1 INTRODUÇÃO

Desde o momento em que o homem descobriu que poderia gerar energia através da utilização de recursos fósseis, o planeta vem sofrendo as consequências. O consumo desenfreado, além da utilização de petróleo, carvão e gás em larga escala elevaram o aquecimento global a níveis alarmantes. Além disso, os gases provenientes dessa combustão (CO₂ e NO₂) são extremamente nocivos à camada de ozônio.

O que muitos não sabem, é que existem diversas outras causas que contribuem de forma mais agressiva para o aquecimento global. A refrigeração industrial é uma delas, a qual utilizou e descartou em larga escala gases fluorados diretamente na atmosfera, onde seu poder de devastação da camada de ozônio é incrivelmente elevado em relação à queima de combustíveis fósseis.

Diante disso, foram tomadas algumas atitudes para mudar esse panorama. As reuniões internacionais voltadas para a sustentabilidade, intituladas “Protocolos” de Montreal e Kyoto, colocaram em pauta a importância da redução dos impactos ambientais gerados pela emissão de gases fluorados na atmosfera. Em Montreal, no ano de 1987, decidiu-se em comum acordo entre 197 países (incluindo o Brasil), pela proibição da utilização de clorofluorcarbonos (CFC’s) como fluidos refrigerantes, permitindo apenas o uso de hidroclorofluorcarbonos (HCFC’s), ainda que interinamente, até no máximo 2040. (LOUREIRO, 2019)

Em 1997, foi assinado pelos países desenvolvidos o tratado de Kyoto, onde foram estipuladas metas para a eliminação dos gases responsáveis pelo efeito estufa. Os Hidrofluorcarbonetos (HFC’s), estão entre esses gases. Diante disso, tornou-se necessário o desenvolvimento de novos fluidos refrigerantes, que atendessem o setor de refrigeração e que ao mesmo tempo não agredissem o meio ambiente. (SILVA; ALMEIDA, 2010).

Em setembro de 2006, comemorou-se em uma conferência Internacional o fim da utilização de CFC’s na Indústria, um grande passo para um caminho mais sustentável. (TOMASONI, 2006)

Através dessas medidas de proteção ao meio ambiente, os estudos voltaram-se para sistemas de refrigeração industrial que utilizam fluidos refrigerantes que não agredam a camada de ozônio e que não contribuam para o aquecimento global, por

exemplo os fluidos naturais, como o dióxido de carbono (CO₂) e o propano (R290).

O CO₂ já era muito utilizado como fluido de refrigeração no século XX, entretanto perdeu espaço com o surgimento dos CFC's e HFC's. Tendo em vista as preocupações ambientais e climáticas, o seu uso ganhou nova força recentemente, por se tratar de um gás natural e estável, além de não ser inflamável. Apesar de contribuir para o aquecimento global, o impacto causado pelo uso do CO₂ é inferior em relação aos fluidos sintéticos e, pelo lado econômico, pode ser mais atraente. (MELO; HERMES, 2008)

O propano (R290) é um hidrocarboneto encontrado em forma de gás na natureza. A utilização desse fluido em sistema de refrigeração é interessante no ponto de vista ambiental, por se tratar de um fluido natural. (SILVA; ALMEIDA, 2010).

1.1 Contexto do tema

Os problemas ambientais e as alterações climáticas abordados no item anterior revelam que a sustentabilidade deve ser prioridade em todos setores da indústria. Torna-se preciso gerar um espírito de conscientização coletivo, com a finalidade da criação de alternativas e soluções industriais menos nocivas ao planeta.

Diante disso, identificou-se uma oportunidade na área da refrigeração industrial, mais especificamente no setor de supermercados, onde a utilização de fluidos refrigerantes sintéticos predomina. Tais fluidos, como os Hidroclorofluorcarbonetos (HCFC's) e hidrofluorcarbonetos (HFC's), se mostraram grandes responsáveis pelo aumento do aquecimento global. Portanto, a utilização de fluidos refrigerantes naturais nesses sistemas é de extrema necessidade, já que seu poder de agressão ambiental é muito menor comparado aos fluidos sintéticos.

Os fluidos refrigerantes naturais surgiram há bastante tempo, por volta de 1834, mas caíram em desuso após a criação dos fluidos sintéticos, na segunda metade do século XX, os quais se mostravam mais atraentes financeiramente. Em virtude das alterações climáticas causadas por essa gama de fluidos, os estudos voltados para os fluidos naturais ganharam nova força no início do século XXI e esse trabalho busca contribuir analisando a utilização desses fluidos em um sistema de refrigeração de um supermercado.

1.2 Caracterização do problema

Segundo dados da Intergovernmental Panel on Climate Change (IPCC), o período de 30 anos contemplados entre 1983 a 2012, período de grande crescimento industrial global, foi o que apresentou as maiores temperaturas médias no hemisfério norte desde o início do segundo milênio. Acredita-se que pode haver um aumento da temperatura média terrestre em até 4,5°C ainda este século. (IPCC,2014).

Os fluidos refrigerantes sintéticos, utilizados na indústria de refrigeração industrial, em especial os HFC's, contribuem de forma significativa para o aquecimento global, pois o acúmulo excessivo de gases ricos em carbono na atmosfera eleva o efeito estufa.

A camada de ozônio, cuja principal função é filtrar a radiação cósmica, como os raios UV-B, causadores de câncer, vem sendo destruída em grande parte pelos vazamentos e descarte incorreto de fluidos sintéticos em sistemas de refrigeração industrial. O cloro (Cl), componente presente em diversos fluidos refrigerantes sintéticos, se dissocia do composto molecular na região da estratosfera através do efeito de fotólise, ficando em sua forma atômica, ou seja, completamente instável. Então, associa-se a uma molécula de ozônio (O₃), resultando em uma molécula ClO e outra de O₂. Pelo fato de o monóxido de cloro também ser instável, a ligação é quebrada novamente e o cloro fica livre para atacar outra molécula de ozônio. Com isso, acredita-se que apenas uma molécula do fluido tenha um poder de destruição de milhares de moléculas de ozônio. (TOMASONI, 2006).

Foram criados então, dois índices para analisar a destruição da camada de ozônio e a contribuição com o efeito estufa que um fluido refrigerante proporciona, o GWP (Global Warming Potential) e o ODP (Ozone Depletion Potential). O primeiro é importante para descobrir a nocividade de um gás perante o efeito estufa, já o segundo mede a destruição da camada de ozônio (LAGE; AMORIM; ZANETTE, 2011).

Nota-se, que a inserção de fluidos naturais aos sistemas de refrigeração industrial atenuaria esse grave problema atrelado ao aquecimento global e a destruição da camada de ozônio. Por se tratarem de fluidos naturais, mesmo com os possíveis vazamentos para a atmosfera, só estarão retornando para seu lugar de origem (LAGE; AMORIM; ZANETTE, 2011).

1.3 Objetivos

Diante dos impactos ambientais causados pela utilização de fluidos HFC's em sistemas de refrigeração de supermercados, esse trabalho tem como objetivo realizar um estudo comparativo de dois sistemas de refrigeração de expositores e câmaras frigoríficas utilizados em um supermercado de porte médio. Onde um dos sistemas selecionados utilizará fluidos refrigerantes naturais e outro utilizará fluidos refrigerantes sintéticos, usualmente utilizados na indústria. Para a realização desse estudo, foram definidos os seguintes objetivos específicos.

- Calcular a carga térmica de um supermercado de porte médio;
- Dimensionar duas opções de sistemas de refrigeração;
- Analisar a quantidade de fluidos utilizada nos sistemas;
- Comparar o coeficiente de performance dos sistemas;

1.4 Justificativa

Atualmente, a preocupação ambiental e os tópicos de sustentabilidade estão presentes não somente nas questões governamentais, mas também no mundo empresarial.

A necessidade da implementação de sistemas de refrigeração industrial, cujos fluidos refrigerantes não agredam o meio ambiente torna-se imprescindível, para um futuro mais sustentável.

1.5 Conteúdo e etapas do trabalho

O presente trabalho será dividido em cinco capítulos. O primeiro capítulo apresenta uma introdução, onde é demonstrado de forma geral os assuntos que serão abordados no trabalho. No segundo capítulo é apresentada a fundamentação teórica, onde serão abordados os conceitos e revisões bibliográficas necessários para os cálculos e dimensionamentos dos sistemas de refrigeração.

Já no terceiro capítulo, são demonstradas as etapas metodológicas que serão utilizadas para desenvolvimento do projeto. O quarto capítulo refere-se a etapa de resultados e discussões, onde serão mostradas as devidas comparações entre os sistemas. Por fim, o quinto capítulo apresenta as conclusões do trabalho.

2 FUNDAMENTAÇÃO TEÓRICA

Este capítulo apresentará um levantamento da bibliografia e fundamentação teórica necessária para o desenvolvimento do trabalho. Onde serão abordados os conhecimentos básicos para solução do problema anteriormente caracterizado.

2.1 Refrigeração industrial

A refrigeração industrial tem como objetivo realizar o resfriamento ou conservação da temperatura de um ambiente ou produto abaixo da temperatura externa. Este processo termodinâmico é realizado por meio de fluidos refrigerantes, que circulam por todos os pontos a serem refrigerados no supermercado, através de diversos equipamentos, que realizam as trocas térmicas necessárias (STOECKER; JABARDO, 2018).

2.2 Sistemas de média e baixa temperatura

O sistema de refrigeração de um supermercado pode ser dividido em dois grupos. O primeiro é o grupo de média temperatura, que atende os locais de armazenamento de produtos resfriados, como expositores, câmaras e preparos. Já o segundo grupo, é o de baixa temperatura, cuja finalidade é atender os locais de produtos congelados.

A diferença entre os dois grupos está na temperatura de trabalho, logo a seleção dos componentes que compõe o sistema é realizada de maneira separada (CAVALLARO; FINZER; BUCEK, 2017).

2.3 Expositores frigoríficos

Os expositores frigoríficos são parte fundamental de um sistema de refrigeração de um supermercado. Sua finalidade é exibir para os clientes os produtos perecíveis, como laticínios, frutas, verduras, carnes, entre outros. A temperatura mantida no interior desses componentes deve sempre permanecer abaixo da temperatura ambiente, oscilando na faixa de -25°C a 6°C , dependendo do produto a ser armazenado. (Baxter et al., 1997).

Os expositores que serão utilizados nesse projeto se dividem em três tipos.

- Expositores de Autosserviço:

São expositores baixos que possibilitam ao cliente realizar o manejo dos produtos. Normalmente utilizados no setor de laticínios e produtos de padaria (Baxter et al., 1997).

- Expositores de Autosserviço Verticais:

Esses expositores também possibilitam que os clientes escolham e manejem os produtos, porém possuem uma capacidade maior de armazenamento. São utilizados para diversos tipos de produto (Baxter et al., 1997).

- Expositores de Atendimento:

Para esses expositores é necessário que um funcionário faça o manejo e porcionamento dos produtos. Normalmente utilizados no açougue e no setor de padaria (Baxter et al., 1997). A Figura 1 a seguir, apresenta a classificação dos expositores frigoríficos, nela são demonstrados os expositores de atendimento, auto serviço baixo e auto serviço vertical.

Figura 1 – Tipos de expositores frigoríficos



Fonte: Eletrofrío (2022).

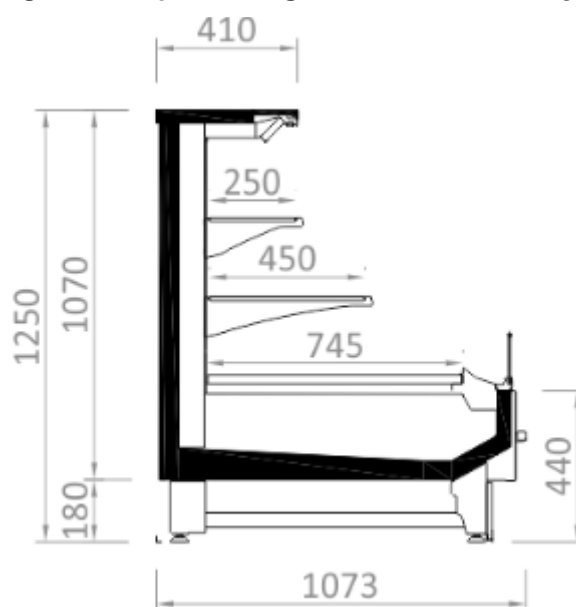
Os expositores frigoríficos são desenvolvidos de acordo com a mercadoria a ser armazenada, ou seja, cada um deles requer diferentes temperaturas de operação. O quadro 1 a seguir, fornece as temperaturas requeridas pelas principais mercadorias presentes nos supermercados.

Quadro 1 - Temperatura dos expositores

Aplicação	Temperatura (°C)
Leite/queijos	1 a 4
Deli/pizza	1 a 4
Carnes/peixe	-2 a 0
Frutas ou legumes	4 a 6
Bebidas	0 a 2
Comida congelada	-18 a -20

Fonte: Adaptado de Baxter (1997)

A figura a seguir, apresenta o corte transversal de um expositor frigorífico de autosserviço de multi-prateleiras, possibilitando um melhor entendimento do sistema.

Figura 2 - Expositor frigorífico de autosserviço

Fonte: Eletrofrío (2022).

Os expositores contam, geralmente, com uma camada externa de isolante (espuma ou fibra de vidro), a qual reduz o ganho de calor por convecção e condução, além de evitar a condensação na superfície exterior (Baxter et al., 1997).

Para os expositores abertos, o ar desce pela grade de descarga, em direção a grade de retorno, gerando uma cortina de ar. Ao retornar para o expositor, o ar passa por uma serpentina de evaporação, movido por um ventilador, que o impulsiona em direção as saídas de ar das prateleiras verticais (Baxter et al., 1997).

Cada expositor recebe então, nas suas especificações de projeto, a carga térmica requerida (quantidade de calor a ser removido) para o seu correto funcionamento (Baxter et al., 1997).

2.4 Componentes do sistema

O ciclo de compressão a vapor conta com alguns componentes os quais são vitais para o funcionamento correto do sistema de refrigeração, como:

- Evaporador;
- Compressor;
- Condensador;
- Válvula de expansão;
- Trocador de calor de placas.

2.4.1 Evaporador

O evaporador é um componente vital dentro de um sistema de refrigeração. Ele é constituído de uma serpentina e aletas (chapas metálicas), que são responsáveis pelo aumento da superfície de contato e por consequência, o aumento da troca térmica. Além disso, os evaporadores contam com ventiladores, que forçam o ar a passar pela serpentina (MONTEIRO, 2015).

Ele tem a função de absorver calor do ambiente através da evaporação de um fluido refrigerante, que evapora ao entrar em contato térmico com o ar forçado pelos ventiladores. Ou seja, o ar que entra no evaporador encontra-se em uma temperatura mais elevada em comparação ao ar que sai do componente (MONTEIRO, 2015).

2.4.2 Compressor

Existem três tipos de classificação de compressores, os herméticos, os semi-herméticos e os compressores abertos. Na refrigeração industrial os mais utilizados são os herméticos e os semi-herméticos, (LOUREIRO, 2019).

Os compressores têm a função de realizar a aspiração do gás frigorífico, comprimindo esse gás e forçando sua entrada na unidade condensadora, criando um diferencial de pressão entre a linha sucção e a linha de descarga do compressor (LOUREIRO, 2019).

O compressor faz a função de bombear o fluido refrigerante para o sistema, além de aumentar a temperatura do vapor do fluido que sai do evaporador para a linha de sucção, através do aumento de pressão por compressão. (WIRZ, 2011).

A seleção de um compressor depende de várias características do sistema, como fluido refrigerante, projeto de refrigeração e capacidade de refrigeração requisitada pelo projeto. Uma boa seleção de compressores assegura uma boa vida útil do sistema, um consumo de energia adequado com a necessidade do projeto, além de condições de ruídos adequadas de funcionamento. (LOUREIRO, 2019).

2.4.3 Condensador

O Condensador é outro dispositivo responsável pela permutação de calor. Sua função é rejeitar o calor do fluido que chega do compressor a alta temperatura e pressão. Essa rejeição de calor é realizada para o ambiente externo, enquanto que o fluido, ao perder calor, passa para o estado líquido, seguindo seu ciclo em direção a válvula de expansão (WIRZ, 2011).

Para este trabalho, serão considerados os condensadores a ar, que existem basicamente em três formas de fluxo: horizontal, vertical (mais utilizados) e o misto. Esse tipo de condensador precisa ser posicionado longe das paredes, em um lugar arejado e amplo, a fim de se evitar que o ar de saída não seja aspirado novamente. Ainda, precisam ser colocados acima dos pavimentos, evitando assim que impurezas entrem no equipamento (CUNHA, 1999).

No condensador a ar, encontra-se o tubo aletado, responsável pela condensação. A principal vantagem desse condensador está no baixo custo, quando comparado com o condensador que utiliza água como fluido (CUNHA, 1999).

2.4.4 Válvula de expansão

A válvula de expansão é um dispositivo cuja finalidade é realizar uma queda de pressão do fluido refrigerante, que sai do condensador na fase líquida, para possibilitar sua entrada no evaporador na condição de líquido/vapor. Essa válvula é está localizada antes de cada um dos evaporadores do sistema, ou seja, sua quantidade depende do número de expositores, preparos e câmaras que compõe o supermercado (DANFOSS, 2005).

Nesse trabalho, o dispositivo escolhido foi a válvula de expansão eletrônica, que além da diminuição da pressão, regula a vazão de entrada no evaporador, com o objetivo de manter o grau correto de sobreaquecimento do fluido. Se a vazão que

chega ao evaporador for elevada, a vaporização não é completa, ocasionando danos no sistema com a entrada de líquido no compressor. Porém, se a vazão for demasiadamente baixa, a evaporação do fluido é acelerada, reduzindo a eficiência do efeito frigorífico. Portanto, é dever da válvula de expansão controlar a quantidade de fluido refrigerante na entrada do evaporador (DANFOSS, 2005).

2.4.5 Trocador de calor de placas

Os dispositivos denominados trocadores de calor, como o nome já diz, realizam transferência de calor entre os fluidos (dois ou mais) de diferentes temperaturas presentes no sistema de refrigeração. Essa troca de calor é realizada por contato indireto, ou seja, os fluidos não se misturam, escoando através de placas finas que são posicionadas umas sobre as outras, formando canais de escoamento para os fluidos, que circulam em sentidos opostos. Podem ser combinados fluidos de mesma fase, gasosos e líquidos, inclusive de fases diferentes neste trocador de calor (KAKAÇ, 2002).

2.5 Fluidos refrigerantes

Os fluidos refrigerantes são essenciais para o sistema de refrigeração industrial. Eles escoam pelas tubulações e equipamentos, que alteram suas características e propriedades de acordo com as aplicações requisitadas.

Serão utilizados dois tipos de fluidos, que se caracterizam como fluidos sintéticos ou naturais, os quais serão apresentados a seguir (STOECKER; JABARDO, 2018).

2.5.1 Fluidos refrigerantes naturais

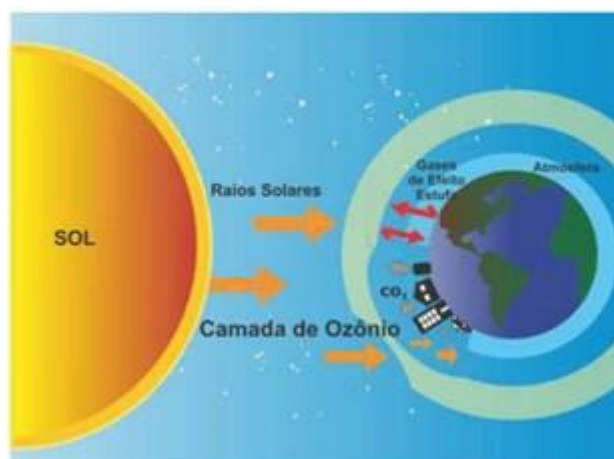
Uma etapa importante para a escolha dos fluidos que irão compor o sistema, é compreender o potencial de destruição do meio ambiente de cada fluido. Para isso, foram criados dois índices, ODP (Ozone depletion potential) e GWP (Global warming potential).

2.5.1.1 Índice ODP (Ozone depletion potential)

A camada de ozônio, localizada na faixa de 20 a 35 km acima da superfície terrestre, possui como principal função proteger a vida na Terra contra a radiação

ultravioleta. Esses raios ultravioletas (UV) provenientes do sol são extremamente nocivos ao ser humano e à natureza, podendo alterar a composição genética dos seres vivos. Nota-se então, que a proteção da camada de ozônio é essencial para manter o equilíbrio na vida terrestre (SILVA, 2015).

Figura 3 - Degradação da camada de ozônio



Fonte: Silva (2015).

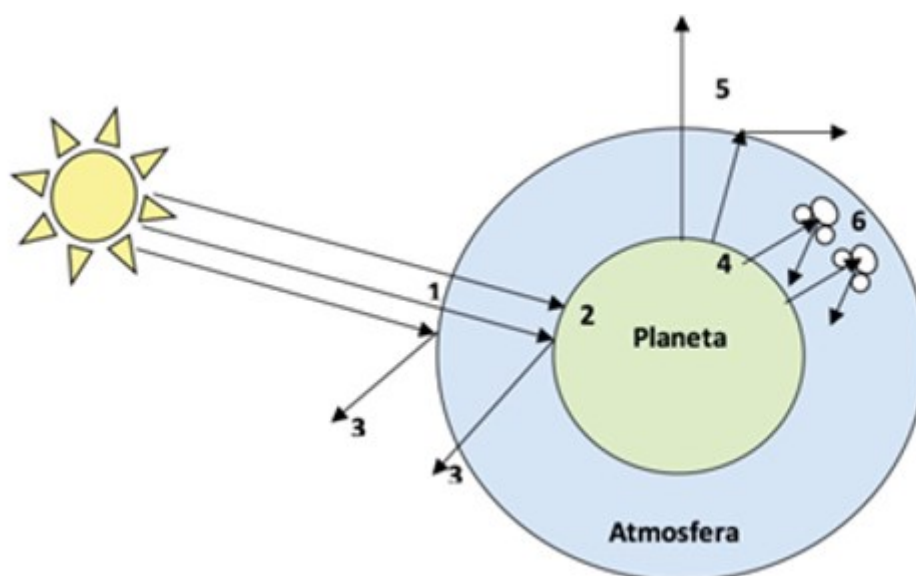
Os CFC'S e HCFC'S são fluidos refrigerantes sintéticos à base de cloro que foram liberados na atmosfera de maneira inapropriada e em grandes quantidades por muitos anos, e que contribuíram para destruição da camada de ozônio. Na tentativa de criar um parâmetro de degradação da camada, foi elaborado o índice ODP, o qual utiliza o fluido R11 (CFC) como referência, já que possui o maior teor de cloro entre todos da categoria. O cálculo é realizado da seguinte forma, o R11 recebe o valor 1 (100%), servindo de parâmetro para os outros fluidos, já o R22 por exemplo, possui um ODP igual à 0,05, ou seja, seu potencial de destruição da camada de ozônio é cerca de 5% quando comparado ao R11 (SILVA, 2015).

2.5.1.2 Índice GWP (Global warming potential)

O aquecimento global é causado pelos gases do efeito estufa (CFC's, HCFC's e HFC's) presentes na camada mais elevada da atmosfera. A Terra recebe calor do Sol, na forma de radiação infravermelha. Essa radiação que atravessa a atmosfera, é absorvida em grande quantidade pela superfície terrestre, que é aquecida. Uma parte dessa radiação é refletida novamente para a atmosfera, enquanto a outra parcela é absorvida pelos gases de efeito estufa. Quando esses gases se encontram em grandes concentrações, a passagem da radiação infravermelha para fora da atmosfera é

bloqueada, fazendo com que os raios sejam absorvidos e reemitidos para a superfície terrestre, assim o planeta acaba aquecendo de forma exagerada, tornando-se um perigo para a natureza. (SILVA, 2015). A figura 4 apresenta as seis etapas do aquecimento global.

Figura 4 - Etapas do aquecimento global



1. A radiação solar penetra através da atmosfera;
2. Grande parte da radiação é absorvida pela superfície terrestre gerando aquecimento;
3. Parte da radiação solar é refletida pela Terra e atmosfera;
4. A radiação infravermelha é emitida da superfície terrestre;
5. Parte da radiação infravermelha passa através da atmosfera;
6. Parte é absorvida e reemitida em todas as direções pelas moléculas dos gases estufa. O Resultado disso é o aquecimento da superfície terrestre e da atmosfera mais baixa, ocasionando o chamado efeito estufa.

Fonte: Silva (2015).

Criou-se então, o índice de potencial de aquecimento global (GWP), cuja finalidade é demonstrar quanto um gás pode manter calor na atmosfera em função do tempo (geralmente 100 anos). O gás de referência é o CO₂ e o seu GWP recebeu o valor 1 (SILVA, 2015).

2.5.1.3 R744 (CO₂)

O dióxido de carbono (R744) é um fluido totalmente natural, ele tem uma concentração de 0,04% na atmosfera terrestre. Esse fluido possui um índice de destruição da camada de ozônio (ODP) igual a zero. Ele é utilizado para referenciar os demais fluidos refrigerantes, como parâmetro de medida do índice de aquecimento global (GWP), recebendo o valor igual a um (SILVA, 2015).

