

UNIVERSIDADE FEDERAL DO ESPÍRITO SANTO - UFES

CENTRO TECNOLÓGICO

DEPARTAMENTO DE ENGENHARIA MECÂNICA

FELIPE FRANCISCO MENDES

GETULIO DOMINATO SESSA

**PROJETO BÁSICO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO COM CO₂
(R-744) APLICADO A SUPERMERCADO**

VITÓRIA
2016

FELIPE FRANCISCO MENDES

GETULIO DOMINATO SESSA

**PROJETO BÁSICO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO COM CO₂
(R-744) APLICADO A SUPERMERCADO**

Projeto de Graduação apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Orientador: Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli

VITÓRIA
2016

FELIPE FRANCISCO MENDES

GETULIO DOMINATO SESSA

PROJETO BÁSICO DE UM SISTEMA DE REFRIGERAÇÃO COM CO₂ (R-744) APLICADO A SUPERMERCADO

Projeto de Graduação apresentado ao Departamento de Engenharia Mecânica da Universidade Federal do Espírito Santo, como requisito parcial para obtenção do título de Engenheiro Mecânico.

Aprovado em 23 de Junho de 2016.

COMISSÃO EXAMINADORA:

Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli
Universidade Federal do Espírito Santo
Orientador

Prof. Dr. José Joaquim C. S. Santos
Universidade Federal do Espírito Santo
Examinador

Prof. MSc. Leonardo Rodrigues de Araujo
Examinador

Às nossas famílias.

AGRADECIMENTOS

A Deus que nos deu forças durante toda esta jornada.

Ao nosso orientador, Prof. Dr. João Luiz Marcon Donatelli, pela oportunidade concedida e por todo o conhecimento compartilhado.

Aos membros da banca por terem aceitado o convite.

A todos os colegas de curso que colaboraram de forma direta e indireta na realização deste trabalho.

Aos alunos da disciplina de Refrigeração e Ar Condicionado II do semestre 2015/2, pelo material cedido que serviu de base na elaboração deste projeto.

“Só no Dicionário é que o trabalho vem depois do sucesso...”.

Albert Einstein

RESUMO

A necessidade de proteger o meio ambiente é, sem dúvida, um dos assuntos mais abordados atualmente pelo mundo. A destruição da Camada de Ozônio e o Aquecimento Global são um dos problemas que ameaçam a estabilidade do Planeta, causados parcialmente por refrigerantes, que são normalmente encontrados no ramo de refrigeração e ar condicionado. De acordo com as condições impostas pelo Protocolo de Montreal, se faz necessário o controle do uso de certos refrigerantes, estabelecendo metas para a suas eliminações graduais, objetivando o fim da produção mundial de tais refrigerantes. Baseado na grande quantidade de supermercados existentes, e conseqüentemente em seu impacto relativo na camada de ozônio e aquecimento global, o objetivo deste projeto é esboçar um sistema de refrigeração básico de um supermercado que utiliza o CO₂ (R744), focando a redução do impacto ambiental gerado pelo uso dos refrigerantes ocasionado pelo seu baixo GWP (potencial de aquecimento global) e zero ODP (potencial de destruição de camada de ozônio). A partir de uma configuração pré-definida de uma instalação que combina o uso de CO₂ (R744), amônia (R717) e Glicol, é realizada uma série de especificações de equipamentos que são utilizados em supermercados de médio porte, considerando as condições climáticas da região da Grande Vitória no estado do Espírito Santo. Ao final, é realizada uma análise quanto à capacidade de refrigeração do sistema definido, para uma possível comparação com sistemas já consolidados.

Palavras Chave: Refrigeração, Comercial, Dióxido de carbono, CO₂, Amônia, Supermercados.

ABSTRACT

The need to protect the environment is, without a doubt, one of the most discussed subjects worldwide today. The destruction of the Ozone Layer and Global Warming are problems that threaten the stability of the planet, partially caused by refrigerants that are normally found in the air conditioner and refrigeration industry. In order to obey the Montreal Protocol, it is needed to control the usage of refrigerants, establishing goals to their gradual elimination, with the objective to end the world production of these products. Based on the large amount of existent supermarkets, and subsequently in their impacts on the Ozone Layer and Global Warming, the project's goal is to sketch a basic refrigeration system of a supermarket that incorporate the usage of CO₂ (R744), in order to reduce the environment impact caused by the usage of refrigerants and their respective low GWP (Global Warming Potential) and zero ODP (Ozone Destruction Potential). By a pre-defined configuration of installation that combines the usage of CO₂ (R744), ammonia (R717) and Glycol, it is done a series of specifications of equipment's that are used in a medium-size supermarket, considering the climate conditions of the region of Grande Vitória in the state of Espírito Santo. By the end, it is done an analysis by the capacity of refrigeration of the defined system, to a possible comparison of already consolidated systems.

Keywords: Refrigeration, Commercial, Carbon Dioxide, CO₂, Ammonia, Supermarket.

LISTA DE FIGURAS

<i>Figura 1: Ciclo de Chapman (BAIRD, et al., 2011).</i>	20
<i>Figura 2 - Reações químicas de decomposição do ozônio (O₃) (BAIRD, et al., 2011).</i>	20
<i>Figura 3 - CO₂ utilizado em instalações marítimas (KIM, et al., 2003).</i>	25
<i>Figura 4 - Gráfico P-T de saturação de diversos refrigerantes (SAWALHA, 2008).</i>	26
<i>Figura 5 – Ciclo Transcrítico e Subcrítico em diagrama P-h (SOUZA, et al., 2011).</i>	29
<i>Figura 6–Sistema em cascata com evaporadores de baixa alimentados por CO₂, e evaporadores de média alimentados por R404A (SILVA, 2009).</i>	30
<i>Figura 7– Sistema em cascata com evaporadores de baixa alimentados por expansão direta de CO₂, e evaporadores de média alimentados por recirculação de líquido de CO₂ (SILVA, 2009).</i>	31
<i>Figura 8 - Sistema em cascata com evaporadores de baixa alimentados por expansão direta CO₂, e evaporadores de média alimentados por recirculação de líquido de Glicol (SILVA, 2009).</i>	32
<i>Figura 9 – Sistema em cascata com evaporadores de baixa alimentados por expansão direta CO₂, e evaporadores de média alimentados por recirculação de líquido de CO₂ (SILVA, 2009).</i>	32
<i>Figura 10 – Sistema em cascata com evaporadores de baixa alimentados por CO₂, e evaporadores de média alimentados por recirculação de líquido de Glicol (SILVA, 2009).</i>	33
<i>Figura 11 - Sistema em cascata com evaporadores de baixa alimentados por CO₂, evaporadores de média alimentados por recirculação de líquido de Glicol, e regeneração do ciclo de CO₂ com R134a (SILVA, 2009).</i>	34
<i>Figura 12 – Esquema de um supermercado ideal (DUCOULOMBIER, et al., 2007).</i>	42
<i>Figura 13 - Diagrama de um sistema em cascata (LIU, et al., 2005).</i>	43
<i>Figura 14 - Sistema em paralelo (SAWALHA, 2008).</i>	46
<i>Figura 15 - Sistema centralizado (SAWALHA, 2008).</i>	46
<i>Figura 16– Comparação entre os tipos principais sistemas de refrigeração com CO₂ (EMERSON CLIMATE).</i>	49

<i>Figura 17– Layout dispondo todos os equipamentos frigoríficos a serem utilizados no supermercado.</i>	<i>50</i>
<i>Figura 18 - Sistema de refrigeração selecionada para o projeto.....</i>	<i>51</i>
<i>Figura 19 - Layout das câmaras e salas de preparo.</i>	<i>52</i>
<i>Figura 20 - Evaporador selecionado para a câmara de congelados Mi-A-E-062-B-0-0-C04-H-E (MIPAL).</i>	<i>54</i>
<i>Figura 21 - Evaporador selecionado para a câmara de carnes Mi-A-E-062-B-0-0-C04-H-E (MIPAL).</i>	<i>55</i>
<i>Figura 22 - Evaporador selecionado para a câmara de frios Mi-A-E-031-B-0-0-C04-G-E (MIPAL).....</i>	<i>55</i>
<i>Figura 23 - Evaporador selecionado para a sala de preparo de carnes Mi-A-E-025-C-0-0-C04-G-E (MIPAL).....</i>	<i>56</i>
<i>Figura 24 - Evaporador selecionado para a sala de preparo Mi-A-E-018-C-0-0-C04-G-E (MIPAL).....</i>	<i>57</i>
<i>Figura 25– Layout dos expositores e ilhas de congelados.....</i>	<i>58</i>
<i>Figura 26 - Expositor vertical com porta dupla FX7SL (esquerda) e ilha de congelado QIL (direita) (HEATCRAFT, 2009).....</i>	<i>60</i>
<i>Figura 27 –Vitrine de carnes e frios NS39VJL (esquerda), expositor multi-prateleira sem porta DR6XN (meio), e expositor de porta dupla QDV5V-A (direita) (HEATCRAFT, 2010).</i>	<i>61</i>
<i>Figura 28 - Tubulações do sistema alimentado por Glicol.....</i>	<i>63</i>
<i>Figura 29 - Tubulações do sistema alimentado por CO₂.</i>	<i>63</i>
<i>Figura 30 – Velocidade recomendada para linha de sucção (HEATCRAFT, 2015)..</i>	<i>64</i>
<i>Figura 31 – Esquema da disposição dos equipamentos da sala de máquinas.</i>	<i>67</i>
<i>Figura 32 - Efeito das válvulas de expansão no ciclo (MACAGNAN, 2015).....</i>	<i>68</i>
<i>Figura 33 – Relação entre carga e a vazão da bomba CRN 10-5 A-CA-G-E-HQQE operando com Glicol (GRUNDFOS).....</i>	<i>71</i>
<i>Figura 34- Relação entre eficiência do motor e a potência elétrica CRN 10-5 A-CA-G-E-HQQE operando com Glicol (GRUNDFOS).....</i>	<i>72</i>
<i>Figura 35 - Tanque de pressão horizontal série K (BITZER).....</i>	<i>74</i>

<i>Figura 36 - Compressor selecionado para compor o rack de compressores do ciclo de CO₂, modelo 2ESL-4K-40S (BITZER).....</i>	<i>76</i>
<i>Figura 37 - Ciclo de CO₂ do sistema do supermercado.</i>	<i>77</i>
<i>Figura 38 - Parâmetros resultantes da configuração dos dois compressores do ciclo de amônia em paralelo, modelo OSKA5351-K (BITZER).....</i>	<i>78</i>
<i>Figura 39 - Ciclo de Amônia e de Glicol do sistema do supermercado.</i>	<i>79</i>
<i>Figura 40 – Condensador remoto a ar selecionado Vmax-E-194-C-TN-1-R12-H-E (MIPAL).</i>	<i>81</i>
<i>Figura 41 - Esquema do trocador de calor (Glicol / CO₂).</i>	<i>82</i>
<i>Figura 42 – Trocador de calor que condensa o CO₂, rejeitando calor para o ciclo de Glicol (Lado 1 – Glicol e Lado 2 – CO₂) (SWEP).....</i>	<i>83</i>
<i>Figura 43 - Esquema do trocador de calor (Amônia / Glicol).....</i>	<i>83</i>
<i>Figura 44 – Trocador de calor que retira calor do Glicol, e o rejeita para o ciclo de Amônia (Lado 1 – Glicol e Lado 2 – Amônia) (SWEP).</i>	<i>84</i>
<i>Figura 45- Sistema de refrigeração selecionada para o projeto.....</i>	<i>86</i>
<i>Figura 46 - Diagrama de p-h do CO₂ esquematizando o ciclo de baixa temperatura (Vx representa o ponto após a válvula de expansão direta na linha de cada equipamento) (HONEYWELL).....</i>	<i>87</i>
<i>Figura 47 - Diagrama de p-h da amônia esquematizando o ciclo de alta temperatura (HONEYWELL).</i>	<i>87</i>

LISTA DE TABELAS

<i>Tabela 1 – Características dos Refrigerantes (RESTREPO, et al., 2008).....</i>	<i>23</i>
<i>Tabela 2 - Níveis do Oxigênio e seu efeito no corpo humano (SILVA, 2009).</i>	<i>36</i>
<i>Tabela 3 - Comparação das densidades dos refrigerantes (SILVA, 2009).</i>	<i>37</i>
<i>Tabela 4 - Condições climáticas da Grande Vitória (NBR 16401, 2008).....</i>	<i>48</i>
<i>Tabela 5 – Relação entre os parâmetros de dimensionamento das câmaras e salas de preparo.....</i>	<i>53</i>
<i>Tabela 6 - Capacidade frigorífica estimada de cada equipamento, relacionada a temperatura externa comum do supermercado, onde no caso da Grande Vitória foi considerada média (HENDERSON, et al., 1999).</i>	<i>59</i>
<i>Tabela 7 - Relação entre os parâmetros de dimensionamento dos expositores.....</i>	<i>59</i>
<i>Tabela 8 – Parâmetros utilizados para definição de diâmetro, à jusante e montante dos equipamentos alimentados por glicol.</i>	<i>65</i>
<i>Tabela 9 - Parâmetros utilizados para definição de diâmetro, à montante dos equipamentos alimentados por CO₂.....</i>	<i>66</i>
<i>Tabela 10- Parâmetros utilizados para definição de diâmetro, à jusante dos equipamentos alimentados por CO₂.....</i>	<i>66</i>
<i>Tabela 11 - Condições termodinâmicas do ciclo de CO₂ do sistema do supermercado.</i>	<i>77</i>
<i>Tabela 12 - Condições termodinâmicas do ciclo de Amônia e Glicol do sistema.....</i>	<i>79</i>
<i>Tabela 13 - Condições termodinâmicas do trocador de calor (Glicol / CO₂).</i>	<i>82</i>
<i>Tabela 14- Condições termodinâmicas do trocador de calor (Amônia / Glicol).....</i>	<i>84</i>
<i>Tabela 15 - Relação das condições termodinâmicas dos pontos indicados.</i>	<i>86</i>
<i>Tabela 16 - Diagrama de Moody.</i>	<i>95</i>
<i>Tabela 17 - Valores de K para acessórios com junção de flange soldado (ASHRAE, 1985).....</i>	<i>96</i>

Simbologia

CFC - Clorofluorocarboneto

COP – Coeficiente de refrigeração do ciclo

D – Diâmetro interno do tubo

e – rugosidade

e/D – rugosidade relativa

EPI – Equipamento de proteção individual

EPS – Poliestireno Expandido

f – Fator de atrito

Glicol – Etilenoglicol

GWP – Global Warming Potential (Potencial de aquecimento global)

HC - Hidrocarboneto

HCFC - Hidroclorofluorcarboneto

HFC - Hidrofluorcarboneto

ITH - Integrated Time Horizon (Horizonte de Tempo Integrado)

MMA – Ministério do Meio Ambiente

N₂ - Nitrogênio

ODP – Ozone Destruction Potential (Potencial de destruição de ozônio)

P_c – Pressão de condensação

P_e – Pressão de evaporação

$Q_{ev,baixa}$ – Calor de evaporação do ciclo de baixa temperatura

$Q_{ev,media}$ – Calor de evaporação do ciclo de Glicol

R12 – Diclorodifluorometano (CCl₂F₂)

R134a – 1,1,1,2 Tetrafluoroetano (CH₂FCF₃)

R22 – Clorodifluorometano (CHClF₂)

R40 – Cloreto de metila (CH₃Cl)

R717 – Amônia (NH₃)

R729 – Ar atmosférico

R744 – Dióxido de Carbono (CO₂)

R764 – Dióxido de enxofre (SO₂)

Re – Número de Reynolds

ρ – Massa específica

TEWI – Total Equivalent Warming Impact (Impacto equivalente de aquecimento global)

ϑ – Viscosidade cinética

UV – Radiação ultravioleta

V – Velocidade média de escoamento

$W_{comp,alta}$ – Potência do compressor do ciclo de amônia

$W_{comp,baixa}$ – Potência do compressor do ciclo de CO₂

ΔP – Queda de pressão por perda de carga

$\Delta P_{linha\ 1}$ – Perda de carga da linha 1 do ciclo de Glicol

$\Delta P_{linha\ 2}$ – Perda de carga da linha 2 do ciclo de Glicol

$\Delta P_{linha\ 3}$ – Perda de carga da linha 3 do ciclo de Glicol

$\Delta P_{eq,1}$ – Perda de carga dos equipamentos da linha 1 do ciclo de Glicol

$\Delta P_{eq,2}$ – Perda de carga dos equipamentos da linha 2 do ciclo de Glicol

$\Delta P_{eq,3}$ – Perda de carga dos equipamentos da linha 3 do ciclo de Glicol

SUMÁRIO

1. INTRODUÇÃO	17
1.1. Motivação para o Projeto de Graduação	17
1.2. Objetivos	18
1.2.1. Objetivo Geral	18
1.2.2. Objetivos Específicos	18
1.3. Estrutura do Projeto	18
2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA	19
2.1. Aquecimento Global	19
2.1.1. Camada de Ozônio	19
2.1.2. Efeito Estufa	21
2.1.3. CO ₂ como Alternativa	23
2.2. Soluções de Sistemas	27
2.3. Instalações Típicas	30
2.4. Segurança dos Sistemas Aplicados com R744 (CO ₂)	35
2.4.1. Questões de Segurança Envolvendo CO ₂	35
2.4.2. CO ₂ Misturado como Ar como um Asfixiante	36
2.4.3. Dispositivos e Métodos de Proteção Individual	37
2.4.4. Válvula de Segurança e Alívio	38
2.5. Artigos de interesse	40
3. ESTUDO DE CASO	48
3.1. Layout do Supermercado	49
3.2. Seleção do Sistema	50
3.3. Dimensionamento das Câmaras Frigoríficas e Salas de Preparo	52

3.3.1. Câmara de Congelados	54
3.3.2. Câmara de Carnes	54
3.3.3. Câmara de Frios	55
3.3.4. Sala de preparo de carnes	55
3.3.5. Sala de preparo de frios.....	56
3.4. Especificação de Expositores e Ilhas de Congelados.....	57
3.5. Sistema de Tubulação de Refrigerantes	61
3.6. Dispositivos de Expansão	67
3.7. Bomba de Glicol.....	70
3.8. Tanque de Pressão	73
3.9. Rack de Compressores.....	74
3.10. Condensador	80
3.11. Trocadores de Calor	82
3.12. Resultados.....	85
4. <i>COMENTÁRIOS FINAIS E SUGESTÕES</i>	88
<i>REFERÊNCIAS</i>	89
<i>APÊNDICE</i>	93
I. <i>Propriedades principais do CO₂</i>	93
II. <i>Sistema de Tubulação</i>	94

1. INTRODUÇÃO

Os sistemas de refrigeração e ar condicionado vêm sofrendo grandes mudanças nas últimas décadas. Tais mudanças estão associadas aos fluidos refrigerantes que são utilizados nesses sistemas. Segundo o (MMA, et al.), os sistemas de refrigeração dos supermercados são os grandes responsáveis pelo uso de substâncias que destroem a Camada de Ozônio. Pelos danos que podem ser causados à camada de ozônio que protege a Terra, esses gases vão ser aos poucos eliminados. O Protocolo de Montreal – acordo internacional com o objetivo de proteger a camada de ozônio – já determinou a eliminação completa dos CFCs, que hoje só é utilizado em equipamentos de refrigeração antigos.

Desta forma, um projeto básico de um supermercado hipotético situado na região da Grande Vitória é estudado, baseando singularmente na dissertação de mestrado de (PEREIRA, 2010), assim como em boa parte de suas referências.

1.1. Motivação para o Projeto de Graduação

A motivação para o trabalho vem da responsabilidade social e ambiental que profissionais da área de refrigeração devem ter para com a sociedade. Já é notório que a utilização do refrigerante R22, que é predominante no mercado, não deve ser continuada, de acordo com as condições impostas pelo protocolo de Montreal. Logo, é estudada uma alternativa de projeto básico cabível de aplicação em supermercados, com a utilização do refrigerante CO₂ (R744), mantendo um coeficiente de refrigeração no mínimo equiparável a sistemas de refrigeração já utilizados.

É de vital importância, que a universidade e a indústria se tornem parceiras para ajudar no desenvolvimento de tecnologias de refrigeração com o uso do CO₂, fluido natural e não nocivo ao meio ambiente, como uma alternativa aos refrigerantes HFCs e HCFCs. Sendo essa, a principal justificativa para a realização deste projeto.

1.2. Objetivos

A seguir são apresentados os objetivos de projeto.

1.2.1. Objetivo Geral

Estudar e detalhar a utilização do CO₂ como fluido refrigerante a ser empregado em sistemas de refrigeração de supermercados.

1.2.2. Objetivos Específicos

Estudar o funcionamento de um sistema de refrigeração de supermercado que utiliza CO₂ como refrigerante, de acordo com as características e limitações impostas pelos equipamentos disponíveis no mercado.

Estudar a aplicação de um sistema de refrigeração em cascata composto por um ciclo de alta (Amônia), ciclo de baixa (CO₂) e ciclo de refrigerante secundário (Glicol);

Portanto, o projeto de graduação pretende estudar a utilização do CO₂ em supermercados, apresentando formas para concepção de projeto e instalação desses sistemas de refrigeração.

1.3. Estrutura do Projeto

O projeto de graduação é apresentado em três capítulos, além do capítulo 1 já apresentado. Em seguida, serão apresentados os procedimentos para concepção de um projeto básico de sistemas de refrigeração em supermercados com CO₂, suas considerações e resultados pertinentes.

No Capítulo 2 é apresentada uma revisão bibliográfica com trabalhos e pesquisas que revelam o estado da arte das pesquisas em CO₂, assim como as diferentes configurações de sistemas de refrigeração dispostas no mercado.

No Capítulo 3 é realizado um estudo de caso aplicando conceitos através do dimensionamento e especificação dos componentes do sistema proposto.

O Capítulo 4 é dedicado às conclusões e sugestões para trabalhos futuros relacionados a sistemas de refrigeração de CO₂.

2. REVISÃO BIBLIOGRÁFICA

A seguir é apresentada uma breve revisão bibliográfica sobre o assunto, para uma melhor contextualização.