O dióxido de carbono é um fluido frigorífico que não é tóxico e também não é inflamável, porém em alta concentração pode causar sufocamento. O R744 tem uma boa capacidade de se misturar com óleos lubrificantes, ocasionando menores perdas no sistema, característica que aumenta sua taxa de transferência de calor nos trocadores de calor, evaporadores e condensadores (SILVA, 2015).

A utilização do dióxido de carbono como fluido refrigerante no sistema de refrigeração, tem como principal benefício uma grande redução da quantidade de gases que afetam a camada de ozônio e que contribuem para o aquecimento global. Realizando uma comparação, o CO₂ tem um potencial de agravamento do aquecimento global de 3,26 mil vezes menor que o gás R404A (SILVA, 2015).

2.5.1.3.1 *Utilização do CO₂*

Os fluidos naturais (principalmente o R744A) estiveram em evidência na refrigeração industrial até meados da década 1940. Pelo fato de serem de difícil obtenção e posterior armazenamento, somados à criação de fluidos sintéticos, que prometiam maior eficácia ao sistema, os fluidos naturais sofreram uma grande queda na sua utilização em refrigeração industrial (LADEIRA; BANDARRA, 2005).

O R744A, quando operado em locais de alta temperatura ambiente (>30°), apresenta uma pequena desvantagem no seu COP (coeficiente de performance), quando comparado a outros fluidos. Porém, com a criação dos ciclos em cascata, em que se utiliza o R744A no circuito de baixa temperatura, tal coeficiente apresenta melhores resultados (LADEIRA; BANDARRA, 2005).

2.5.1.3.2 *Restrições ao uso de CO₂*

O principal fator que restringe o desenvolvimento dos sistemas de refrigeração que utilizam fluidos naturais ainda é o investimento inicial. Além disso, existem

algumas restrições de segurança ao uso de tais refrigerantes que necessitam ser abordadas (LADEIRA; BANDARRA, 2005).

Pelo fato de o CO₂ possuir maior densidade que o ar, em caso de vazamento o fluido sempre flui em direção ao solo (piso). Isto pode ser perigoso (ainda mais preocupante em espaços reduzidos), pois o CO₂ é um fluido não-alarmante, ou seja, incolor e inodoro, causando danos à saúde dos trabalhadores. Portanto, a detecção de vazamentos e um sistema de exaustão de emergência, são de extrema importância (SILVA, 2015).

Além disso, o principal limitante é o conhecimento técnico, pois o manuseio de sistemas de CO₂ é de complexidade maior em relação aos sistemas com fluidos sintéticos. Além disso, as altas pressões de trabalho requerem sistemas de tubulação mais robustos. Os limites de pressão de trabalho para o sistema de CO₂ estão descritos no quadro 2 abaixo:

Quadro 2 - Pressões de trabalho

Pressão de trabalho máxima	Lado de alta pressão	Lado de baixa pressão
Sistema transcrito	115 bar	50bar
Sistema subcrítico	50 bar	50 bar

Fonte: Adaptado Silva (2015).

2.5.1.4 R290 (Propano)

O fluido refrigerante natural propano (R290), trata-se de um hidrocarboneto (HC) e foi introduzido na refrigeração industrial inicialmente na Alemanha no ano de 1916. Esse fluido é incolor e praticamente inodoro, além disso, não degrada a camada de ozônio, pois possui ODP igual a zero e o índice GWP é igual a 3, ou seja, é um fluido com um baixo potencial de agravamento do aquecimento global (SILVA, 2015).

Os hidrocarbonetos destacam-se por suas excelentes características termodinâmicas, capazes de gerar boa eficiência energética, porém são inflamáveis e em altas concentrações podem ser asfixiantes, logo necessitam de segurança adicional. Seu custo é relativamente baixo e possui alta compatibilidade com metais, elastômeros, e também, lubrificantes. As pressões de trabalho também são menores em comparação aos fluidos sintéticos, logo o nível de ruído é inferior (SILVA, 2015).

2.5.1.4.1 Restrições ao uso do R290

No caso do propano, as restrições estão atreladas à inflamabilidade do fluido, ou seja, existe o risco de explosão. Essas aplicações práticas são definidas de acordo com códigos de segurança estabelecidos pelos regulamentos oficiais de cada país (SILVA, 2015).

Atividades relacionadas ao uso do propano, como: manipulação, manutenção, fabricação e assistência técnica devem seguir as medidas de segurança adequadas exigidas por tais regulamentos. O quadro 3 a seguir, apresenta as restrições de carga máxima permitida em sistemas que utilizam propano segundo as normas internacionais (SILVA, 2015).

Quadro 3 - Restrições ao uso do propano

Norma	Tipo de equipamento	Limites de carga máxima para HC's	Outros aspectos tratados pela norma
EN 378	Comercial e industrial	Carga < 150g: (sem requisitos de segurança)	Componentes, dispositivos de segurança, local de instalação, manutenção
		Carga > 150g: requisitos com relação ao volume da sala e ventilação natural	
		Carga > 5kg: requisitos como válvula de segurança, ventilação mecânica	

Fonte: Adaptado Silva (2015).

2.5.1.5 Locais com instalações de fluidos naturais

O continente europeu é o que apresenta a maior quantidade de projetos ativos de sistemas de refrigeração indiretos (os quais utilizam fluidos refrigerantes naturais). Esses sistemas receberam mais atenção nas últimas décadas, desde a proibição e limitação do uso de alguns refrigerantes sintéticos. Vários países europeus, como Alemanha, França e Inglaterra, além de Canadá e Estados Unidos, utilizam sistemas de refrigeração a base de hidrocarbonetos, CO₂ ou amônia (SILVA, 2015).

Diante desse cenário, países emergentes como Brasil, Cuba e Índia já possuem sistemas que utilizam fluidos naturais. Um fabricante de refrigeradores domésticos Indiano, responsável por cerca de 20% da produção no país utiliza uma mistura de hidrocarbonetos como fluido refrigerante. Em Cuba, desde 1994 desenvolvem-se fluidos refrigerantes à base de propano (SILVA, 2015).

2.5.1.6 Aplicação de engenharia no brasil

Os países da América Latina não possuíam sistemas de refrigeração industrial que utilizassem fluidos naturais até o ano de 2019, até que foi inaugurado em Curitiba-PR, o primeiro supermercado a utilizar propano e CO₂ como fluidos secundários no sistema de refrigeração. Foi realizada uma parceria com a ONU, com o setor privado e Governo brasileiro para implementação de uma série de medidas sustentáveis, como redução de refrigerantes sintéticos, sistema de captação de água da chuva e lâmpadas de LED (NAÇÕES UNIDAS BRASIL, 2019).

Segundo a empresa responsável, a principal pauta a ser discutida no momento é sobre a segurança do sistema. Com a obtenção dos dados corretos de funcionamento, existe a possibilidade que essa solução sustentável seja difundida no mercado (NAÇÕES UNIDAS BRASIL, 2019).

2.5.2 Fluido refrigerante sintético R404A

O R404A é um fluido refrigerante sintético amplamente utilizado nos sistemas de refrigeração industrial. Trata-se de uma mistura de alguns fluidos refrigerantes não inflamáveis:

- HCFC-143A (52%);
- HCFC-125 (44%);
- HFC – 134A (4%).

Pelo fato de ser praticamente um HCFC, o R404A possui características devastadoras para o meio ambiente, afeta de forma mais amena a camada de ozônio, porém possui grande potencial de aquecimento global (MELO, 2011).

Desde as medidas estipuladas nos protocolos Montreal e Kyoto, acredita-se que até 2040 o R404A será inutilizado, sendo substituído por fluidos menos nocivos ao planeta (MELO, 2011).

Utilizando o fluido refrigerante sintético R404A como exemplo, que possui um GWP de 3260, estima-se que 1kg de R404A presente na atmosfera possui o mesmo potencial de aquecimento de 3260 kg de CO₂ (SILVA, 2015).

2.6 Carga térmica

A carga térmica é quem define a capacidade do sistema. O estudo é focado para as câmaras frigoríficas, pois os expositores já possuem carga térmica definida

pelo fabricante.

Para um estudo eficiente da carga térmica requerida por uma câmara frigorífica, em um sistema de refrigeração industrial, é necessário estipular alguns parâmetros:

- Produto que será armazenado ou conservado;
- Condições de entrada, movimentação e quantidades do produto;
- Umidade e temperaturas desejadas;
- Propriedades dos produtos (termo-físicas);
- Condições climáticas do local (cidade);
- Características da câmara (estrutura, dimensões e acabamento) (ASHRAE, 2002).

Outra questão importante é a transferência de calor, para isso é preciso conhecer:

- A transferência de calor através do teto, piso e paredes da câmara;
- A transferência de calor dada pela infiltração de ar pela porta de abertura da câmara;
- O calor liberado pelo produto armazenado;
- O calor relativo à iluminação, pessoas, empilhadeiras (ASHRAE, 2002).

Dados necessários para dimensionamento e cálculo da carga térmica de uma câmara fria:

- É preciso verificar as temperaturas média e máxima do mês mais quente da cidade;
- Dados do produto: Quantidade, tipo e movimentação na câmara (fluxo);
- Instalações: Dimensões e localização (ASHRAE, 2002).

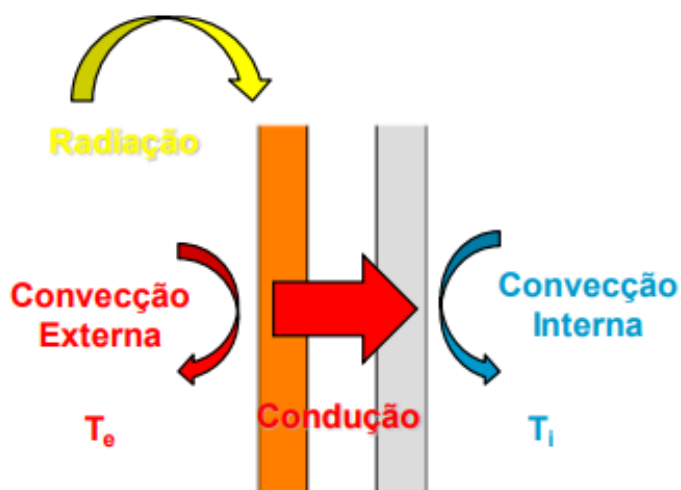
2.6.1 Carga térmica de transmissão

É preciso que a câmara fria esteja com o devido isolamento, para evitar a entrada de calor externo no seu interior. Com essa ocorrência, o compressor e condensador precisariam de maior robustez (ASHRAE, 2002).

Isolamento:

- Responsável pela diminuição do fluxo de calor;
- Prevenir a condensação das paredes externas da câmara fria;

A figura 5 abaixo, apresenta o comportamento da carga térmica de transmissão no isolante.

Figura 5 - Carga térmica no isolante

Fonte: Adaptado de ASHRAE (2002)

A escolha do isolante depende de alguns fatores, como:

- Condutividade térmica;
- Economia;
- Densidade;
- Inflamabilidade;
- Odores ou vapores indesejados;
- Instalação;
- Resistência a microrganismos, insetos e à decomposição (ASHRAE, 2002).

A espessura do isolamento está diretamente relacionada com as temperaturas médias e máximas do local de instalação. Um isolante térmico adequado reduz potencialmente o consumo de energia pela câmara (ASHRAE, 2002). A figura 6 a seguir, apresenta a estrutura de uma câmara frigorífica.

Figura 6 - Câmara frigorífica

Fonte: GFRIO (2022)

Logo, a carga térmica relacionada às perdas de calor pelo isolamento é calculada da seguinte forma:

$$Q_T = S U (T_e - T_i) \quad (2.1)$$

Onde: Q_T = Carga térmica de transmissão [Kcal/h];

S = Área da parede, teto e piso [m^2];

U = Coeficiente global de transferência de calor [kcal/($hm^2^\circ C$)];

T_e = Temperatura Externa à câmara [$^\circ C$];

T_i = Temperatura Interna à câmara [$^\circ C$];

Na maioria dos casos, a diferença de temperatura pode ser ajustada para compensar o efeito da radiação solar na superfície externa. Os valores na Figura a seguir são adicionados à temperatura externa (T_e) das superfícies que estão em contato com os raios solares (ASHRAE, 2002). O quadro 4 abaixo, apresenta a provisão para o efeito solar nas superfícies externas das paredes das câmaras que estão voltadas para o exterior do supermercado.

Quadro 4 - Provisão para efeito solar

Tipo de superfície	Parede leste (K)	Parede sul (K)	Parede oeste (K)	Parede norte (K)
Tinta Branca	3	2	3	5

Fonte: Adaptado ASHRAE (2002)

Sendo que “U” é calculado da seguinte forma:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{f_e} + \frac{e}{K} + \frac{e_i}{K_i} + \frac{1}{f_i} \quad (2.2)$$

Com: U = Coeficiente global de transferência de calor [Kcal/($hm^2^\circ C$)];

f_e = Coeficiente convectivo externo [kcal/($hm^2^\circ C$)];

e = Espessura do tijolo [m];

K = Condutividade térmica do tijolo [kcal/($hm^\circ C$)];

e_i = espessura do isolante térmico [m];

K_i = Condutividade térmica do isolante [kcal/($hm^\circ C$)];

f_i = Coeficiente convectivo interno [kcal/($hm^2^\circ C$)].

Geralmente, utiliza-se o valor de 9,1 kcal/($hm^2^\circ C$) para “ f_e ” e “ f_i ”, quando o ar está parado. Se a superfície externa é exposta a 25 km/h de vento, “ f_e ” é aumentado para 34 kcal/($hm^2^\circ C$). Com paredes espessas e baixa condutividade, a resistência “ e/k ” torna “U” tão pequeno que “ $1/f_e$ ” e “ $1/f_i$ ” têm pouco efeito e podem ser omitidos o

cálculo. As paredes geralmente são feitas de mais de um material; portanto, o valor “e/k” representa a resistência composta dos materiais. Além disso, será considerada a razão das áreas (área interna/área externa) igual a um, já que as diferenças são mínimas e podem ser desconsideradas do cálculo (ASHRAE, 2002). Então, o fator “U” para uma parede com superfícies planas paralelas dos materiais é dado pela seguinte equação:

$$U = \frac{1}{\frac{e}{k} + \frac{ei}{ki}} \quad (2.3)$$

Os cálculos de carga térmica de transmissão são realizados para todas as paredes, piso e teto da câmara. Essas cargas (e as outras adiante) serão somadas e expressadas no período de 24 horas, pois a câmara deve manter temperatura constante no período de estocagem (ASHRAE, 2002). O quadro 5 abaixo, apresenta os dados de condutividade térmica do isolante utilizado.

Quadro 5 - Condutividade térmica do isolamento de armazenamento frio

Isolante	Condutividade térmica k (W/mk)
Poliisocianurato	0,027

Fonte: Adaptado ASHRAE (2002)

Já o quadro 6 a seguir, exhibe a espessura mínima para o isolamento de acordo com a temperatura de armazenamento dos produtos.

Quadro 6 - Espessura mínima de isolamento

Temperatura de armazenamento, °C	Poliisocianurato (mm)
10 a 16	50
4 a 10	50
-4 a 4	50
-9 a -4	75
-18 a -9	75
-26 a -18	100
-40 a -26	125

Fonte: Adaptado ASHRAE (2002)

2.6.2 Carga térmica de infiltração

Trata-se da carga proveniente das trocas de ar (devido a sua diferença de densidade) que ocorrem quando a porta da câmara é aberta. Deve-se levar em conta o número de vezes que ela é aberta no período de 24 horas (ASHRAE, 2002).

Esta é uma carga difícil exatidão de valores, mas o cálculo pode ser feito da seguinte forma:

$$Q_i = q D_t D_f \quad (2.4)$$

Com: Q_i = Carga térmica de infiltração [kcal/h];

q = calor sensível e latente [kcal/h];

D_t = fator de abertura de porta;

D_f = fator de fluxo de ar por porta.

Gosney e Olama (1975) desenvolveram a seguinte equação para o calor sensível e latente com fluxo totalmente estabelecido (ASHRAE, 2002).

$$q = 795,6 A (h_i - h_r) \rho_r \left(\left(1 - \frac{\rho_i}{\rho_r} \right)^{0,5} \right) ((g h)^{0,5}) F_m \quad (2.5)$$

Onde: q = calor sensível e latente [kcal/h];

A = Área de abertura da porta [m²];

h_i = Entalpia do ar externo [kcal/kg];

h_r = Entalpia do ar refrigerado [kcal/kg];

ρ_i = Densidade do ar externo [kg/m³];

ρ_r = Densidade do ar refrigerado [kg/m³];

g = Constante gravitacional [m/s²];

H = altura da porta [m];

F_m = Fator de densidade.

O fator de densidade pode ser calculado da seguinte forma:

$$F_m = \left(\frac{2}{1 + \left(\frac{\rho_r}{\rho_i} \right)^{1,3}} \right)^{1,5} \quad (2.6)$$

Já o fator de abertura de porta (D_t), pode ser expresso assim:

$$D_t = \left(\frac{(P \theta_p) + \theta_o}{\theta_d} \right) \quad (2.7)$$

Com: D_t = Fator de abertura de porta;

P = Número de passagens;

θ_p = Tempo de abertura de porta por passagem [s];

θ_o = Tempo de porta aberta [s];

θ_d = Período de funcionamento [s].

O tempo típico " θ_p " para portas convencionais operadas por cordão varia de

15 a 25 s por passagem, já o de portas rápidas varia de 5 a 10 s. O tempo para “ θ_o ” e “ θ_d ” devem ser fornecidos pelo usuário (ASHRAE, 2002).

O fator de fluxo da porta (D_f) é a razão entre a troca de ar real e o fluxo totalmente estabelecido. Este fluxo ocorre apenas no caso incomum de uma porta não utilizada aberta para uma grande sala ou para ao ar livre, e onde o fluxo frio não é impedido por obstruções (por exemplo, paletes empilhados dentro ou adjacentes ao caminho de fluxo dentro ou fora da câmara frigorífica). Nestas condições, “ D_f ” é igual a 1,0 (ASHRAE, 2002).

2.6.3 Carga térmica do produto

O próximo passo trata-se do cálculo da carga térmica atrelada ao produto que será armazenado. Esse cálculo é realizado em função da temperatura de armazenamento (ASHRAE, 2002).

A composição da carga térmica (Q_p) se dará por:

$$Q_p = m c (T_1 - T_2) \quad (2.8)$$

Com: Q_p = Calor removido no resfriamento [kcal/h];

m = massa do produto [kg];

c = calor específico do produto [kcal/kgK];

T_1 = Temperatura de entrada do produto [°C];

T_2 = Temperatura interna da câmara [°C].

Existem alguns tipos de alimentos (denominados alimentos vivos), os quais “respiram” durante a etapa de resfriamento. É o caso das frutas e hortaliças (ASHRAE, 2002). Para essa gama de alimentos torna-se necessário incluir nos cálculos o calor de respiração:

$$Q_r = m \times R \quad (2.9)$$

Com: Q_r = Calor de respiração [kcal/h];

m = massa do produto [kg];

R = fator de respiração [kcal/hkg];

2.6.4 Carga térmica mista

A última análise de cargas térmicas para câmaras frias refere-se a fatores

mistos:

- Pessoas;
- Empilhadeiras;
- Ventiladores;
- Iluminação.

Para o fator pessoas, deve-se levar em consideração o número de funcionários que trabalharão dentro das câmaras e o tempo que permanecerão em seu interior. A formulação a seguir mostra o calor equivalente por pessoa em função da Temperatura da câmara (ASHRAE, 2002).

$$Q_p = 272 - 6 T_i \quad (2.10)$$

Onde: Q_p = Carga térmica equivalente por pessoa [kcal/h];

T_i = Temperatura interna da câmara [°C].

No caso dos equipamentos utilizados dentro das câmaras, como empilhadeiras e ventiladores (elementos dos evaporadores), torna-se importante considerar o calor transferido pelo motor de tais máquinas. Ressalta-se que esse calor dissipado no interior de câmaras frias é maior do que em ambientes de temperaturas mais elevadas e é dependente da potência do motor (ASHRAE, 2002). O quadro 7 abaixo, apresenta os fatores de calor equivalente para motores elétricos inseridos em um espaço refrigerado.

Quadro 7 - Calor equivalente para motores elétricos (kW/kW)

Motor (kW)	Motor no espaço refrigerado	Motor fora do espaço refrigerado
0,1 a 0,4	1,8	1,0
0,4 a 2,2	1,5	1,0
2,2 a 15	1,3	1,0

Fonte: Adaptado ASHRAE (2002)

O quadro 8, apresenta os dados do calor equivalente para motores elétricos, no interior e exterior das câmaras frias.

Portanto temos:

$$Q_{equip.} = n P r \quad (2.11)$$

Onde: $Q_{equip.}$ = Carga térmica equivalente por equipamento [kcal/h].

n = Quantidade de equipamentos;

P = Potência do equipamento [kcal/h];

r = Calor equivalente para motor no espaço refrigerado;

Por fim, a carga térmica referente a iluminação é dependente do tipo de lâmpada que será utilizada. As lâmpadas que geralmente eram constituídas de mercúrio ou sódio, vêm sendo substituídas pelas de LED, devido a sua menor carga térmica (ASHRAE, 2002). É possível verificar o calor dissipado por cada tipo de lâmpada no quadro 8, apresentado a seguir.

Quadro 8 - Calor dissipado (kcal/h) para tipos de lâmpadas

Intensidade (lux)	Fluorescente	Incandescente
75	6,7	15,3
125	11,1	25,4
250	22,2	50,7

Fonte: Adaptado ASHRAE (2002)

Com isso, considera-se na indústria, como simplificação para os projetos, o valor de 260 kcal/h de iluminação (calor dissipado pelas lâmpadas) a cada 100 m^2 de câmara (ASHRAE, 2002). Com isso, temos:

$$Q_{itum.} = CI A \quad (2.12)$$

CI = Calor dissipado pela lâmpada em uma hora [kcal/hm²].

A = Área [m²]

2.6.5 Cálculo da carga térmica total

O cálculo da carga térmica total de uma câmara refrigerada é determinado pela somatória de todas as cargas calculadas nos itens anteriores, dentro de um período de 24h.

Entretanto, tais câmaras geralmente não operam 24h de forma consecutiva, existem os chamados “tempos de parada”. Logo, é necessário dividir o valor da carga térmica total calculada no ambiente em 24h, pelo tempo de funcionamento efetivo da câmara (usualmente entre 16 e 22h em um dia) (ASHRAE, 2002).

Por fim, o cálculo da carga térmica total final se dá pela seguinte equação:

$$Q_{Total} = \frac{Q}{t^*} \quad (2.13)$$

Com t^* , o tempo de funcionamento efetivo da câmara (ASHRAE, 2002).

2.7 Dimensionamento tubulação

Nos sistemas de refrigeração, as tubulações são responsáveis por transportar

os fluidos refrigerantes. Os materiais utilizados geralmente são de cobre ou aço, pois são capazes de suportar altas pressões de trabalho. A seleção correta do material e também o dimensionamento da tubulação são de grande importância para um bom desempenho do sistema de refrigeração.

De acordo com (ASHRAE,2018), o projeto de tubulação deve obedecer aos seguintes requisitos:

- Garantir um fluxo adequado de fluido refrigerante para a unidade evaporadora;
- Minimizar as perdas de pressão;
- Fornecer a lubrificação necessária do compressor;
- Impedir a passagem de fluido na fase líquida para o compressor;
- Garantir a limpeza do sistema de refrigeração.

2.7.1 Linha de sucção, linha de descarga e linha líquida

A linha de sucção é composta pela tubulação responsável por transportar o fluido refrigerante do evaporador, o qual encontra-se no estado de vapor, até o compressor, que o bombeia e comprime (TELLES, 1999).

A linha de descarga é iniciada na saída do compressor, onde o fluido comprimido escoar pela tubulação no estado de vapor superaquecido, ou seja, está submetido a altas temperaturas e pressões. A linha é finalizada na entrada do condensador (TELLES, 1999).

A linha de líquidos transporta o fluido refrigerante do condensador (agora no estado líquido, após a condensação) ainda em altas pressões, até a válvula de expansão (que diminui a pressão e transforma o fluido em uma mistura líquido/vapor). Após a válvula de expansão, o fluido escoar em direção ao evaporador, dando início ao ciclo novamente (TELLES, 1999).

2.7.2 Carga de óleo

Para a correta lubrificação das tubulações e componentes do ciclo, é utilizado um óleo que escoar juntamente com o fluido refrigerante por todas as linhas. Dessa forma, uma pequena parcela deste óleo ficará aderida na superfície das paredes da tubulação de cobre (TELLES, 1999).

É necessário cuidado em relação as distâncias entre o condensador e o

evaporador, pois quanto maiores, elevam-se os riscos da falta de óleo no compressor. Nos sistemas de compressores semi-herméticos é fundamental realizar a verificação do nível de óleo no visor do carter do compressor, que precisa estar pelo menos com 3/4 preenchido (TELLES, 1999).

2.7.3 Perda de carga

Os fluidos refrigerantes, ao escoarem pelo interior de uma tubulação sofrem naturalmente uma perda de energia, chamada perda de carga. Segundo (TELLES, 1999), essas perdas estão relacionadas com as resistências ao escoamento dos fluidos, caracterizadas como resistências externas e internas.

- Resistências externas: Ocasionalmente devido ao atrito existente entre o fluido refrigerante e as paredes do tubo, mudanças de direção e aceleração. Essa resistência está correlacionada diretamente com a rugosidade das paredes da tubulação e com a velocidade do escoamento. Além disso, a resistência é inversamente proporcional ao diâmetro da tubulação.
- Existem, também, perdas relacionadas com a geometria da tubulação (ramificações, curvas, válvulas, reduções, etc.), denominadas “perdas secundárias”.
- Resistência interna: Ocasionalmente pelo atrito interno ao fluido refrigerante, ou seja, pela agitação das moléculas que o constituem (viscosidade) (TELLES, 1999).

É muito comum realizar uma divisão da rede de tubulação por trechos (geralmente seções da tubulação que não possuem equipamentos capazes de realizar trabalho ou trocas térmicas, como compressores, bombas, etc.), com o objetivo de calcular a variação de energia entre dois pontos apenas pela perda de carga (ASHRAE, 2018).

Para o cálculo da queda de pressão nos trechos das tubulações, a formulação de Darcy-Weisbach será utilizada:

$$\Delta p = f \left(\frac{L}{D} \right) \left(\frac{\rho V^2}{2} \right) \quad (2.14)$$

Com: Δp = Queda de pressão [Pa];

f = Fator de atrito;

L = Comprimento do tubo [m];

D = Diâmetro interno do tubo [m];

ρ = Densidade do fluido [kg/m^3];

V = Velocidade média do fluido [m/s].

O fator de atrito “ f ” é uma função da rugosidade do tubo “ ε ”, diâmetro “ D ” e o número de Reynolds. Logo, a formulação para Reynolds é:

$$Re = \frac{D V \rho}{\mu} \quad (2.15)$$

Onde “ μ ” é a viscosidade dinâmica do fluido [Pa.s] (ASHRAE, 2018).

Com o resultado de Reynolds, é possível descobrir se o escoamento é laminar ou turbulento. Para $Re < 2320$, o escoamento é considerado laminar, portanto, o fator de atrito “ f ”, pode ser calculado da seguinte maneira:

$$f = \frac{64}{Re} \quad (2.16)$$

Já para o escoamento plenamente desenvolvido, com $Re < 10^5$, o fator “ f ” pode ser calculado pela expressão de Blasius (ASHRAE, 2018):

$$f = \frac{0,3164}{Re^{0,25}} \quad (2.17)$$

Da mesma forma, para $10^5 < Re < 10^6$, “ f ” é igual a:

$$f = 0,032 + \frac{0,221}{Re^{0,237}} \quad (2.18)$$

2.7.4 Perdas referente a válvulas e conexões

Válvulas e conexões causam perdas de pressão maiores do que aquelas causada apenas pelo tubo. A formulação para esse tipo de perda é a seguinte:

$$\Delta p = K \rho \left(\frac{V^2}{2} \right) \quad (2.19)$$

Onde “ K ” é o coeficiente de perda dependente de geometria e dimensões (ASHRAE, 2002).

2.8 Ciclos

Serão apresentados dois ciclos de compressão, o ciclo de compressão a vapor e o ciclo de Carnot.

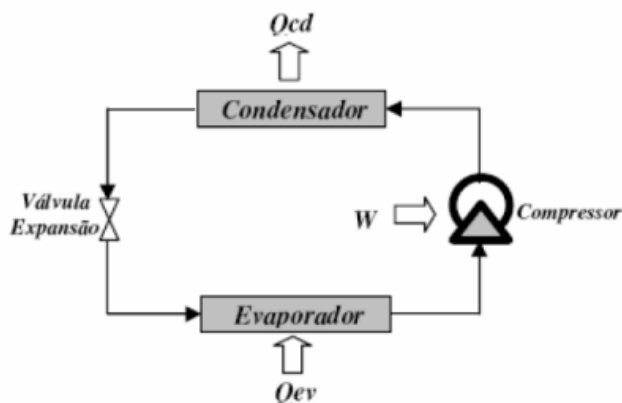
2.8.1 Ciclo de refrigeração por compressão a vapor

A refrigeração industrial é caracterizada basicamente por três tipos: sistemas por compressão mecânica de vapor, sistemas por efeitos termoelétricos e por absorção. Este trabalho focará nos sistemas por compressão de vapor, já que são os mais utilizados na indústria de refrigeração (FERRAZ, 2008).

2.8.2 Ciclo teórico e real de compressão a vapor

Um ciclo de compressão a vapor funciona da seguinte forma: o fluido refrigerante tem o início do ciclo no evaporador, com baixa pressão e em uma mistura líquido/vapor. Ao passar por este componente, o fluido torna-se completamente vapor, ao retirar a energia do meio. Em seguida, chega ao compressor, cuja função é comprimir e bombear o fluido (agora superaquecido) para o condensador. O condensador realiza o oposto do evaporador, ou seja, ele libera a energia para o ambiente externo, transformando o vapor superaquecido em líquido (condensação). Por fim, o fluido chega à válvula de expansão, onde a pressão é reduzida a fim de tornar o fluido novamente líquido/vapor e, assim, possibilitando o início do ciclo novamente (FERRAZ, 2008). A figura 7 abaixo, apresenta um ciclo de compressão a vapor:

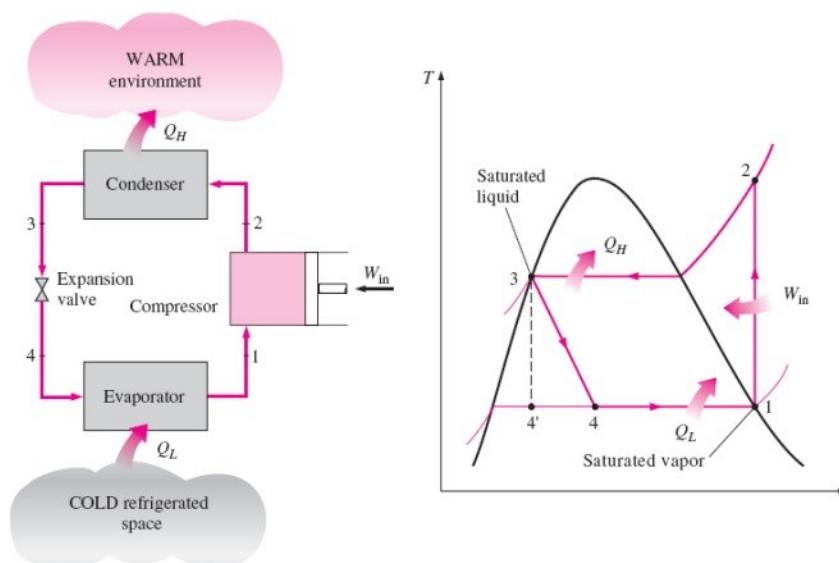
Figura 7 - Ciclo de Compressão a Vapor



Fonte: Garcia et al. (2007).

Qualquer que seja o ciclo termodinâmico estudado, usa-se um comparativo com um ciclo teórico, nesse caso, o Ciclo de Carnot. A principal característica deste ciclo teórico ideal, está na utilização apenas de processos reversíveis, a fim de se obter o maior rendimento térmico possível. Devido aos altos custos de operação, torna-se completamente inviável (GARCIA; et al, 2007). Com isso, foi definido um ciclo real que será apresentado na figura 8, a seguir.

Figura 8 - Diagrama Txs: Ciclo Real



Fonte: Cengel; Boles; Buesa (2006).

No ponto 1, que representa a saída do evaporador, é realizada a primeira modificação em relação ao ciclo de Carnot, que consiste em transformar o fluido em vapor superaquecido ou em vapor saturado, onde o título é igual a 1. Evitando assim, a entrada de líquido no compressor. Como essa compressão é isentrópica, o fluido sai do componente na forma de vapor superaquecido no ponto 2.

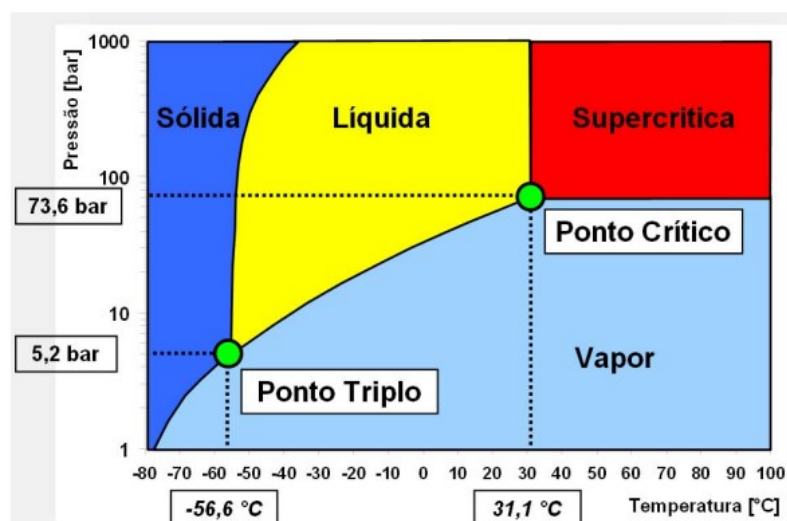
Já no ponto 3, depois da rejeição de calor realizada pelo condensador, o fluido passa para o estado de líquido saturado, assim como no ciclo de Carnot. A principal diferença entre os ciclos, está na presença de uma turbina (isentrópica) em Carnot e uma válvula de expansão (isentálpica), no ciclo de refrigeração, a qual é responsável pela queda de pressão. Pelo fato de o processo termodinâmico da válvula de expansão ser isentálpico, a entropia vai aumentar, deste modo, o ponto 4 do diagrama desloca-se para a direita, em uma mistura líquido vapor. Por fim, o fluido absorve calor no evaporador, onde o ciclo tem seu início novamente no ponto 1 (GARCIA; et al, 2007).

2.8.3 Subcrítico cascata CO2

Sabe-se que o CO2 pode ser utilizado em diferentes condições dentro de um ciclo e, que sua temperatura crítica está na faixa de 31°C e a pressão crítica próxima a 73bar. Diante disso, todo o sistema onde o fluido frigorífico opera abaixo do ponto crítico e acima do ponto triplo de compressão, é caracterizado como sistema subcrítico (LOUREIRO, 2019).

A figura 9 abaixo, mostra o diagrama de pressão x temperatura do CO₂.

Figura 9 - Diagrama Pressão x Temperatura do CO₂



Fonte: Catálogo Carel (2015).

O ciclo subcrítico é o que apresenta a maior simplicidade para o CO₂ como fluido refrigerante, podendo ser utilizado em um ciclo secundário de baixa temperatura. Ao passo que no ciclo primário, o fluido refrigerante tem a função de garantir a condensação do CO₂, ou seja, manter sua temperatura na faixa de 5 a -30°C (CAREL, 2015). A figura 10 abaixo, mostra o sistema de CO₂, em regime subcrítico cascata.

Figura 10 - Sistema Subcrítico Cascata



Fonte: Catálogo Carel (2015).

2.8.4 Coeficiente de performance do ciclo

Todo ciclo de refrigeração, nesse caso no formato de compressão a vapor,

necessita de energia para um bom funcionamento. Essa energia atua no compressor, a fim de se realizar o trabalho de compressão, fundamental para o ciclo (STOECKER; JONES, 1985).

Assim, pode-se dizer, que o custo necessário para manter o ciclo em funcionamento, caracteriza-se pelo gasto com energia elétrica, pois é ela quem abastece o compressor. O trabalho dos engenheiros é estudar maneiras de baixar este custo, sem prejudicar a eficiência do ciclo (STOECKER; JONES, 1985).

Criou-se então, o coeficiente de performance do ciclo (COP), cuja função é referenciar os custos energéticos de ciclo de acordo com o efeito frigorífico desejado, para verificar sua eficiência (STOECKER; JONES, 1985).

O COP é calculado da seguinte forma:

$$COP = \frac{\textit{Energia útil}}{\textit{Energia fornecida por fontes externas}} \quad (2.20)$$

Para um sistema de compressão a vapor, a energia fornecida é geralmente na forma de potência elétrica, absorvida pelo compressor, assim:

$$COP = \frac{Q_{evap}}{P_{comp}} \quad (2.21)$$

Onde: Q_{evap} : Calor de evaporação [W];

P_{comp} : Potência absorvida pelo compressor [W].

Logo, os ciclos de maior eficiência são os que possuem o COP mais elevado (STOECKER; JONES, 1985).

Após todo este estudo realizado na fundamentação teórica, com o auxílio dos dados da bibliografia, é possível ingressar nos procedimentos metodológicos deste trabalho, que serão desenvolvidos a seguir.

3 PROCEDIMENTOS METODOLÓGICOS

Neste capítulo serão apresentados os processos metodológicos necessários para dimensionamento e seleção dos componentes dos sistemas de refrigeração.

Esse estudo de caso tem como objetivo geral realizar a comparação de dois sistemas de refrigeração de um supermercado médio. Onde um dos sistemas será dimensionado com as premissas de utilização de fluidos sintéticos, usualmente instaladas no Brasil e o outro sistema utilizará como premissa a adoção de fluidos naturais, opção com menor impacto ambiental e de acordo com os protocolos ambientais de Montreal e Kyoto.

3.1 Supermercado de porte médio

Segundo Abras (2020), existem no Brasil cerca de 91 mil unidades de supermercados, os quais geraram 554 bilhões de reais em 2020. Os supermercados de porte médio, que serão tema dessa pesquisa, representam aproximadamente 1/4 do varejo de alimentos. Esses supermercados possuem área de 700 a 2500m², comercializam em torno de 9 mil itens ofertados e possuem de 7 a 20 check-outs (BRITO, 1998). O quadro 9 a seguir, apresenta a classificação dos formatos de supermercados presentes no Brasil.

Quadro 9 - Classificação dos formatos de supermercado

Formatos de loja	Área de venda (m ²)	Nº médio de itens	Nº de caixas	Seções	Exemplo
Supermercado compacto	300-700	4000	2-6	Mercearia, hortifruti, carnes, ave, frios, laticínios, bazar	Supermercado Jóia, Supermercado Ponto final
Supermercado convencional	700-2500	9000	7-20	Mercearia, hortifruti, carnes, ave, frios, laticínios, peixaria, bazar	Pão de açúcar, Champion
Superloja	3000-5000	14000	25-36	Mercearia, hortifruti, carnes, ave, frios, laticínios, peixaria, padaria, bazar, têxtil, eletrônicos	Supermercado Marcos, Campeão Supermercados
Hipermercado	7000-16000	45000	55-90	Mercearia, hortifruti, carnes, ave, frios, laticínios, peixaria, padaria, bazar, têxtil, eletrônicos	Carrefour, Extra, Big

Fonte: Adaptado de BRITO (1998)

3.1.1 Quantidade de pessoas que o mercado atende

Cerca de 89% de toda a população com idade superior a 16 anos frequenta algum tipo de supermercado. A média de visitas que um consumidor realiza em neste local é de quatro vezes ao mês, ou seja, a maioria costuma visitar um supermercado uma vez por semana. De acordo com a Pesquisa de Tendência do consumidor (2018), as famílias de maior renda são as que mais visitam os supermercados, cerca de 44% das pessoas pertencentes às classes A-B vão ao mercado uma vez por semana. Já no outro extremo, apenas 23% das famílias das classes D-E frequentam os supermercados semanalmente (BRITO, 1998).

3.2 Definição de um layout de supermercado

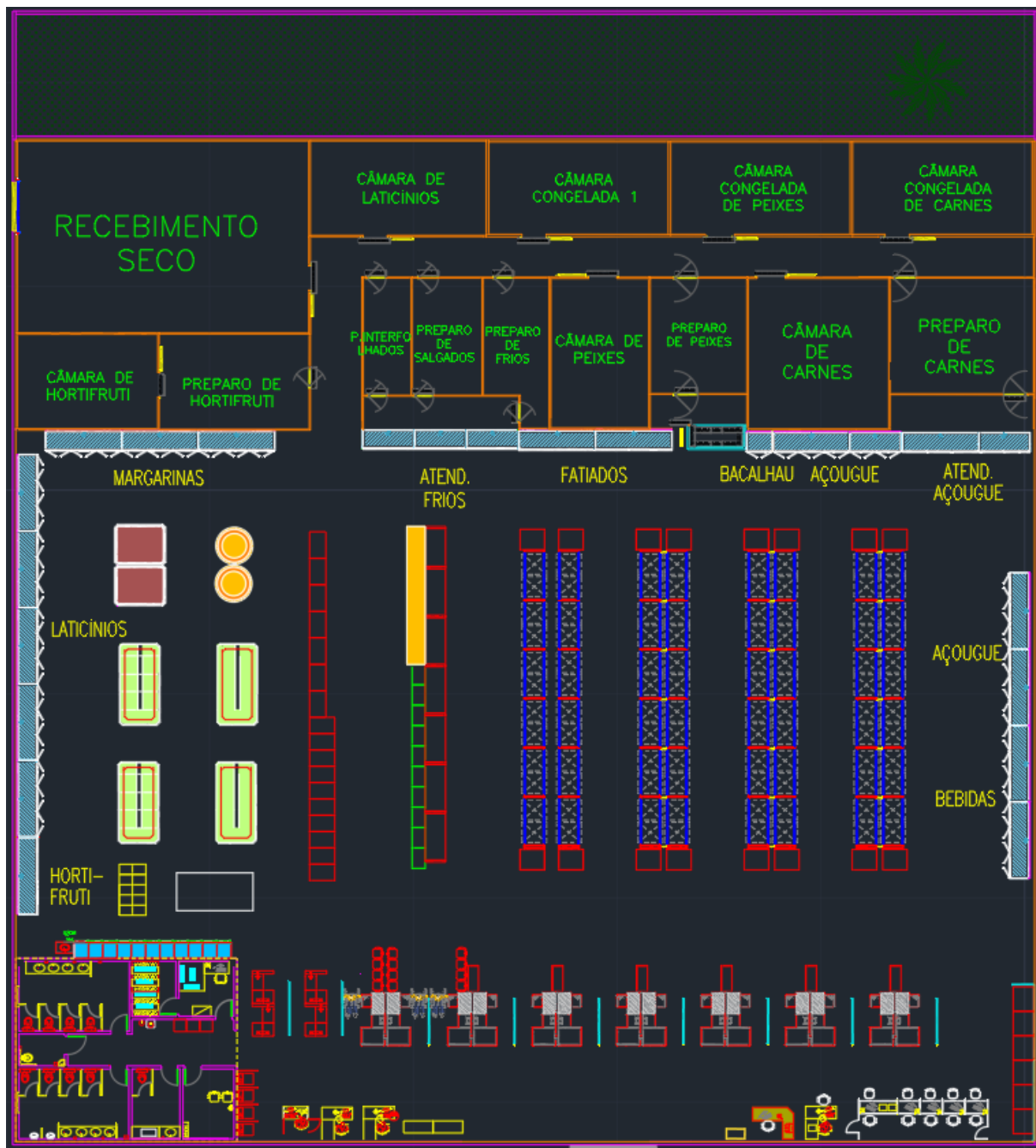
A primeira etapa desse estudo, será a definição de layout de supermercado. Essa etapa é de muita importância para o dimensionamento de todo o projeto, pois com o layout definido, será possível realizar todo o levantamento de cargas térmicas do projeto.

Nessa etapa será possível visualizar todos os ambientes que farão parte do projeto de refrigeração, onde serão definidas todas as câmaras de produtos resfriados, câmaras de produtos congelados, áreas de preparação de alimentos além dos expositores frigoríficos que ficam localizados no meio do salão de vendas, que também farão parte do projeto de refrigeração.

Nesse projeto devem estar claras quais áreas devem ser refrigeradas e fazer parte do sistema, quais os produtos serão guardados em cada câmara refrigerada, quais produtos serão manipulados nas áreas de preparo, além de conter as dimensões de área e de altura de cada um desses ambientes. Para os expositores, devem ser definidos quais produtos serão armazenados nesses equipamentos, além dos seus modelos e dimensões.

Na figura 11 abaixo, será apresentado o layout de supermercado desenvolvido para esse projeto.

Figura 11 - Layout supermercado médio



Fonte: Autoria própria (2022)

Com todas essas premissas, foi definido um layout de supermercado de porte médio, que estará localizado na cidade de Curitiba – PR.

3.3 Seleção dos expositores frigoríficos

Nessa etapa será necessário a escolha dos modelos de expositores frigoríficos presentes no supermercado. Esses expositores são utilizados para manter a temperatura ideal de conservação dos alimentos dentro do salão de vendas. No quadro 10 a seguir, serão apresentados os expositores que foram selecionados para o supermercado.

Quadro 10 - Seleção dos expositores

Modelo Expositor	Produto Armazenado	Quantidade x Comprimento da modulação
VS6-6	Hortifruti	1x3,75m
VH6AP-4	Laticínios	5x3,75m
VH6AP-4	Margarinas	3x3,75m
VHR-4	Atendimento Frios	3x2,5m
VHA3-4	Fatiados	2x3,75m
VH6AP-0	Bacalhau	1x1,25m
VH6AP-0	Açougue	1x2,5m + 1x3,75m
VXP-0	Atendimento Açougue	1x2,5m + 1x3,75m
VH6AP-0	Açougue	2x3,75m
VH6AP-0	Bebidas	2x3,75m

Fonte: Adaptado de Eletrofrio (2022)

3.4 Cálculo das cargas térmicas

Essa é a etapa mais importante do projeto, através do cálculo das cargas térmicas, será possível definir a capacidade frigorífica necessária dos sistemas de refrigeração.

Para o cálculo das cargas térmicas dos expositores frigoríficos, foram utilizados dados de carga térmica fornecidos pelo fabricante, de acordo com cada modelo, tipo de produto armazenado e comprimento dos módulos.

Para cálculo das cargas térmicas das câmaras frigoríficas e áreas de preparo, é necessário definição de quais os produtos (e suas respectivas temperaturas), serão armazenados em cada câmara refrigerada e quais produtos serão manipulados nas áreas de preparo, além de conter as dimensões de área e de altura interna de cada um desses ambientes.