2.1. Aquecimento Global

O aquecimento global é um fenômeno de larga escala, ou seja, um aumento da temperatura média superficial global, provocada por fatores internos e ou externos. Fatores internos são complexos e estão associados a sistemas climáticos caóticos não lineares, isto é, inconstante, devido a variáveis como a atividade solar, a composição físico-química atmosférica, o tectonismo e o vulcanismo. Fatores externos são antropogênicos, ou seja, são causados pela ação do homem contrapondo-se as ações naturais do planeta, e são relacionados a emissão de gases-estufa por queima de combustíveis fósseis, principalmente carvão e derivados do petróleo, indústrias, refinarias, motores, queimadas etc.

2.1.1. Camada de Ozônio

A camada de ozônio, também conhecida como ozonósfera, está localizada na estratosfera que é onde ocorre a formação e destruição por causas naturais. Acima da estratosfera, por ser um lugar que sofre muita radiação solar, o oxigênio na sua forma diatômica (O_2) sofre uma fotólise devido a um comprimento específico de radiação (UV-C) e se desassocia para sua forma atômica (O). Abaixo da estratosfera, devido a radiação ser menor, o oxigênio se encontra na sua forma diatômica. Com isso surge uma camada intermediária onde existe o choque entre o oxigênio na sua forma diatômica (O_2) e atômica (O) formando o Ozônio (O_3) e consequentemente a camada de Ozônio. Com uma radiação e um comprimento de onda específico (UV-B), o ozônio também se desassocia formando um equilíbrio dinâmico na ozonósfera. Este equilíbrio foi descoberto em 1930 por Sydney Chapman. O ciclo de Chapman ilustra esse equilíbrio dinâmico e é mostrado na figura abaixo.

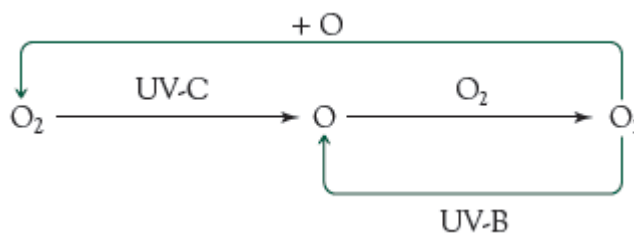


Figura 1: Ciclo de Chapman (BAIRD, et al., 2011).

Ambas as camadas servem como filtro da radiação solar, que é nociva ao ser humano e seres vivos em geral. A Camada acima da estratosfera filtra o UV-C e a camada de ozônio filtra o UV-B.

Existem catalisadores que aceleram a destruição do ozônio. Esses catalisadores são em sua maioria proveniente da atividade humana, entre eles o mais preocupante é a molécula de cloro (Cl), que em sua forma atômica age como catalisador da reação desequilibrando o Ciclo de Chapman. Podemos observar tal fenômeno na reação química logo abaixo.

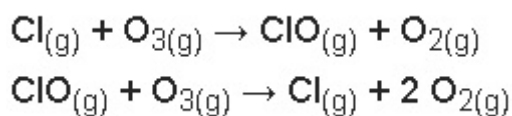


Figura 2 - Reações químicas de decomposição do ozônio (O₃) (BAIRD, et al., 2011).

Até o final dos anos 80, desconhecia-se essa reação, que ao ser descoberta causou grande alarde, o que levou muitos países a classificarem a situação como crise ambiental. O cloro provinha da utilização de clorofluorocarbonetos (CFC) utilizados em aerossóis e gases para refrigeração.

Como podemos observar nas duas reações químicas, o cloro não só destrói o ozônio como se associa com o oxigênio em sua forma atômica impedindo a formação do ozônio. Os hidrofluorocarbonetos (HCFCs) foram criados para tentar amenizar a situação, já que ao contrário dos CFCs, são compostos instáveis e tem menor chance de chegar até a estratosfera e sofrer fotólise. O cloro, que desassocia o ozônio na formação do oxigênio, é liberado e não é consumido. Um átomo de cloro tem potencial para destruir milhares de átomos de ozônio, por isso, os poucos

átomos de cloro liberados pelos HCFCs serão suficientes para prejudicar consideravelmente a camada de ozônio.

A possibilidade de tornar o ambiente ao seu redor mais confortável para executar as atividades, assim como armazenar e transportar alimentos só foi possível com o surgimento do sistema de refrigeração por compressão a vapor.

Na Europa, já é comum o uso de sistemas de condicionamento de ar e refrigeração que utilizam o CO₂ como refrigerante. No Brasil essa ideia ainda está amadurecendo e se tornando amigável quando é demonstrado que o uso do CO₂ como refrigerante pode tornar o sistema mais eficiente e econômico, além de ser menos agressivo ao meio ambiente, já que é um refrigerante natural.

2.1.2. Efeito Estufa

O efeito estufa é essencial para manter a temperatura do planeta em condições onde é possível achar água em seu estado líquido, o que dá suporte a todo tipo de vida. Tal processo ocorre, pois a maioria dos átomos diatômicos com diferentes átomos (como o CO) e a totalidade dos gases com três ou mais átomos são capazes de absorver e emitir radiação infravermelha. Ao emitir essa radiação infravermelha de forma aleatória, parte desta radiação volta à terra enquanto parte é emitida para o espaço.

Queima de combustíveis fósseis, o emprego de certos fertilizantes, o desmatamento e o grande desperdício de alimentos são algumas das atividades humanas responsáveis pela elevação dos níveis atmosféricos de gases estufa.

O Vapor de Água (H₂O) e o Dióxido de Carbono (CO₂) são os principais gases causadores do efeito estufa. Diversos outros gases como o Metano (CH₄), o Óxido Nitroso (N₂O), Ozônio (O₃) e os diversos clorofluorocarbonetos também contribuem para o efeito estufa. Esses gases são transparentes a radiação na faixa da luz visível, porém são retentores de radiação térmica.

A grande preocupação na questão do aquecimento global em relação ao efeito estufa é a grande quantidade de CO₂ que tem sido despejado na atmosfera devido à queima de combustíveis fósseis. Neste projeto propõe-se a substituição de parte da

carga de refrigerantes danosos a natureza, pelo CO₂, reciclando assim esse gás que é subproduto de diversas atividades industriais no nosso país e no mundo.

Os HFCs também precisam ser substituídos, pois tem impactos relevantes nas mudanças climáticas, por possuírem um valor expressivo para o GWP (Potencial de Aquecimento Global). O Potencial de Aquecimento Global (GWP) é um índice que, relacionado ao efeito estufa, tem como referência o CO₂ emitido no período de 100 anos. Como mostrado, o GWP dos HFCs (R-134a, R-407C, R-410A) apresentam valores entre 1300 e 3800, sendo que o GWP do CO₂ é igual a 1.

O ODP e o GWP são parâmetros ambientais bastante relevantes, mas outros índices ambientais podem ser observados, entre os quais o TEWI (Total Equivalent Warming Impact) que se refere ao potencial de aquecimento global não apenas devido ao fluido emitido, mas também, devido às eficiências associadas à geração e uso da energia necessária à operação de sistemas de refrigeração e climatização. O impacto referente ao fluido contido nos sistemas pode exceder a vida útil do equipamento. Portanto, é selecionada uma base de tempo adequada, sendo o ITH de 100 anos e é usado com frequência.

Classe	Fórmula Molecular	Nome Químico	Nome	ODP (Relativo ao R11)	GWP (Relat. ao CO ₂ em 100 anos)
CFC	CCL ₃ F	<i>trichloro-fluoromethane</i>	R11	1	4680
CFC	CCL ₂ F ₂	<i>dichloro-difluoromethane</i>	R12	0,82	10720
HCFC	CHCLF ₂	<i>chlorodifluoro-methane</i>	R22	0,05	1780
HCFC	C ₂ HCL ₂ F ₃	<i>2,2-dichloro-1,1,1-trifluoroethane</i>	R123	0,022	76
HCFC	C ₂ HCLF ₄	<i>2-chloro-1,1,1,2-tetrafluoroethane</i>	R124	0,022	599
HCFC	C ₂ H ₃ CL ₂ F	<i>1,1-dichloro-1-fluoroethane</i>	R141b	0,12	713
HCFC	C ₂ H ₃ CLF ₂	<i>1-chloro-1,1-difluoroethane</i>	R142b	0,065	2270
HFC	CHF ₃	<i>trifluoromethane</i>	R23	0,0004	14310
HFC	CH ₂ F ₂	<i>difluoromethane</i>	R32	0	670
HFC	C ₂ HF ₆	<i>pentafluoroethane</i>	R125	0,00003	3450
HFC	C ₂ H ₂ F ₄	<i>1,1,1,2-tetrafluoroethane</i>	R134a	0,000015	1410
HFC	C ₂ H ₃ F ₃	<i>1,1,1-trifluoroethane</i>	R245	0	4400
HFC	C ₂ H ₄ F ₂	<i>1,1-difluoroethane</i>	R152a	0	122
HFC	C ₃ H ₃ F ₅	<i>1,1,1,3,3-pentafluoropropane</i>	R245fa	0	950
HFC	C ₃ H ₂ F ₆	<i>1,1,1,3,3,3-hexafluoropropane</i>	R236fa	0	9400
HC	C ₃ H ₈	<i>n-propane</i>	R290	0	20
HC	C ₄ H ₁₀	<i>n-butane</i>	R600a	0	20
HC	C ₄ H ₁₀	<i>isobutane</i>	R600a	0	20
HC	C ₅ H ₁₂	<i>n-pentane</i>	R601	0	0
HC	C ₃ H ₆	<i>propene</i>	R1270	0	3
CO ₂	CO ₂	<i>dioxido de carbono</i>	R744	0	1
NH ₃	NH ₃	<i>amoníaco</i>	R717	0	0
AFAE	C ₂ H ₃ F ₃ O	<i>methyl trifluoromethyl ether</i>	HFE-143	0	656
AFAE	C ₃ H ₃ F ₅ O	<i>methyl pentafluoroethylether</i>	HFE-245	0	697
HFC		R143a/R134a/R125	R404A	0	3800

Tabela 1 – Características dos Refrigerantes (RESTREPO, et al., 2008).

Para reduzir as emissões dos gases que contribuem para o efeito estufa, uma das ações envolvidas diz respeito às melhorias para a contenção de vazamentos dos refrigerantes sintéticos com alto valor de GWP nos sistemas de refrigeração existentes; assim como o uso de refrigerantes naturais com menores impactos no aquecimento global aplicados nos novos equipamentos.

2.1.3. CO₂ como Alternativa

Existe um crescente estudo na tecnologia de fluidos refrigerantes ecológicos e seguros, os chamados fluido naturais, como o ar, gases nobres, hidrocarbonetos, água, amônia e o dióxido de carbono. O dióxido de carbono não é inflamável, não é tóxico e pode ser operado em ciclos de compressão a vapor abaixo de 0°C.

Durante a comemoração de 20 anos do Protocolo de Montreal, em 2007, uma decisão foi tomada pelo conjunto de países signatários. Os CFCs tinham um prazo para serem extintos até 2010, com isso, decidiu-se pelo início do processo de substituição dos HCFCs para 2013, ou seja, o prazo previsto para o abandono desses gases foi antecipado em dez anos. Sendo assim, além dos benefícios trazidos com o objetivo do Protocolo, que é a recomposição da camada de Ozônio, essa medida traz um enorme benefício para a questão climática, dado o acentuado Potencial de Aquecimento Global (GWP) dos HCFCs. É importante ressaltar que a substituição dos HCFCs só ocorrerá com a introdução de outros gases no mercado. Se o HCFC-22 (R-22) for substituído predominantemente pelos fluidos HFC-134a, HFC-404a, HFC-407C e HFC-410A, que são as alternativas mais consolidadas no mercado, o ganho que se pretendia ter com a reconstrução da camada de Ozônio vai ser anulado devido ao fato do GWP dos HFCs ser bastante elevado.

Portanto, é interessante apontar os aspectos relevantes dos fluidos naturais que poderão vir a ser substitutos dos HCFCs. A pouca discussão a pouco tempo sobre o assunto, gerou uma série de dúvidas e preocupações com relação a segurança, eficácia ou economicidade dos fluidos naturais. São aspectos importantes que devem ser tratados com seriedade. Para isso, a experiência internacional no uso desses fluidos refrigerantes, os fundamentos científicos e a experiência prática, serão importantes para o esclarecimento dessas dúvidas.

É claro a tendência de crescimento do uso dos fluidos naturais em sistemas de refrigeração e ar condicionado, devido a medidas de incentivo adotadas em alguns países e pelos avanços tecnológicos já disponíveis no mercado. Em alguns anos, inúmeras empresas terão de tomar decisões em relação à compra ou produção de novos equipamentos. Tais equipamentos tem um período, na maioria das vezes de décadas de funcionamento, com isso, as opções adotadas tem que contemplar tendências futuras.

Ao se observar o passado dos sistemas que funcionam atualmente com CO₂, ele é um refrigerante antigo. A utilização do CO₂ teve um declínio após a segunda guerra mundial, com um recente crescimento de sua utilização. No começo do século XX, o CO₂ foi muito utilizado como refrigerante, principalmente em sistemas marítimos,

mas também era usado em sistema de ar condicionado estacionário. Segundo (KIM, et al., 2003) Alexandre Twining foi o primeiro a propor o uso do CO_2 como refrigerante em 1850 (British Patent). Carl Lind construiu, em 1881, a primeira máquina operando com CO_2 , na Europa. O alemão Franz Windhausen foi premiado em 1886 pela “British Patent” por ter melhorado a tecnologia aplicada aos sistemas com CO_2 . Na Inglaterra, a companhia J. & E. Hall adquiriu essa patente em 1887. Após ter dominado a tecnologia, começou a fabricação das máquinas em meados de 1980. Esta máquina de CO_2 possuía duplo estágio de compressão e teve a primeira aplicação na refrigeração marítima, onde o CO_2 foi dominante até os anos de 1950, como mostrado na figura 2.

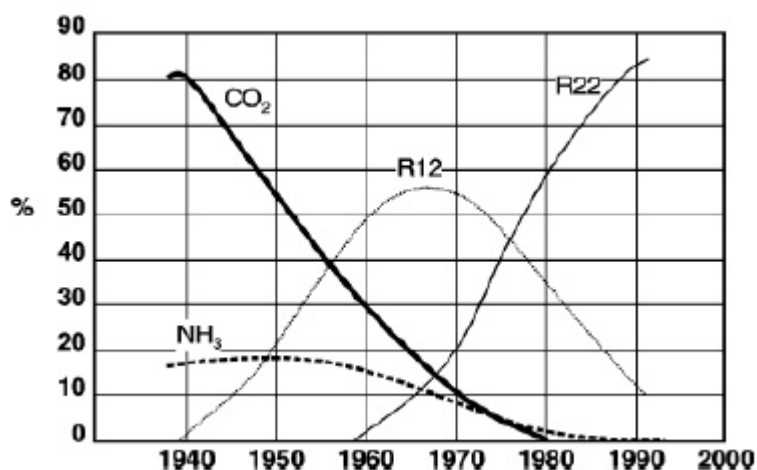


Figura 3 - CO_2 utilizado em instalações marítimas (KIM, et al., 2003).

As desvantagens que se destacam no uso do CO_2 como refrigerante são baixa capacidade e baixo COP a altas temperaturas no lado da rejeição do calor, quando comparado aos demais refrigerantes convencionais. Uma das maiores restrições do CO_2 como refrigerante são as altas pressões de operação, conforme é mostrado na Figura 4, o que teve grande peso no uso do CO_2 como refrigerante em um determinado período.

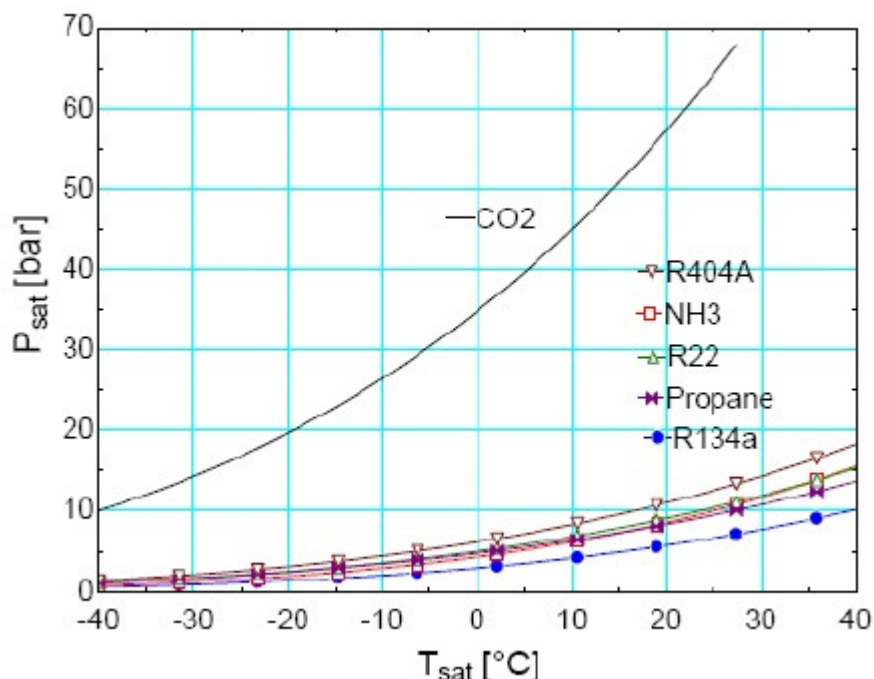


Figura 4 - Gráfico P-T de saturação de diversos refrigerantes (SAWALHA, 2008).

A substituição dos fluidos antigos pelos CFCs, ditos refrigerantes seguros, entre 1930 e 1940, se deu pelo argumento de que os fluidos antigos como amônia e dióxido sulfúrico não eram seguros.

O CO₂ tem sido atualmente, uma opção para substituir os CFCs, tendo algumas restrições para sua utilização como problemas de alta pressão e perda de eficiência a altas temperaturas no calor rejeitado. Dentre as aplicações com o sistema de CO₂, podemos citar: Refrigeração alimentar em supermercados, restaurantes, conforto térmico de navios, hospitais e teatros. O CO₂ funciona como fluido secundário na maioria desses sistemas.

Quando o problema do uso dos CFCs foi detectado, as indústrias procuraram alternativas viáveis com relação aos refrigerantes. O professor norueguês Gustav Lorentzen acreditava no retorno do CO₂ como refrigerante. Em 1989, foi desenvolvida uma aplicação com um ciclo transcrito de para o CO₂, onde no lado de alta pressão foi colocada uma válvula de controle para manter a pressão estável.

Lorentzen e Pettersen publicaram, em 1992, os primeiros resultados de um protótipo de ar condicionado automotivo que utilizava o CO₂ como refrigerante. A comparação foi realizada em laboratório entre os refrigerantes R-12 e R-744 (CO₂).

Nos cálculos o sistema com CO₂ teria uma eficiência menor do que o sistema que utiliza o R-12, porém, inúmeros fatores práticos criaram uma situação de eficiência igual ou superior entre os dois sistemas.

Com base nos resultados obtidos, o interesse em utilizar o CO₂ como fluido refrigerante, aumentou consideravelmente, visto os efeitos ambientais negativos causados pelos CFCs e HFCs. Com isso, o número de projetos de pesquisa envolvendo o CO₂ no setor industrial aumentou significativamente, principalmente na indústria Europeia. No Brasil, esses estudos vêm ganhando importância desde 2010.

2.2. Soluções de Sistemas

Sistemas de refrigeração de supermercados normalmente atendem a diferentes temperaturas de interesse. Isso se deve, à necessidade de satisfazer a (NBR 16255, 2013), que impõe as condições de projeto, instalação, operação e manutenção de sistemas de refrigeração em supermercados. O conjunto de equipamentos tem a função de manter alimentos em faixas de temperatura pré-determinadas, também estabelecidas por esta norma.

Produto	Faixa de temperatura recomendada
Carnes	0 / + 2 °C
Aves	0 / + 2 °C
Embutidos	+ 2 / + 4 °C
Pescado	0 / + 2 °C
Pratos prontos resfriados	0 / + 2 °C
Laticínios	4 / + 6 °C
Leite	2 / + 4 °C
Frutas e Verduras	6 / + 8 °C
Legumes processados	0 / + 2 °C
Alimentos processados	0 / + 2 °C
Sorvetes	- 15 / - 18 °C
Congelados	- 15 / - 18 °C

Tabela 2 – Temperaturas indicadas na exposição dos produtos (NBR 16255, 2013).

Para instalação de refrigeração de um supermercado, é necessário possuir pelo menos dois nível de temperatura de evaporação no sistema. Para que sistemas de

refrigeração com refrigerantes convencionais atendam tais especificações, diversas configurações estão dispostas, como ciclos de compressão de simples ou duplo, por exemplo. Atrelado a isto, uma série de equipamento são empregados, de acordo com as propriedades termodinâmicas do fluido refrigerante de trabalho e as condições climáticas impostas pelo ambiente.

No entanto, aplicações que utilizam CO₂, devem ser projetadas com cuidado redobrado, pois seus sistemas de equipamentos e tubulações adotados dependem de alta confiabilidade para garantir mínimos riscos ambientais, devido sua alta pressão de trabalho. Somando a isto, seu ponto crítico situado a 31,1°C leva projetos frigoríficos a serem distintos dos sistemas de refrigeração convencionais.

De qualquer forma, existe uma larga quantidade de configurações que podem ser definidas, e logo, classificadas de acordo com a maior pressão de trabalho, empregada no ciclo de menor temperatura, dividindo sistemas de refrigeração com CO₂ em duas categorias: transcíticos e subcríticos. Desta forma, facilita a seleção de configuração de acordo com as condições ambientais impostas.

No ciclo transcítico o refrigerante comprimido pelo compressor a uma pressão ótima que fica acima do ponto crítico do ponto do refrigerante. Devido ao fato da pressão estar acima do ponto crítico do gás não pode mais ser condensado, mas somente resfriado (SILVA, 2009).

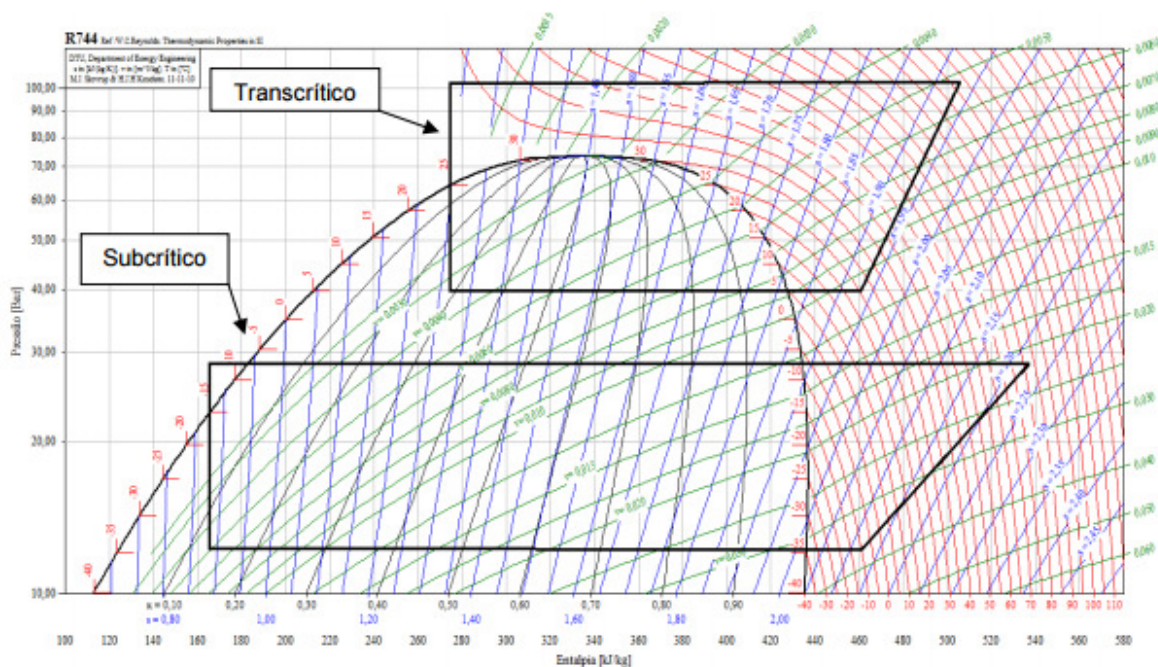


Figura 5 – Ciclo Transcítico e Subcrítico em diagrama P-h (SOUZA, et al., 2011).

O ciclo subcrítico é usado na maioria das aplicações comerciais e industriais. A única diferença entre este ciclo e o transcítico são as características do CO₂. As pressões de operação são muito mais elevadas do que as de muitos refrigerantes tradicionais quando usados em sistemas de simples estágio, mas a relação de pressão sobre o compressor é menor do que as dos outros refrigerantes. As altas pressões de operação são superadas instalando os sistemas de R744 sistemas de dois estágios em um arranjo chamado de sistema cascata. O outro tipo de sistema de dois estágios é o sistema composto (booster), ou, ainda uma combinação de ambos (SILVA, 2009).

2.3. Instalações Típicas

Dentro do que foi citado anteriormente, vale a pena demonstrar os ciclos de refrigeração disponíveis, enfatizando suas características, e consequentemente, seus aspectos positivos e negativos.

Um dos sistemas mais usuais que dispõe a capacidade de refrigerar a dois níveis diferentes de temperatura com o R744 é o sistema em cascata. Ele utiliza um refrigerante convencional no ciclo de alta pressão, que funciona como sistema de rejeição de calor através de um trocador de calor, para o ciclo de baixa temperatura. É possível que os evaporadores de média temperatura possam ser instalados tanto no ciclo do refrigerante convencional, quanto no ciclo de CO₂. Este último garante que o sistema seja composto majoritariamente por R744, reduzindo problemas de manutenção e operação, relacionados a longas linhas de líquido e sucção de refrigerantes convencionais. Em contrapartida, a utilização da chamada RL (recirculação de líquido), acaba aumentando o investimento no quadro geral de equipamentos, pela necessidade de instalação de tanques de baixa pressão, bombas de CO₂ e pelo aumento da linha de R744 (que devem ter paredes mais espessas), amplificando assim o custo de tubulações.

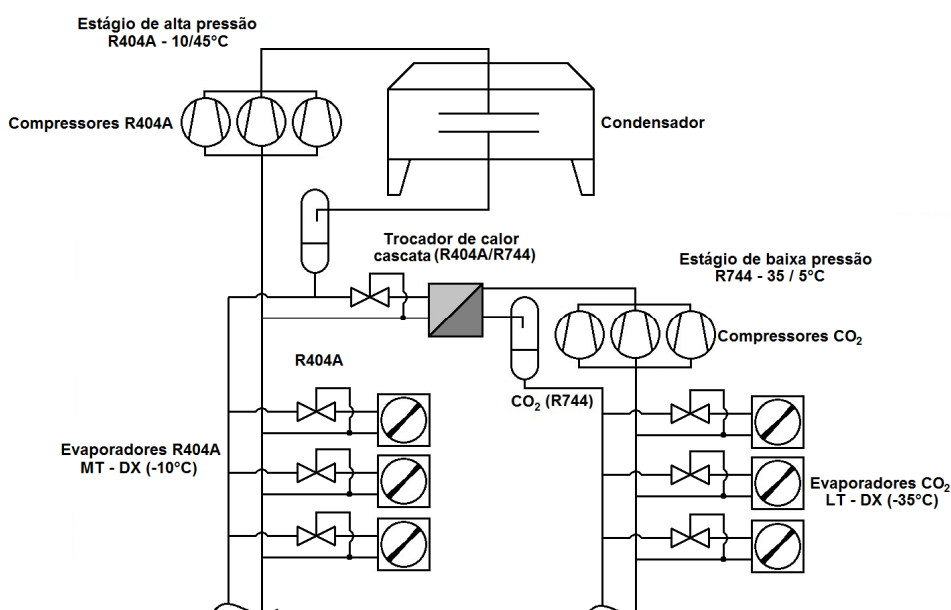


Figura 6—Sistema em cascata com evaporadores de baixa alimentados por CO₂, e evaporadores de média alimentados por R404A (SILVA, 2009).

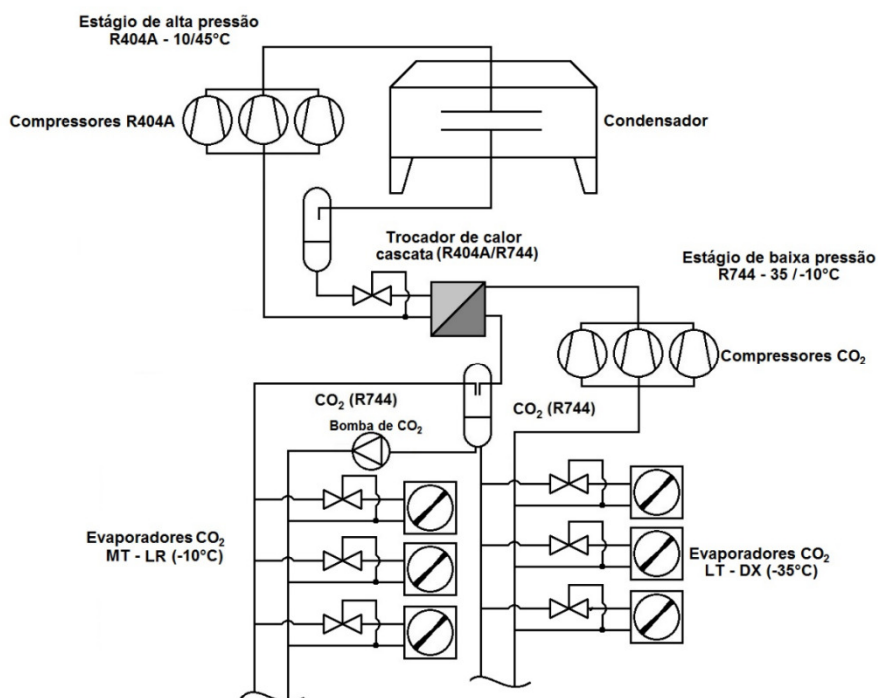


Figura 7– Sistema em cascata com evaporadores de baixa alimentados por expansão direta de CO₂, e evaporadores de média alimentados por recirculação de líquido de CO₂ (SILVA, 2009).

Com o objetivo de aumentar a sustentabilidade do sistema de refrigeração, regularmente é empregado o uso de R717 no ciclo de alta, porém, um possível vazamento pode acarretar na contaminação e na propagação de odor por todo o estabelecimento. Uma solução é o posicionamento do ciclo de R717 em um local afastado do supermercado, e realizar as trocas de calor entre os ciclos por um terceiro fluido chamado Glicol, e, portanto, se faz possível a instalação de evaporadores de média temperatura tanto no sistema de Glicol, quanto no sistema de CO₂.

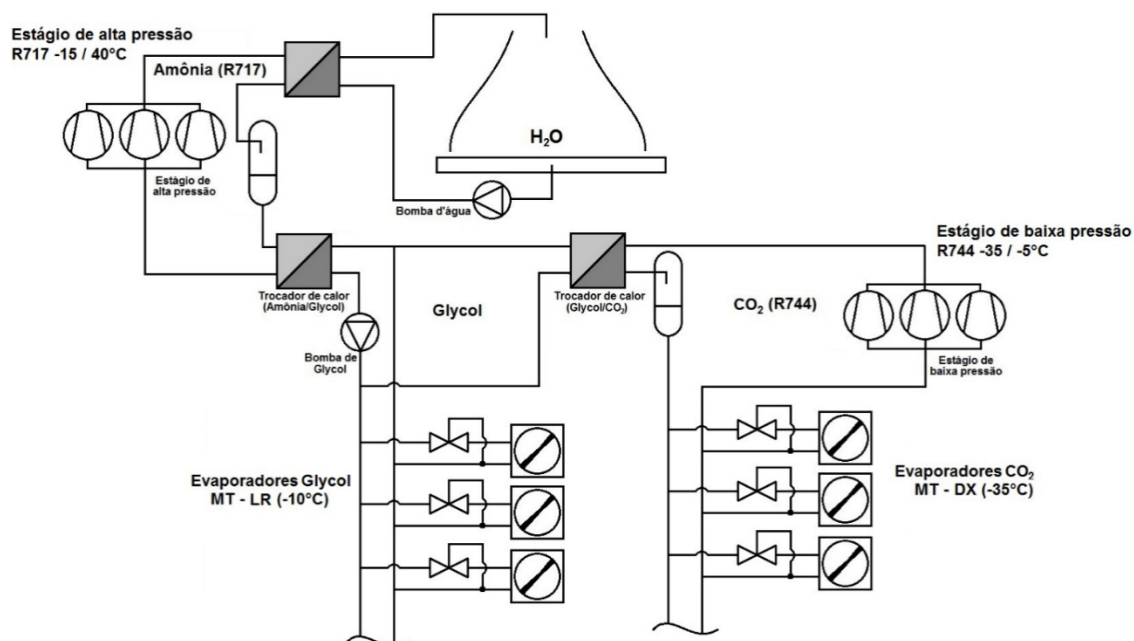


Figura 8 - Sistema em cascata com evaporadores de baixa alimentados por expansão direta CO₂, e evaporadores de média alimentados por recirculação de líquido de Glicol (SILVA, 2009).

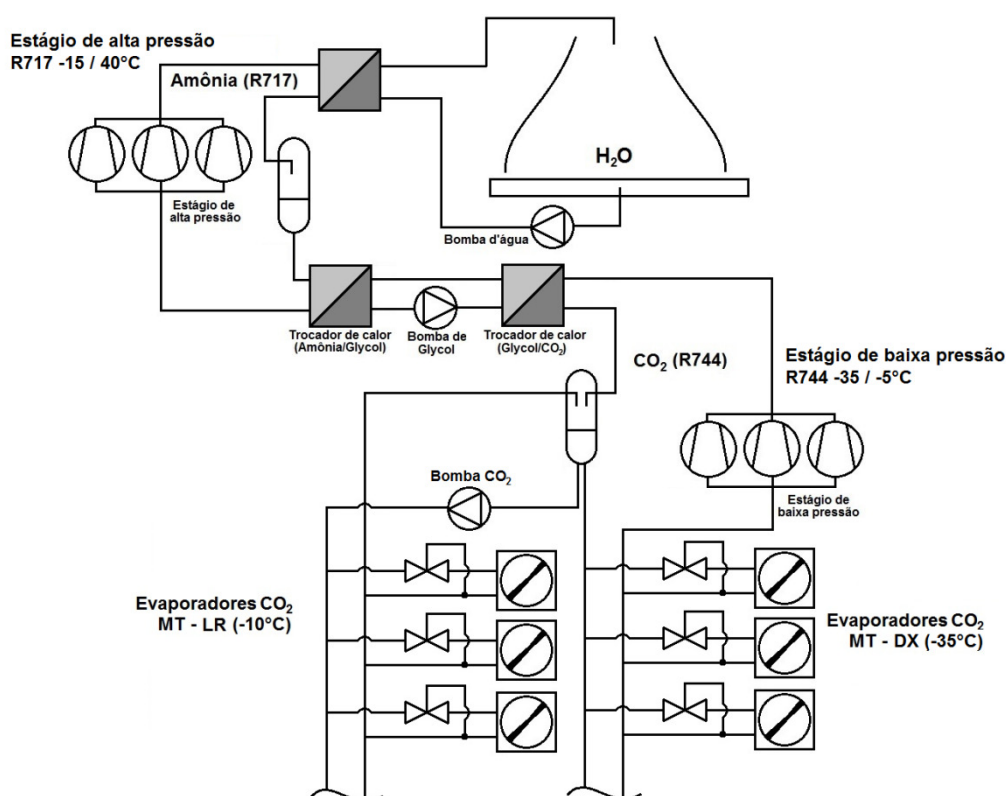


Figura 9 – Sistema em cascata com evaporadores de baixa alimentados por expansão direta CO₂, e evaporadores de média alimentados por recirculação de líquido de CO₂ (SILVA, 2009).

Outra configuração possível em sistemas de refrigeração de supermercados é a utilização de uma torre de resfriamento, aumentando ainda mais a eficiência térmica de rejeição de calor do sistema para o ambiente, e garantindo que, caso haja um vazamento de amônia/água, possa ser realizada sua remoção através do dreno da torre.

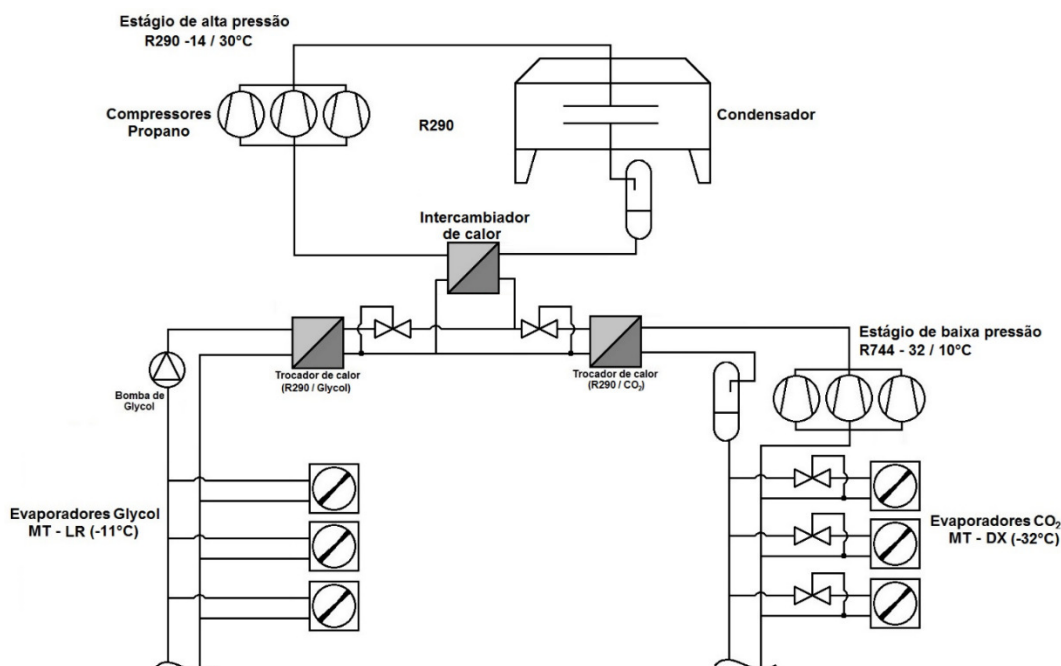


Figura 10 – Sistema em cascata com evaporadores de baixa alimentados por CO₂, e evaporadores de média alimentados por recirculação de líquido de Glicol (SILVA, 2009).

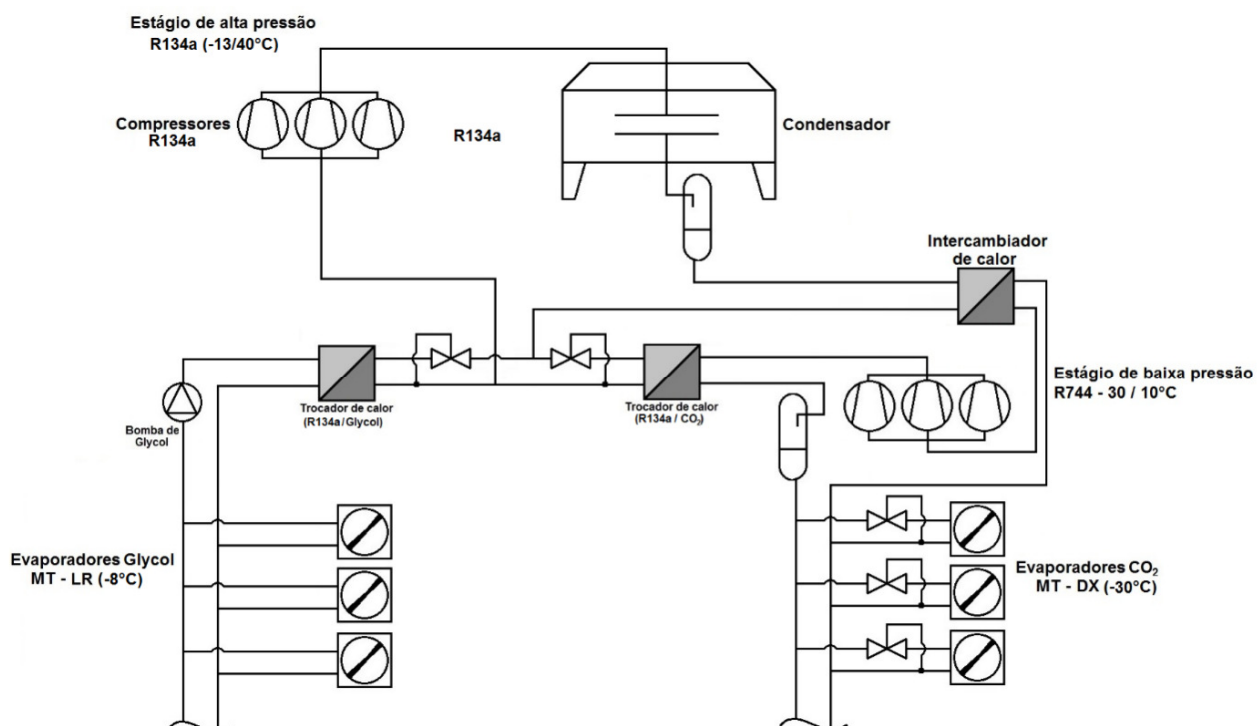


Figura 11 - Sistema em cascata com evaporadores de baixa alimentados por CO₂, evaporadores de média alimentados por recirculação de líquido de Glicol, e regeneração do ciclo de CO₂ com R134a (SILVA, 2009).

Outras estratégias de aumento de eficiência do sistema existem, porém envolvem investimentos em trocadores de calor, que visam um maior superaquecimento nas linhas de sucção de compressores, e maior subresfriamento de linhas de líquido.

2.4. Segurança dos Sistemas Aplicados com R744 (CO₂)

Esta seção tem informações baseadas de acordo com (SILVA, 2009), com o intuito de evidenciar e conhecer as condições e os cuidados necessários ao se trabalhar com o CO₂.

2.4.1. Questões de Segurança Envolvendo CO₂

Os refrigerantes são considerados produtos químicos e, portanto devemos nos atentar para as questões de segurança que nos previnem do impacto direto dessas substâncias ao corpo humano, assim como sua interação com os materiais e o meio ambiente. Os refrigerantes se dividem em três grandes grupos de acordo com a reação provocada no corpo humano:

- Cheiro forte e efeito tóxico agudo: Amônia R717 (NH₃), Dióxido de Enxofre R764 (SO₂) e Clorometano R40 (CH₃Cl) (Cloroeto de Metila).
- Nenhum cheiro particular ou efeito tóxico a curto prazo: HFCs, HCs e Nitrogênio (N₂).
- Envolvidos diretamente no processo respiratório: Ar R729 e Dióxido de Carbono R744 (CO₂).

É importante saber que qualquer gás introduzido mecanicamente em um ambiente fechado pode causar asfixia, e até a morte, das pessoas já inseridas neste ambiente, pelo simples fato que o gás causará o deslocamento do oxigênio para fora do ambiente na mesma taxa em que o gás entra, tornando impossível a respiração. Se uma pessoa permanecer em um ambiente onde o nível de Oxigênio está abaixo de 8%, ela ficará inconsciente. Sabendo que o ar desse ambiente está saturado com o gás asfixiante que é mais pesado do que o ar, a pessoa cairá inconsciente no chão onde estará a maior concentração desse gás asfixiante e irá morrer por asfixia (falta de Oxigênio). A Tabela 2 mostra os efeitos da redução do Oxigênio no corpo humano.

21% - Atmosfera normal
16% - Respiração forçada
14% - Locomoção forçada
12% - Pensamento confuso
10% - Náusea, vômito, colapso
08% - Perda da consciência
06% - Falha no aparelho respiratório

Tabela 2 - Níveis do Oxigênio e seu efeito no corpo humano (SILVA, 2009).