Cond. Térm. do Teto (Kcal/hm°C)	0,0232	0,0232	0,0232	0,0232	0,0232	0,0232	0,0232
Cond. Térm. do Piso (Kcal/hm°C)	0,0232	0,0232	0,0232	0,0232	0,0232	0,0232	0,0232
Espessura do Isol. A (m)	0,07	0,07	0,05	0,05	0,05	0,05	0,07
Espessura do Isol. B (m)	0,12	0,07	0,05	0,05	0,05	0,07	0,07
Espessura do Isol. C (m)	0,7	0,07	0,05	0,05	0,05	0,05	0,07
Espessura do Isol. D (m)	0,7	0,07	0,07	0,05	0,05	0,05	0,07
Espessura do Isol. E (m)	-	-	-	-	-	0,05	-
Espessura do Isol. F (m)	-	-	-	-	-	0,05	-
Espessura do Isol. do teto (m)	0,7	0,07	0,05	0,05	0,05	0,05	0,07
Espessura do Isol. do piso (m)	0,7	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07	0,07
Infiltração Porta A (Kcal/h)	792	124	386	27	147	144	836
Temp. Ext. (°C)	28	15	28	28	28	28	28
Temp. Int. (°C)	2	8	15	12	12	15	0
Área de Abert. de porta (m²)	2	2,4	2	2	2	2	2
Entalpia do ar externo (kcal/kg)	15,42	7,4400	15,4199	15,4200	15,4199	15,4200	15,4199
Entalpia do ar Refri. (kcal/kg)	2,3	4,5142	7,4377	6,2900	6,2888	7,4400	1,5764
Densidade do ar externo (kg/m³)	1,1456	1,2124	1,1456	1,1456	1,1456	1,1456	1,1456
Densidade do ar Refri. (kg/m³)	1,2765	1,2467	1,2124	1,2265	1,2265	1,2124	1,2867
Constante gravitacional (9,81m/s²)	9,81	9,81	9,81	9,81	9,81	9,81	9,81
Altura da porta (m)	2	2	2	2	2	2	2
Fator de densidade	0,9731	0,9930	0,9859	0,9830	0,9830	0,9859	0,9711
Abert. de porta por passagem (s)	25	25	25	25	25	25	25
Tempo de porta aberta (min)	15	17,01	17,012	0,9	5,1	6,348	14,4
Período (h)	14	14	14	14	14	14	14
Número de passagens	7	8,51	8,51	0,47	2,56	3,17	7,20
Carga/Câmara	C. Laticínios	C. Horti	P. Horti	P. Interfolha-	P. Salga-	P. Frios	C. Peixes
Infiltração Porta B (Kcal/h)	0	0	0	27	147	144	0
Temp. Ext. (°C)	-	-	-	28	28	28	-
Temp. Int. (°C)	-	-	-	12	12	15	-
Área de Abert. de porta (m²)	-	-	-	2	2	2	-
Entalpia do ar externo (kcal/kg)	-	-	-	15,42	15,42	15,42	-
Entalpia do ar Refri. (kcal/kg)	-	-	-	6,29	6,29	7,44	-
Densidade do ar externo (kg/m³)	-	-	-	1,1456	1,1456	1,1456	-
Densidade do ar Refri. (kg/m³)	-	-	-	1,2265	1,2265	1,2124	-
Constante gravitacional (m/s²)	-	-	-	9,81	9,81	9,81	-
Altura da porta (m)	-	-	-	2	2	2	-
Fator de densidade	-	-	-	0,982985	0,982985	0,985865	-
Abert. de porta por passagem (s)	-	-	-	25	25	25	-
Tempo de porta aberta (min)	-	-	-	0,9	5,1	6,348	-
Período (h)	-	-	-	14	14	14	-
Número de passagens	-	-	-	0,47	2,6	3,174	-
Pessoal (Kcal/h)	124	150	391	124	287	391	156
Temp. Int. (°C)	2	8	15	12	12	15	0
Calor por pessoa (Kcal)	223,6	192,64	156,52	172	172	156,52	233,92
Nº de pessoas	2	2	3	1	2	3	2
Horas trabalhadas	4	7	15	13	15	15	6
Iluminação (Kcal/h)	29	85	74	26	43	53	30
Área da câmara (m²)	39,96	31,95	34,12	13,55	19,69	24,46	35,33
Calor de ilumi. por m² (W/M²)	3,02	3,02	3,02	3,02	3,02	3,02	3,02
Horas trabalhadas	5	7	15	13	15	15	6
Equipamentos (Kcal/h)	0	0	1541	926	926	973	1828

Espessura do Isol. A (m)	0,05	0,07	0,05	0,12	0,12	0,12
Espessura do Isol. B (m)	0,07	0,07	0,05	0,12	0,12	0,12
Espessura do Isol. C (m)	0,05	0,07	0,05	0,12	0,12	0,12
Espessura do Isol. D (m)	0,07	0,07	0,07	0,12	0,12	0,12
Espessura do Isol. E (m)	-	-	-	-	-	-
Espessura do Isol. F (m)	-	-	-	-	-	-
Espessura do Isol. do teto (m)	0,05	0,07	0,05	0,12	0,12	0,12
Espessura do Isol. do piso (m)	0,07	0,07	0,07	0,12	0,12	0,12
Infiltração Porta A (Kcal/h)	318	1366	674	1407	1407	1407
Temp. Ext. (°C)	28	28	28	28	28	28
Temp. Int. (°C)	12	0	12	-20	-20	-20
Área de Abert. de porta (m ²)	2	2	2	2	2	2
Entalpia do ar externo (kcal/kg)	15,4199	15,4199	15,4199	15,4199	15,4199	15,4199
Entalpia do ar Refri. (kcal/kg)	6,2888	1,5764	6,2888	-4,4879	-4,4879	-4,4879
Densidade do ar externo (kg/m ³)	1,1456	1,1456	1,1456	1,1456	1,1456	1,1456
Densidade do ar Refri. (kg/m ³)	1,2265	1,2867	1,2265	1,3930	1,3930	1,3930
Constante gravitacional (9,81m/s ²)	9,81	9,81	9,81	9,81	9,81	9,81
Altura da porta (m)	2	2	2	2	2	2
Fator de densidade	0,9830	0,9711	0,9830	0,9515	0,9515	0,9515
Abert. de porta por passagem (s)	25	25	25	25	25	25
Tempo de porta aberta (min)	11,0784	23,52	23,52	12,48	12,48	12,48
Período (h)	14	14	14	14	14	14
Número de passagens	5,54	11,76	11,76	6,24	6,24	6,24
Carga/Câmara	P. Peixes	C. Carnes	P. Carnes	C. Cong. 1	C. Cong. Peixes	C. Cong. Carnes
Infiltração Porta B (Kcal/h)	318	0	674	0	0	0
Temp. Ext. (°C)	28	-	28	-	-	-
Temp. Int. (°C)	12	-	12	-	-	-
Área de Abert. de porta (m ²)	2	-	2	-	-	-
Entalpia do ar externo (kcal/kg)	15,4199	-	15,4199	-	-	-
Entalpia do ar Refri. (kcal/kg)	6,2888	-	6,2888	-	-	-
Densidade do ar externo (kg/m ³)	1,1456	-	1,1456	-	-	-
Densidade do ar Refri. (kg/m ³)	1,2265	-	1,2265	-	-	-
Constante gravitacional (m/s ²)	9,81	-	9,81	-	-	-
Altura da porta (m)	2	-	2	-	-	-
Fator de densidade	0,9830	-	0,9830	-	-	-
Abert. de porta por passagem (s)	25	-	25	-	-	-
Tempo de porta aberta (min)	11,0784	-	23,52	-	-	-
Período (h)	14	-	14	-	-	-
Número de passagens	5,54	-	11,76	-	-	-
Pessoal (Kcal/h)	573	156	573	187	187	187
Temp. Int. (°C)	12	0	12	-20	-19	-20
Calor por pessoa (Kcal)	172	233,92	172	337,12	337,12	337,12
Nº de pessoas	4	2	4	2	2	2
Horas trabalhadas	15	6	15	5	5	5
Iluminação (Kcal/h)	58	44	87	29	29	29
Área da câmara (m ²)	26,82	50,92	39,92	39,91	39,91	39,91
Calor de ilumi. por m ² (W/M ²)	3,02	3,02	3,02	3,02	3,02	3,02
Horas trabalhadas	15	6	15	5	5	5
Equipamentos (Kcal/h)	1756	0	1709	0	0	0
Equipamento 1	Descama- dor		Serra de fita			
Quantidade de equipamentos	1		2			

Potência do equipamento (W)	3000		1500			
Equipamento 2	Fatiadora		Amaciador			
Quantidade de equipamentos	1		2			
Potência do equipamento (W)	1500		440			
Equipamento 3	-		Moedor			
Quantidade de equipamentos	-		2			
Potência do equipamento (W)	-		250			
Ventiladores	899	1797	1438	1797	1797	1797
Quantidade de equipamentos	5	10	8	10	10	10
Potência do equipamento (W)	95	95	95	95	95	95
Fator de calor do equipamento	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8	1,8
Produto (Kcal/h)	-1209	1400	-2333	1227	1227	1227
Temp. de entrada do Prod. (°C)	1	6	2	-1	-1	-1
Temp. Int. da câmara (°C)	12	0	12	-20	-20	-20
Rotação do Prod. Kg	2770	35%	5880	3120	3120	3120
Calor especí. do Prod. (Kcal/KgK)	0,7141	0,7141	0,7141	0,3726	0,3797	0,3726
Massa do Prod. (Kg)	2770	16800	5880	15600	15600	15600
Respiração de alimentos (Kcal/h)	0	0	0	0	0	0
Massa do Prod. (m)	-	-	-	-	-	-
Fator de respiração (Kcal/kg)	-	-	-	-	-	-
Temp. de entrada do Prod. (°C)	-	-	-	-	-	-
Carga Térm. Total (Kcal/h)	3300	6650	4000	6300	6200	6350

Fonte: Autoria própria

Com as formulações apresentadas no capítulo 2 e os dados apresentados nos quadros acima foi possível chegar à carga total requerida por cada ambiente.

3.6 Definição de sistemas e fluidos

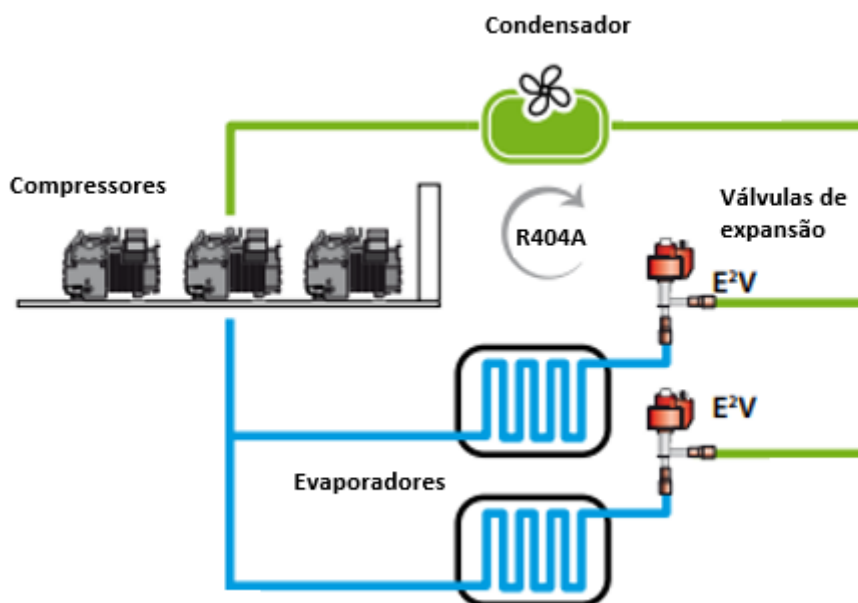
Nessa etapa serão definidos quais os fluidos serão utilizados em cada sistema. Essa definição é importante, pois a partir dela será possível um melhor entendimento das premissas que serão utilizadas na escolha e dimensionamento de todo sistema.

Para esse estudo de caso serão utilizados fluidos sintéticos em um dos sistemas de refrigeração. O fluido escolhido para estudo será o R404A, que atualmente é um fluido muito utilizado nas novas instalações frigoríficas no Brasil, possuindo um índice de destruição da camada de ozônio (ODP) igual a zero. Porém, é um fluido com grande impacto ambiental pois contribui fortemente com o aquecimento global, com um índice GWP igual a 3260 (MELO, 2011).

O sistema citado no parágrafo anterior será comparado com um sistema que utilizará em seu processo de refrigeração, fluidos naturais. Os fluidos que serão utilizados nesse sistema, serão o propano (R290) e o CO₂ (R744). Esses fluidos, além de não agredirem a camada de ozônio tem um baixíssimo potencial de aquecimento

global, seguindo os protocolos de Montreal e Kyoto (LAGE; AMORIM; ZANETTE, 2011). A figura 12 abaixo, apresenta o esquema representativo do sistema que opera com fluido sintético.

Figura 12 - Sistema com Fluido sintético



Fonte: Adaptado do Catálogo Carel (2015).

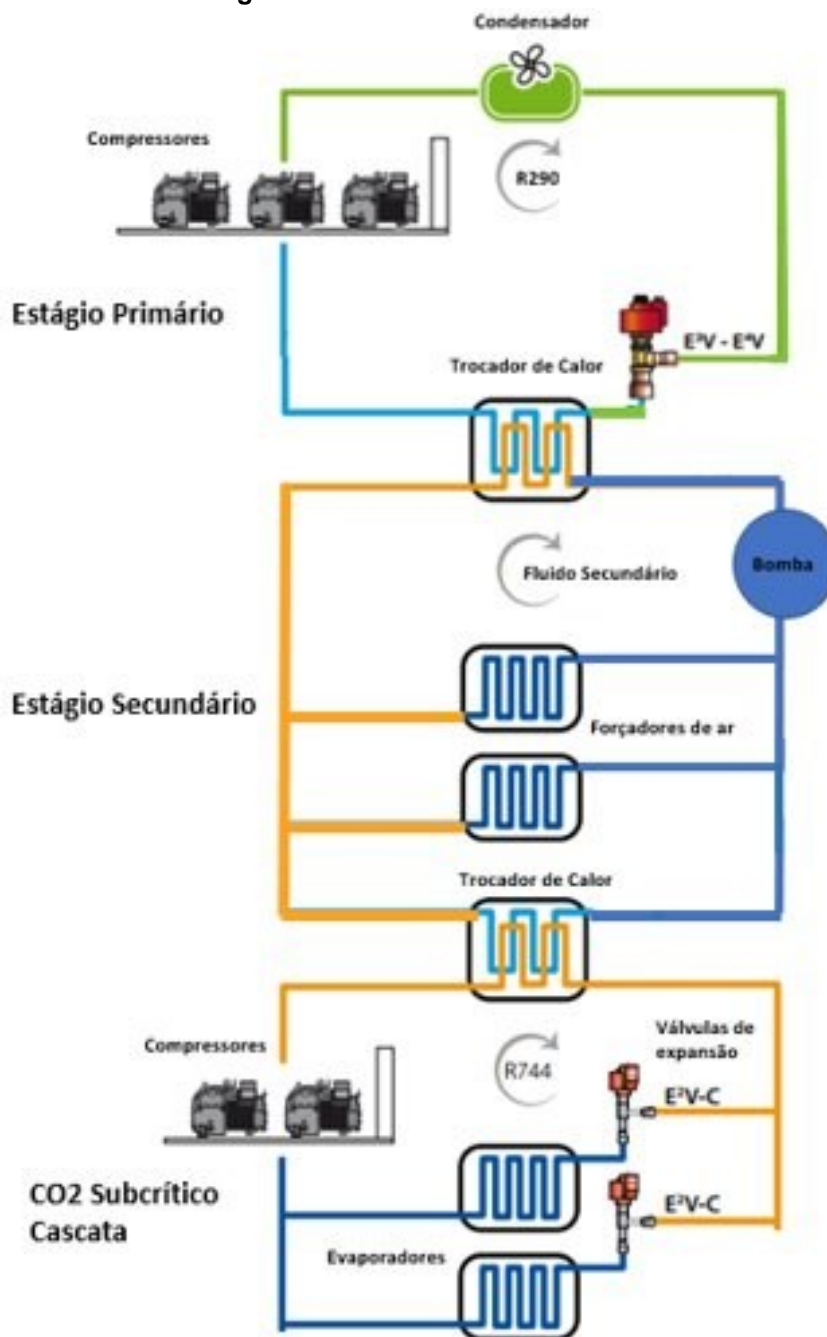
O sistema que utilizará o fluido R404A, funcionará como expansão direta, com o R404A circulando por toda tubulação que estará distribuída pelo supermercado, onde um ramal de tubulação fará a refrigeração de todos ambientes de média temperatura e um segundo ramal fará a refrigeração dos ambientes de baixa temperatura.

Já o sistema que irá utilizar fluidos naturais, funcionará com dois estágios, onde no estágio primário o propano (R290) se comportará como um ciclo de expansão direta, realizando trocas térmicas através de um trocador de calor com o fluido no estágio secundário (água com propilenoglicol), que será bombeado para os forçadores de ar nas câmaras refrigeradas e expositores de média temperatura.

O sistema de fluidos secundários também será responsável pela condensação do CO₂, do sistema subcrítico em cascata de baixa temperatura, ou seja, o fluido secundário realizará trocas de calor através de um trocador de calor com o sistema de baixa temperatura, realizando assim, a condensação do R744 (CAREL, 2015).

Já a figura 13 a seguir, apresenta o esquema representativo do sistema que opera com fluidos naturais.

Figura 13 - Sistema com Fluidos Naturais



Fonte: Adaptado do Catálogo Carel (2015).

Nessa segunda proposta de sistema, as câmaras de congelados serão atendidas através de uma máquina compacta para cada câmara, operando com expansão direta e a condensação do R744 sendo feita pelo fluido secundário do sistema de média temperatura. Uma grande vantagem dessa proposta é possibilidade de instalação dessas unidades condensadoras pequenas, próximas as câmaras de

congelados. Diminuindo significativamente a quantidade de fluido utilizado. No quadro 13 abaixo, serão apresentadas as cargas totais de cada sistema para seleção dos componentes.

Quadro 13 - Comparação cargas térmicas

Carga térmica	Fluidos sintéticos	Fluidos naturais
	Média temperatura	
Carga térmica expositores	33.485 kcal/h	33.485 kcal/h
Carga térmica ambientes	36.750 kcal/h	36.750 kcal/h
Carga de Condensação do CO2	-	21.285 kcal/h
Carga térmica Total	70.235 kcal/h	91.520 kcal/h
	Baixa temperatura	
Cargas térmicas congelados	18.850 kcal/h	18.850 kcal/h

Fonte: Aatoria própria (2022)

3.7 Seleção dos componentes

Com os dados das cargas térmicas calculados no item anterior, é possível realizar a seleção dos componentes para cada sistema. Primeiramente, serão selecionados os componentes dos sistemas que utilizam fluidos sintéticos e em seguida para os fluidos naturais.

3.7.1 Sistema operando com fluidos sintéticos

Nesta etapa, serão selecionados todos os componentes presentes no sistema que utiliza os fluidos sintéticos, tanto para os ambientes de média temperatura, quanto para os de baixa temperatura.

3.7.1.1 Evaporadores

Com as cargas térmicas calculadas, se torna possível a seleção dos evaporadores de cada ambiente. Com o auxílio do catálogo da Elgin, foram estipulados fatores, que variam de acordo com as especificações do equipamento e que devem ser multiplicados pela carga térmica do ambiente, para uma seleção correta. Abaixo serão apresentados os parâmetros que foram considerados para os evaporadores selecionados. O quadro 14 a seguir, apresenta os dados de entrada para a seleção dos evaporadores.

Quadro 14 - Dados para seleção dos evaporadores

F1 - Fluido Refrigerante - R404A	0,95
F2 - Delta T	1

F3 - Aletas – Padrão	1
F = F1x F2x F3	0,95
Temperatura Evaporação Média	-10°C
Temperatura Evaporação Baixa	-30°C

Fonte: Catálogo Elgin (2022)

Com os parâmetros de entrada, fluido refrigerante e as temperaturas de evaporação dos sistemas de média e baixa temperatura, é possível selecionar os evaporadores de cada ponto, que estão listados no quadro 15 abaixo.

Quadro 15 - Evaporadores selecionados

Ambientes	Modelo Evaporador	Carga Térmica x Fator F	Capacidade Evaporador	Vazão	Ventiladores
C. Laticínios	1xFBA 4160G	4.608 kcal/h	4.867 kcal/h	4.071 m³/h	4
C. Hortifruiti	1xFBA 4140G	3.373 kcal/h	4.202 kcal/h	2.928 m³/h	3
P. Hortifruiti	1xEDH 303C	2.945 kcal/h	4.823 kcal/h	4.426 m³/h	3
P. Interfolhados	1xEDH 302B	1.805 kcal/h	2.454 kcal/h	3.024 m³/h	2
P. Salgados	1xEDH 302B	2.043 kcal/h	2.454 kcal/h	3.024 m³/h	2
P. Frios	1xEDH 302B	2.090 kcal/h	2.454 kcal/h	3.024 m³/h	2
C. Peixes	1xFBA 4180G	4.798 kcal/h	5.481 kcal/h	3.911 m³/h	4
P. Peixes	1xEDH 303C	3.135 kcal/h	4.823 kcal/h	4.426 m³/h	3
C. Carnes	1xFBA 4240G	6.318 kcal/h	6.843 kcal/h	4.893 m³/h	5
P. Carnes	1xEDH 303C	3.800 kcal/h	4.823 kcal/h	4.426 m³/h	3
C. Congelados 1	1xFBA 4240	5.985 kcal/h	6.656 kcal/h	4.893 m³/h	5
C. Congelados Peixe	1xFBA 4240	5.890 kcal/h	6.656 kcal/h	4.893 m³/h	5
C. Congelados Carne	1xFBA 4240	6.033 kcal/h	6.656 kcal/h	4.893 m³/h	5

Fonte: Catálogo Elgin (2022)

Já o quadro 16 abaixo, apresenta as especificações técnicas dos evaporadores selecionados.

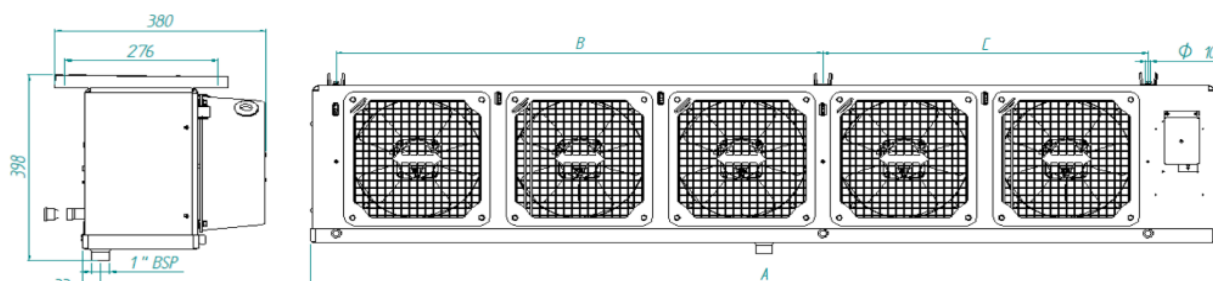
Quadro 16 - Especificações técnicas dos evaporadores

Modelo Evaporador	Dimensão A	Dimensão B	Dimensão C	Potência Motores	Corrente	Resistencia - Potência	Carga Refrigerante
1xFBA 4160G	1500 mm	1310 mm	-	64 W	0,58 A	2320 W	2,5 kg
1xFBA 4140G	1174 mm	983 mm	-	48 W	0,44 A	1800 W	2,7 kg
1xEDH 303C	1508 mm	1326 mm	-	300 W	1,95 A	3900 W	2,8 kg
1xEDH 302B	1108 mm	926 mm	-	200 W	1,30 A	1800 W	1,3 kg
1xEDH 302B	1108 mm	926 mm	-	200 W	1,30 A	1800 W	1,3 kg
1xEDH 302B	1108 mm	926 mm	-	200 W	1,30 A	1800 W	1,3 kg
1xFBA 4180G	1500 mm	1310 mm	-	64 W	0,58 A	2320 W	3,6 kg
1xEDH 303C	1508 mm	1326 mm	-	300 W	1,95 A	3900 W	2,8 kg
1xFBA 4240G	1829 mm	981 mm	656 mm	80 W	0,73 A	2900 W	4,5 kg
1xEDH 303C	1508 mm	1326 mm	-	300 W	1,95 A	3900 W	2,8 kg
1xFBA 4240	1829 mm	981 mm	656 mm	80 W	0,73 A	2900 W	4,5 kg
1xFBA 4240	1829 mm	981 mm	656 mm	80 W	0,73 A	2900 W	4,5 kg
1xFBA 4240	1829 mm	981 mm	656 mm	80 W	0,73 A	2900 W	4,5 kg

Fonte: Catálogo Elgin (2022)

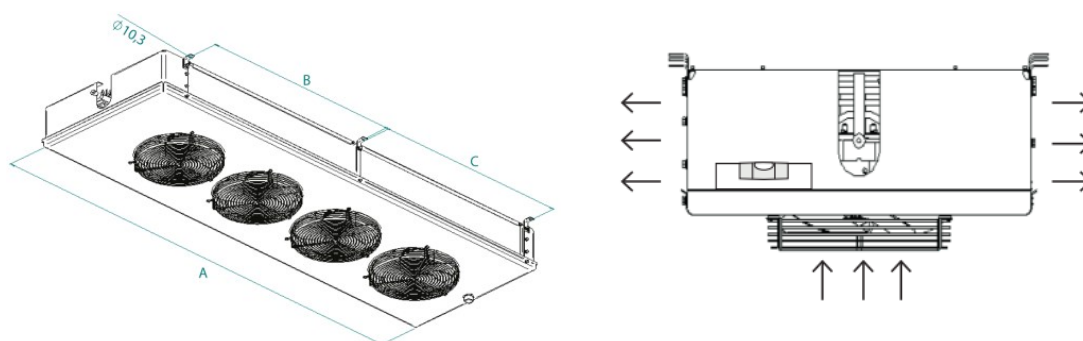
Foram selecionados dois tipos de evaporadores, os de simples fluxo (FBA), que possuem apenas uma saída de ar e os de duplo fluxo (EDH), que possuem duas saídas, como demonstrado nas figuras 14 e 15 a seguir:

Figura 14 - Evaporador simples fluxo FBA



Fonte: Catálogo Elgin (2022)

Figura 15 - Evaporador duplo fluxo EDH



Fonte: Catálogo Elgin (2022)

3.7.1.2 Compressores

O compressor é o componente de maior relevância dentro do ciclo de refrigeração. Para realizar seleção desses componentes de forma correta, será utilizado o software da Bitzer. Os parâmetros necessários para essa seleção são: os dados de carga térmica total do sistema, fluido utilizado, temperatura de evaporação e de condensação do fluido e também o superaquecimento útil e total da linha de sucção.

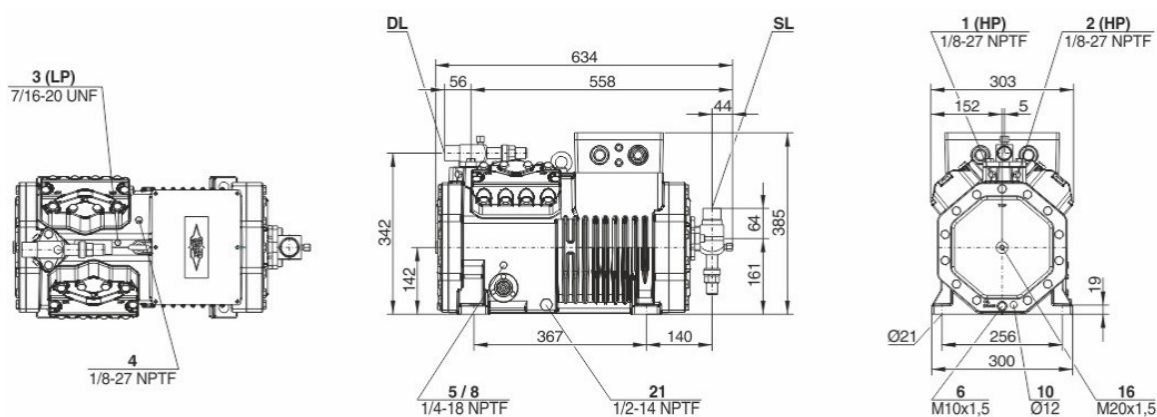
O quadro 17 abaixo, apresenta os dados de entrada e a seleção dos compressores, tanto para o sistema de média temperatura, quanto para o de baixa temperatura.

Quadro 17 - Seleção dos compressores

	Média	Baixa
Compressor Selecionado	4NES-14Y	4JE-15Y
Carga Térmica	81,67 kW	21,92 kW
Fluido Refrigerante	R404A	R404A
Temperatura Condensação	45°C	45°C
Temperatura Evaporação	-10°C	-30°C
Sub resfriamento Líquido (Após o condensador)	3 K	3 K
Superaquecimento do Gás de Sucção	15 K	15 K
Superaquecimento Útil	10 K	10 K
Quantidade de Compressores	3	2
Capacidade Evaporador	32,40 kW	12,98 Kw
Potência Absorvida	15,06 kW	10,43 Kw
Corrente (380V)	25,6 A	20,4 A
Capacidade do Condensador	48,80 kW	24,00 Kw
COP/EER	2,15	1,24
Vazão em Massa	1.093 kg/h	494 kg/h
Peso	146 kg	192 kg
Temp. Gás de Descarga não Resfriado	77,1°C	88,8°C
Capacidade Evaporador Total	97,20 kW	25,96 kW
Capacidade do Condensador Total	146,40 kW	48,00 kW
Folga Compressor	19%	18%

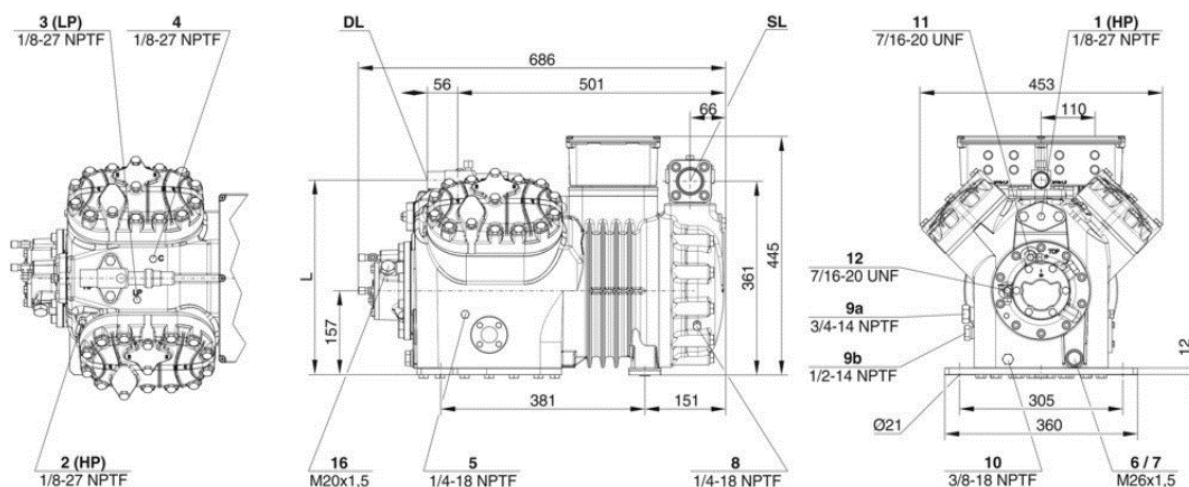
Fonte: Bitzer (2022)

Foram selecionados três compressores 4NES-14Y para o sistema de média temperatura e dois 4JE-15Y para o de baixa temperatura. Abaixo, estão representados os dois modelos de compressores, nas figuras 16 e 17 a seguir:

Figura 16 - Compressor de média temperatura:

Fonte: Bitzer (2022)

Figura 17 - Compressor de baixa temperatura



Fonte: Bitzer (2022)

3.7.1.3 Condensadores

Para realizar a seleção dos condensadores, será utilizado o catálogo da Elgin para condensadores planos, onde é necessário conhecer os seguintes parâmetros de entrada para seleção: fluido refrigerante, temperatura de condensação e de evaporação do fluido, a capacidade do condensador que é obtida na seleção do compressor e a altitude da cidade onde será instalada a máquina. Esse dado é muito importante, pois quanto maior a altitude, menor é a capacidade de condensação, devido a menor pressão atmosférica e a menor quantidade de ar nessa altitude.

Para selecionar os condensadores, é necessário multiplicar a carga térmica de condensação requerida por alguns fatores, que variam de acordo com as características do sistema.

Abaixo, serão apresentados os dados de entrada dos condensadores, no quadro 18:

Quadro 18 - Fatores de seleção dos condensadores

Sistemas - Fluidos Sintéticos	Média - (T. Cond. 45°C T. Evap. -10°C)	Baixa - (T. Cond. 45°C T. Evap. -10°C)
Capacidade Condensador	125.904 kcal/h	41.280 kcal/h
C1 - Compressor - Semi Hermético	1,38	1,62
C2 - Delta T -10°C	1	1
C3 - Fluido Refrigerante - R404A	1	1
C4 - Aletas – Padrão	1	1
C5 - Altitude - 1000m	1,07	1,07
C6 - Entrada do ar - 35°C	1,03	1,03
C7 - Frequência - 60HZ	1	1
Qc	191.487 kcal/h	73.701 kcal/h

Fonte: Catálogo Elgin (2022)

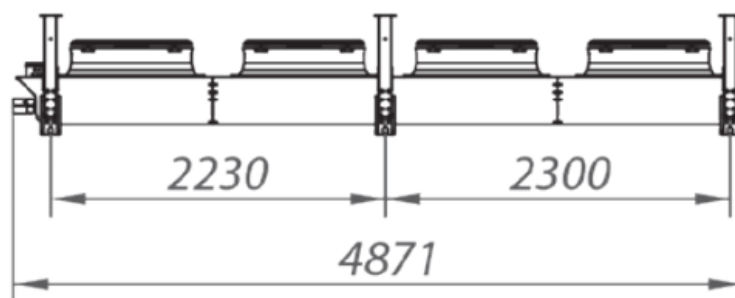
Assim, é possível realizar a seleção dos condensadores de média e baixa temperatura, que serão apresentados abaixo, no quadro 19:

Quadro 19 - Seleção dos condensadores

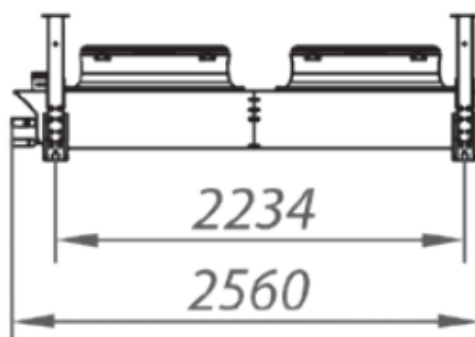
Sistemas - Fluidos Sintéticos	Média - (T. Cond. 45°C T. Evap. -10°C)	Baixa - (T. Cond. 45°C T. Evap. -30°C)
Condensador Selecionado	ACC220	ACC088
Capacidade do condensador	220.200 kcal/h	87.500 kcal/h
Folga	15%	19%
Polos	6	6
Aletas por Polegada	12	12
Ventiladores	4x 800mm	2x 800mm
Peso Líquido	444 kg	222 kg
Peso Bruto	565 kg	286 kg
Dimensões – A	1180 mm	1180 mm
Dimensões – L	1242 mm	1242 mm
Dimensões – C	4871 mm	2560 mm

Fonte: Catálogo Elgin (2022)

Foram selecionados os condensadores ACC220 para o sistema de média temperatura e o ACC088 para o de baixa temperatura. Abaixo, estão representados os dois modelos de condensadores, nas figuras 18 e 19 a seguir:

Figura 18 - Condensador de média temperatura

Fonte: Catálogo Elgin (2022)

Figura 19 - Condensador de baixa temperatura

Fonte: Catálogo Elgin (2022)

3.7.1.4 Válvula de expansão

A próxima etapa é realizar a seleção das válvulas de expansão eletrônica, que serão instaladas na linha de líquido que chega aos evaporadores. Essa válvula é responsável pela expansão do fluido, garantindo a eficiência do evaporador e funcionamento do ciclo de refrigeração.

Utilizando o software Coolselector 2 da Danfoss, será possível realizar essa seleção. Para isso, serão necessários os dados de capacidade dos expositores e evaporadores selecionados, fluido utilizado, as temperaturas de evaporação e condensação do sistema, a carga de funcionamento das válvulas e a queda de pressão do distribuidor.

O quadro 20 abaixo, apresenta os dados de entrada para as válvulas de expansão eletrônica nos sistemas de média e baixa temperatura.

Quadro 20 - Dados de entrada válvula de expansão

Dados de entrada	Média temperatura	Baixa temperatura
Fluido	R404A	R404A
Família de produto	AKV10P	AKV10P
Temperatura de evaporação	-10°C	-30°C
Temperatura de condensação	45°C	45°C
Carga	70%	70%
Queda de pressão no distribuidor	1 bar	1 bar

Fonte: Coolselector2 Danfoss (2022)

Assim, é possível selecionar o tipo e a quantidade de válvulas para cada sistema, apresentadas no quadro 21 a seguir.

Quadro 21 - Válvulas selecionadas

Válv. Exp. Eletrônica	Média temperatura	Baixa temperatura	TOTAL
AKV 10P-1	-	-	-
AKV 10P-2	2	-	2
AKV 10P-3	3	-	3
AKV 10P-4	18	-	18
AKV 10P-5	3	-	3
AKV 10P-6	6	-	6
AKV 10P-7	1	3	4

Fonte: Coolselector2 Danfoss (2022)

Foram selecionadas as válvulas de expansão da família AKV 10P da Danfoss, tanto para o sistema média temperatura, quanto para o de baixa temperatura. Abaixo, será apresentada a válvula AKV 10P, na figura 20 a seguir.

Figura 20 - Válvula AKV 10P



Fonte: Coolselector2 Danfoss (2022)

3.7.2 Sistema operando com fluidos naturais

As considerações e parâmetros de entrada para os componentes do sistema que opera com fluidos naturais são muito semelhantes aos de fluidos sintéticos. A grande diferença consiste no fato de existir nesse sistema dois trocadores de calor e uma bomba hidráulica, que serão explicados e selecionados posteriormente. Portanto, para os outros componentes, será apresentada diretamente a seleção de cada um deles.

3.7.2.1 Evaporadores

Primeiramente, serão apresentados os parâmetros que foram considerados para os evaporadores selecionados de baixa temperatura, no quadro 22 a seguir:

Quadro 22 - Fatores de seleção evaporadores

F1 - Fluido Refrigerante - R744	0,96
F2 - Delta T	1
F3 - Aletas – Padrão	1
F = F1x F2x F3	0,96
Temperatura Evaporação Baixa	-30°C
Temperatura Evaporação Média	-10°C

Fonte: Catálogo Elgin

Com os parâmetros de entrada: fluido refrigerante e as temperaturas de evaporação dos sistemas de média e baixa temperatura, é possível selecionar os evaporadores de cada ambiente, que estão listados nos quadros 23 e 24 abaixo:

Quadro 23 – Evaporadores de baixa

Ambientes	Carga Térmica	Modelo Evaporador	Carga Térmica x Fator F	Capacidade Evaporador	Folga	Vazão de ar	Ventiladores
C. Congelados 1	6.300 kcal/h	1xFBA 4240	6.048 kcal/h	6.656 kcal/h	10%	4.893 m³/h	5
C. Congelados Peixe	6.200 kcal/h	1xFBA 4240	5.952 kcal/h	6.656 kcal/h	12%	4.893 m³/h	5
C. Congelados Carne	6.350 kcal/h	1xFBA 4240	6.096 kcal/h	6.656 kcal/h	9%	4.893 m³/h	5

Fonte: Catálogo Elgin

Quadro 24 - Dados técnicos evaporadores

Ambientes	Flecha de Ar	Dimensão A	Dimensão B	Dimensão C	Potência Motores	Corrente	Resistencia - Potência	Carga Refrigerante
C. Congelados 1	13 m	1829 mm	981 mm	656 mm	80 W	0,73 A	2900 W	4,5 kg
C. Congelados Peixe	13 m	1829 mm	981 mm	656 mm	80 W	0,73 A	2900 W	4,5 kg
C. Congelados Carne	13 m	1829 mm	981 mm	656 mm	80 W	0,73 A	2900 W	4,5 kg

Fonte: Catálogo Elgin

Com as cargas térmicas e vazões calculadas, será possível realizar a seleção dos forçadores de ar, para o sistema de média temperatura, utilizando o software da Heatcraft Brazil RPD Secondary Loop. Para isso é preciso definir a proporção de propilenoglicol que será misturado com a água e a temperatura de circulação do fluido. A seguir, serão demonstrados no quadro 25, tais parâmetros de entrada, que necessitam dos valores de cargas térmicas, temperatura e vazões de cada ambiente para possibilitar a seleção.

Quadro 25 - Dados de entrada evaporadores de fluido secundário

Dados de entrada	Média temperatura
Fluido	Água + propilenoglicol
Proporção de propilenoglicol	25%
Temperatura de circulação	-3°C
Família do Evaporador	FLW / EDW

Fonte: Heatcraft Brazil (2022)

Com esses dados, é possível realizar a seleção dos evaporadores no sistema de média temperatura, apresentados nos quadros 26 e 27 a seguir:

Quadro 26 - Evaporadores selecionados

Ambientes	Carga Térmica	Vazão – Tub.	Modelo Evap.	Capacidade	Ventiladores	Vazão de ar
C. Laticínios	4.850 kcal/h	1,699 m³/h	1xFLW 6406C	5.317 kcal/h	6	7.772 m³/h
C. Horti	3.550 kcal/h	0,622 m³/h	1xFLW 2303C	3.755 kcal/h	2	2.866 m³/h
P. Horti	3.100 kcal/h	0,407 m³/h	1xEDW 1302C	3.528 kcal/h	1	1.417 m³/h
P. Interfolhados	1.900 kcal/h	0,250 m³/h	1xEDW 1302C	2.495 kcal/h	1	1.417 m³/h
P. Salgados	2.150 kcal/h	0,282 m³/h	1xEDW 1302C	2.596 kcal/h	1	1.417 m³/h
P. Frios	2.200 kcal/h	0,289 m³/h	1xEDW 1302C	3.150 kcal/h	1	1.417 m³/h
C. Peixes	5.050 kcal/h	3,635 m³/h	1xFLW 8615C	5.317 kcal/h	8	8.531 m³/h
P. Peixes	3.300 kcal/h	0,434 m³/h	1xEDW 2306C	3.805 kcal/h	2	2.833 m³/h
C. Carnes	6.650 kcal/h	4,660 m³/h	2xFLW 6406C	7.031 kcal/h	6	7.772 m³/h
P. Carnes	4.000 kcal/h	0,526 m³/h	1xEDW 2406C	4.838 kcal/h	2	2.720 m³/h

Fonte: Catálogo Elgin

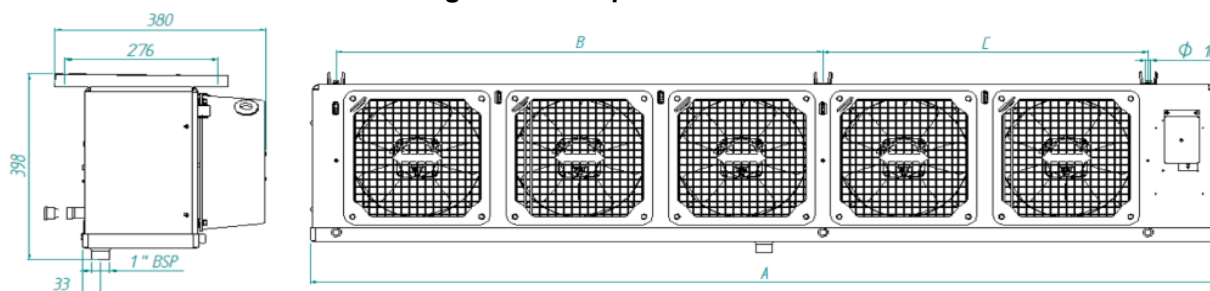
Quadro 27 - Dados técnicos evaporadores

Modelo Evap.	Dimensão A	Dimensão B	Dimensão C	Potência Motores	Corrente	Volume Interno
1xFLW 6406C	2364 mm	375 mm	384 mm	504 W	4,80 A	11,6 dm ³
1xFLW 2303C	994 mm	375 mm	384 mm	168 W	1,60 A	1,9 dm ³
1xEDW 1302C	708 mm	526 mm	-	84 W	0,80 A	1,4 dm ³
1xEDW 1302C	708 mm	526 mm	-	84 W	0,80 A	1,4 dm ³
1xEDW 1302C	708 mm	526 mm	-	84 W	0,80 A	1,4 dm ³
1xEDW 1302C	708 mm	526 mm	-	84 W	0,80 A	1,4 dm ³
1xFLW 8615C	3046 mm	480 mm	384 mm	672 W	6,40 A	25,5 dm ³
1xEDW 2306C	1108 mm	926 mm	-	168 W	1,60 A	2,5 dm ³
2xFLW 6406C	2364 mm	375 mm	384 mm	504 W	4,80 A	11,6 dm ³
1xEDW 2406C	1108 mm	926 mm	-	168 W	1,60 A	3,3 dm ³

Fonte: Catálogo Elgin

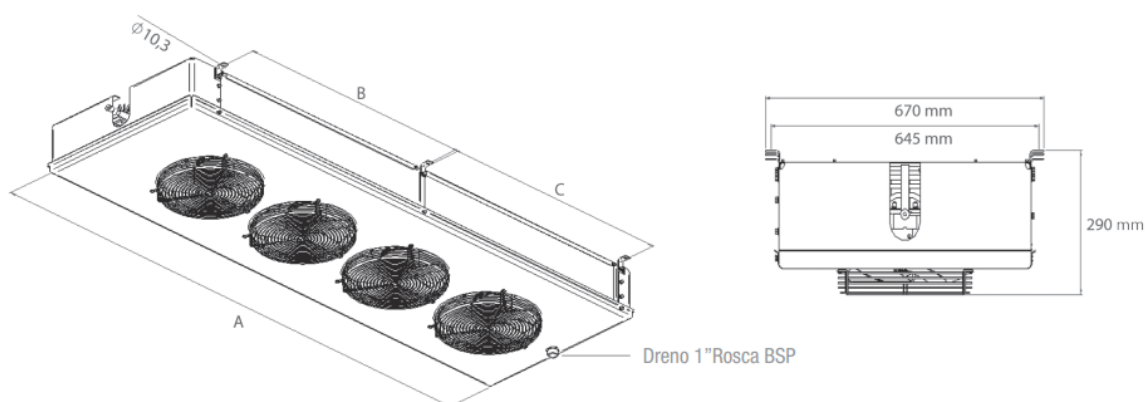
Foram selecionados dois tipos de evaporadores, os de simples fluxo (FLW), que possuem apenas uma saída de ar e os de duplo fluxo (EDW), que possuem duas saídas, como demonstrado nas figuras 23 e 24 a seguir:

Figura 21 - Evaporadores FLW



Fonte: Catálogo Elgin

Figura 22 - - Evaporadores EDW



Fonte: Catálogo Elgin

3.7.2.2 Compressores:

Os compressores estão presentes tanto nos sistemas de média temperatura, quanto no de baixa temperatura. Para a seleção, foi utilizado o software da Bitzer. O quadro 28 abaixo, apresenta os dados de entrada e a seleção dos compressores, para os dois sistemas:

Quadro 28 - Compressores selecionados

Sistemas	Média	Baixa 1	Baixa 2	Baixa 3
Compressor Selecionado	4HEP-18P	2JSL-2K	2JSL-2K	2JSL-2K
Carga Térmica	106,42 kW	7,33 kW	7,21 kW	7,38 kW
Fluido Refrigerante	R290	R744	R744	R744
Temperatura Condensação	45°C	5°C	5°C	5°C
Temperatura Evaporação	-10°C	-30°C	-30°C	-30°C
Sub resfriamento Líquido (Após cond.)	3 K	3 K	3 K	3 K
Superaquecimento do Gás de Sucção	20 K	15 K	15 K	15 K
Superaquecimento Útil	10 K	10 K	10 K	10 K
Quantidade de Compressores	3	1	1	1
Capacidade Evaporador	39,10 kW	8,25 kW	8,25 kW	8,25 kW
Potência Absorvida	16,56 kW	2,89 kW	2,89 kW	2,89 kW
Corrente (380V)	28,8 A	4,4 A	4,4 A	4,4 A
COP/EER	2,36	2,85	2,85	2,85
Vazão em Massa	528 kg/h	122 kg/h	122 kg/h	122 kg/h
Peso	191 kg	48 kg	48 kg	48 kg
Temp. Gás de Descarga não Resfriado	85,4°C	90,5°C	90,5°C	90,5°C
Capacidade Evaporador Total	117,30 kW	8,25 kW	8,25 kW	8,25 kW
Capacidade do Condensador Total	174,60 kW	11,32 kW	11,32 kW	11,32 kW
Folga Compressor	10%	13%	14%	12%

Fonte: Bitzer (2022)

Foram selecionados três compressores 4HEP-18P para o sistema de média temperatura e três compressores 2JSL-2K para baixa temperatura, onde um compressor atendera cada câmara de congelados. Abaixo, estão representados os dois modelos de compressores, nas figuras 26 e 27 a seguir:

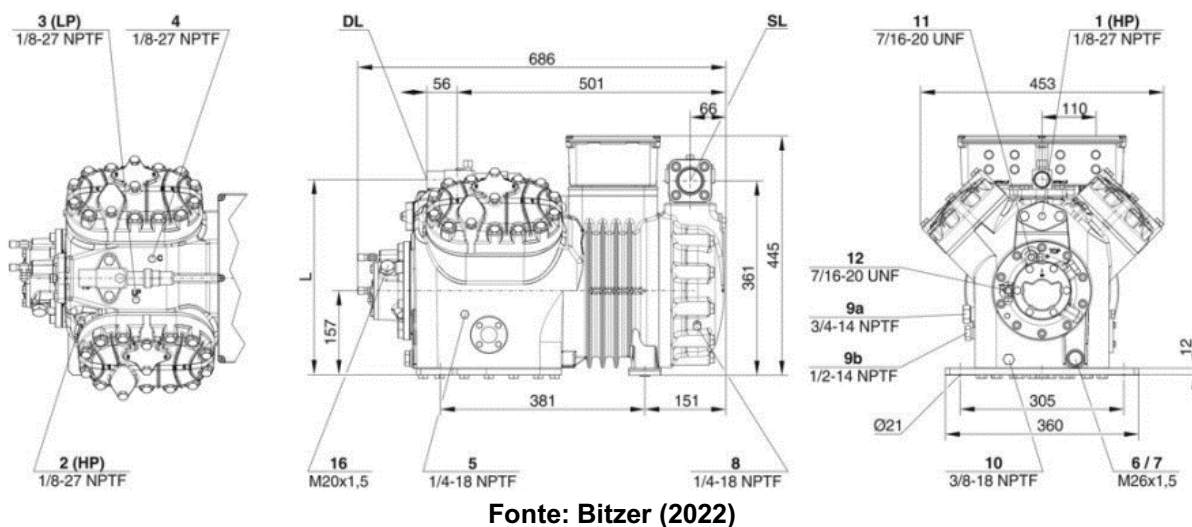
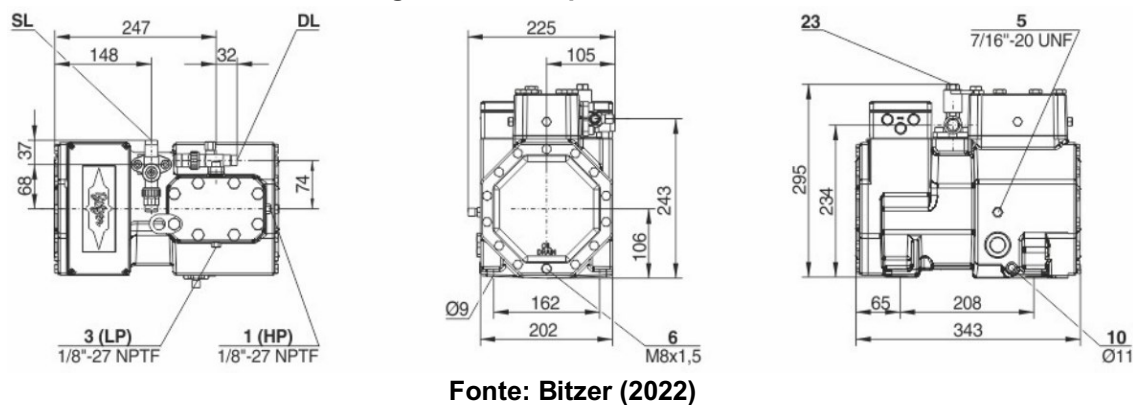


Figura 26 - Compressor de baixa



3.7.2.3 Condensadores

Para realizar a seleção dos condensadores, será utilizado o software da Thermofin, que apresenta a opção de seleção para o fluido R290.