Outro fator que exige cuidados é o fato que ao trabalhar com o refrigerante em forma líquida ele estará em uma temperatura muito baixa, baixa o suficiente para causar graves queimaduras se entrar em contato com a pele. No caso de um acidente causando queimaduras criogênicas é recomendado aquecer bem a área afetada com água na temperatura aproximada do corpo humano, 38°C. Também não se deve tocar em algumas válvulas e tubulações dos sistemas sem os devidos EPIs, pois tais partes do sistema podem estar extremamente frias.

2.4.2. CO₂ Misturado como Ar como um Asfixiante

Da mesma forma que os outros gases, o CO₂ ocupa espaço, deslocando o ar. A diferença é que o Dióxido de Carbono também é um agente narcótico; sendo o mais potente vasodilatador cerebral já conhecido.

A elevada concentração de CO₂ no ar provoca um efeito incomum no corpo humano. Os glóbulos vermelhos são responsáveis pelo transporte do Oxigênio e do Dióxido de Carbono aos tecidos do corpo, a capacidade das células na troca desses gases no pulmão é vital ao corpo humano. Quando o nível de CO₂ está elevado no ar, os glóbulos vermelhos ficarão saturados com CO₂, o que vai comprometer a troca do CO₂ pelo Oxigênio nos pulmões através das células. Com isso, mesmo que tenha Oxigênio o suficiente no ar, o pulmão não consegue absorvê-lo.

2.4.3. Dispositivos e Métodos de Proteção Individual

É importante que todos que trabalhem com sistemas de refrigeração que utilize CO₂ se preocupem com a sua segurança e a dos demais companheiros de trabalho. Podemos citar os trabalhos realizados nos balcões frigoríficos ou câmaras frigoríficas de um supermercado. Sabendo que o CO₂ é um gás incolor e inodoro, devemos ser capazes de detectar vazamentos de refrigerante no sistema de refrigeração. Sabemos que o vazamento de CO₂ em um espaço confinado poderá ser fatal, ainda mais se a manutenção em questão for substituir um ventilador, válvula ou banco de resistências.

Refrigerantes mais densos do que o ar, se acumulam nos pontos mais baixos do ambiente. O CO₂ pode causar asfixia e morte em áreas confinadas e mal ventiladas. Por esta razão, as salas de máquinas precisam ser bem ventiladas, incluindo o ar que precisa ser renovado regularmente. Em caso de vazamento de um gás asfixiante como o CO₂, a maneira mais prática de renovação do ar é feita através de um par de exaustores (um insuflando e o outro aspirando, a cada 10 minutos). Devido à densidade do CO₂ devem-se instalar sensores em todas as áreas onde o vapor de CO₂ poderá se acumular ou afetar a equipe de funcionários do estabelecimento ou até mesmo o público em geral. A Tabela 3 nos dá uma comparação da densidade dos refrigerantes.

Refrigerante	Nome Comum	Massa Molg/mol	Densidade Vapor @15 °C @1atm (101,3kPa.abs) kg/m ³	Densidad e Relativa Ar = 1
R717	Amônia	17	0,72	0,595
R729	Ar	29	1,21	1,00
R744	Dióxido de Carbono	44	1,85	1,53
R290	Propano	44	1,87	1,55
R600a	Isobutano	58	2,5	2,07
R410A	R32/R125	72,6	3,07	2,54
R407C	R32/R125/R134a	86,2	3,66	3,03
R22	Clorodifluorometano	86,5	3,67	3,03
R404A	R134a/R125/R134a	97,6	4,15	3,43
R134a	Tetrafluoroetano	102	4,36	3,61
R12	Diclorodifluorometano	121	5,16	4,27

Tabela 3 - Comparação das densidades dos refrigerantes (SILVA, 2009).

Os sensores de CO₂ devem ser instalados nas seguintes áreas:

- Sala de Máquinas
- Câmara de congelados
- Câmara de resfriados
- Ilhas de congelados
- Balcões de laticínios
- Qualquer gabinete ou balcão refrigerado que utiliza o CO₂ como refrigerante.

Os sensores devem ser instalados o mais próximo possível do piso, pois em caso de vazamento através do sistema frigorífico, o CO₂ se acumulará no ponto mais baixo do ambiente. A função dos sensores é acionar o sistema de exaustão de ar ou alertar os funcionários, a equipe de manutenção e a gerência do estabelecimento em caso de vazamento de CO₂. A equipe de manutenção deverá tomar as seguintes providências para conter o vazamento, além disso, deverá fazer uma avaliação de risco sempre que estiver em contato com um sistema de refrigeração com CO₂.

2.4.4. Válvula de Segurança e Alívio

Trabalhar com equipamentos que utilizam o CO₂ ou outro refrigerante de alta pressão exige muita atenção e segurança. Os refrigerantes de alta pressão não toleram más condutas de manutenção e segurança, pois poderá trazer riscos ao equipamento e a vida do técnico responsável. É importante que a equipe de manutenção entenda não somente como o sistema trabalha, mas também quais serão os efeitos caso eles tenham que fazer algum ajuste ou isolar algum componente do sistema. É de vital importância saber que nunca se deve isolar nenhuma parte do sistema sem o devido alívio de pressão.

No sistema de refrigeração com CO₂, o único perigo real é isolar uma linha de líquido. Assim o líquido não tem como expandir se a temperatura do tubo aumentar, consequentemente a pressão hidráulica do CO₂ dentro da tubulação será tão elevada que certamente o tubo não resistirá vindo a romper. O CO₂ na temperatura ambiente, aproximadamente 31 °C, se equaliza em 7300 kPa, acima dessa temperatura e com presença de líquido, o valor sairá da escala.

Quando em um espaço confinado na fase líquida ou gasosa, o CO₂ poderá aumentar sua temperatura e pressão em caso de transferência de calor. Sendo assim, deve-se instalar válvulas de alívio no sistema em cada parte que possa ser isolada, assim as pressões acima de 4000 kPa do lado de alta e 2000 kPa do lado de baixa serão aliviadas e o sistema funcionará com segurança.

A válvula de alívio tem a função de fazer um by-pass de uma válvula de bloqueio fechada, desde que a seção seguinte da tubulação seja suficientemente aliviada. O projetista deve se preocupar sobre a questão da manutenção quando a válvula for aberta para um reparo qualquer, ficando atento ao fato de que os dois lados da válvula de retenção precisam ser aliviados e posteriormente evacuados.

O rack de compressores deve ter as principais áreas aliviadas por válvulas de segurança. É comum instalar também uma válvula de serviço de 1/4" juntamente com a válvula de segurança. Assim é possível ter acesso ao sistema através de vários pontos, onde é possível adicionar, remover e transferir o refrigerante, ou fazer evacuação. Sabendo que o CO₂ se transforma em gelo seco em temperaturas abaixo de -56 °C ou então abaixo de 420 kPa, a transferência de gás de uma tubulação para outra é uma boa prática que tem como intuito impedir a formação de gelo quando houver presença de líquido. Válvulas de segurança deverão sempre ser direcionadas longe das áreas ocupadas, preferencialmente para o lado de fora da sala de máquinas e também para longe dos dutos de entrada do ar condicionado; o mesmo deve acontecer quando o CO₂ for liberado para a atmosfera. Quando o CO₂ for retirado do sistema na fase líquida, é importante atentar para o fato de que ele estará a -56 °C, como a pressão ficará abaixo de 420 kPa, conseqüentemente a temperatura cairá para -78 °C e irá formar o gelo seco.

2.5. Artigos de interesse

Segue então, um breve resumo respeito das dissertações e artigos científicos considerados no desenvolvimento deste projeto de graduação.

(PEREIRA, 2010) apresenta estudos comparando e analisando as eficiências energéticas e exergéticas para três fluidos refrigerantes: R22, R404a e R744. O estudo foi realizado por meio de simulação numérica utilizando (EES). A simulação numérica foi conduzida para cinco diferentes tipos de instalações de refrigeração para supermercados, para as quais foi feita uma análise energética e exergética. Os resultados dessa análise foram validados com dados existentes na literatura e comparados com os resultados obtidos na única instalação frigorífica comercial da América Latina que trabalha com CO₂, o Supermercado Verdemar, Belo Horizonte, MG/Brasil. A simulação numérica desse trabalho representou bem os dados da instalação real. Portanto, a utilização do CO₂ mostrou um melhor desempenho do sistema em determinadas faixas de aplicações, bem como a redução no consumo de energia elétrica.

(LIU, et al., 2005) fizeram um estudo com um protótipo de condicionador de ar automotivo com CO₂ com compressor alternativo, resfriador de gás e evaporador com aletas. Foram também utilizados uma válvula de expansão manual e um trocador de calor interno. Houve variação do lubrificante, da carga de CO₂, da pressão de saída do evaporador, da velocidade do compressor e da temperatura de entrada do ar. O desempenho do protótipo foi experimentalmente investigado em detalhes. A capacidade de refrigeração, a potência consumida do compressor, a taxa do fluxo de massa de CO₂, e o valor do COP foram analisados. Foi observado que quando o compressor aumenta a velocidade e a pressão de descarga, a capacidade dos trocadores de calor torna-se um fator limitante. A eficiência do trocador de calor é reduzida quando o fluxo de massa do refrigerante aumenta.

Os resultados experimentais mostraram que o desempenho do sistema de CO₂ foi bastante afetado por determinados lubrificantes e teve o seu desempenho sensível a taxa de massa. A pressão do lado de alta também afetou bastante o desempenho do

sistema, mostrando a necessidade de um controlador de pressão no lado de alta pressão.

(DUCOULOMBIER, et al., 2007), estudaram um modelo para análise em sistemas de supermercados. Este modelo levou em conta as seguintes irreversibilidades: carga externa que passa através das paredes, transferência de calor entre o expositor frio e a área de vendas quente e aquecimento elétrico. Foram investigadas novas tecnologias para supermercados e edifícios ecológicos, porém as mesmas continuam em aberto; muitas suposições utilizadas a fim de se reduzir o consumo de energia. Uma dessas suposições consistiu no desenvolvimento de um sistema de cogeração, ou seja, combinação de diferentes formas de energia, como por exemplo, do aquecimento combinado com um chiller de absorção. Esta técnica visa o aumento da eficiência global dos sistemas de produção de energia levando em conta os limites de emissões de CO₂. Nos sistemas de refrigeração de supermercados, isto implica na utilização de uma ou mais de uma combinação das seguintes tecnologias:

- Circuito com fluido secundário;
- Sistemas de controle integrados
- Controle de velocidade variável de motores elétricos
- Subresfriamento controlado;
- Sistemas de refrigeração em cascata.

Determinar o melhor arranjo do sistema foi o objetivo principal do trabalho. Pela necessidade de desenvolver modelos de previsão capazes de identificar os fatores que podem afetar o consumo total de energia em um supermercado. Tais métodos permitem que o consumo de energia torne-se previsível, ou seja, eles podem ser úteis para quantificar o impacto real de um retrofit ou também podem servir para identificar os componentes com defeito. Sendo assim, o consumo de energia pode ser identificado, se os dados forem suficientemente precisos, o que favorece a otimização de estratégias de operação e programação de controle.

Para a análise foi considerado um supermercado representado por dois espaços interiores, como mostrados na Figura 12.

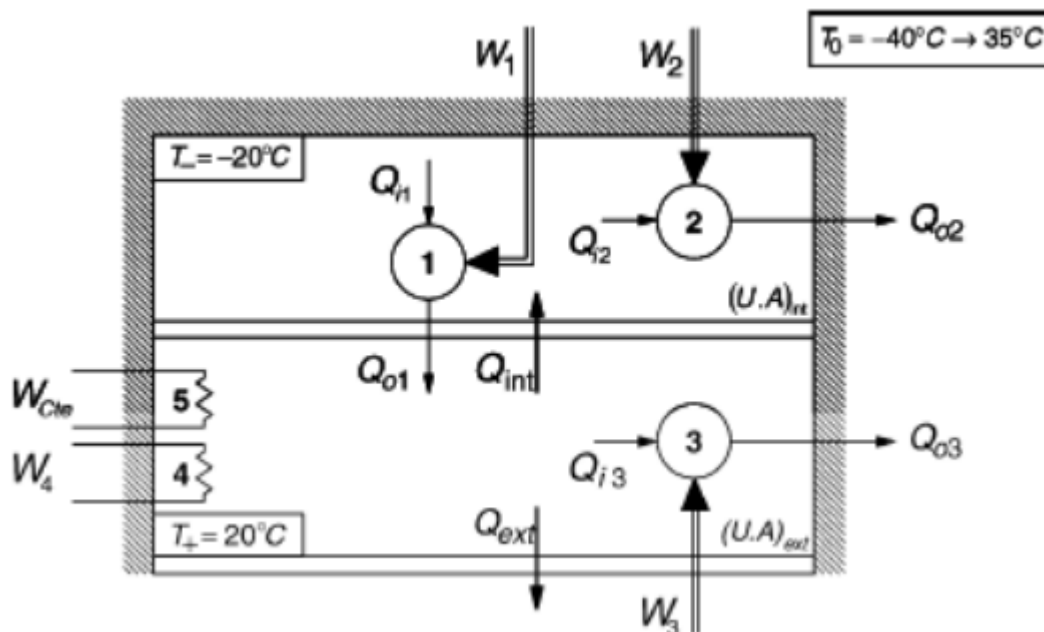


Figura 12 – Esquema de um supermercado ideal (DUCOULOMBIER, et al., 2007).

Foi mantida a temperatura de -20°C em um dos ambientes e o outro a uma temperatura de 20°C . Variou-se a temperatura ambiente, podendo assumir valores entre a faixa de -40°C até 35°C . Consideraram-se três modos diferentes para as condições de operação; aquecimento, recuperação de calor e refrigeração. Em todos os casos foram analisados o consumo de energia correspondente, tendo a minimização do trabalho total como uma função tanto do fator de recuperação de energia quanto da temperatura. Os resultados principais obtidos foram:

Para manter a temperatura necessária nas estações mais quentes, é preciso a introdução de uma carga de refrigeração;

O modelo utilizado permite que as instruções entre o isolamento, carga interna e o COP dos sistemas possam ser quantificados por uma expressão que depende da eficiência relacionada com a temperatura ambiente. Outro aspecto relevante é a capacidade do modelo para prever os requisitos mínimos de energia utilizada;

- A análise apontou que o desempenho de um supermercado real pode ser comparado ao seu ideal, apesar da grande complexidade que caracteriza as instalações modernas.

(LIU, et al., 2005), fizeram uma análise termodinâmica de um sistema de refrigeração em cascata que utiliza dióxido de carbono e amônia como refrigerantes, como mostrado na figura 6, com o objetivo de determinar a temperatura de condensação ideal do sistema cascata, para maximizar o COP e minimizar a destruição de exergia do sistema.

Os parâmetros de projeto incluem: a temperatura de evaporação, a temperatura de condensação e a diferença de temperatura no trocador cascata. Os resultados foram comparados com relatos de dados experimentais.

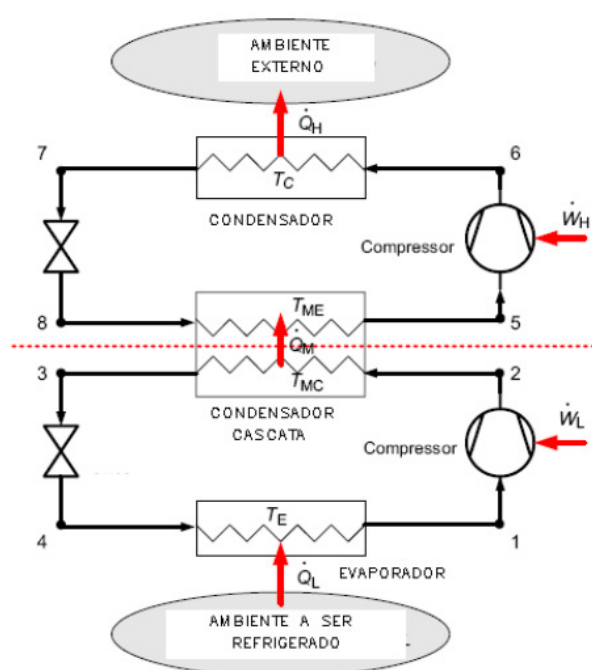


Figura 13 - Diagrama de um sistema em cascata (LIU, et al., 2005).

Eles citaram algumas das características operacionais do uso do dióxido de carbono, pois ele não é tóxico, é incombustível e não tem odor. Além disso, em comparação com os sistemas de duplo estágio que utilizam somente a amônia, o sistema de refrigeração CO_2/NH_3 em cascata tem uma quantidade bem menor de carga de amônia, e apresenta o COP superior ao de um sistema de duplo-estágio em baixas temperaturas.

A capacidade de refrigeração do sistema analisado foi de 175 kW com temperatura de condensação de 35°C, temperatura de evaporação de -54°C e diferença de

temperatura no trocador cascata de 5°C. Os compressores instalados são do tipo parafuso e ambos possuem um motor elétrico com uma potência de 90 kW.

Para o experimento, foi mantida constante a capacidade de refrigeração, e outros parâmetros foram variados, como a temperatura de condensação, a temperatura de evaporação e a diferença de temperatura no trocador cascata para que se possa determinar a temperatura ideal de condensação operado em baixa temperatura. As temperaturas de condensação utilizadas foram de 35°C, 40°C e 45°C. As temperaturas de evaporação foram de -45°C, -50°C e -55°C. As diferenças de temperatura no trocador cascata foram consideradas como 3°C, 4°C e 5°C. Cada componente do sistema de refrigeração em cascata foi tratado como um volume de controle e algumas suposições foram feitas para simplificar a análise termodinâmica, incluindo a energia e a exergia, como:

- Regime permanente;
- Os compressores foram assumidos como não isentrópicos, e sua eficiência isentrópica pode ser expressa como uma função da razão de pressão;
- As eficiências do motor elétrico e mecânicas combinadas foram assumidas com sendo de 0,93 para cada compressor;
- As perdas de calor e perdas de carga nas tubulações de ligação entre os componentes foram desprezadas;
- Todos os dispositivos de expansão são isentálpicos.

Após a análise, os resultados mostraram que;

- A temperatura ótima de condensação no condensador cascata e o COP máximo em um sistema de refrigeração com CO₂/NH₃ cascata foi obtida com: temperatura de condensação de 35°C e evaporação de -50°C, com diferença de temperatura no trocador cascata de 5°C;
- O COP aumenta quando a temperatura de evaporação aumenta, e o COP diminui quando a temperatura de condensação e diferença de temperatura no trocador cascata aumenta.

(SAWALHA, 2008), realizou um estudo contemplando a modelagem, simulação e otimização do sistema de refrigeração utilizado em supermercados, observando o uso de três sistemas utilizados em supermercados como o de refrigeração indireta, cascata e transcritical, onde o CO₂ é aplicado. A solução do sistema indireto com o uso do CO₂ como fluido secundário em aplicações de baixa temperatura, onde os níveis de pressão são razoavelmente baixos e os componentes convencionais podem ser utilizados. Nos últimos anos os componentes para os sistemas com CO₂ tomaram-se mais disponíveis no mercado, abrindo o caminho para instalações em cascata e transcriticals. O experimento realizado utiliza a variação da temperatura do condensador como parâmetro principal, simulando as mudanças de temperatura ambiente.

As duas principais configurações de sistemas de CO₂ que podem ser utilizados em supermercados são o paralelo e o centralizado, como pode ser visto nas figuras 7 e 8 respectivamente, onde a solução paralela consiste de dois circuitos distintos: um para média temperatura e o outro para baixa temperatura. A expansão direta é aplicada em ambos os níveis de temperatura e a compressão em duplo-estágio é utilizada para o circuito de baixa temperatura. Este arranjo diminui a temperatura de descarga, minimizando as perdas de trabalho de compressão.

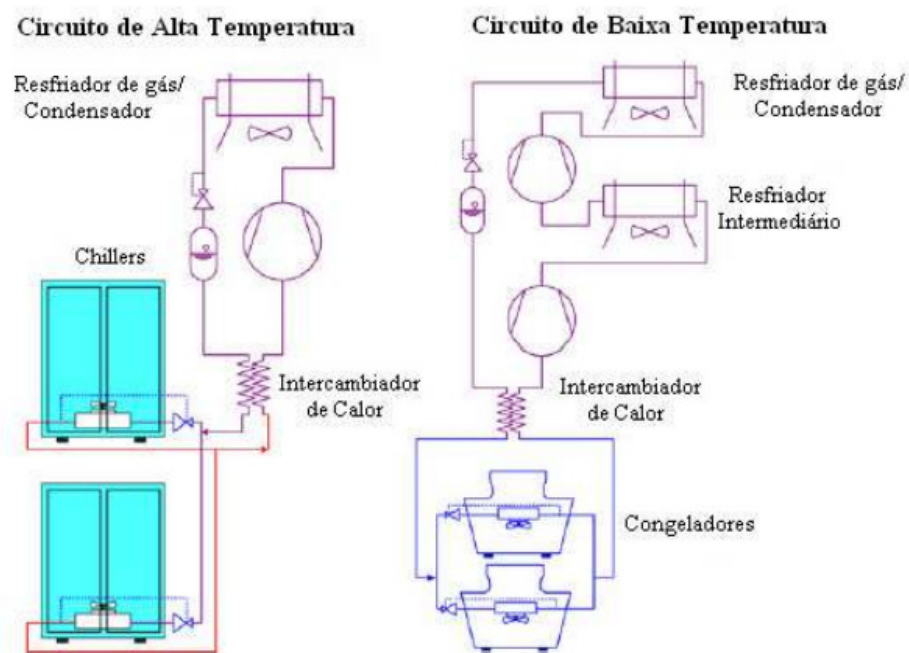


Figura 14 - Sistema em paralelo (SAWALHA, 2008).

O sistema paralelo parece ser mais aplicável principalmente devido à sua semelhança os sistemas convencionais de expansão direta. O fato de existirem dois circuitos separados o torna mais conveniente.