Os condensadores estarão presentes apenas no sistema de média temperatura, já no sistema de baixa temperatura, um trocador de calor será utilizado para realizar a condensação do CO₂. Abaixo, serão apresentados os dados de entrada dos condensadores do sistema de média temperatura, no quadro 28 a seguir:

Quadro 29 - Dados de entrada condensador R290

Fluido Refrigerante	R290
Rejeitar	174,6 kW
Altitude	1000 m
Temperatura de Condensação	45,0°C
Temperatura de Entrada do ar	35,0°C
Temp. gás de Descarga não resfriado	85,4°C

Fonte: Thermofin (2022)

Assim, é possível realizar a seleção dos condensadores de média temperatura, que serão mostrados no quadro 30 a seguir.

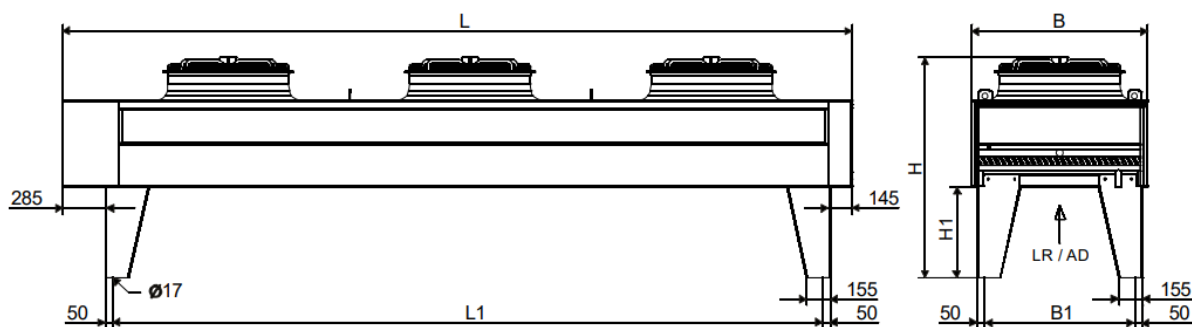
Quadro 30 - Condensador selecionado

Condensador Selecionado	TCH.3-091-13-H-N-D6-BB-06
Rejeitar	174,60 kW
Capacidade do condensador	177,22 kW
Folga	1,5%
Temperatura de Saída do ar	42,5°C
Volume do ar – Entrada	83.621 m ³ /h
Volume do ar – Saída	85.759 m ³ /h
Ventiladores	3
Potência Absorvida por Ventilador	3,15 kW
Corrente por Ventilador	7 A
Potência Absorvida Total	9,45 kW
Corrente Total	21 A
Temperatura de Líquido	42,1°C
Vazão Volumétrica do vapor superaquecido	59,66 m ³ /h
Vazão Mássica do vapor superaquecido	1.594 kg/h
Queda de Pressão	0,357 bar/K
Pressão Máxima	28 bar
Volume Tubo	50,22 l
Peso Líquido	645 kg
Dimensões – L	4630 mm
Dimensões – B	1490 mm
Dimensões – H	1510 mm
Dimensões - H1	600 mm
Dimensões - L1	4105 mm
Dimensões - B1	1315 mm

Fonte: Thermofin (2022)

Foi selecionado o condensador TCH.3-091-13-H-N-D6-BB-06 para o sistema de média temperatura. Abaixo, está representado o modelo do condensador, na figura 27.

Figura 27 - Condensador TCH.3-091-13-H-N-D6-BB-06



Fonte: Thermofin (2022)

3.7.2.4 Trocadores de calor de placas

Os trocadores de placas estão presentes em ambos os sistemas, tanto no sistema de média temperatura, onde o R290 realiza trocas térmicas com a água, retirando o calor do estágio secundário, quanto no sistema de baixa temperatura, no qual a água gelada realiza a condensação do CO₂, retirando o calor do sistema de baixa temperatura. Abaixo serão apresentados os dados de entrada para seleção dos dois trocadores, nos quadros 31 e 32 a seguir.

Quadro 31 - Dados de entrada trocador de placas R290

	Lado 1	Lado 2
Fluido	R290 (Propano)	Água (75%) + Propileno Glicol (25%)
Carga térmica	106,4 kW	
Temperatura do líquido sub-resfriado	42,00°C	
Temperatura de Entrada		-0,74°C
Temperatura de Evaporação	-10,00°C	
Superaquecimento	8,00°C	
Temperatura de Saída		-3,00°C

Fonte: Swep (2022)

Quadro 32 - Dados de entrada trocador de placas R744

	Lado 1	Lado 2
Fluido	R744	Água (75%) + Propileno Glicol (25%)
Carga térmica	11,3 kW	
Temperatura de Entrada	90,05°C	-3,00°C
Temperatura de Condensação	5,00°C	
Sub Resfriamento	3 K	
Temperatura de Saída		5,00°C
Queda de pressão máxima	50	
Número de placas	70	

Fonte: Swep (2022)

Com esses dados, é possível realizar a seleção dos trocadores de calor nos sistemas de média temperatura e baixa temperatura, que serão apresentados nos quadros 33 e 34 abaixo.

Quadro 33 - Trocador de placas selecionado R290

Requisitos	Lado 1	Lado 2
Fluido	R290	Propilenoglicol (25%) - água
Temperatura de entrada (°C)	-9,2	-0,74
Temperatura de saída (°C)	-2	-3
Vazão (kg/h - m ³ /h)	1451	42,48
Área total de transferência de calor (m ²)		14
Número de placas		110
Velocidade de saída (m/s)	16,9	3,79
Modelo	P250ASHx110/1P	

Fonte: Swep (2022)

Quadro 34 - Trocador de placas selecionado R744

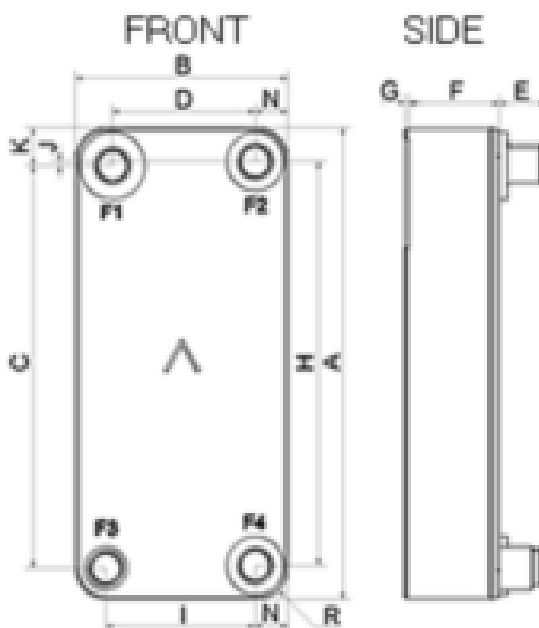
Requisitos	Lado 1	Lado 2
Fluido	R744	Propilenoglicol (25%) - água
Temperatura de entrada (°C)	90,05	-3
Temperatura de saída (°C)	2	5
Vazão (kg/h - m ³ /h)	0,034	0,366
área total de transferência de calor (m ²)	2,86	
Número de placas	104	
Velocidade de entrada (m/s)	0,346	0,414
Modelo	B12Hx104/1P	

Fonte: Swep (2022)

Foram selecionados os trocadores de calor P250ASHx110/1P para o sistema de média temperatura e o B12Hx104/1P para cada sistema de baixa temperatura. Abaixo, estão representados os dois modelos de trocadores, nas figuras 29 e 30.

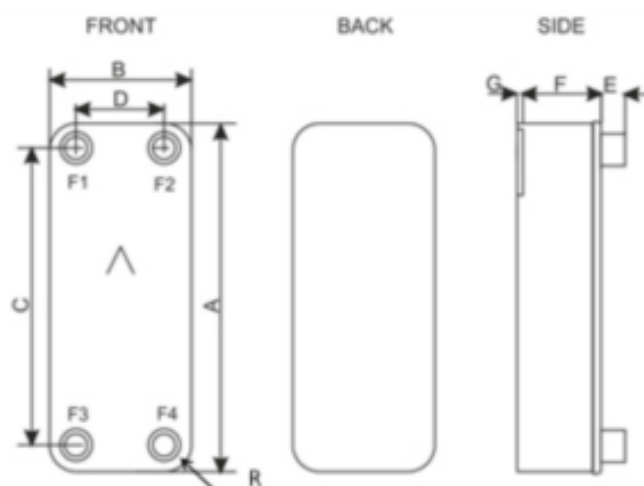
Figura 23 - Trocador de placas R290

DIMENSIONS



Fonte: Swep (2022)

Figura 24 - Trocador de placas R744



Fonte: Swep (2022)

3.7.2.5 Bomba hidráulica:

Será necessário a instalação de uma bomba hidráulica no sistema de média temperatura, para escoar a água por todos os pontos atendidos. Os dados de entrada para seleção da bomba serão mostrados no quadro 35 a seguir:

Quadro 35 - Dados de entrada bomba hidráulica

Fluido	água + propilenoglicol
Vazão por bomba	21,53 m ³ /h
Quantidade de bombas	2
Vazão total	43,06 m ³ /h
Altura manométrica	42,91 m
Frequência de rede	60 Hz
Temperatura de circulação	-3°C

Fonte: Grundfos (2022)

Com esses dados, é possível realizar a seleção da bomba no sistema de média temperatura, que serão apresentados no quadro 36.

Quadro 36 - Seleção das bombas

Parâmetro	Dados técnicos
Fluido	Propilenoglicol (25%) - água
Pressão máxima de funcionamento (bar)	10
Potência nominal (kW)	4
Corrente nominal - 380 V(A)	8
Peso bruto (kg)	40,7

Fonte: Grundfos (2022)

Foi selecionada a bomba CM 15-2 A-R-A-V-AQQV G-A-A-N para o sistema de média temperatura. Abaixo, a bomba é apresentada na figura 31.

Figura 25 - Bomba selecionada



Fonte: Grundfos (2022)

3.7.2.6 Válvula de expansão

As válvulas de expansão serão necessárias nos sistemas de baixa e média temperatura. Novamente com o auxílio do software Coolselector 2 da Danfoss, será possível realizar essa seleção. O quadro 37 apresenta os dados de entrada para as válvulas de expansão.

Quadro 37 - Dados de entrada válvulas de expansão

Dados de entrada	Média	Baixa 1	Baixa 2	Baixa 3
Fluido	R290	R744	R744	R744
Família de produto	CCME	AKV10P	AKV10P	AKV10P
Temperatura de evaporação	-10°C	-30°C	-30°C	-30°C
Temperatura de condensação	45°C	5°C	5°C	5°C
Carga	70%	70%	70%	70%
Queda de pressão no distribuidor	1 bar	1 bar	1 bar	1 bar

Fonte: Coolselector2 Danfoss

Assim, é possível selecionar o tipo e a quantidade de válvulas para cada sistema, que serão demonstrados no quadro 38 a seguir.

Quadro 38 - Válvulas selecionadas

Válv. Exp. Eletrônica	Média	Baixa 1	Baixa 2	Baixa 3	TOTAL
AKV 10P-4	-	1	1	1	3
CCME 20	1	-	-	-	1

Fonte: Coolselector2 Danfoss

Foram selecionadas as válvulas de expansão AKV 10P-4 da Danfoss, para os sistemas de baixa temperatura. Já para o sistema de média temperatura (propano), foi selecionada a válvula CCME 20, pois está é ideal para fluidos inflamáveis. Abaixo serão apresentadas as válvulas utilizadas, nas figuras 32 e 33.

Figura 26 - Válvula de expansão eletrônica AKV 10P



Fonte: Coolselector2 Danfoss

Figura 27 - Válvula de expansão eletrônica CCME 20



Fonte: Coolselector2 Danfoss

3.8 Tubulação de fluidos sintéticos

Para o dimensionamento da tubulação dos fluidos sintéticos, é necessário calcular as quedas de pressão em cada trecho do sistema. Para isso, os parâmetros de comprimento foram considerados de acordo com o projeto, sendo consideradas as distâncias de uma bifurcação até um ponto refrigerado ou de uma bifurcação até outra

bifurcação. Os diâmetros internos foram arbitrados de acordo com os diâmetros de tubos usualmente utilizados no mercado. Além disso, a velocidade do fluido também foi calculada.

Com o auxílio da equação de Darcy-Weisbach, foi possível calcular a queda de pressão em cada trecho. Para isso, foram calculados os diâmetros para cada trecho e, em seguida, calculada a perda. Foram somadas as perdas de todos os trechos do trajeto. Deste modo, foi possível dimensionar as tubulações de média e baixa temperatura.

3.8.1 Média temperatura

Abaixo será apresentada a planilha de tubulação de média temperatura, onde as células nomeadas como BIF, são as bifurcações presentes no trajeto, seguidas de sua numeração e os pontos refrigerados estão identificados com a letra M e numeração do ponto. O quadro 39 a seguir apresenta os dados da tubulação do sistema de média temperatura.

Quadro 39 - Tubulação de média temperatura

Bifurcações	Pontos	Comprimento	Tubulação de líquido			Tubulação de Sucção		
			Bitola	Velocidade	Perda	Bitola	Velocidade	Perda
MÁQUINA	BIF01	9 m	1.5/8"	0,77 m/s	2,21 kPa	3.1/8"	8,85 m/s	2,11 kPa
BIF01	M11	11 m	1/2"	0,65 m/s	8,56 kPa	7/8"	8,60 m/s	11,44 kPa
BIF01	BIF02	10 m	1.5/8"	0,72 m/s	2,15 kPa	3.1/8"	8,24 m/s	2,06 kPa
BIF02	BIF03	2 m	1.1/8"	0,83 m/s	0,88 kPa	2.1/8"	9,73 m/s	0,89 kPa
BIF02	BIF17	2 m	1.1/8"	0,72 m/s	0,67 kPa	2.1/8"	8,41 m/s	0,68 kPa
BIF03	M17	5 m	1/2"	0,68 m/s	4,20 kPa	7/8"	8,95 m/s	5,60 kPa
BIF03	BIF04	2 m	1.1/8"	0,71 m/s	0,66 kPa	2.1/8"	8,33 m/s	0,66 kPa
BIF04	BIF05	4 m	1/2"	0,65 m/s	3,11 kPa	1.1/8"	5,04 m/s	1,13 kPa
BIF04	BIF06	3 m	1.1/8"	0,60 m/s	0,72 kPa	2.1/8"	6,99 m/s	0,72 kPa
BIF05	M05A	11 m	3/8"	0,61 m/s	10,75 kPa	3/4"	5,98 m/s	7,07 kPa
BIF05	M05B	9 m	3/8"	0,61 m/s	8,80 kPa	3/4"	5,98 m/s	5,78 kPa
BIF06	M18	3 m	3/8"	0,83 m/s	5,20 kPa	3/4"	8,14 m/s	3,42 kPa
BIF06	BIF07	3 m	7/8"	0,88 m/s	2,02 kPa	2.1/8"	6,07 m/s	0,55 kPa
BIF07	BIF08	4 m	3/8"	0,79 m/s	6,36 kPa	7/8"	5,59 m/s	1,87 kPa
BIF07	BIF10	3 m	7/8"	0,76 m/s	1,52 kPa	1.5/8"	9,03 m/s	1,60 kPa
BIF08	M06	5 m	3/8"	0,13 m/s	0,29 kPa	1/2"	3,11 m/s	1,59 kPa
BIF08	BIF09	4 m	3/8"	0,66 m/s	4,54 kPa	7/8"	4,65 m/s	1,33 kPa
BIF09	M07B	8 m	3/8"	0,39 m/s	3,52 kPa	3/4"	3,89 m/s	2,32 kPa
BIF09	M07A	10 m	3/8"	0,26 m/s	2,08 kPa	5/8"	3,87 m/s	3,63 kPa
BIF10	M19	5 m	1/2"	0,89 m/s	6,98 kPa	1.1/8"	6,92 m/s	2,55 kPa
BIF10	BIF11	4 m	3/4"	0,68 m/s	2,00 kPa	1.5/8"	5,83 m/s	0,95 kPa
BIF11	BIF12	13 m	3/8"	0,45 m/s	7,17 kPa	7/8"	3,15 m/s	2,11 kPa
BIF11	BIF13	3 m	3/4"	0,58 m/s	1,12 kPa	1.5/8"	4,97 m/s	0,53 kPa
BIF12	M08B	6 m	3/8"	0,27 m/s	1,28 kPa	5/8"	3,93 m/s	2,24 kPa
BIF12	M08A	8 m	3/8"	0,18 m/s	0,81 kPa	5/8"	2,62 m/s	1,41 kPa
BIF13	M20	3 m	1/2"	0,54 m/s	1,63 kPa	7/8"	7,09 m/s	2,18 kPa

BIF13	BIF14	17 m	5/8"	0,53 m/s	6,78 kPa	1.3/8"	4,30 m/s	2,81 kPa
BIF14	BIF15	1 m	3/8"	0,79 m/s	1,59 kPa	3/4"	7,77 m/s	1,04 kPa
BIF14	BIF16	8 m	1/2"	0,42 m/s	2,80 kPa	1.1/8"	3,28 m/s	1,02 kPa
BIF15	M09A	8 m	3/8"	0,39 m/s	3,52 kPa	3/4"	3,88 m/s	2,31 kPa
BIF15	M09B	12 m	3/8"	0,39 m/s	5,28 kPa	3/4"	3,88 m/s	3,47 kPa
BIF16	M10A	8 m	3/8"	0,39 m/s	3,52 kPa	3/4"	3,88 m/s	2,31 kPa
BIF16	M10B	12 m	3/8"	0,39 m/s	5,28 kPa	3/4"	3,88 m/s	3,47 kPa
BIF17	BIF18	12 m	3/8"	0,53 m/s	9,27 kPa	3/4"	5,26 m/s	6,09 kPa
BIF17	BIF20	2 m	1.1/8"	0,67 m/s	0,59 kPa	2.1/8"	7,82 m/s	0,59 kPa
BIF18	M04A	5 m	3/8"	0,18 m/s	0,50 kPa	1/2"	4,21 m/s	2,79 kPa
BIF18	BIF19	3 m	3/8"	0,36 m/s	1,09 kPa	5/8"	5,24 m/s	1,91 kPa
BIF19	M04B	5 m	3/8"	0,18 m/s	0,50 kPa	1/2"	4,21 m/s	2,79 kPa
BIF19	M04C	8 m	3/8"	0,18 m/s	0,81 kPa	1/2"	4,21 m/s	4,47 kPa
BIF20	M16	3 m	3/8"	0,55 m/s	2,45 kPa	5/8"	8,11 m/s	4,28 kPa
BIF20	BIF21	4 m	1.1/8"	0,61 m/s	1,01 kPa	2.1/8"	7,21 m/s	1,02 kPa
BIF21	M15	3 m	3/8"	0,54 m/s	2,35 kPa	5/8"	7,92 m/s	4,11 kPa
BIF21	BIF22	3 m	1.1/8"	0,56 m/s	0,65 kPa	2.1/8"	6,61 m/s	0,65 kPa
BIF22	M14	3 m	3/8"	0,48 m/s	1,87 kPa	5/8"	7,00 m/s	3,27 kPa
BIF22	BIF23	6 m	1.1/8"	0,52 m/s	1,11 kPa	2.1/8"	6,08 m/s	1,11 kPa
BIF23	BIF24	4 m	1/2"	0,54 m/s	2,21 kPa	1.1/8"	4,20 m/s	0,81 kPa
BIF23	BIF26	1 m	7/8"	0,72 m/s	0,46 kPa	2.1/8"	4,97 m/s	0,13 kPa
BIF24	M03A	8 m	3/8"	0,34 m/s	2,62 kPa	5/8"	4,95 m/s	4,59 kPa
BIF24	BIF25	4 m	3/8"	0,67 m/s	4,74 kPa	7/8"	4,77 m/s	1,39 kPa
BIF25	M03B	8 m	3/8"	0,34 m/s	2,62 kPa	5/8"	4,95 m/s	4,59 kPa
BIF25	M03C	12 m	3/8"	0,34 m/s	3,94 kPa	5/8"	4,95 m/s	6,88 kPa
BIF26	M13	3 m	3/8"	0,78 m/s	4,63 kPa	5/8"	11,42 m/s	8,09 kPa
BIF26	BIF27	13 m	7/8"	0,60 m/s	4,25 kPa	2.1/8"	4,11 m/s	1,16 kPa
BIF27	M12	3 m	3/8"	0,89 m/s	5,95 kPa	3/4"	8,76 m/s	3,91 kPa
BIF27	BIF28	4 m	3/4"	0,63 m/s	1,76 kPa	1.5/8"	5,43 m/s	0,83 kPa
BIF28	M01	27 m	5/8"	0,38 m/s	5,84 kPa	1.1/8"	4,71 m/s	6,74 kPa
BIF28	BIF29	1 m	1/2"	0,90 m/s	1,42 kPa	1.1/8"	6,99 m/s	0,52 kPa
BIF29	M02A	8 m	3/8"	0,34 m/s	2,62 kPa	5/8"	4,95 m/s	4,59 kPa
BIF29	BIF30	4 m	1/2"	0,72 m/s	3,77 kPa	1.1/8"	5,59 m/s	1,37 kPa
BIF30	M02B	8 m	3/8"	0,34 m/s	2,62 kPa	5/8"	4,95 m/s	4,59 kPa
BIF30	BIF31	4 m	1/2"	0,54 m/s	2,21 kPa	1.1/8"	4,20 m/s	0,81 kPa
BIF31	M02C	8 m	3/8"	0,34 m/s	2,62 kPa	5/8"	4,95 m/s	4,59 kPa
BIF31	BIF32	4 m	1/2"	0,36 m/s	1,04 kPa	7/8"	4,77 m/s	1,39 kPa
BIF32	M02D	8 m	3/8"	0,34 m/s	2,62 kPa	3/4"	3,31 m/s	1,73 kPa
BIF32	M02E	12 m	3/8"	0,34 m/s	3,94 kPa	3/4"	3,31 m/s	2,59 kPa

Fonte: Autoria própria (2022)

3.8.2 Tubulação de condensação

A tubulação de condensação de média foi calculada da mesma forma, porém foi utilizada a carga total, que necessita ser retirada do sistema. Essa é a tubulação que sai do compressor, chega ao condensador e retorna novamente para a máquina. Os dados da tubulação são apresentados no quadro 40 a seguir.

Quadro 40 - Tubulação de condensação

Compressor	Cond.	Carga Térmica	Total	Ø Liq.	vel. liquid.	perda de carga	Ø Desc.	vel. desc.	Perda desc.
Média	ACC 220	125904 kcal/h	12 m	2.1/8"	0,69 m/s	1,54 kPa	2.1/8"	8,31 m/s	12,86 kPa

Fonte: Autoria própria (2022)

3.8.3 Tubulação de baixa temperatura

A seguir será apresentada, no quadro 41, a tubulação de baixa temperatura, onde as células nomeadas com a letra L, são os pontos refrigerados de baixa temperatura.

Quadro 41 - Tubulação de baixa temperatura

Bifurcações	Pontos	Comprimento	Tubulação de líquido			Tubulação de Sucção		
			Bitola	Velocidade	Perda	Bitola	Velocidade	Perda
MÁQUINA	BIF100	9 m	7/8"	0,86 m/s	5,81 kPa	2.5/8"	7,94 m/s	1,03 kPa
BIF100	L1A01	3 m	1/2"	0,96 m/s	4,79 kPa	1.1/8"	15,34 m/s	3,24 kPa
BIF100	BIF101	9 m	3/4"	0,80 m/s	6,12 kPa	2.1/8"	8,15 m/s	1,39 kPa
BIF101	L1A02	3 m	5/8"	0,59 m/s	1,47 kPa	1.3/8"	9,92 m/s	1,13 kPa
BIF101	L1A03	12 m	5/8"	0,60 m/s	6,14 kPa	1.3/8"	10,16 m/s	4,72 kPa

Fonte: Autoria própria (2022)

3.8.4 Tubulação de condensação:

A seguir será apresentada, no quadro 42, a tubulação de condensação do sistema de baixa temperatura. Tubulação que sai do compressor chega ao condensador e retorna para a máquina.

Quadro 42 - Tubulação de condensação

Compressor	Cond.	Carga Térmica	Total	Ø Liq.	vel. liquid.	perda de carga	Ø Desc. H	vel. desc.	perda suc.
Baixa	ACC088	41280 kcal/h	12 m	1.1/8"	0,95 m/s	6,05 kPa	1.3/8"	7,53 m/s	18,12 kPa

Fonte: Autoria própria (2022)

3.9 Tubulação de fluidos naturais

No caso da tubulação do sistema que utiliza fluidos naturais, o cálculo será realizado através da equação de Darcy-Weisbach, onde será preciso dividi-lo em três partes:

- Tubulação de R744;
- Tubulação de R290;
- Tubulação de água + propilenoglicol.

3.9.1 Tubulação de CO2

O quadro 43 abaixo, apresenta o dimensionamento da tubulação do R744, ou seja, tubulação de baixa temperatura. Onde a tubulação vai do trocador até o evaporador e retorna para o compressor. A distância dessa tubulação é muito menor comparada as outras, pois as máquinas de baixa estarão próximas aos evaporadores.

Quadro 43 - Tubulação de R744

Bifurcações	Pontos	Comprimento	Bitola	Velocidade	Perda	Bitola	Velocidade	Perda
MÁQ. 1	L01	5 m	3/8"	0,63 m/s	3,44 kPa	1/2"	8,39 m/s	11,73 kPa
MÁQ. 2	L02	5 m	3/8"	0,62 m/s	3,34 kPa	1/2"	8,26 m/s	11,39 kPa
MÁQ. 3	L03	5 m	3/8"	0,63 m/s	3,50 kPa	1/2"	8,46 m/s	11,90 kPa

Fonte: Aatoria própria (2022)

3.9.2 Tubulação de R290

O quadro abaixo apresenta o dimensionamento da tubulação do R290, tubulação que sai dos compressores até os condensadores e que retorna até o trocador de calor, do sistema de média temperatura. Para calcular essa tubulação, é utilizada toda a carga térmica que precisa ser rejeitada do sistema. Essa tubulação é menor em relação as outras pois estará apenas na casa de máquinas. O quadro 44 apresenta os dados da tubulação de R290.

Quadro 44 - Tubulação de R290

Compressor	Cond.	Carga Térmica	Total	Ø Liq.	vel. liquid.	perda de carga	Ø Desc. H	vel. desc.	perda Desc
Média	TCH	150156 kcal/h	13 m	2.1/8"	0,82 m/s	2,32 kPa	2.1/8"	9,91 m/s	17,82 kPa

Fonte: Aatoria própria (2022)

3.9.3 Tubulação de água com propilenoglicol

O quadro 45 abaixo, apresenta o dimensionamento da tubulação de água com 25% de propilenoglicol, do sistema de média temperatura, onde os pontos refrigerados são nomeados com a letra M, seguida do número de identificação.

Quadro 45 - Tubulação de água com propilenoglicol

Bifurca.	Pontos	Compri.	Com pr. Co-nex.	Vazão	Bitola	Velocidade	Diâmetro interno	Reynolds	Queda de Pressão
RACK	BIF01	9 m	11 m	42,58 m³/h	110mm	1,86 m/s	90 mm	30355	0,005 bar/m
BIF01	BIF02	1 m	5 m	7,46 m³/h	50mm	1,58 m/s	41 mm	11726	0,010 bar/m
BIF01	BIF04	1 m	4 m	35,12 m³/h	110mm	1,53 m/s	90 mm	25039	0,003 bar/m
BIF02	M21	3 m	15 m	2,49 m³/h	32mm	1,30 m/s	26 mm	6134	0,012 bar/m
BIF02	BIF03	9 m	2 m	4,97 m³/h	50mm	1,06 m/s	41 mm	7817	0,005 bar/m
BIF03	M22	3 m	15 m	2,49 m³/h	32mm	1,30 m/s	26 mm	6134	0,012 bar/m
BIF03	M23	12 m	15 m	2,49 m³/h	32mm	1,30 m/s	26 mm	6134	0,003 bar/m
BIF04	M11	11 m	15 m	1,70 m³/h	32mm	0,89 m/s	26 mm	4193	0,006 bar/m
BIF04	BIF05	10 m	4 m	33,43 m³/h	110mm	1,46 m/s	90 mm	23828	0,003 bar/m
BIF05	BIF06	4 m	8 m	21,32 m³/h	90mm	1,39 m/s	74 mm	18586	0,004 bar/m
BIF05	BIF20	1 m	7 m	12,10 m³/h	63mm	1,62 m/s	51 mm	15109	0,008 bar/m
BIF06	BIF07	3 m	2 m	5,30 m³/h	50mm	1,13 m/s	41 mm	8334	0,005 bar/m
BIF06	BIF09	3 m	7 m	16,02 m³/h	75mm	1,51 m/s	61 mm	16796	0,005 bar/m
BIF07	M17	3 m	1 m	3,64 m³/h	40mm	1,21 m/s	33 mm	7155	0,008 bar/m
BIF07	BIF08	2 m	1 m	1,66 m³/h	32mm	0,87 m/s	26 mm	4107	0,006 bar/m
BIF08	M05A	9 m	15 m	0,83 m³/h	32mm	0,44 m/s	26 mm	2053	0,001 bar/m
BIF08	M05B	11 m	15 m	0,83 m³/h	32mm	0,44 m/s	26 mm	2053	0,001 bar/m
BIF09	M18	3 m	1 m	0,43 m³/h	25mm	0,47 m/s	18 mm	1545	0,003 bar/m
BIF09	BIF10	3 m	7 m	15,59 m³/h	75mm	1,47 m/s	61 mm	16341	0,005 bar/m
BIF10	BIF11	4 m	4 m	6,94 m³/h	50mm	1,48 m/s	41 mm	10919	0,009 bar/m
BIF10	BIF14	6 m	3 m	8,64 m³/h	63mm	1,16 m/s	51 mm	10789	0,004 bar/m
BIF11	M06	5 m	1 m	0,50 m³/h	25mm	0,55 m/s	18 mm	1789	0,003 bar/m
BIF11	BIF12	3 m	4 m	6,44 m³/h	50mm	1,37 m/s	41 mm	10130	0,007 bar/m
BIF12	M19	3 m	1 m	4,66 m³/h	50mm	0,99 m/s	41 mm	7327	0,004 bar/m
BIF12	BIF13	1 m	1 m	1,78 m³/h	32mm	0,93 m/s	26 mm	4398	0,007 bar/m
BIF13	M07B	8 m	1 m	1,07 m³/h	25mm	1,17 m/s	18 mm	3812	0,016 bar/m
BIF13	M07A	9 m	1 m	0,71 m³/h	32mm	0,37 m/s	26 mm	1759	0,001 bar/m
BIF14	BIF15	13 m	4 m	4,08 m³/h	40mm	1,36 m/s	33 mm	8032	0,010 bar/m
BIF14	BIF16	4 m	2 m	4,56 m³/h	50mm	0,97 m/s	41 mm	7174	0,004 bar/m
BIF15	M08B	6 m	1 m	2,45 m³/h	32mm	1,28 m/s	26 mm	6043	0,012 bar/m
BIF15	M08A	8 m	1 m	1,63 m³/h	32mm	0,85 m/s	26 mm	4029	0,006 bar/m
BIF16	M20	3 m	1 m	0,53 m³/h	25mm	0,57 m/s	18 mm	1873	0,003 bar/m
BIF16	BIF17	18 m	2 m	4,04 m³/h	50mm	0,86 m/s	41 mm	6348	0,003 bar/m
BIF17	M09A	8 m	1 m	1,01 m³/h	25mm	1,10 m/s	18 mm	3597	0,014 bar/m
BIF17	BIF18	4 m	2 m	3,03 m³/h	40mm	1,01 m/s	33 mm	5958	0,006 bar/m
BIF18	M09B	8 m	1 m	1,01 m³/h	25mm	1,10 m/s	18 mm	3597	0,014 bar/m
BIF18	BIF19	4 m	1 m	2,02 m³/h	32mm	1,06 m/s	26 mm	4981	0,008 bar/m
BIF19	M10A	8 m	11 m	1,01 m³/h	25mm	1,10 m/s	18 mm	3597	0,014 bar/m
BIF19	M10B	12 m	11 m	1,01 m³/h	25mm	1,10 m/s	18 mm	3597	0,014 bar/m
BIF20	BIF21	11 m	1 m	1,67 m³/h	32mm	0,88 m/s	26 mm	4130	0,006 bar/m
BIF20	BIF23	2 m	5 m	10,43 m³/h	63mm	1,40 m/s	51 mm	13020	0,006 bar/m
BIF21	M04A	5 m	11 m	0,56 m³/h	25mm	0,61 m/s	18 mm	1988	0,003 bar/m
BIF21	BIF22	3 m	1 m	1,12 m³/h	25mm	1,22 m/s	18 mm	3977	0,017 bar/m
BIF22	M04B	5 m	11 m	0,56 m³/h	25mm	0,61 m/s	18 mm	1988	0,003 bar/m
BIF22	M04C	8 m	11 m	0,56 m³/h	25mm	0,61 m/s	18 mm	1988	0,003 bar/m
BIF23	M16	3 m	1 m	0,29 m³/h	25mm	0,32 m/s	18 mm	1030	0,002 bar/m
BIF23	BIF24	4 m	5 m	10,14 m³/h	63mm	1,36 m/s	51 mm	12659	0,006 bar/m
BIF24	M15	3 m	1 m	0,28 m³/h	25mm	0,31 m/s	18 mm	1007	0,002 bar/m
BIF24	BIF25	3 m	4 m	9,86 m³/h	63mm	1,32 m/s	51 mm	12307	0,005 bar/m
BIF25	M14	3 m	1 m	0,25 m³/h	25mm	0,27 m/s	18 mm	890	0,002 bar/m
BIF25	BIF26	6 m	4 m	9,61 m³/h	63mm	1,29 m/s	51 mm	11995	0,005 bar/m
BIF26	BIF27	2 m	2 m	3,09 m³/h	40mm	1,03 m/s	33 mm	6080	0,006 bar/m
BIF26	BIF30	14 m	5 m	6,52 m³/h	50mm	1,39 m/s	41 mm	10253	0,008 bar/m

BIF27	M13	3 m	1 m	0,41 m ³ /h	25mm	0,44 m/s	18 mm	1452	0,003 bar/m
BIF27	BIF28	3 m	1 m	2,68 m ³ /h	40mm	0,89 m/s	33 mm	5278	0,005 bar/m
BIF28	M03A	8 m	11 m	0,89 m ³ /h	25mm	0,98 m/s	18 mm	3187	0,011 bar/m
BIF28	BIF29	4 m	1 m	1,79 m ³ /h	32mm	0,94 m/s	26 mm	4412	0,007 bar/m
BIF29	M03B	8 m	11 m	0,89 m ³ /h	25mm	0,98 m/s	18 mm	3187	0,011 bar/m
BIF29	M03C	12 m	11 m	0,89 m ³ /h	25mm	0,98 m/s	18 mm	3187	0,011 bar/m
BIF30	M12	3 m	11 m	0,62 m ³ /h	25mm	0,68 m/s	18 mm	2217	0,004 bar/m
BIF30	BIF31	4 m	3 m	5,90 m ³ /h	50mm	1,25 m/s	41 mm	9275	0,006 bar/m
BIF31	M02A	8 m	11 m	0,89 m ³ /h	25mm	0,98 m/s	18 mm	3187	0,011 bar/m
BIF31	BIF32	4 m	2 m	5,00 m ³ /h	50mm	1,06 m/s	41 mm	7870	0,005 bar/m
BIF32	M02B	8 m	11 m	0,89 m ³ /h	25mm	0,98 m/s	18 mm	3187	0,011 bar/m
BIF32	BIF33	4 m	1 m	4,11 m ³ /h	50mm	0,87 m/s	41 mm	6464	0,003 bar/m
BIF33	M02C	8 m	11 m	0,89 m ³ /h	25mm	0,98 m/s	18 mm	3187	0,011 bar/m
BIF33	BIF34	4 m	2 m	3,22 m ³ /h	40mm	1,07 m/s	33 mm	6330	0,006 bar/m
BIF34	M02D	8 m	11 m	0,89 m ³ /h	25mm	0,98 m/s	18 mm	3187	0,011 bar/m
BIF34	BIF35	4 m	2 m	2,32 m ³ /h	32mm	1,22 m/s	26 mm	5731	0,011 bar/m
BIF35	M02E	8 m	11 m	0,89 m ³ /h	25mm	0,98 m/s	18 mm	3187	0,011 bar/m
BIF35	M01	12 m	15 m	1,43 m ³ /h	32mm	0,75 m/s	26 mm	3525	0,005 bar/m

Fonte: Autoria própria (2022)

Com o dimensionamento dos principais componentes dos dois sistemas de refrigeração, será abordado no próximo capítulo a discussão dos resultados obtidos nesse estudo.

4 RESULTADOS E DISCUSSÃO

Este capítulo mostra os resultados obtidos neste trabalho. Primeiramente, serão discutidos os dados gerais de carga térmica para os dois sistemas. Em seguida, será realizada uma comparação sobre a quantidade de fluidos que cada sistema necessita. Por fim, serão analisados os coeficientes de performance de cada um deles.

4.1 Cargas térmicas gerais dos sistemas

Depois de ser compreendida toda a formulação do cálculo das cargas térmicas no capítulo 2, tornou-se possível calcular a carga térmica requerida por cada ponto do supermercado. A seguir, serão mostrados os dados gerais de carga térmica para os dois sistemas e as conclusões sobre o tema.

4.1.1 Sistema operando com fluidos sintéticos

O quadro 46 abaixo, apresenta os dados gerais de carga térmica para o sistema de fluidos sintéticos:

Quadro 46 - Carga térmica geral - Fluidos sintéticos

Linha	Modelo Expositor / Câmara Refrigerada	Modulação Expositor / Área Câmara	Carga Térmica
M01	VS6-6 – Hortifruti	1x3,75m	4.526 kcal/h
M02	VH6AP-4 – Laticínios	5x3,75m	6.720 kcal/h
M03	VH6AP-4 – Margarinas	3x3,75m	4.032 kcal/h
M04	VHR-4 - Atendimento Frios	3x2,5m	2.134 kcal/h
M05	VHA3-4 – Fatiados	2x3,75m	4.846 kcal/h
M06	VH6AP-0 – Bacalhau	1x1,25m	525 kcal/h
M07	VH6AP-0 – Açougue	1x2,5m + 1x3,75m	2.625 kcal/h
M08	VXP-0 - Atendimento Açougue	1x2,5m + 1x3,75m	1.779 kcal/h
M09	VH6AP-0 – Açougue	2x3,75m	3.149 kcal/h
M10	VH6AP-0 – Bebidas	2x3,75m	3.149 kcal/h
M11	C. Laticínios, TI=+2°C	39,96m ²	4.850 kcal/h
M12	C. Hortifruti, TI=+8°C	31,95m ²	3.550 kcal/h
M13	P. Hortifruti, TI=+15°C	34,42m ²	3.100 kcal/h
M14	P. Interfolhados, TI=+12°C	13,55m ²	1.900 kcal/h
M15	P. Salgados, TI=+12°C	19,69m ²	2.150 kcal/h
M16	P. Frios, TI=+15°C	20,91m ²	2.200 kcal/h
M17	C. Peixes, TI=+0°C	35,33m ²	5.050 kcal/h
M18	P. Peixes, TI=+12°C	34,86m ²	3.300 kcal/h
M19	C. Carnes, TI=+0°C	50,92m ²	6.650 kcal/h
M20	P. Carnes, TI=+12°	39,92m ²	4.000 kcal/h
Carga Térmica Total Média (T.Evap.: -10°C)			70.235 kcal/h

L01	C. Congelados 1, TI=-20°C	39,91m ²	6.300 kcal/h
L02	C. Congelados Peixe, TI=-20°C	39,91m ²	6.200 kcal/h
L03	C. Congelados Carne, TI=-20°C	39,91m ²	6.350 kcal/h
Carga Térmica Total Baixa (T.Evap.: -30°C)			18.850 kcal/h

Fonte: Autoria própria (2022)

4.1.2 Sistema operando com fluidos naturais

O quadro 47 abaixo, apresenta os dados gerais de carga térmica para o sistema de fluidos naturais:

Quadro 47 - Carga térmica geral - Fluidos naturais

Linha	Modelo Expositor / Câmara Frigorífica	Modulação Expositor / Área Câmara	Carga Térmica	Vazão
M01	VS6-6 – Hortifruti	1x3,75m	4.526 kcal/h	1,43 m ³ /h
M02	VH6AP-4 – Laticínios	5x3,75m	6.720 kcal/h	4,47 m ³ /h
M03	VH6AP-4 – Margarinas	3x3,75m	4.032 kcal/h	2,68 m ³ /h
M04	VHR-4 - Atendimento Frios	3x2,5m	2.134 kcal/h	1,67 m ³ /h
M05	VHA3-4 – Fatiados	2x3,75m	4.846 kcal/h	1,66 m ³ /h
M06	VH6AP-0 – Bacalhau	1x1,25m	525 kcal/h	0,50 m ³ /h
M07	VH6AP-0 – Açougue	1x2,5m + 1x3,75m	2.625 kcal/h	1,78 m ³ /h
M08	VXP-0 - Atendimento Açougue	1x2,5m + 1x3,75m	1.779 kcal/h	4,08 m ³ /h
M09	VH6AP-0 – Açougue	2x3,75m	3.149 kcal/h	2,02 m ³ /h
M10	VH6AP-0 – Bebidas	2x3,75m	3.149 kcal/h	2,02 m ³ /h
M11	C. Laticínios, TI=+2°C	39,96m ²	4.850 kcal/h	1,70 m ³ /h
M12	C. Hortifruti, TI=+8°C	31,95m ²	3.550 kcal/h	0,62 m ³ /h
M13	P. Hortifruti, TI=+15°C	34,42m ²	3.100 kcal/h	0,41 m ³ /h
M14	P. Interfolhados, TI=+12°C	13,55m ²	1.900 kcal/h	0,25 m ³ /h
M15	P. Salgados, TI=+12°C	19,69m ²	2.150 kcal/h	0,28 m ³ /h
M16	P. Frios, TI=+15°C	20,91m ²	2.200 kcal/h	0,29 m ³ /h
M17	C. Peixes, TI=+0°C	35,33m ²	5.050 kcal/h	3,64 m ³ /h
M18	P. Peixes, TI=+12°C	34,86m ²	3.300 kcal/h	0,43 m ³ /h
M19	C. Carnes, TI=+0°C	50,92m ²	6.650 kcal/h	4,66 m ³ /h
M20	P. Carnes, TI=+12°C	39,92m ²	4.000 kcal/h	0,53 m ³ /h
M21	Condensação Máquina 1 de CO2		7.095 kcal/h	2,49 m ³ /h
M22	Condensação Máquina 2 de CO2		7.095 kcal/h	2,49 m ³ /h
M23	Condensação Máquina 3 de CO2		7.095 kcal/h	2,49 m ³ /h
C.T Total Média (T.Evap.: -10°C)			91.520 kcal/h	42,58 m³/h
L01	C. Congelados 1, TI=-20°C	39,91m ²	6.300 kcal/h	
C.T Total Baixa (T.Evap.: -30°C)			6.300 kcal/h	
L02	C. Congelados Peixe, TI=-20°C	39,91m ²	6.200 kcal/h	
C.T Total Baixa (T.Evap.: -30°C)			6.200 kcal/h	

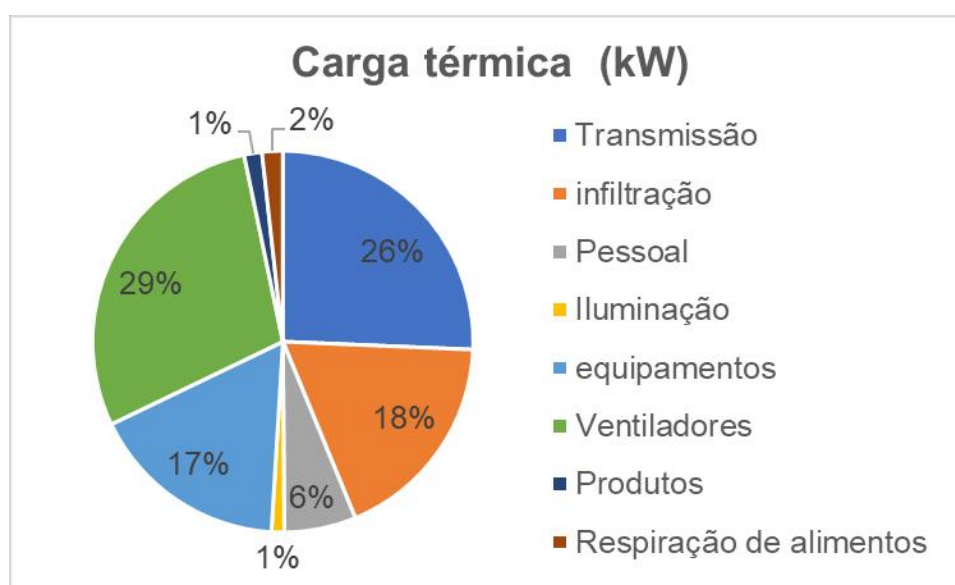
L03	C. Congelados Carne, TI=-20°C	39,91m ²	6.350 kcal/h	
C.T Total Baixa (T.Evap.: -30°C)			6.350 kcal/h	

Fonte: Autoria própria (2022)

4.1.3 Conclusões

Ao final desse estudo, é possível comparar as cargas térmicas totais das duas opções de sistema. Primeiramente, é necessário avaliar a distribuição das cargas térmicas parciais em relação as globais, que serão expostas no gráfico 1 a seguir.

Gráfico 1 - Distribuição das cargas térmicas



Fonte: Autoria própria (2022)

Percebe-se que quatro dessas cargas parciais possuem maior relevância, são elas:

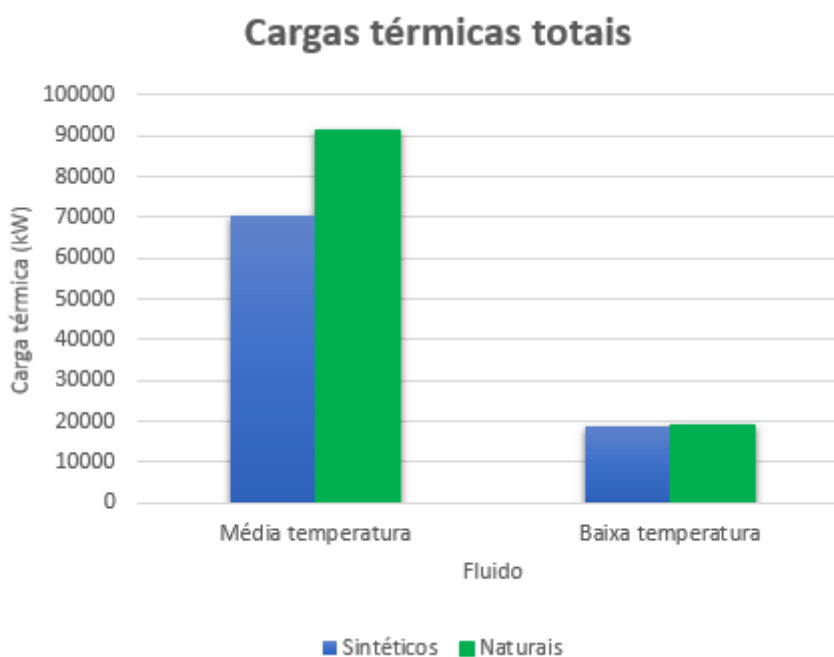
- ventiladores (1°): são os ventiladores dos evaporadores presentes nas câmaras e preparos. A alta carga térmica está relacionada com a quantidade desses equipamentos, que liberam calor diretamente no interior desses ambientes;
- transmissão (2°): apesar de Curitiba estar situada em uma região de temperaturas mais baixas, em relação às outras, a carga térmica de transmissão está relacionada com a temperatura máxima já registrada na cidade, garantindo assim, que o sistema funcione corretamente mesmo nos dias de temperaturas mais elevadas;

- equipamentos (3º): essa carga está atrelada ao calor liberado pelos equipamentos de diferentes funções utilizados nos ambientes de preparo;
- infiltração (4º): carga gerada pela movimentação de pessoas entre as câmaras e preparos. Leva em consideração os fluxos de ar quente que entram nos ambientes quando as portas são abertas.

Somadas, essas cargas representam 90% da carga térmica global dos sistemas.

Outra questão de grande relevância, é comparar as cargas térmicas totais das duas opções de sistema. Para uma melhor comparação entre eles, foram utilizadas as mesmas temperaturas de evaporação, tanto no sistema que utiliza fluidos sintéticos, quanto no que opera com fluidos naturais. O gráfico 2 abaixo, mostra a comparação entre as cargas térmicas totais dos dois sistemas de forma mais clara:

Gráfico 3 - Comparação das cargas térmicas dos dois sistemas



Fonte: Autoria própria (2022)

Verifica-se que a carga térmica, de média temperatura, da opção com fluidos naturais apresenta um valor 30,3% maior quando comparado aos fluidos sintéticos.

Isso ocorre, devido ao fato de que o calor liberado na condensação das três máquinas de baixa temperatura, ser adicionado ao sistema de média temperatura. Esse calor é transportado pela linha de retorno, através da solução aquosa de água com propilenoglicol, até o trocador de calor da máquina de média temperatura, para que esse calor seja retirado do sistema através do condensador que opera com o

fluido R290.

Deste modo, gera-se uma carga térmica adicional para o sistema de média temperatura, o que não ocorre no sistema de fluidos sintéticos, já que todo o calor das câmaras de congelados é liberado para o ambiente externo através dos condensadores do sistema de baixa temperatura.

4.2 Quantidade de fluidos

Outro parâmetro importante de comparação entre os dois sistemas é a quantidade de fluido requisitada. A seguir serão expostos os quadros de quantidades de fluido referentes a cada sistema e, então, realizada as devidas conclusões.

4.2.1 Sistema operando com fluidos sintéticos

Para expor os resultados de maneira clara, o cálculo das quantidades de fluidos será dividido em duas partes. Sendo o primeiro, o fluido presente nas tubulações que atendem todos os ambientes refrigerados e o segundo, referente aos componentes do sistema.

4.2.2 Ambientes refrigerados

O quadro 48 abaixo, apresenta as quantidades totais de fluido presente nas tubulações dos ambientes refrigerados de média e baixa temperatura.