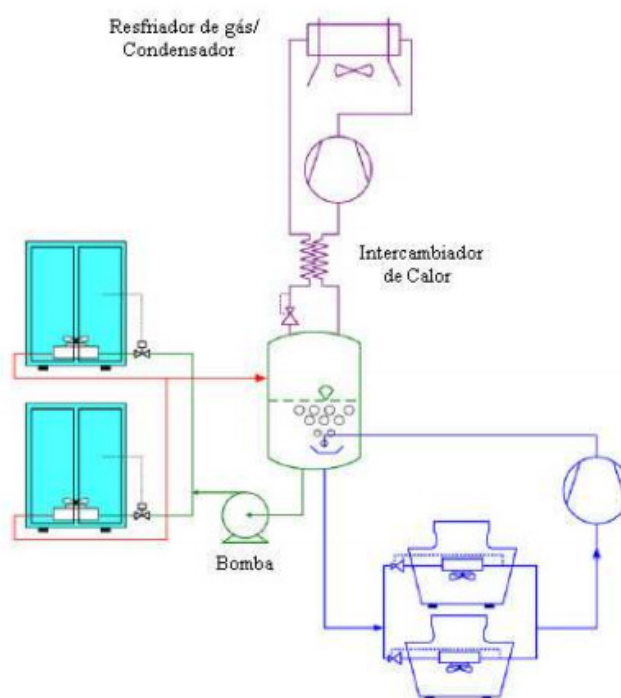


Figura 15 - Sistema centralizado (SAWALHA, 2008).

Uma diferença operacional importante entre os dois sistemas é o mecanismo de retomo do óleo; no sistema paralelo, o sistema também deve conter um separador de óleo eficiente, para garantir o retomo de óleo. No sistema centralizado, o óleo é dissolvido e uma parte fica no tanque, dependendo do tipo de óleo e suas características, como miscibilidade. Um separador de óleo adicional deve ser acrescentado ao sistema para devolvê-lo ao compressor.

Na simulação deste trabalho utilizou-se o programa (EES), usando as temperaturas e condições ambientais nos limites do sistema. No lado de média temperatura a capacidade de resfriamento é de 150 kW e 50 kW para a carga de congelamento; estas capacidades são típicas de um supermercado de tamanho médio na Suécia. A temperatura média de conservação do produto é de 3°C em alimentos resfriados e de -18°C para os alimentos congelados. A temperatura de condensação do projeto é de 30°C.

Fazendo um resumo das conclusões, tem-se:

- O sistema em paralelo obteve um COP 6% superior ao sistema de referência, onde a temperatura de condensação foi maior.
- Durante o intervalo da temperatura ambiente de 10°C a 40°C, o COP do sistema centralizado se mostrou melhor entre 4 a 21% comparado ao sistema de referência.
- Usando um sistema de duplo estágio o COP melhorou de 5 a 22% em relação ao sistema de referência. Assim, o sistema de duplo-estágio obteve um melhor COP entre as soluções discutidas.

3. ESTUDO DE CASO

Para que possa ser realizada uma pesquisa quanto à área de sistemas refrigeração, foi proposto um estudo de um supermercado fictício, submetido às condições normais climáticas, de temperatura, pressão e ambientais da região da Grande Vitória no estado do Espírito Santo.

ES	Vitória		Latitude	Longit.	Altitude	Pr.atm	Período	Extrem. anuais	TBU	TBSmx	s	TBSmn	s	
			20,27S	40,28W	4m	100,28	82/01		30,6	36,8	1,0	14,3	1,7	
Mês>Qt	Freq. anual	Resfriamento e desumidificação				Baixa umidade			Mês>Fr	Freq. anual	Aquec.	Umidificação		
Fev		TBS	TBUc	TBU	TBSc	TPO	w	TBSc	Ago		TBS	TPO	w	TBSc
	0,4%	34,0	25,5	27,0	30,1	26,2	21,6	28,1		99,6%	16,5	12,8	9,2	21,0
ΔTmd	1%	33,1	25,2	26,6	29,7	26,0	21,3	28,0		99%	17,5	14,0	9,9	21,2
8,0	2%	32,2	25,0	26,2	29,4	25,2	20,4	27,5						

Tabela 4 - Condições climáticas da Grande Vitória (NBR 16401, 2008).

É dito que sistemas transcíticos de refrigeração com CO₂ não são recomendados para uso em climas quentes, que é o caso da Grande Vitória, devido às altas pressões de operação que podem ser atingidas (PEREIRA, 2010). De acordo com (ZHANG, 2006) sistemas de refrigeração subcríticos que utilizam CO₂, normalmente tem potência consumida equiparável a sistemas de rack de compressores convencionais. Somado a isto, como explicitado que o CO₂ possui um baixo índice de destruição de camada de ozônio e aquecimento global, sua aplicação se torna aceitável nestas regiões.

	Vantagens	Desvantagens
Cascata	Ciclo de baixa temperatura com R744, e ciclo de média temperatura com refrigerante de baixo GWP	Somente outros dois refrigerantes podem ser utilizados no ciclo de alta pressão
	Equipamentos comuns para ciclos de baixa e média temperatura	A presença de um trocador de calor implica na redução de eficiência
	Melhor eficiência em climas quentes	Falha no sistema afeta ambas temperaturas
Secundário	Necessita de bombas de CO ₂ com baixa potência requerida	Presença do Trocador de calor e vaso de pressão reduzem a eficiência do sistema
	Sistema trabalha a pressão constante sem oscilação alguma	Requer bombas de CO ₂
	Pode fazer a utilização de refrigerantes de baixo GWP	Bombas de CO ₂ deste porte não são vendidas normalmente

Figura 16– Comparação entre os tipos principais sistemas de refrigeração com CO₂ (EMERSON CLIMATE).

3.1. Layout do Supermercado

De modo que o sistema suposto seja convicentemente real, foi proposto o cálculo de carga térmica de um supermercado que utiliza R744 como refrigerante, na região da cidade de Vitória, de modo que sua implementação seja possivelmente evidenciada quando comparada a aplicações reais.

O suposto supermercado possui 50x70m e 5m de pé direito, sabendo que a parte de trás é ocupada por um depósito de produtos. O sistema deve ser capaz também de incorporar uma câmara de frigoríficos e uma câmara de resfriados, além de 6 expositores de resfriados e duas ilhas de congelados.

A temperatura de evaporação na câmara frigorífica, ilhas de congelados é entre -25°C e -15°C, enquanto na câmara de resfriados e expositores é entre 0°C e 5°C. Já a temperatura ambiente desejada no interior do supermercado é de 23°C enquanto as salas de preparo devem estar entre 10°C e 15°C.

No presente projeto, foi definido que o ar condicionado de climatização de ambiente do supermercado não está incorporado, cabendo somente, refrigerar os produtos de interesse.

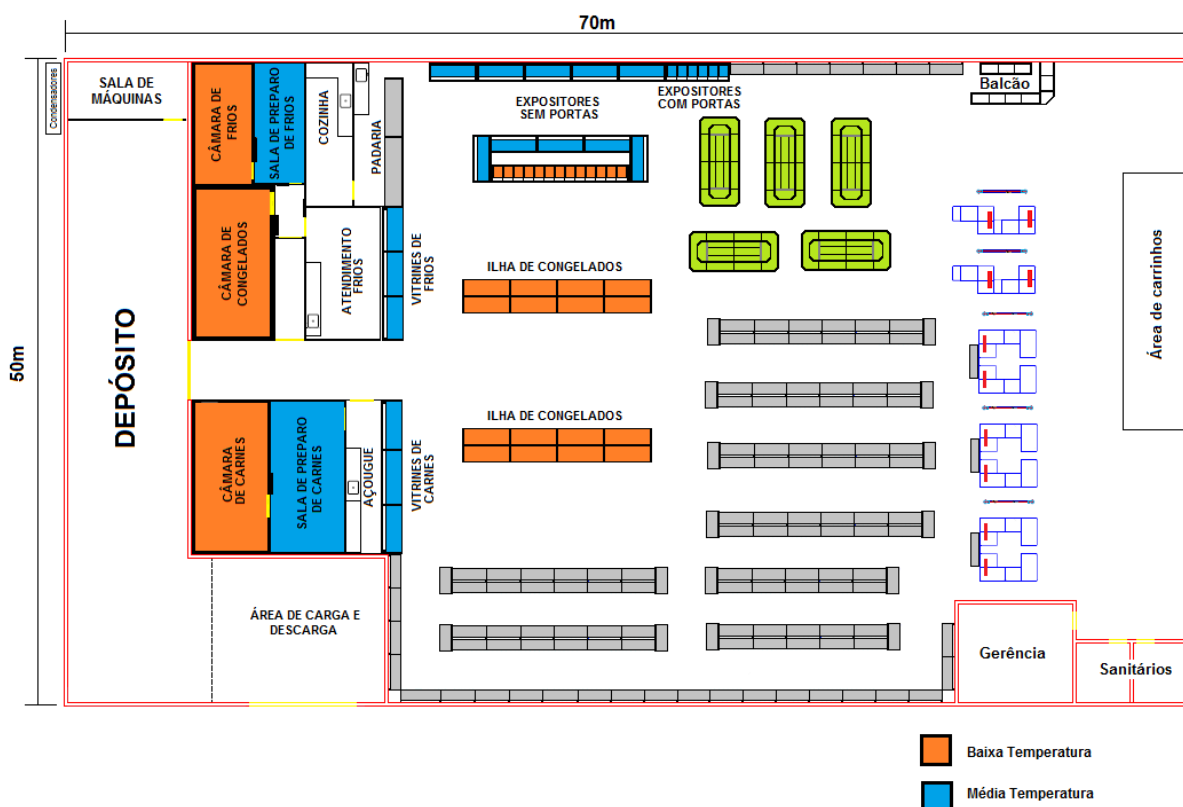


Figura 17– Layout disposto todos os equipamentos frigoríficos a serem utilizados no supermercado.

3.2. Seleção do Sistema

O sistema em cascata de refrigeração com CO₂ com circulação de refrigerante secundário (Glicol), e que utiliza amônia no ciclo de alta é um considerado “extremamente verde” (SILVA, 2009). O uso de Glicol para alimentação dos expositores reduz o custo quanto a quantidade de refrigerante utilizado, contorna condições impostas por órgãos quanto a possível exposição da amônia no estabelecimento, e evita o gasto excessivo com tubulações de parede espessa capaz de suportar as altas pressões impostas pelo uso do CO₂ como refrigerante.

O uso da amônia no ciclo de alta reforça o compromisso ambiental que o sistema de refrigeração impõe, e de acordo com a localização da casa de máquinas, não gera nenhum impedimento quanto ao contato entre quaisquer partes num possível vazamento. A substituição da torre de resfriamento a água do ciclo típico apresentado anteriormente por um condensador a ar, se deve à redução de custo inicial de projeto e de manutenção (NBR 16255, 2013).

Com o auxílio do software (BITZER), da (HONEYWELL) e o (EES), é possível determinar uma série de parâmetros termodinâmicos do sistema evitando superdimensionamento, e gasto final desnecessário de potência elétrica. Estes parâmetros também se basearam em sistemas de supermercado já existentes no mercado brasileiro como o Verdemar (PEREIRA, 2010).

As condições termodinâmicas foram baseadas no presente projeto, e calculadas conforme com a seleção dos equipamentos que compõem o supermercado. Todos os pontos com o sufixo '.1' são linhas que possuem perda de pressão relevante, ou queda de temperatura. Como hipótese, linhas com comprimentos equivalentes superiores a 50m possuem queda de temperatura de 1 °C.

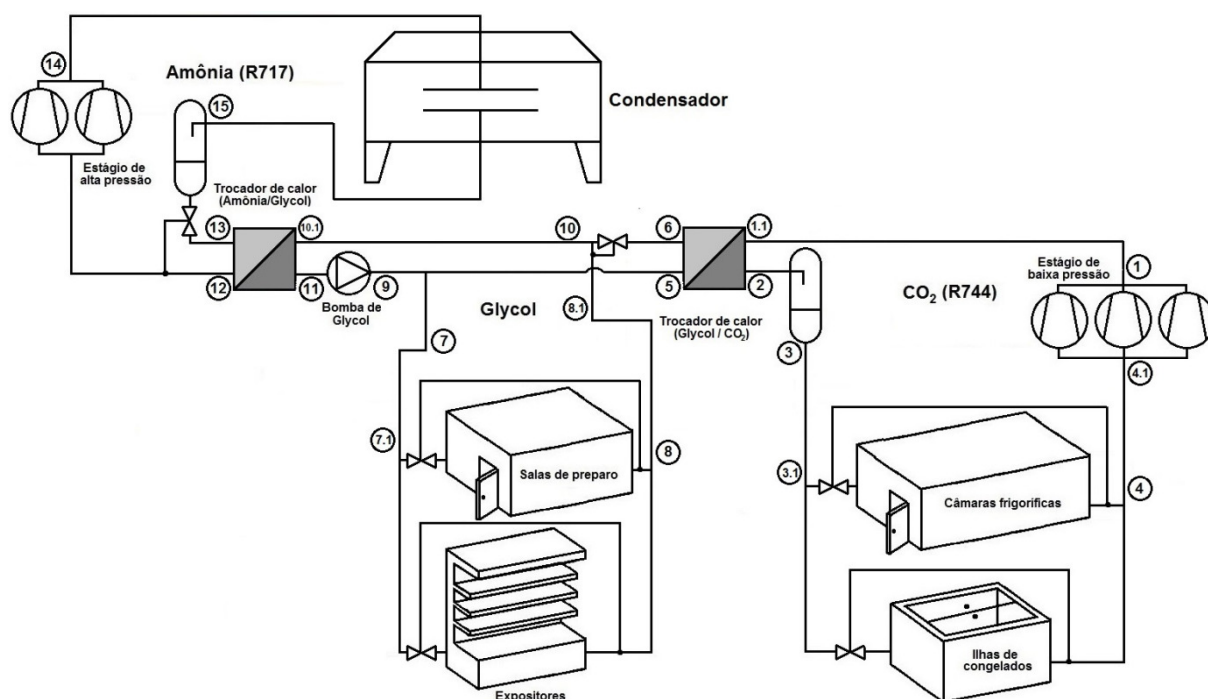


Figura 18 - Sistema de refrigeração selecionada para o projeto.

3.3. Dimensionamento das Câmaras Frigoríficas e Salas de Preparo

Para que o devido dimensionamento das câmaras frigoríficas possa ser realizado, é necessário mensurar a carga térmica de forma plausível, levando em consideração todas as características e situações que o sistema deverá ser submetido. Todo e qualquer energia que possa estar empregada: como troca de calor com ambientes externos, ocupação de empregados por unidade de tempo, iluminação presente no sistema, forçadores presentes nos evaporadores, infiltração em frestas e abertura de portas e carga térmica geral dos produtos.

Neste caso em específico, foram propostos três diferentes câmaras no supermercado e duas salas de preparo: uma câmara frigorífica para armazenamento de congelados e afins (-20°C a -15°C), uma focaliza a conservação de carnes na devida temperatura (-5°C a 0°C), outra para produtos frios (0°C a 2°C), uma sala de preparo de carnes e outra sala de preparo geral (ambas de 12°C a 15°C). Todo o isolamento das paredes é realizado pelo material EPS, que dificulta a troca de calor com ambiente, tentando manter a carga térmica de cada câmara frigorífica além de ter um custo de condiz com seu retorno em conservação de carga.

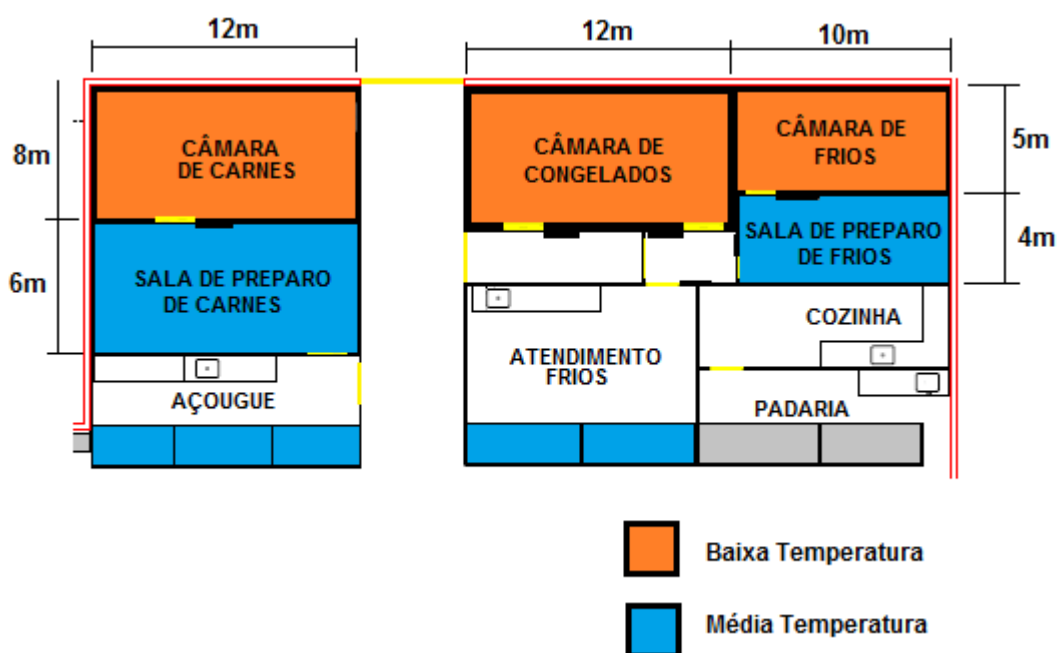


Figura 19 - Layout das câmaras e salas de preparo.

Apesar de as temperaturas de armazenamento dos produtos serem exigidas e normatizadas pela (NBR 16255, 2013), é normal que a temperatura interna seja ligeiramente mais baixa do que as impostas, e estas estão ilustradas na tabela 6 juntamente com todas as características pertinentes de cada câmara.

É importante lembrar que as câmaras de carnes e de congelados devem possuir sistema de degelo elétrico, provenientes do sistema de ventilação forçada dos evaporadores, capazes de admitir grande praticidade e custo benefício de acordo com a necessidade do sistema.

Para verificar a carga térmica em cada uma das cinco câmaras citadas, foi utilizado o software (HEATCRAFT, 2015), capaz de realizar o cálculo levando em consideração dos os parâmetros citados anteriormente.

	Câmara de Congelados	Câmara de Carnes	Câmara de Frios	Preparo de carnes	Preparo de frios
Refrigerante	R744 (CO ₂)	R744 (CO ₂)	R744 (CO ₂)	Glicol	Glicol
Tamanho modelo	Mi-A-E-62	Mi-A-E-62	Mi-A-E-31	Mi-A-E-25	Mi-A-E-18
Temperatura interna (°C)	-20	-5	0	10	10
Isolante (mm)	EPS (200)	EPS (200)	EPS (150)	EPS (150)	EPS (150)
HxLxC (m)	12x6x3	12x6x3	10x5x3	12x6x3	10x4x3
Volume (m³)	216	216	150	216	120
Tempo de Degelo (h)	4	4	0	0	0
Tempo de permanência total (h)	6	10	6	12	12
Perda de carga (bar)	0,69	0,69	0,69	0,69	0,69
Carga térmica (kW) - Heatcraft Software	5,667	6,285	3,283	2,759	2,038

Tabela 5 – Relação entre os parâmetros de dimensionamento das câmaras e salas de preparo.

De acordo com o catálogo da empresa (MIPAL) é possível realizar a seleção de um evaporador de ar forçado baixo perfil para as três câmaras de congelados. A particularidade no circuito do evaporador citada pelo fabricante ao se utilizar CO₂, é a aplicação de tubos de cobre e aletas de alumínio (Cu/Al), devido à necessidade de suportar maiores pressões, que são impostas ao uso do CO₂.

Lembrando que todos os evaporadores são de baixo perfil, isto implica que a velocidade de 0,25m/s de saída de ar do evaporador é relativamente baixa, viabilizando a permanência de funcionários sem haver desconforto relevante.

As perdas de carga dos evaporadores carregados não foram citadas pelo fabricante, então, de acordo com os valores dos outros equipamentos, foi estimado o uso de um valor superior de 10 psi (ou 0,69 bar). Segue a seleção de cada um, de acordo com suas respectivas dimensões e características.

3.3.1. Câmara de Congelados

De acordo com o catálogo da empresa (MIPAL), é possível realizar a seleção de um evaporador com forçador de ar compatível com o refrigerante R744 para a câmara de congelados. À temperatura de evaporação -25°C , o evaporador tem capacidade de fornecer uma carga térmica de 5,771 kW, o que condiz com o valor calculado anteriormente.

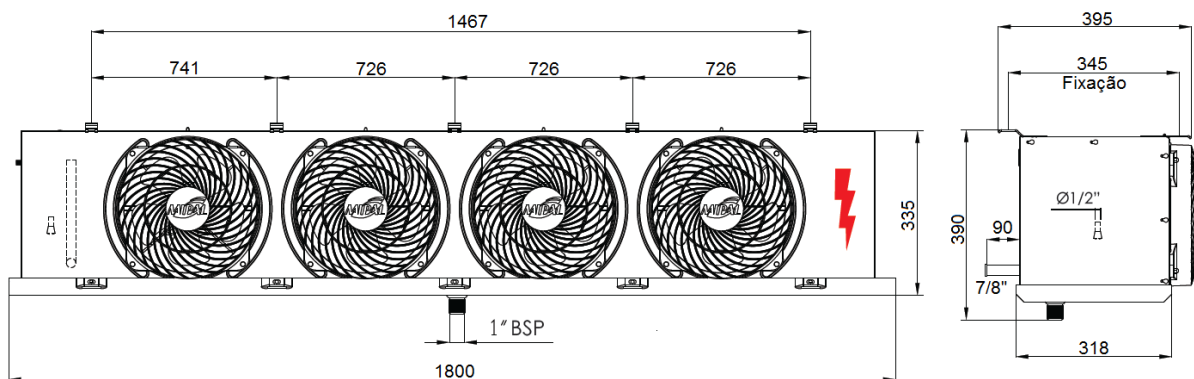


Figura 20 - Evaporador selecionado para a câmara de congelados Mi-A-E-062-B-0-0-C04-H-E (MIPAL).

3.3.2. Câmara de Carnes

Da mesma forma, a temperatura de evaporação considerada neste caso é de -10°C , devido a necessidade de manter os produtos pelo menos a -5°C no interior. O evaporador tem capacidade de fornecer uma carga térmica de 6,487 kW, o que condiz com o valor calculado referente.

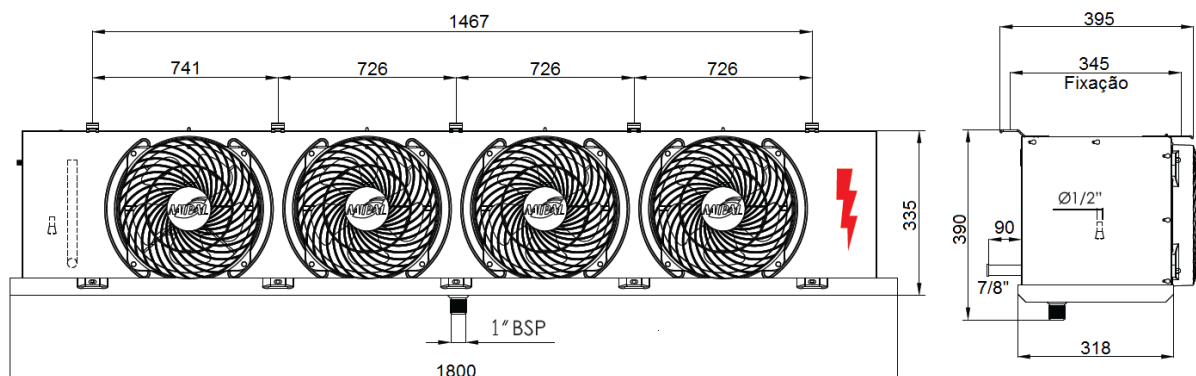


Figura 21 - Evaporador selecionado para a câmara de carnes Mi-A-E-062-B-0-0-C04-H-E (MIPAL).

3.3.3. Câmara de Frios

Para finalizar a seleção de evaporadores para as câmaras que empregam R744 neste sistema, a temperatura de evaporação considerada é de -5°C . Apesar de o evaporador ter capacidade de fornecer uma carga térmica de 3,246 kW, que é inferior ao valor estimado, ele possui aptidão de refrigerar a câmara.

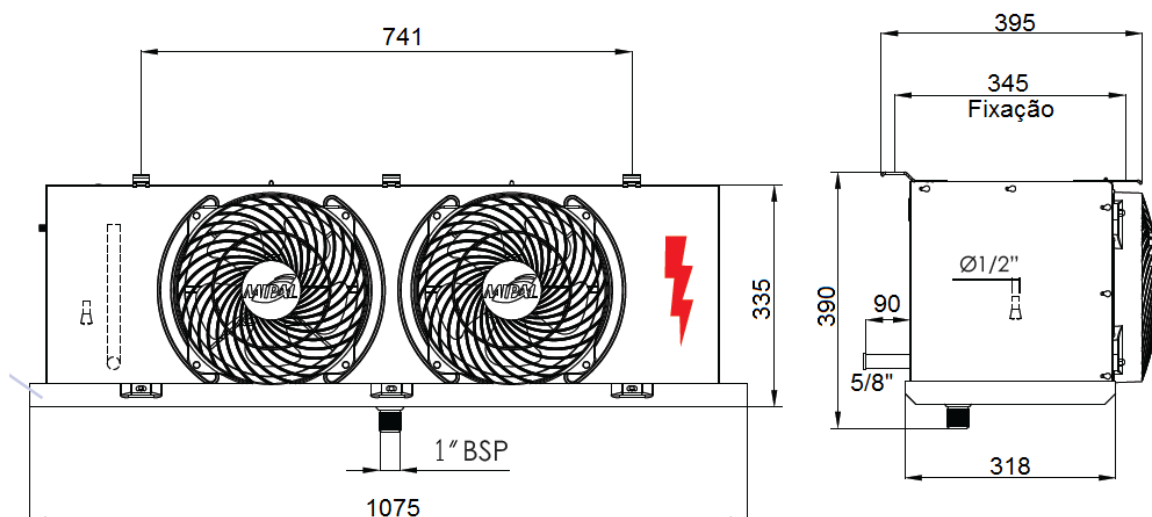


Figura 22 - Evaporador selecionado para a câmara de frios Mi-A-E-031-B-0-0-C04-G-E (MIPAL).

3.3.4. Sala de preparo de carnes

Neste caso, ambas as salas de preparo por possuírem temperaturas internas relativamente superiores, é utilizado o ciclo de Glicol para promover suas respectivas refrigerações. No entanto, a seleção dos evaporadores é realizada da mesma maneira que as câmaras anteriores. O equipamento selecionado, capaz de atuar

com uma temperatura de evaporação de 5°C, é suficiente para fornecer uma carga térmica de 2,984 kW, que é suficiente para a sala de preparo.

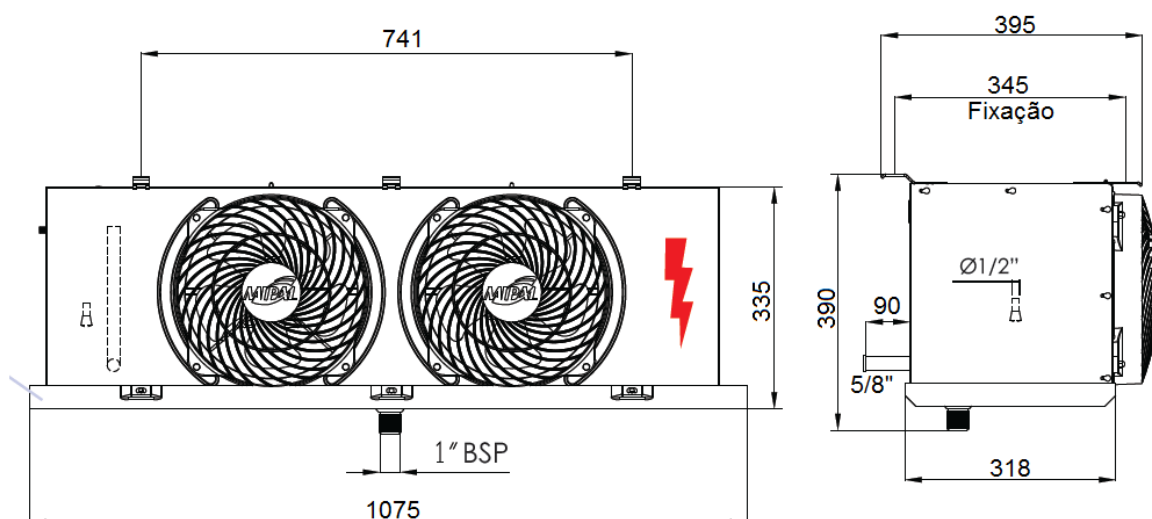


Figura 23 - Evaporador selecionado para a sala de preparo de carnes Mi-A-E-025-C-0-0-C04-G-E (MIPAL).

3.3.5. Sala de preparo de frios

Finalmente, apesar de possuir a mesma temperatura interna que a sala de preparo de carnes (10°C a 15°C), a carga térmica necessária para refrigeração do sistema é notavelmente menor, devido aos produtos presentes e suas dimensões referentes, que são menores. O evaporador selecionado é capaz de fornecer 2,130 kW de carga térmica a uma temperatura de evaporação de 5°C.

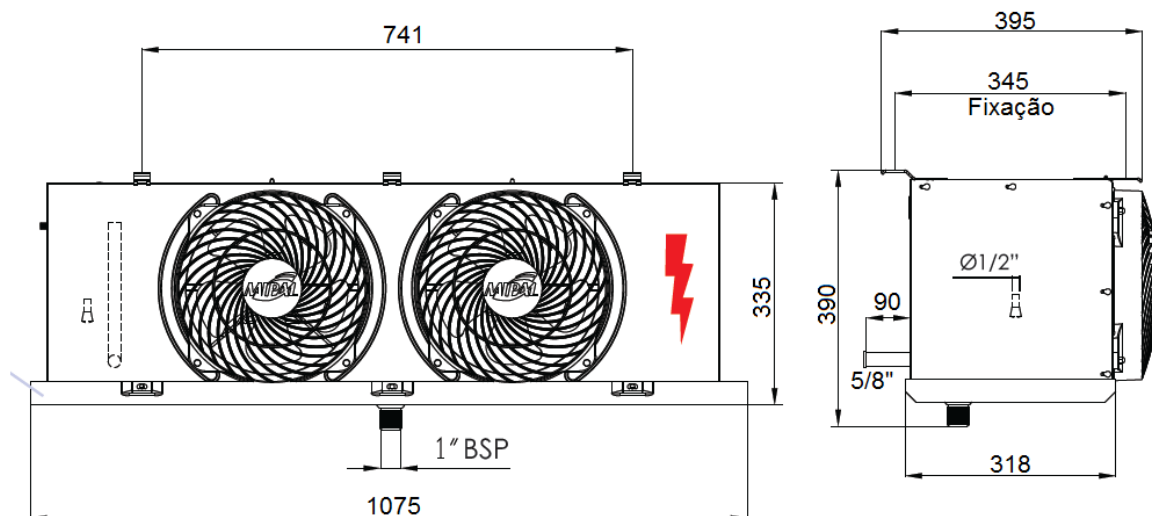


Figura 24 - Evaporador selecionado para a sala de preparo Mi-A-E-018-C-0-0-C04-G-E (MIPAL).

3.4. Especificação de Expositores e Ilhas de Congelados

Existe uma grande variedade de modelos de expositores, sendo muitos deles fornecidos por determinados fabricantes. Os modelos selecionados para compor o sistema de refrigeração, foram os que mais se assemelham às configurações de supermercados da Grande Vitória. Desta forma, expositores foram separados em equipamentos que são alimentados por Glicol (média temperatura), e os alimentados por CO₂ (baixa temperatura).

De acordo com catálogos da fabricante (HEATCRAFT, 2016), foram selecionados uma série de equipamentos com capacidade de trabalhar com os fluidos refrigerantes propostos (Glicol e CO₂). O próprio fabricante oferece a opção de fornecer o equipamento com as devidas particularidades, como serpentina reforçada e válvulas de controle especiais, caso haja influência de peculiaridades causadas pela aplicação do sistema de CO₂.

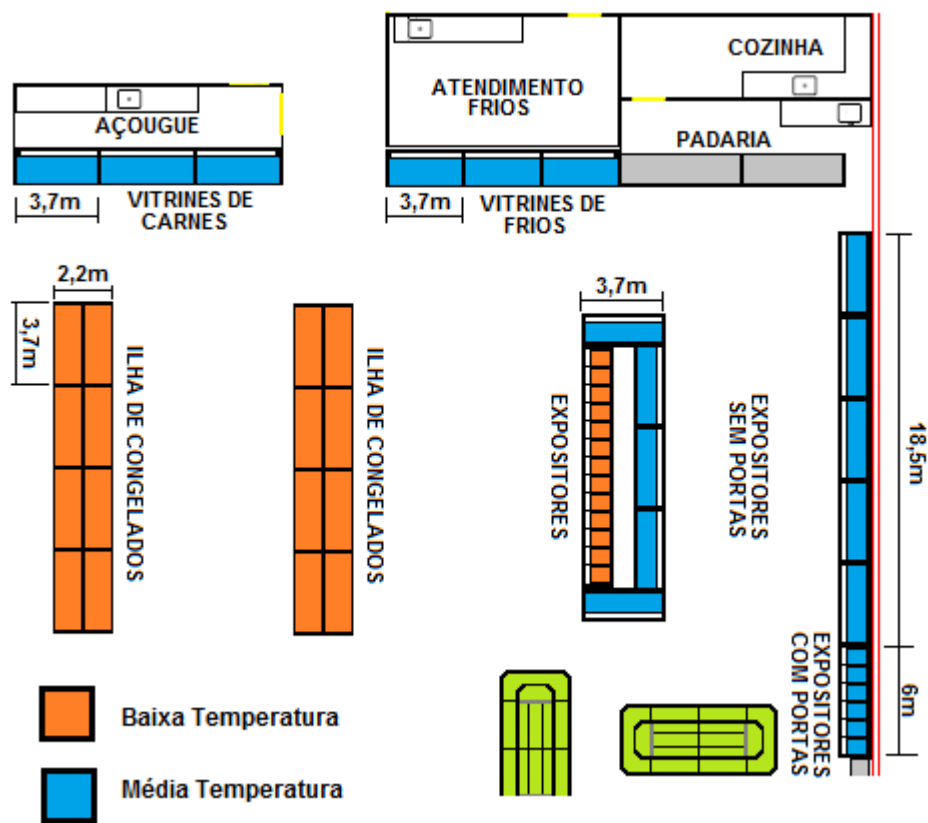


Figura 25– Layout dos expositores e ilhas de congelados.

Pode-se citar que as cargas térmicas fornecidas pelo fabricante não foram utilizadas, por serem valores baseados no etilenoglicol a uma concentração de 35% em meio aquosa, além de temperaturas de entrada e saída diferentes do presente projeto. Logo, as cargas térmicas de cada um dos equipamentos, foram calculadas de acordo com as faixas propostas por (HENDERSON, et al., 1999), que aproximam notavelmente bem, pois levam em conta os efeitos de infiltração, radiação, entre outros (Tabela 6). Estas faixas relacionam o tipo de equipamento, e consequentemente o tipo de produto a ser armazenado, com a temperatura externa comum da localização do supermercado.

	kW/m or kW/m ²			Btu/ft or Btu/ft ²		
	Média	Alto	Baixo	Média	Alto	Baixo
Baixa temperatura						
Multi-prateleira aberto	1.3698	1.3698	1.3698	1425	1425	1425
Multi-prateleira com portas	0.5768	0.7931	0.3365	600	825	350
Outros expositores	0.7450	0.9613	0.5287	775	1000	550
Tipo ilha	0.4806	0.6729	0.2644	500	700	275
Geladeira	0.2681	0.3469	0.2365	85	110	75
Média temperatura						
Serviço (Pizzas, comidas prontas)	0.4326	0.6008	0.3365	450	625	350
Carne e peixes	0.2884	0.6008	0.0961	300	625	100
Multi-prateleira com portas	0.5768	0.6248	0.5287	600	650	550
Multi-prateleira aberto	1.5138	1.9226	0.9613	1575	2000	1000
Outros expositores	0.8892	1.5861	0.4326	925	1650	450
Legumes e frutas	0.6729	0.9373	0.3605	700	975	375
Tipo ilha	0.2644	0.3124	0.2403	275	325	250
Refrigeradores de transporte	0.2365	0.3154	0.0079	75	100	25

Tabela 6 - Capacidade frigorífica estimada de cada equipamento, relacionada a temperatura externa comum do supermercado, onde no caso da Grande Vitória foi considerada média (HENDERSON, et al., 1999).

E os valores totais são apresentados na tabela 8, onde foram calculadas de acordo com o número de expositores e produtos armazenados. Estes dados são utilizados para determinação final de cada sistema, que deve desempenhar o papel fundamental na seleção de compressores. Vale lembrar também que o refrigerante, ao passar pelas serpentinas de cada expositor, deve perder carga. Porém, as perdas de carga dos expositores carregados por CO₂ não foram citadas pelo fabricante, então, de acordo com os valores dos outros equipamentos, foi estimado o uso de um valor superior de 5 psi (ou 0,35 bar).

	Expositor multi-prateleira	Expositor vertical com porta	Vitrine de Carnes	Vitrine de Frios	Ilha de congelados	Expositor vertical com porta
Refrigerante	Glicol	Glicol	Glicol	Glicol	R744 (CO ₂)	R744 (CO ₂)
Modelo	IOM-DR6XN	SS-QDV5	SS-NS39VJL	SS-NS39VJL	SS-QIL	SS-FX7SL
Temperatura de evaporação (°C)	-4	-7	-7	-7	-27	-23
Temperatura	0 a 8	0 a 2	0 a 2	2 a 4	-18 a -15	-18 a -15
HxLxC (m)	2x1,2x3,7	2x1,1x3	1,3x1,0x3,7	1,3x1,0x3,7	0,9x1,1x3,7	2,2x1,1x1,5
Unidades	10	2	3	3	16	7
Perda de carga	0,20	0,33	0,18	0,18	0,34	0,34
Carga térmica máxima (kW)	50,683	3,461	3,201	4,802	28,452	4,441

Tabela 7 - Relação entre os parâmetros de dimensionamento dos expositores.

O sistema de CO₂ é responsável por transmitir a carga térmica para os expositores de baixa, e foram selecionados os seguintes modelos: 16 ilhas de congelados e 7 expositores verticais com porta dupla.

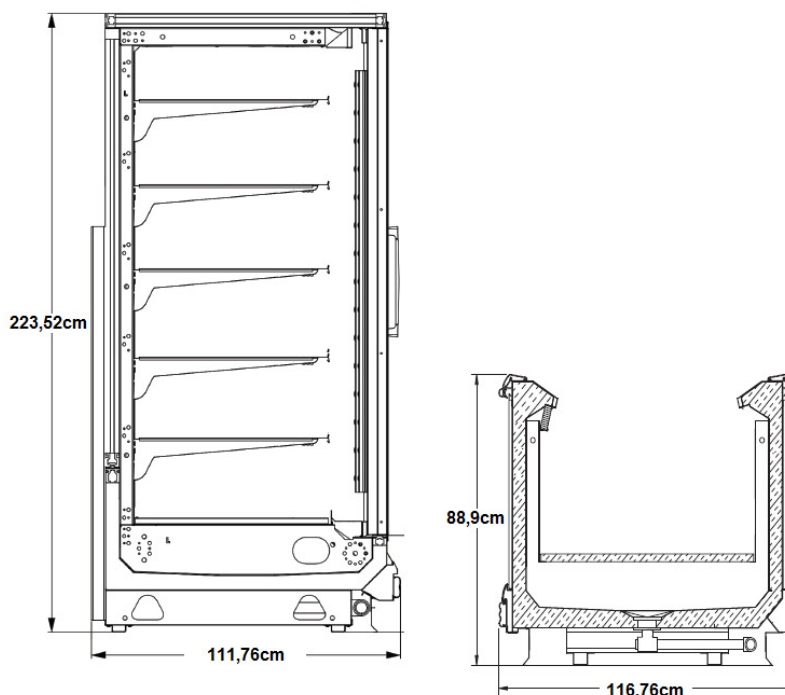


Figura 26 - Expositor vertical com porta dupla FX7SL (esquerda) e ilha de congelado QIL (direita) (HEATCRAFT, 2009).

Enquanto o sistema de média temperatura, que é alimentado por Glicol, foram selecionados 10 (dez) expositores multi-prateleiras, quatro expositores verticais com porta dupla, três vitrines para carnes e três vitrines para frios.

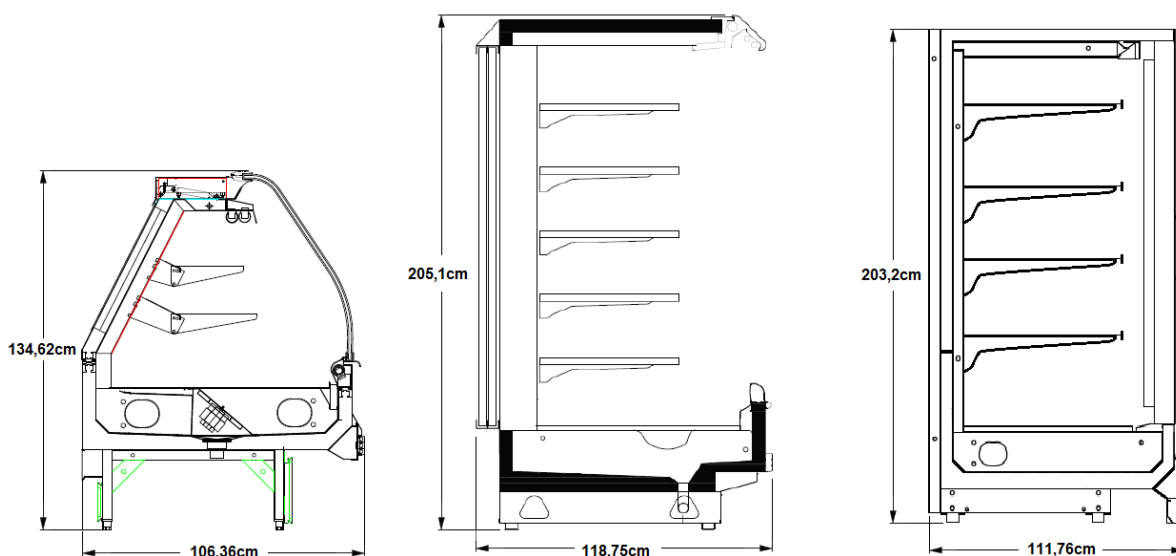


Figura 27 –Vitrine de carnes e frios NS39VJL (esquerda), expositor multi-prateleira sem porta DR6XN (meio), e expositor de porta dupla QDV5V-A (direita) (HEATCRAFT, 2010).

3.5. Sistema de Tubulação de Refrigerantes

Todos os equipamentos de refrigeração devem ser alimentados pelo respectivo refrigerante do sistema projetado, implicando na imposição de tubulações que transcorrem desde a sala de máquinas até cada um dos evaporadores. Logo alguns parâmetros devem ser definidos, para o dimensionamento e propriedades de cada linha de refrigerante: perda de carga por atrito dos tubos; perdas de pressão por atrito nas tubulações de cada evaporador (dado normalmente fornecido pelo fabricante); e perda de carga de cada acessório como junção, válvula ou placa de orifício.

Vale lembrar, que apesar de haver oscilações na demanda de carga térmica dos equipamentos, um projeto de refrigeração pode pretender que as pressões e vazões mássicas devam permanecer constantes em todas as linhas de descarga. Desta forma, é possível dimensionar tubulações específicas para cada linha sem haver superdimensionamento e desperdício de massa de refrigerante no sistema.