Quadro 48 - Total de fluidos na tubulação com fluidos sintéticos

pol.	Liq.	Suc.	Área Interna Tubulação	Volume tub. líquido	Volume tub. Sucção	Quantidade de R404A - Liq.	Quantidade de R404A - Suc.
3/8"	271 m	-	0,000050 m ²	0,013619 m ³	-	13,16 kg	-
1/2"	61 m	25 m	0,000094 m ²	0,005769 m ³	0,002369 m ³	5,58 kg	0,08 kg
5/8"	65 m	100 m	0,000150 m ²	0,009756 m ³	0,015048 m ³	9,43 kg	0,53 kg
3/4"	22 m	118 m	0,000225 m ²	0,004941 m ³	0,026433 m ³	4,78 kg	0,93 kg
7/8"	32m	53 m	0,000312 m ²	0,009967 m ³	0,016497 m ³	9,63 kg	0,58 kg
1.1/8"	26 m	63 m	0,000532 m ²	0,014054 m ³	0,035136 m ³	13,58 kg	1,23 kg
1.3/8"	0 m	36 m	0,000811 m ²	-	0,028531 m ³	-	1,00 kg
1.5/8"	21 m	15 m	0,001148 m ²	0,023997 m ³	0,017682 m ³	23,19 kg	0,62 kg
2.1/8"	-	55 m	0,001996 m ²	-	0,109792 m ³	-	3,85 kg
2.5/8"	0 m	10 m	0,003079 m ²	-	0,030485 m ³	-	1,07 kg
3.1/8"	0 m	21 m	0,004394 m ²	-	0,091829 m ³	-	3,22 kg
Total de fluido na tubulação						92,46 kg	

Fonte: Autoria própria (2022)

4.2.2.1 Quantidade total de R404A

O quadro 49 abaixo, apresenta as quantidades totais de fluido presente nas tubulações e componentes.

Quadro 49 - Quantidade total de R404A

	Tubulação	Evaporadores	Condensador	Tub. Cond.
Quantidade de R404A	92,46 kg	39,10 kg	19,50 kg	30,51 kg
Total	181,57 kg			

Fonte: Aatoria própria (2022)

4.2.3 Sistema operando com fluidos naturais

Novamente, as quantidades de fluidos serão divididas em três setores para facilitar a visualização, sendo o primeiro o sistema de R290 (casa de máquinas), o segundo, o de R744 e por último o de água com propilenoglicol.

4.2.3.1 Cálculo da quantidade de propano

O quadro 50 abaixo, apresenta as quantidades totais de R290 presente na tubulação de cobre. Foi considerado que o condensador será instalado acima da casa de máquinas, a uma distância vertical de aproximadamente 3,5m. O propano estará presente apenas na área técnica e a distância considerada é a de saída e retorno do trocador de calor ao condensador.

Quadro 50 - Quantidade total de propano

pol.	L1q	Descarga	Área Interna Tubulação	Volume tub. líquido	Volume tub. Desc.	Quantidade de R290 - Liq.	Quantidade de R290 - Desc.
2.1/8"	13 m	13 m	0,001996 m ²	0,025951 m ³	0,025951 m ³	14,03 kg	0,20 kg
Total de fluido na tubulação						14,24 kg	

Fonte: Aatoria própria (2022)

4.2.3.2 Cálculo da quantidade de CO2

O quadro 51 abaixo, apresenta as quantidades totais de fluidos presentes na tubulação e componentes das máquinas de baixa temperatura que operam com R744.

Quadro 51 - Cálculo da quantidade de R744

pol.	Liq.	Suc.	Área Interna Tubulação	Volume tub. líquido	Volume tub. Sucção	Quantidade de CO2 - Liq.	Quantidade de CO2 - Suc.
3/8"	15 m	-	0,000050 m ²	0,000755 m ³	-	0,72 kg	-
1/2"		15 m	0,000094 m ²	0,000000 m ³	0,001405 m ³	-	0,05 kg
Total de fluido na tubulação						0,77 kg	
Total de fluido evaporadores						13,50 kg	
Total de fluido Trocador						0,59 kg	
Total R744						14,86 kg	

Fonte: Autoria própria (2022)

4.2.3.3 Água com propilenoglicol

O quadro 52 abaixo, apresenta as quantidades totais de propilenoglicol presentes em toda tubulação de média temperatura da loja.

Quadro 52 - Cálculo da quantidade de propilenoglicol

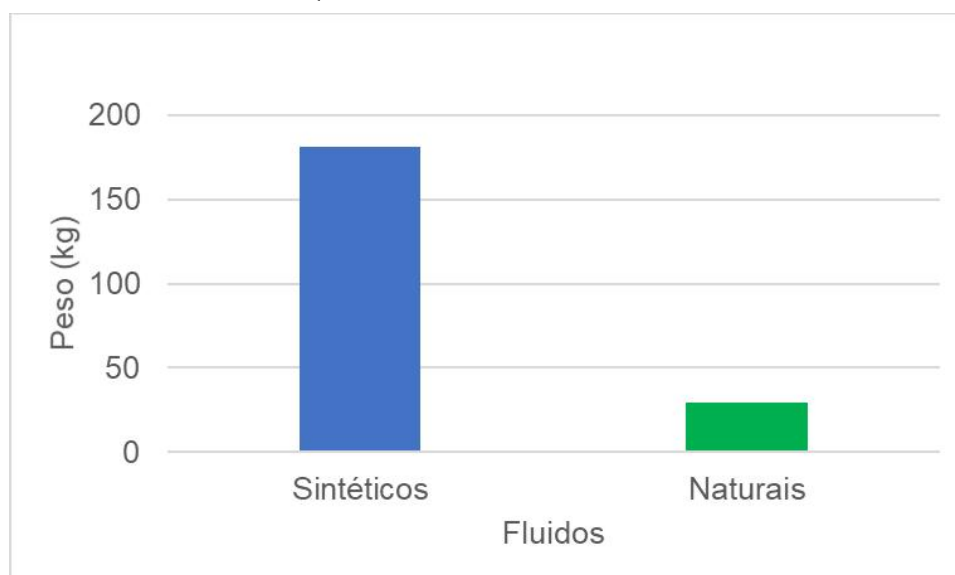
pol.	Comprimento	Volume
25mm	309 m	79 m ³
32mm	216 m	115 m ³
40mm	58 m	48 m ³
50mm	142 m	186 m ³
63mm	44 m	91 m ³
75mm	12 m	35 m ³
90mm	8 m	34 m ³
110mm	40 m	254 m ³
Total		842 m ³
Total Propilenoglicol		225,3 kg

Fonte: Autoria própria (2022)

4.2.4 Conclusões

Realizando uma análise na quantidade de fluidos utilizados nos dois sistemas, verifica-se uma notória diferença. O sistema que opera com fluidos sintéticos utiliza uma quantidade de R404A seis vezes maior que a quantidade de R290 e R744 somados. Essa grande diferença é devido ao fato de o R404A circular por toda loja no sistema com fluidos sintéticos, ao contrário dos fluidos naturais, que estarão presentes apenas na casa de máquinas e próximo aos evaporadores de baixa temperatura. O gráfico 3 a seguir, expõe os dados para melhor compreensão.

Gráfico 4 – Quantidade de fluidos sintéticos e naturais



Fonte: Autoria própria (2022)

Essa é uma diferença preocupante quando levamos em consideração o potencial de agressão ao meio ambiente do R404A. Verifica-se que 1kg do fluido que vaza para atmosfera, equivale a cerca de 3260 unidades de dióxido de carbono, contribuindo de forma considerável para o aquecimento global. De acordo com o Silva (2010), um supermercado que opera com R404A possui um GWP equivalente a 1850 supermercados de mesmo tamanho operando com fluido R744,

Embora o R290 seja um fluido com maiores restrições em sua instalação, por ser um fluido altamente inflamável, assegura-se o seu funcionamento isolando-o na área de casa de máquinas, afastado das áreas de circulação de pessoas. Além disso, o fluido apresentou uma boa opção em conjunto com o R744, quando comparado com o fluido R404A.

Por fim, de acordo com o protocolo de Montreal, o uso de HCFC's na indústria da refrigeração tem um prazo máximo de uso até o ano de 2040. Portanto, a alternativa com fluidos naturais pode ser uma grande oportunidade de antecipação para as empresas estarem preparadas para as mudanças futuras.

4.3 Coeficiente de performance COP

Abaixo serão apresentados os quadros de cálculo dos consumos do sistema que opera com fluidos sintéticos. O quadro 53, apresenta as potências de todos os componentes que consomem energia no sistema de refrigeração do supermercado.

Quadro 53 - Potência dos componentes do sistema com fluidos sintéticos

Sintéticos	Consumo Média	Consumo Baixa
Compressor	45,18 Kw	20,86 kW
Condensador	8,60 kW	4,30 kW
Evaporadores	28,20 kW	8,94 kW
Expositores	13,83 kW	

Fonte: Aatoria própria (2022)

Já o quadro 54 abaixo, apresenta as capacidades totais dos dois sistemas, os consumos totais do sistema de média e do sistema de baixa temperatura e os coeficientes de performance calculados.

Quadro 54 - Cálculo do COP do sistema com fluidos sintéticos

Sintéticos	Média	Baixa	Total
Capacidade Total	97,20 kW	25,96 kW	123,16 kW
Consumo Total	95,81 kW	34,10 kW	129,91 kW
COP	1,015	0,761	0,948

Fonte: Aatoria própria (2022)

É possível observar que o COP calculado para o ciclo de média ficou acima de 1, porém é um COP muito baixo para sistemas de refrigeração. Para o ciclo de baixa temperatura, o COP fica abaixo de 1, demonstrando que a solução para o sistema de baixa temperatura não é viável, pois acaba consumindo mais energia do que gera.

No quadro 55 abaixo, são demonstrados os consumos elétricos de todos equipamento da opção com fluidos naturais. Na máquina de média e nas três máquinas de baixa temperatura.

Quadro 55 - Potência dos componentes do sistema com fluidos naturais

Naturais	Consumo Média	Consumo Baixa 1	Consumo Baixa 2	Consumo Baixa 3
Compressor	49,68 kW	2,89 kW	2,89 kW	2,89 kW
Condensador	9,45 kW			
Bombas	4,00 kW			
Evaporadores	2,52 kW	2,98 kW	2,98 kW	2,98 kW
Expositores	13,83 kW			

Fonte: Aatoria própria (2022)

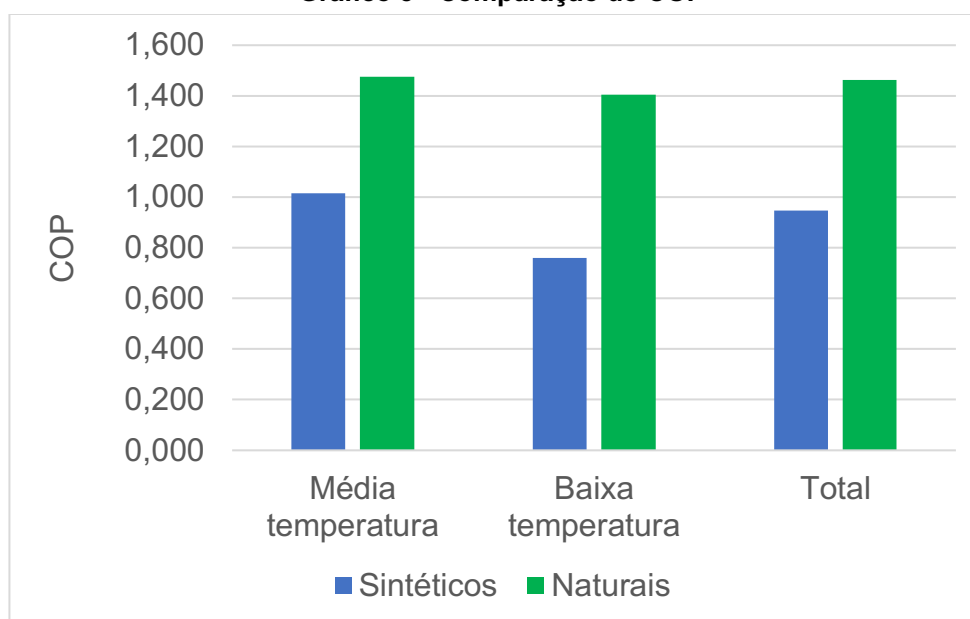
Os COP calculados abaixo, no quadro 56, demonstram a eficiência do sistema com fluidos naturais, que apresentou resultados melhores, quando comparado com os fluidos sintéticos.

Quadro 56 - Cálculo do COP do sistema com fluidos sintéticos

Naturais	Média	Baixa 1	Baixa 2	Baixa 3	Total
Capacidade Total	117,30 kW	8,25 kW	8,25 kW	8,25 kW	142,05 kW
Consumo Total	79,48 kW	5,87 kW	5,87 kW	5,87 kW	97,09 kW
COP	1,476	1,405	1,405	1,405	1,463

Fonte: Autoria própria (2022)

Na opção com fluidos naturais, na máquina de média temperatura e nas máquinas de baixa temperatura, foi obtido um COP maior que 1. Demonstrando que essa opção é mais adequada quando comparada com a opção de fluidos sintéticos. As máquinas de baixa também apresentaram um COP maior que um, demonstrando assim ser mais eficiente que a opção com fluidos sintéticos. O gráfico 4 abaixo, apresenta a comparação entre o COP dos dois tipos de sistema.

Gráfico 5 - Comparação do COP

Fonte: Autoria própria (2022)

Fazendo uma análise do COP geral dos sistemas de média e baixa temperatura, da opção de máquinas com fluidos sintéticos e fluidos naturais. É possível observar que a opção com fluidos naturais apresentou um COP geral no valor de 1,463, um valor 54% maior que a opção com fluidos sintéticos. Demonstrando assim, ser a opção com maior performance.

5 CONSIDERAÇÕES FINAIS

Foram construídos nos capítulos anteriores um referencial teórico e a metodologia necessária para desenvolvimento desse projeto, com o objetivo de situar o leitor sobre o segmento de refrigeração industrial e as consequências da utilização de fluidos refrigerantes sintéticos.

É possível concluir que a utilização do R290 e R744 é uma boa opção na escolha de fluidos para a cidade de Curitiba, que além de ter um menor impacto ao meio ambiente, também possuem uma melhor performance, quando comparado ao R404A.

Outro ponto que pode para ser apontado, é que existem algumas formas de diminuir o consumo dos sistemas e aumento do COP, como por exemplo, na utilização de ventiladores eletrônicos nos evaporadores e condensadores. Outra maneira de aumentar a eficiência dos sistemas, seria na adoção de inversores de frequência na bomba hidráulica e nos compressores. Essas medidas elevariam o grau de controle do sistema, possibilitando que o mesmo funcione conforme a demanda térmica requerida.

Para um próximo estudo a utilização dessas formas de controle é uma boa opção para entender, em como a sua utilização afetaria no coeficiente de performance dos sistemas. Outro ponto que pode ser levado em consideração em um estudo futuro, é a comparação dos preços relacionados à instalação, equipamentos e energia consumida, para melhor compreensão da viabilidade financeira do sistema com fluidos naturais em relação ao sistema com fluidos sintéticos.

REFERÊNCIAS

AMORIM, F.; LAGE, E. M.; ZANETTE, T. **Uso de fluidos naturais em sistemas de refrigeração e ar condicionado**. Brasília: MMA, 2011 Disponível em: <http://protocolodemontreal.org.br/eficiente/repositorio/publicacoes/549.pdf>. Acesso em: 02 out. 2021.

ANVISA, M. da Saúde Agência Nacional de V. S. **Resolução da diretoria colegiada n 43**, de 1 de setembro de 2015. Disponível em: https://www.in.gov.br/materia/-/asset_publisher/Kujrw0TZC2Mb/content/id/32825363/do1-2015-09-02-resolucao-rdc-n-43-de-1-de-setembro-de-2015-32825340. Acesso em: 10 set. 2021.

ASHRAE, A. S. of H. R. A. C. E. **ASHRAE Handbook: Refrigeration. American Society of Heating, Refrigeration and Air-Conditioning Engineer**. 2002. Disponível em: <https://www.ashrae.org/technical-resources/ashrae-handbook>. Acesso em: 23 set. 2021.

BAXTER, M. **Projeto de Produto**. 2. ed. São Paulo: Edgard Blucher, 2000.

BITZER. **Seleção de compressores**. 2022. Disponível em: <https://www.bitzer.de/br/pt-br/>. Acesso em: 10 abr. 2022.

BRAGA FILHO, W. **Termodinâmica para engenheiros**. 1. ed. Rio de Janeiro: LTC, 2020.

BRITO, D. **Qual o formato correto de sua loja?** SuperHiper, v.24, nº 77, p.74-77, set. 1998.

R. J., CAVALLARO; J. R. D., FINZER; E. U., BUCEK. **Análise Energética de um Sistema de Refrigeração em Cascata CO₂/ NH₃ Comparando com o Uso de R134a e R410a em Substituição do CO₂**. 2017. I Encontro de Desenvolvimento de Processos Agroindustriais – Universidade de Uberaba, Uberaba. 2017 Disponível em: Disponível em: <https://www.ashrae.org/technical-resources/ashrae-handbook>. Acesso em: 04 mar. 2022.

CENGEL, Y. A.; GHAJAR, A. J. **Transferência de Calor e Massa**: McGraw-Hill. São Paulo, 2009. v. 4.

CENGEL, Y. A.; BOLES, M. A.; BUESA, I. A. **Termodinâmica**. [S.l.]: McGraw-Hill. São Paulo, 2006. v. 10.

CUNHA, F. M. S. A. **Guia Prático da utilização do frio nas pequenas, médias e grandes superfícies**. Lisboa, 1999.

DANFOSS. **Thermostatic expansion valves**. REFRIGERATION AND AIR CONDITIONING. Danfoss A/S (RC-CMS/MWA). 2005

DANFOSS. **Seleção de válvulas de expansão eletrônica**. 2022. Disponível em: <https://www.danfoss.com/pt-br/>. Acesso em: 15 abr. 2022.

ELETROFRIO. **Produtos**. 2022 Disponível em: <http://eletrofrío.com.br/produtos/> Acesso em: 15 abr. 2022.

ELGIN. **Seleção de evaporadores e condensadores**. 2022. Disponível em: <https://www.elgin.com.br/>. Acesso em: 17 abr. 2022.

FERRAZ, F.; **Apostila de refrigeração**. Centro federal de educação tecnológica da Bahia. 2008. Disponível em: <https://fabioferrazdr.files.wordpress.com/2008/09/ref13.pdf> Acesso em: 04 set. 2021.

FROTA, A. B.; SCHIFFER, S. R. **Manual de conforto térmico**. Studio Nobel, 1995. Disponível em: <http://professor.pucgoias.edu.br/SiteDocente/admin/arquivosUpload/18350/material/ManualConfortoTERMICO.pdf>. Acesso em: 02 nov. 2021.

GARCIA, F. E. M.; BANDARRA FILHO, E. P.; MENDOZA, O. S. H. **Avaliação do desempenho de um sistema refrigeração por compressão de vapor a velocidade variável**. IN: 17º Simpósio do programa de pós-graduação em engenharia mecânica, 2007, Uberlândia, p.1 - 6. Disponível em: <http://docplayer.com.br/7215684-Avaliacao-do-desempenho-de-um-sistema-refrigeracao-por-compressao-de-vapor-a-velocidade-variavel.html>. Acesso em: 18 out. 2021.

GENIÊR, F. S.; COSTA, A. O. S.; JUNIOR, E. F. C. **Ciclos De Refrigeração: Conceitos E Estudos De Eficiência**. 2013. Disponível em: <https://www.conhecer.org.br/enciclop/2013a/engenharias/Ciclos%20de%20refrigeracao.pdf>. Acesso em: 07 nov. 2021.

GRUNDFOS. **Seleção de bomba hidráulica**. 2022. Disponível em: <https://www.grundfos.com/br>. Acesso em: 18 abr. 2022.

IPCC. Book. **Climate Change 2014: Synthesis Report**. Cambridge, United Kingdom and New York, NY, USA, 2014. Disponível em: www.archive.ipcc.ch/report/ar5/syr. Acesso em: 10 ago. 2021.

KAKAÇ, S. **Heat exchangers: selection, rating and thermal design**. Florida: CRC PRESS, 2002. Ed.2 p.501. Disponível em: <https://dl.icdst.org/pdfs/files/b60f426c1c95b48998a3f052a70a65e2.pdf>. Acesso em: 10 out. 2021.

LADEIRA, H. M. S.; BANDARRA FILHO, E. P. **Estudo do dióxido de carbono, CO₂, operando como fluido refrigerante em sistemas de refrigeração**. In: SIMPÓSIO DO PROGRAMA DE PÓSGRADUAÇÃO EM ENGENHARIA MECÂNICA, 15., 2005, Uberlândia. [Anais]. Uberlândia: Universidade Federal de Uberlândia, 2005.

LOUREIRO, R. J. D. **Projeto de um ciclo de refrigeração a CO₂ aplicado num supermercado**. Lisboa: Instituto Superior de Engenharia de Lisboa, 2019. Disponível em: <http://hdl.handle.net/10400.21/12800>. Acesso em: 11 set. 2021.

MELO, C. A. **Uso de fluidos naturais em sistemas de refrigeração e ar condicionado**. Brasília: MMA, 2011. Disponível em: [https://issuu.com/luisabraham/docs/uso de fluidos naturais em sistemas](https://issuu.com/luisabraham/docs/uso_de_fluidos_naturais_em_sistemas). Acesso em: 4 out. 2021.

MELO, C. A. **Uso de Refrigerantes Alternativos em Refrigeração Doméstica e em Equipamentos Compactos de Refrigeração Comercial**. Brasília: MMA. 2011. Disponível em: <http://www.protocolodemontreal.org.br/eficiente/repositorio/Apresentacoes/Seminario%20Difusao%20do%20Uso%20de%20Fluidos%20Refrigerantes/871.pdf>. Acesso em: 17 set. 2021.

MELO, C.; HERMES, C. J. L. **Co₂ (r-744) em equipamentos de refrigeração comercial**. *Uso de Fluidos Naturais em Sistemas de Refrigeração e Ar-condicionado*, v. 1, p. 36-37, 2008. Disponível em: <http://www.protocolodemontreal.org.br/eficiente/repositorio/publicacoes/Workshop/837.pdf>. Acesso em: 21 set. 2021.

MINISTÉRIO DO MEIO AMBIENTE. **Programa Brasileiro de eliminação dos HCFCs-PBH: fluidos frigoríficos naturais em sistemas de refrigeração comercial**. Brasília: MMA, 2015. Disponível em: <https://boaspraticasrefrigeracao.com.br/upload/publicacao/publicacao-511240246.pdf>. Acesso em: 4 out. 2021.

MONTEIRO, V. **Refrigeração I - Técnicas e Competências Ambientais**. Lisboa, 2015.

SILVA, A. **Programa Brasileiro de eliminação dos HCFCs-PBH: fluidos frigoríficos naturais em sistemas de refrigeração comercial**. Brasília: MMA, 2015.

SILVA, M. N. D. **Eficiência energética em sistemas de refrigeração industrial e comercial**. PROCEL, Rio de Janeiro, 2005. Disponível em: <https://boaspraticasrefrigeracao.com.br/upload/publicacao/publicacao-511240246.pdf>. Acesso em: 5 set. 2021.

SILVA TELLES, P. C. **Tubulações Industriais: Cálculo**. Rio de Janeiro: LTC- Livros Técnicos e Científicos Editora S.A, 1999.

STOECKER, W. F.; JABARDO, J.M.S. **Refrigeração industrial**. 3. ed. São Paulo: Blucher, 2018. Disponível em: [http://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/EngMec NOTURNO/TM374/Refrigeracao%20Industrial%20\(LIVRO%20COMPLETO\)%20-Jabardo e Stoecker.pdf](http://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/EngMec_NOTURNO/TM374/Refrigeracao%20Industrial%20(LIVRO%20COMPLETO)%20-Jabardo%20e%20Stoecker.pdf). Acesso em: 13 out. 2021

STOECKER, W. F.; JONES, J. W. **Refrigeração e Ar Condicionado**. [S.l.]: McGraw-Hill do Brasil, Ltda, 1985.

SWEP. **Seleção de trocadores de calor**. 2022. Disponível em: <https://www.swep.com.br/>. Acesso em: 19 abr. 2022.

THERMOFIN. **Seleção de condensador propano**. 2022. Disponível em: <https://www.thermofin.de/en/index.php>. Acesso em: 20 abr. 2022.

TOMASONI, M. A. **Atmosfera em transformação: o ozônio e os cfcs, certezas e**

incertezas. Departamento de Geografia da Universidade Federal da Bahia, 2006. Disponível em: <https://pt.slideshare.net/mayaraleao58/atmosfera-em-transformao-o-oznio-e-os-cfcs-certezas-e-incertezas>. Acesso em: 10 out. 2021

WIRZ, D. **Refrigeração comercial para técnicos em ar condicionado**. São Paulo: Cengage Learning, 2011. Disponível em: <https://pt.scribd.com/document/414521766/Refrigeracao-comercial-pdf>. Acesso em: 12 out. 2021

WYLEN, G. V.; BORGNAKKE, C.; SONNTAG, R. **Fundamentos da termodinâmica**. [S.l.]: Edgard Blucher, 2009.