De forma geral, para manter um sistema estável e seguro no uso do CO₂, deve-se atentar a alguns cuidados. A espessura do tubo deve ser maior por causa das altas pressões de trabalho do fluido, e em alguns casos, o cobre é substituído por aço.

Tubos com diâmetros menores devem ser utilizados em certas partes do sistema, e suportam inerentemente maiores pressões quando comparados a tubulações de maiores diâmetros e de mesma espessura. Como o dado projeto se trata de um sistema subcrítico, o material que compõe toda a tubulação do layout deve ser cobre, que é capaz de suportar as baixas temperatura e manter estabilidade quanto às altas pressões.

No caso do isolamento, normalmente é realizado um revestimento para diminuir a troca de calor do fluido refrigerante com o ambiente. Desta maneira, é possível diminuir o consumo de potência elétrica final de reposição no rack de compressores. Quedas de temperatura ao longo da linha são importantes de serem citadas, uma vez que elas podem influenciar na temperatura de evaporação, afetar em condições de projeto definidas (MACQUAY, 2011).

De acordo com (VESTERGAARD, et al., 2004) como recomendação somente linhas com comprimentos equivalentes superiores a 50m contam com queda de temperatura de 1 °C entre seu início e final.

As tubulações são ramificadas, pela necessidade de alimentação de todos os equipamentos, e o posicionamento do sistema de tubulação em certos casos é feito abaixo do chão. Cada subsistema é seccionado em três linhas principais, como visto na Figura 28 e Figura 29.

Devido à complexidade da planta de tubulação do sistema proposto, a perda de pressão equivalente em todo o sistema foi calculada como uma perda de carga dos tubos em série. A solução mais exata para este problema é a modelagem em um determinado software da tubulação em paralelo, porém este meio se mostrou inviável, devido seu alto custo.

Foi desconsiderado, o óleo que se propaga juntamente com o refrigerante. Este sistema pode ser especificado juntamente com o rack de compressores, e não houve aprofundamento perante tal assunto neste projeto.

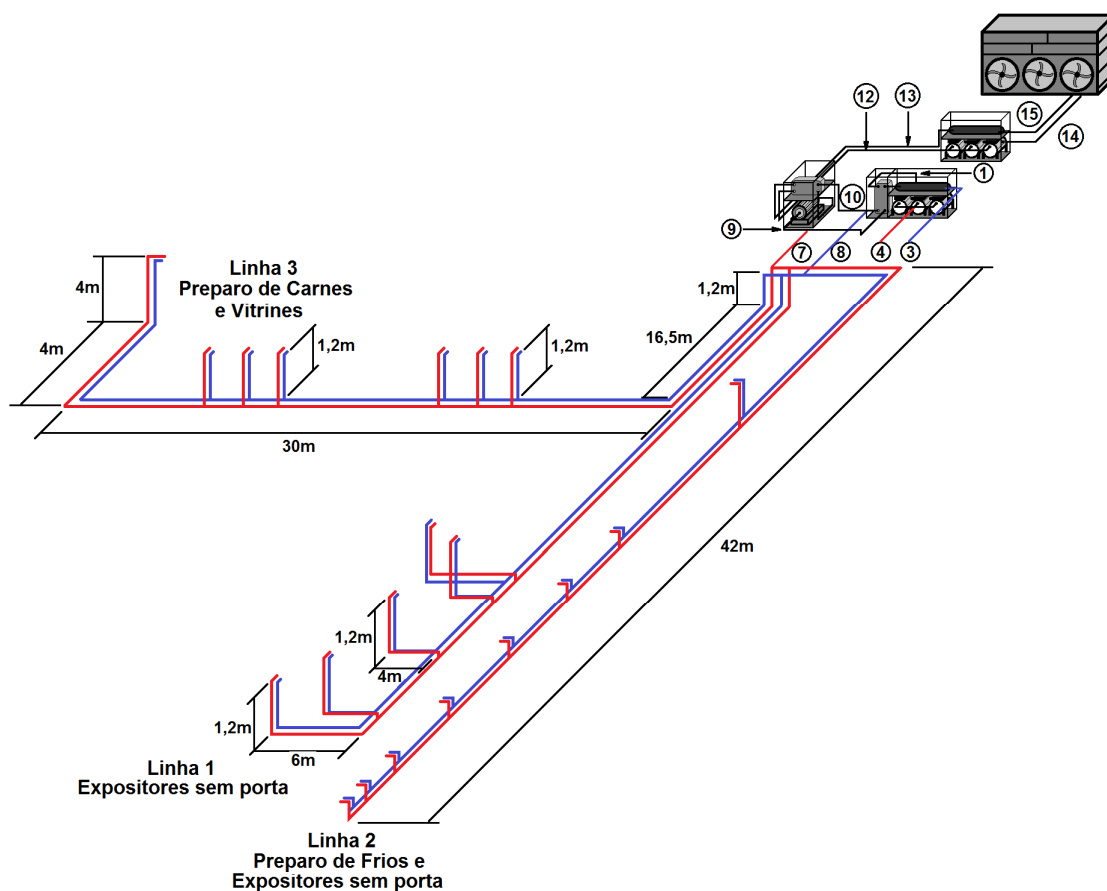


Figura 28 - Tubulações do sistema alimentado por Glicol.

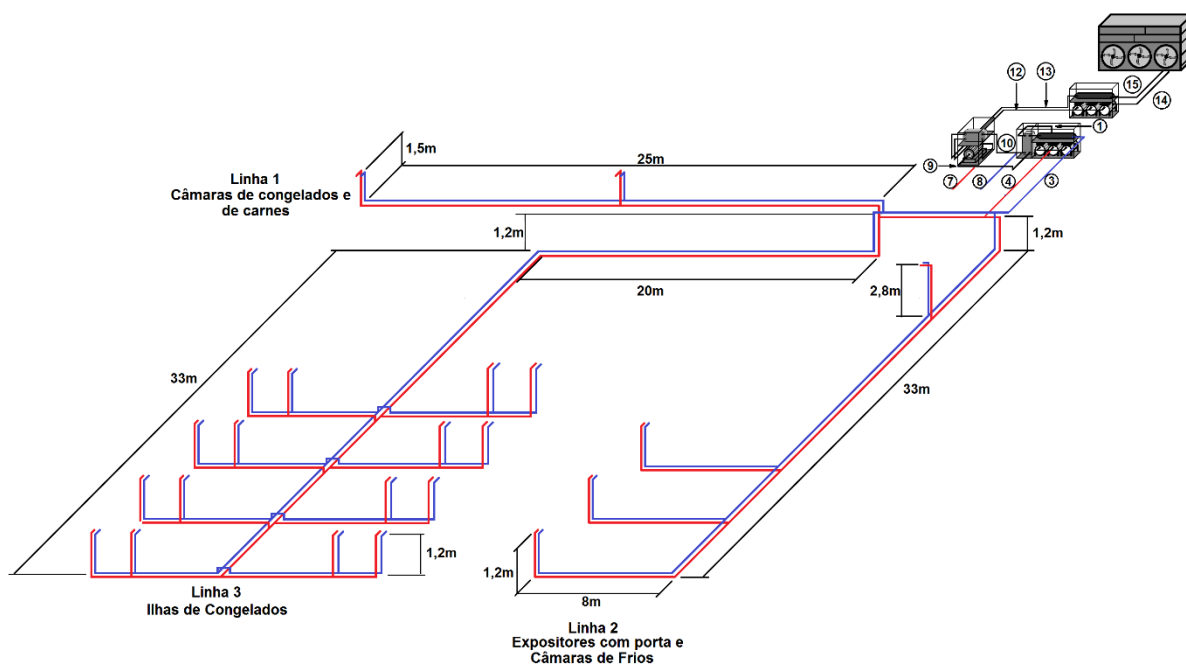


Figura 29 - Tubulações do sistema alimentado por CO₂.

A vazão de refrigerante de ambos os sistemas foram calculados baseados na carga térmica definida anteriormente de cada equipamento, relacionado com as temperaturas de sucção e de líquido de cada linha. Todos os cálculos foram realizados com o auxílio do software (EES), que proporciona todas as entalpias dos refrigerantes utilizados, de acordo com o balanço de energia realizado em cada linha.

A respeito das condições dinâmicas, vale lembrar que uma vez que as linhas operam no estado líquido, o limite de velocidade de escoamento na tubulação deve ser de no máximo 1,5 m/s (MMA, et al.). Já nas linhas de sucção, a velocidade máxima é de 20m/s (HEATCRAFT, 2015). É importante que os limites de velocidade sejam respeitados para manter os esforços dinâmicos, as vibrações e o ruído em limites aceitáveis.

Tipos de construção	Velocidade
Tubulação horizontal	Maior ou igual 2,5m/s
Tubulação ascendente (subida)	Maior ou igual 5,0m/s
Velocidade máxima recomendada	20m/s

Figura 30 – Velocidade recomendada para linha de sucção (HEATCRAFT, 2015).

O refrigerante utilizado Glicol (etilenoglicol) possui 40% de concentração em meio aquoso, e sabendo suas propriedades, é possível calcular o diâmetro interno mínimo das linhas principais e secundárias à montante, e à jusante dos expositores. Logo, também é estimada a perda de carga total de todas as linhas baseado nas propriedades do cobre, como também nas quedas de pressão de cada equipamento e acessório associado à linha.

De acordo com o catálogo do fabricante (CRANE COPPER TUBE, 2015), que se baseia na norma (AS/NZS 1571, 1995) de especificação de tubos de cobre para sistemas de refrigeração, os modelos e respectivos diâmetros internos selecionados estão dispostos na Tabela 8, Tabela 9 e Tabela 10.

Apesar de velocidade máxima já terem sido definidas, de acordo com (VESTERGAARD, et al., 2004), uma instalação típica que utiliza CO₂ possui velocidades comuns, e logo, os diâmetros catalogados podem ser selecionados,

com 0,8m/s para linhas de líquidos e 9,4m/s para linhas de gases. Pode-se observar nas tabelas seguintes, que a velocidade corrigida ultrapassa os valores citados em algumas linhas, porém como não extrapola o limite máximo, não gerando nenhum distúrbio no sistema.

O sistema de tubulação deve ser calculado com o intuito de considerar a perda de carga total que ocorre no decorrer das linhas de refrigerante. Neste projeto, foi utilizado o diagrama de Moody, com os valores de f em função do número de Reynolds (Re) e a rugosidade (e/D). Já o valor da rugosidade para projetos de refrigeração é de aproximadamente 0,0457 mm, para aço comercial ou aço fundido, e 0,0015 mm para uma tubulação com bom acabamento superficial (MCQUISTON, et al., 2004).

Acessórios como joelhos, juntas e válvulas devem ser levadas em consideração e representam uma queda de pressão de acordo com a Tabela 17 (Anexo II).

Glycol		Linha 1			Linha 2				Linha 3			
		Expositor aberto (meio 1)	Expositor aberto (meio 2)	Principal	Expositor aberto (parede)	Preparo de frios	Expositor vertical	Principal	Vitrine de frios	Vitrine de Carnes	Preparo de carnes	Principal
	Comprimento equivalente (m)	19,000	17,100	71,700	5,000	9,600	5,000	84,650	7,800	7,800	12,600	113,400
	Carga térmica unitária (kW)	5,068	5,068	25,342	5,068	2,038	1,730	32,570	1,601	1,778	2,759	12,895
	Vazão massica (kg/h)	536,760	536,760	2683,800	536,760	215,856	183,276	3449,484	169,524	188,352	292,248	1365,876
	Diâmetro interno mínimo (mm)	14,927	14,927	33,378	14,927	9,466	8,722	37,841	8,389	8,842	11,014	23,812
	Diâmetro interno AS/NZS 1571 (mm)	14,460	14,460	39,460	14,460	11,280	11,280	41,840	11,280	11,280	11,280	26,960
	Velocidade corrigida (m/s)	0,853	0,853	0,572	0,853	0,563	0,478	0,654	0,442	0,492	0,763	0,624
	Unidades	2	3	-	5	1	3	-	3	3	1	-
	Perda de carga total (bar)	1,37			0,88				1,15			

Tabela 8 – Parâmetros utilizados para definição de diâmetro, à jusante e montante dos equipamentos alimentados por glicol.

O sistema de tubulações CO₂ é selecionado com o mesmo procedimento citado anteriormente, porém com atenção a respeito da pressão da linha, a fim de manter a seleção do tubo dentro das condições impostas pelo catálogo do fabricante.

Líquido CO ₂		Linha 1			Linha 2			Linha 3		
		Câmara de carnes	Câmara de congelados	Principal	Expositor vertical	Câmara de frios	Principal	Ilhas de congelados 1	Ilhas de congelados 2	Principal
	Comprimento equivalente (m)	5,000	5,000	27,550	15,500	4,700	38,200	11,400	9,400	74,300
	Carga térmica unitária (kW)	6,285	5,667	11,952	0,634	3,283	7,725	1,778	1,778	28,452
	Vazão massica (kg/h)	85,140	76,752	161,892	8,593	44,460	104,612	24,084	24,084	385,344
	Diâmetro interno mínimo (mm)	6,221	5,907	8,578	1,976	4,495	6,896	3,309	3,309	13,235
	Diâmetro interno AS/NZS 1571 (mm)	6,820	6,820	8,400	3,640	5,230	6,820	3,640	3,640	14,460
	Velocidade corrigida (m/s)	0,666	0,600	0,834	0,236	0,591	0,818	0,661	0,661	0,670
	Unidades	1	1	-	7	1	-	8	8	-
	Perda de carga total (bar)	0,19			0,44			1,72		

Tabela 9 - Parâmetros utilizados para definição de diâmetro, à montante dos equipamentos alimentados por CO₂.

Observou-se que os valores resultantes da perda de carga das linhas de líquido, poderiam influenciar no estado do CO₂ em seu interior. Segundo (MATOS, 2004) é necessário manter um valor razoável para a perda de carga na linha preservando o subresfriamento e evitando a saturação do líquido subresfriado formando vapor. Desta forma, se faz necessário um aumento de pressão na saída do compressor (no mais crítico 1,72 bar) com o intuito de contornar tal problema, conforme será definido no Capítulo 3.9.

Sucção CO ₂		Linha 1			Linha 2			Linha 3		
		Câmara de carnes	Câmara de congelados	Principal	Expositor com porta	Câmara de frios	Principal	Ilhas de congelados 1	Ilhas de congelados 2	Principal
	Comprimento equivalente (m)	7,200	6,400	29,500	15,500	7,200	42,600	12,200	10,200	70,800
	Carga térmica unitária (kW)	6,285	5,667	11,952	0,634	3,283	7,725	1,778	1,778	28,452
	Vazão massica (kg/h)	85,140	76,752	161,892	8,593	44,460	104,612	24,084	24,084	385,344
	Diâmetro interno mínimo (mm)	10,143	9,630	13,986	3,222	7,329	11,243	5,394	5,394	21,578
	Diâmetro interno AS/NZS 1571 (mm)	11,580	11,580	14,760	3,640	8,400	11,580	8,100	8,100	23,580
	Velocidade corrigida (m/s)	7,211	6,501	8,440	7,366	7,156	8,860	4,169	4,169	7,871
	Unidades	1	1	-	7	1	1	8	8	1
	Perda de carga total (bar)	0,47			5,96			1,51		

Tabela 10- Parâmetros utilizados para definição de diâmetro, à jusante dos equipamentos alimentados por CO₂.

Finalmente, é necessário realizar o dimensionamento das linhas das tubulações relevantes dentro da sala de máquinas, baseado nas condições termodinâmicas, vazões mássicas e trocas de calor realizado entre cada subsistema. Como todos os sistema e tubulações possuem dimensões pequenas, foram desprezadas todas as perdas de carga da sala de máquinas, assim como o do condensador, é posicionado na parte de trás do supermercado, na mesma altura que a sala de máquinas.

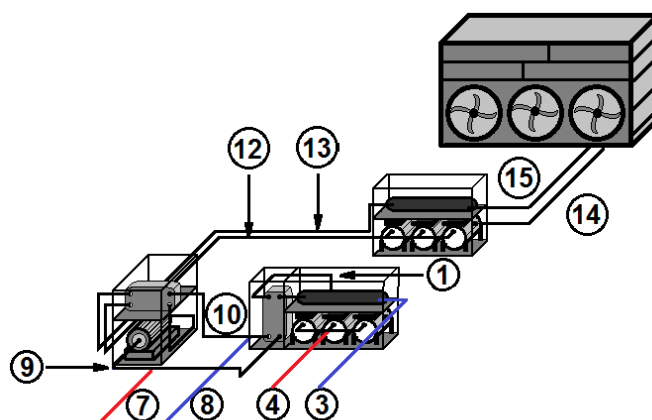


Figura 31 – Esquema da disposição dos equipamentos da sala de máquinas.

3.6. Dispositivos de Expansão

A função destes dispositivos é provocar a expansão do fluido refrigerante reduzindo sua pressão, desde a linha de líquido, a uma pressão de condensação P_c , alimentando o evaporador a uma pressão P_e , através da introdução de uma perda de carga. Divide o sistema, juntamente com o compressor, em duas zonas de pressão. Na Figura 32 podemos ver o efeito que tais dispositivos provocam no sistema.

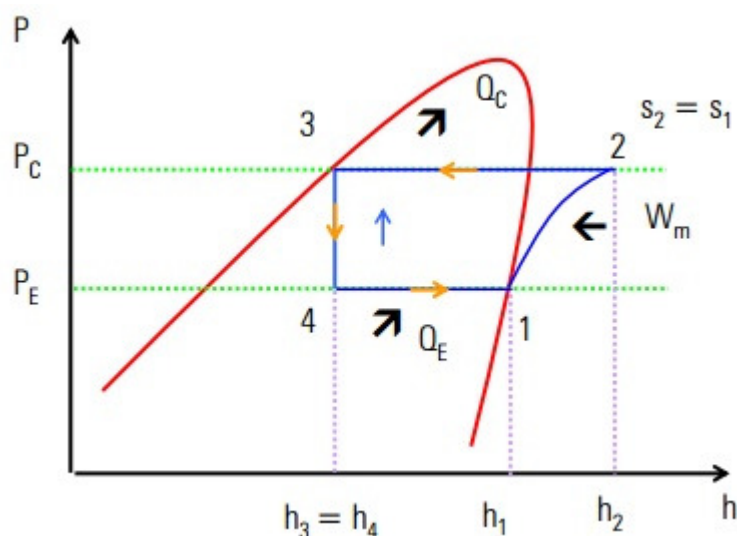


Figura 32 - Efeito das válvulas de expansão no ciclo (MACAGNAN, 2015).

A seleção de tais dispositivos é de vital importância para a correta operação do sistema de refrigeração, pois eles regulam o fluxo de refrigerante para o evaporador. Um dispositivo de expansão dimensionado inadequadamente ocasionará dificuldades operacionais além de um pobre desempenho do sistema.

Um dispositivo subdimensionado diminuirá a alimentação de refrigerante para o evaporador causando uma redução da capacidade projetada para o sistema. Já um dispositivo superdimensionado permitirá a entrada de muito refrigerante no evaporador, podendo causar a entrada de líquido no compressor.

Existem diversos tipos de dispositivos de expansão, que são:

- Restrição de área fixa (tubo capilar ou de orifício);
- Válvula de expansão automática (ou de pressão constante);
- Válvula de expansão termostática;
- Válvula de expansão eletrônica.

A válvula de expansão termostática é a mais utilizada no mercado atual, entretanto, as válvulas de expansão eletrônica vêm tentando abocanhar uma parte desse mercado, ainda com divergências de opiniões entre os estudiosos. Através de medidas de pressão e temperatura na saída do evaporador, o superaquecimento real é calculado por um algoritmo emitindo um sinal que alimenta o atuador da válvula de expansão eletrônica.

Como as válvulas de expansão termostáticas já tem sua posição consolidada no mercado, as utilizaremos no sistema. Este tipo de válvula fornece uma solução eficiente para a regulação do fluxo de refrigerante para os evaporadores de expansão seca. Regula o fluxo de refrigerante de forma a manter, na saída do evaporador, um superaquecimento aproximadamente constante. Quando o superaquecimento na saída do evaporador aumenta, devido ao aumento da carga térmica, a válvula de expansão termostática aumenta o fluxo de refrigerante até que o nível de superaquecimento retorne ao valor de set point da válvula. O inverso acontece quando a carga térmica diminui. Desta forma, a válvula permite que o evaporador permaneça completamente ativo em quase todas as condições operacionais.

No que diz respeito ao projeto, as válvulas devem ser modificadas de acordo com o tipo de refrigerante a ser utilizado (no caso CO₂). Mudança que deve ser mencionada no momento de aquisição do expositor (HEATCRAFT, 2015)

3.7. Bomba de Glicol

De acordo com o cálculo de perda de carga realizado no capítulo de sistema de tubulações, é possível realizar a especificação de uma bomba de glicol capaz de manter o refrigerante fluindo. Sabendo que o circuito em questão é fechado e o fluido se encontra no estado líquido durante todo o regime, não há necessidade de calcular diferencial de altura baseado no posicionamento da bomba, uma vez que não existe altura geodésica (ITT LOWARA, 2009). O trabalho da bomba deve basicamente, suprir a perda de carga gerada pela condição de atrito dinâmico entre o fluido e o tubo, ignorando qualquer perda de pressão ocasionada por acessórios ou aspectos construtivos da bomba.

A temperatura de operação da bomba de glicol pode variar entre -14 °C e -11 °C, que são as temperaturas da entrada em cada evaporador, enquanto a vazão mássica de capacidade da máquina de fluxo deve ser igual a soma de todas as linhas do ciclo.

A bomba centrífuga selecionada é a CRN 10-5 A-CA-G-E-HQQE, da fabricante (GRUNDFOS) e possui estrutura de Aço inoxidável, o que permite operação em baixas temperaturas. A bomba possui motor elétrico em conjunto, funcionando em monofásico (220/440 v) ou trifásico (220/380/440V) com uma frequência de 60 Hz. Já a linha de sucção possui diâmetro nominal de 1 ½" e o recalque 1", fazendo-se necessário o uso de redução nas tubulações.

Conforme citado anteriormente, o cálculo da perda de carga das tubulações é complexa e no presente projeto, para a maioria das perdas de carga foram consideradas como sistemas em série. Para considerações sobre a perda de carga da bomba, devido ao alto valor agregado foi realizada uma média entre as três linhas principais. Logo, também são consideradas as perdas de carga dos expositores e evaporadores associados ao ciclo de glicol. Temos então que:

$$\Delta P_{linha\ 1} + \Delta P_{eq,1} = 2,41$$

$$\Delta P_{linha\ 2} + \Delta P_{eq,2} = 3,61$$

$$\Delta P_{linha\ 3} + \Delta P_{eq,3} = 2,92$$

A vazão calculada para os evaporadores de média temperatura é de 7,04 m³/h, e a perda de carga nas tubulações e anexos são cerca de 30,3 metros de coluna de água (mca). A bomba é capaz de suprir cessa necessidade, pois para mesma vazão fornece 98 metros de coluna de água. Vale lembrar que glicol é mais viscoso e possui maior massa específica do que a água, o que causa tanto redução na eficiência da bomba (para 68%), quanto aumento da potência consumida (1,109 kW). As relações entre a bomba operando com água e com glicol foram ilustradas nas Figura 33 e Figura 34.

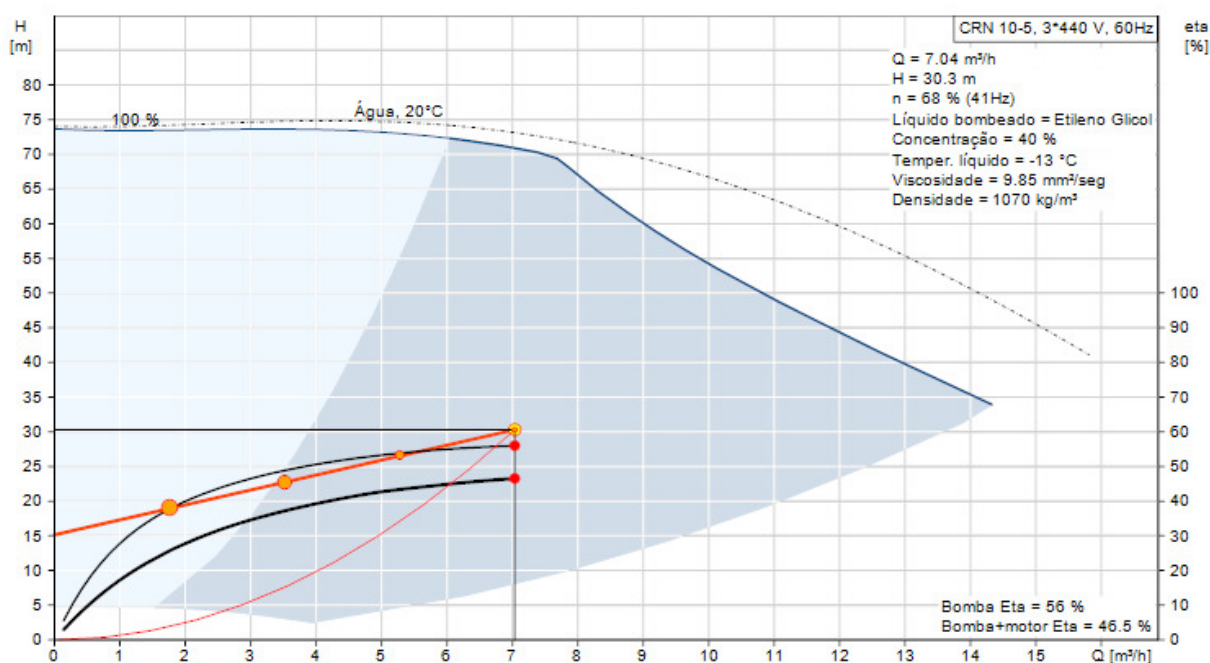


Figura 33 – Relação entre carga e a vazão da bomba CRN 10-5 A-CA-G-E-HQQE operando com Glicol (GRUNDFOS).

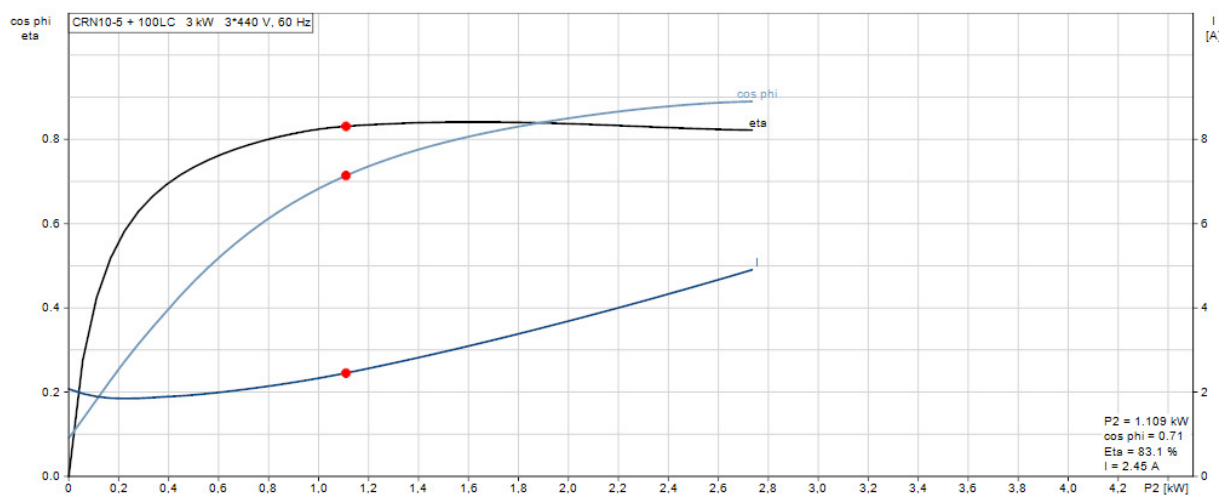


Figura 34- Relação entre eficiência do motor e a potência elétrica CRN 10-5 A-CA-G-E-HQQE operando com Glicol (GRUNDFOS).

3.8. Tanque de Pressão

Quando é dito o uso de CO₂ em sistemas de refrigeração, é esperado que a linha e os tanques de pressão trabalhem a pressões altas, aumentando o custo da planta. Porém como neste caso é empregado um sistema com dióxido de carbono a nível subcrítico, a seleção do vaso de pressão se faz como outro qualquer. A particularidade mais marcante estaria no quesito de segurança, que já foi citado neste projeto de graduação.

O intuito de se utilizar tanques de líquidos em sistemas de refrigeração em condições subcríticas com CO₂, é para manter-se a temperatura correta com a utilização de refrigerante em excesso ou rejeitando o excesso de pressão dentro do tanque de líquido (CARLY). Da mesma forma, funciona para o tanque do ciclo de amônia, que procura garantir eficiências maiores no trocador de calor.

Devido à alta variedade de fabricantes que fornecem este tipo de produto, dispõe-se ao investidor do supermercado, certa liberdade de aquisição do equipamento. Porém, devido à acessibilidade que o software da (BITZER) fornece, após a especificação de cada compressor, é possível realizar a seleção de um tanque vertical ou horizontal para o sistema.

O tanque selecionado para o rack de compressores de CO₂ é do tipo horizontal, com o intuito de armazenar líquido, com certo isolamento capaz de dificultar a troca de calor com o ambiente. Tanto para o ciclo de amônia quanto para o ciclo de CO₂, o modelo F1602K tem capacidade de carga de refrigerante capaz de suportar o fluido que propaga pelo rack de compressores.

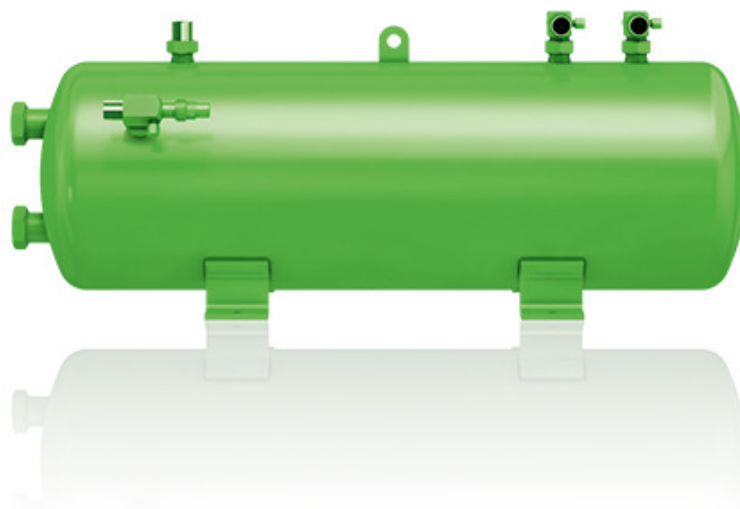


Figura 35 - Tanque de pressão horizontal série K (BITZER).

3.9. Rack de Compressores

A seleção do conjunto de compressores deve estar atenta a todos os parâmetros envolvidos do supermercado, como cargas térmicas empregadas, perdas de carga por tubulações, localização da sala de máquinas assim como seu ruído, manutenibilidade pela disposição de equipamentos e aspectos de segurança e risco ambiental.

De forma a facilitar a manutenção destes equipamentos, sem que haja parada de todo o sistema de refrigeração do supermercado, é normal que seja utilizado um rack com vários compressores em oposição a utilização de um único compressor. Desta forma, é favorecido o controle de pressão das linhas de refrigerante, facilitando em momentos em que é realizado o degelo nas câmaras, por exemplo. Em momentos como este, é normal que um ou mais compressores sejam desligados, uma vez que não é necessária certa carga térmica no sistema, e caso fosse utilizado um único compressor de maior capacidade, seu rendimento reduziria e, ocasionando maiores gastos de energia elétrica.

Toda seleção de compressores foi realizada no software da (BITZER), que possui uma variedade de modelos capazes de atender as especificações impostas pelo uso do CO₂, assim como as da amônia.

Para o sistema de baixa temperatura que é alimentado por CO₂, são selecionados três compressores de mesma capacidade frigorífica que devem ser ligados em paralelo. Desta forma, é possível manter a condição citada anteriormente, e garantir a vazão mássica necessária para a operação do sistema. A capacidade frigorífica líquida na qual a seleção se baseou, está listada na Figura 37.

No compressor semi-hermético à pistão selecionado, a temperatura de evaporação definida é de -30°C, enquanto a de condensação, que neste sistema é a troca de calor com o sistema de líquido Glicol, foi definida a -5°C. A seleção foi realizada de acordo com a necessidade de carga térmica que todos os evaporadores do sistema de CO₂ representavam, assim como as perdas de carga dos acessórios de linhas e das próprias linhas de sucção e recalque. Também foram estabelecidos, temperaturas de superaquecimento do gás a 5K, com o intuito de garantir presença de somente gás na linha de sucção do compressor, respectivamente.

Vale lembrar, que de acordo com a perda de carga definida no capítulo 3.5, o compressor deve possuir uma pressão de saída considerando os 1,72 bar de maior perda de pressão na linha de líquido até os evaporadores. Desta forma, é definido que a pressão que o líquido deve alcançar nas válvulas termostáticas é de aproximadamente 28 bar e temperatura igual a -8,033°C, fazendo com que o fluido esteja com título mais próximo de 0 possível. Adiantando que a perda de carga no trocador de calor que condensa o CO₂ é mínima, e a pressão da linha de saída do compressor deve ser igual a 31,5 bar.

Compressor	2ESL-4K-40S
Etapas de capacidade	100%
Capac. Refrigerica	18,32 kW
Capac. Refrigerica *	18,09 kW
Capacidade Evaporador	17,93 kW
Potência absorvida	3,02 kW
Corrente (400V)	5,87 A
Faixa de Tensão	380-420V
Capacidade do Condensador	21,3 kW
COP/EER	5,93
COP/EER*	5,99
Vazão em massa	252 kg/h
Temp. gás de Descarga não resfriado	32,7 °C

Figura 36 - Compressor selecionado para compor o rack de compressores do ciclo de CO₂, modelo 2ESL-4K-40S (BITZER).

Atenta-se que o software fornece o campo capacidade do condensador, que nada mais é do que a quantidade de calor que, neste sistema em particular, deve ser rejeitado pelo trocador de calor para o ciclo de glicol. Como foram selecionados três compressores demandando capacidade do condensador de 21,3 kW, a carga térmica a ser transferida deve ser igual a 63,9kW.

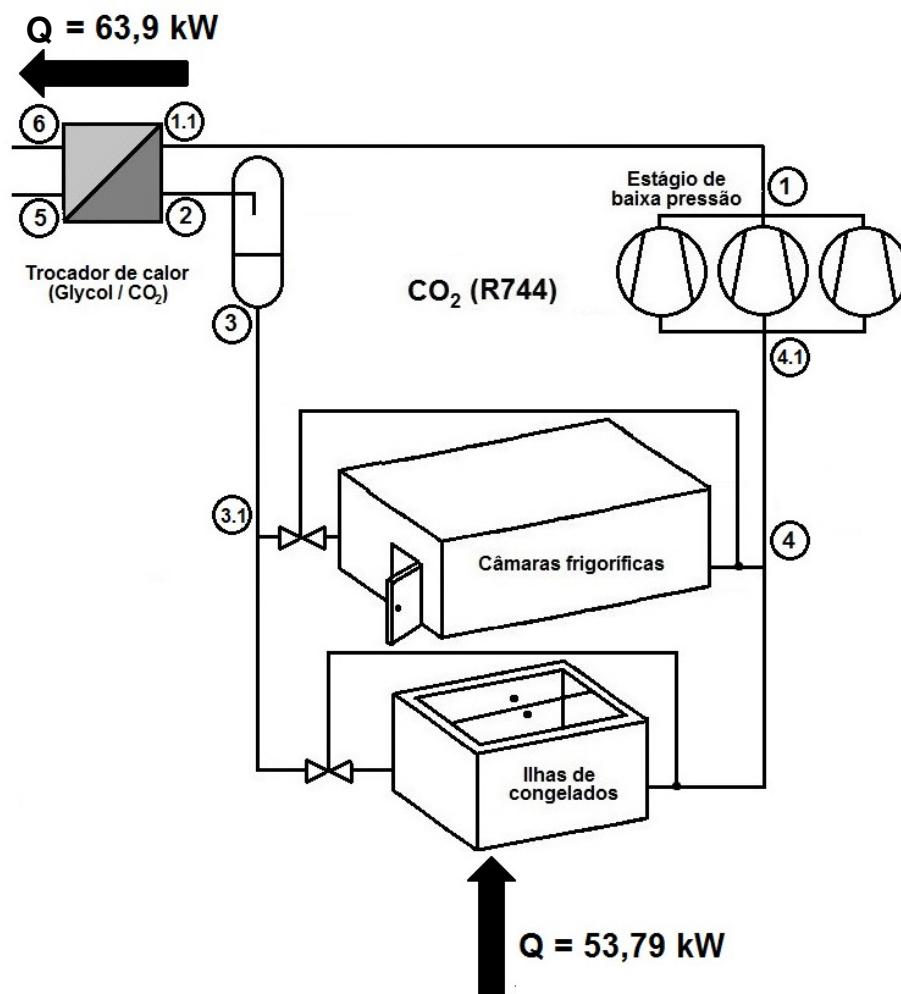


Figura 37 - Ciclo de CO₂ do sistema do supermercado.

Ponto	Vazão mássica (kg/s)	Pressão (bar)	Temperatura (°C)
1	0,210	30,4	35,3
1.1	0,210	30,3	35,3
2	0,210	30,3	-8,0
3	0,210	30,3	-8,0
3.1	0,210	28,0	-8,0
4	0,210	14,3	-25,0
4.1	0,210	7,9	-24,0
5	4,218	11,5	-14,0
6	4,218	11,2	-9,6

Tabela 11 - Condições termodinâmicas do ciclo de CO₂ do sistema do supermercado.

Para o sistema de amônia, que é responsável por eliminar a carga térmica para o condensador, são selecionados compressores do tipo pistão aberto com subresfriamento e superaquecimento similar aos compressores selecionados anteriormente. Ainda no software da (BITZER), são selecionados dois compressores capazes de serem utilizados no sistema proposto, que devem ser operados em paralelo.

Sobre a carga térmica a ser utilizada, deve ser considerado a carga do sistema rejeitado do CO₂ para o Glicol, as cargas térmicas dos evaporadores do ciclo de média temperatura e suas respectivas perdas de cargas. Vale lembrar que toda potência fornecida pela bomba de Glicol é desconsiderada, pelo fato de que a diferença de temperatura a ser gerada ser ínfima. Desta forma, é possível realizar um balanço de energia neste sistema com o intuito de obter a carga térmica líquida de responsabilidade do compressor de amônia.

Temp. Evaporação SST	-10,00 °C
Temp. Condensação SDT	45,0 °C
Compressor	Total
Etapas de capacidade	
Capac. Refrigerica	136,0 kW
Capac. Refrigerica *	--
Capacidade Evaporador	136,0 kW
Potência no eixo	51,6 kW
Capacidade do Condensador	154,2 kW
Relação	--
COP/EER	2,64
COP/EER*	--
Vazão em massa LP	464 kg/h
Vazão em massa HP	464 kg/h
Modo de operação	Padrão
Temp. do líquido	--
Vazão de óleo	1,95 m³/h
Método resfriamento	Externo
Saída do resfriador de óleo	44,4 °C
Carga Térmica Resfriador de Óleo	33,4 kW
Motor de Acionamento	--
Temp. gás de Descarga não resfriado	177,3 °C

Figura 38 - Parâmetros resultantes da configuração dos dois compressores do ciclo de amônia em paralelo, modelo OSKA5351-K (BITZER).

Cada compressor deve operar com superaquecimento de 3K, e subresfriamento de 3K, logo, o modelo selecionado possui capacidade frigorífica de 67,7 kW.

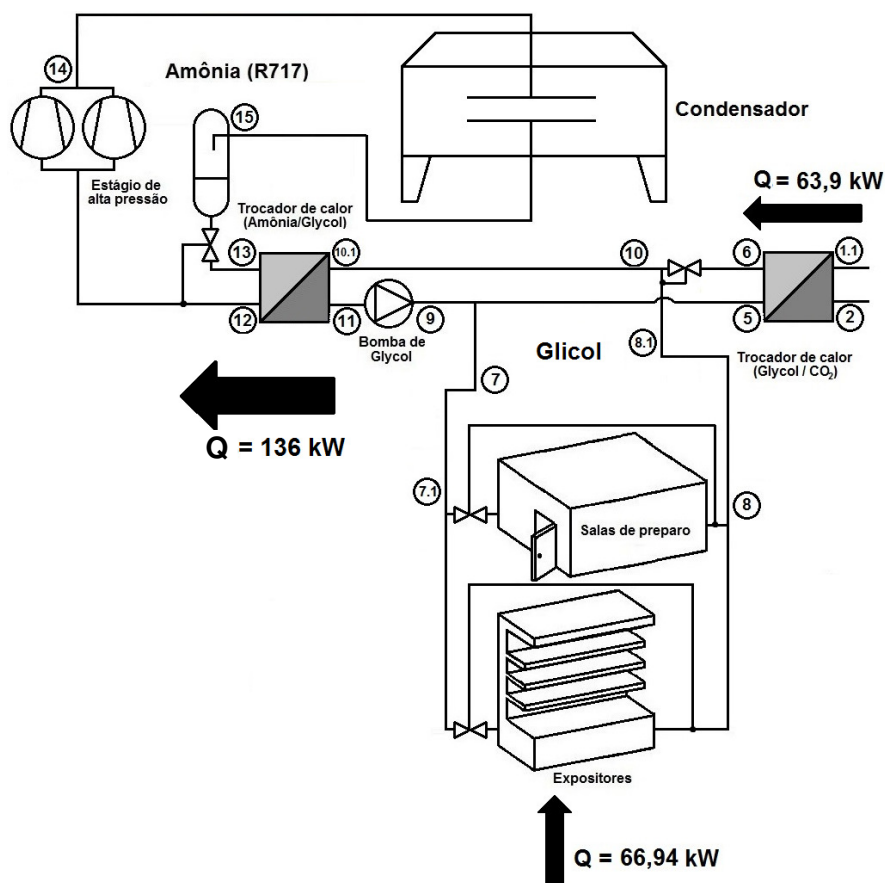


Figura 39 - Ciclo de Amônia e de Glicol do sistema do supermercado.

Ponto	Vazão mássica (kg/s)	Pressão (bar)	Temperatura (°C)
1.1	0,210	30,3	35,3
2	0,210	30,3	-8,0
5	4,218	11,5	-14,0
6	4,218	11,2	-9,6
7	1,435	11,5	-14,0
7.1	1,435	9,8	-13,0
8	1,435	4,3	-3,0
8.1	1,435	2,6	-2,0
9	5,653	11,5	-14,0
10	5,653	2,6	-7,4
10.1	5,653	2,6	-6,9
11	5,653	2,3	-14,0
12	0,128	2,0	-7,0
13	0,128	2,5	-13,7
14	0,128	16,5	80,0
15	0,128	16,5	42,1

Tabela 12 - Condições termodinâmicas do ciclo de Amônia e Glicol do sistema.

3.10. Condensador

Apesar da possibilidade de utilização de unidades condensadoras para cada sistema individual de evaporação, seja evaporador das câmaras frigoríficas e expositores, foi considerado o uso de um único condensador a ar de médio porte, capaz de suprir a necessidade de todo o sistema de refrigeração imposto. A (NBR 16255, 2013) impõe que a diferença entre a temperatura de condensação (neste projeto 45°C) e a temperatura de bulbo seco do ar ambiente (no caso de Vitória, 32°C) deve ser entre 10°C e 15°C no caso de condensadores a ar, atendendo aos aspectos do projeto.

Para que possa ser realizado o dimensionamento do equipamentos ue compõem este sistema, dados iniciais devem ser apontados, como capacidade de rejeição de carga térmica para o ambiente externo, temperatura de condensação do sistema, além de espaço físico capaz de admitir suas dimensões físicas.

Sabendo que o condensador a ar responsável para realizar a rejeição da carga térmica para o ambiente está ligado diretamente à amônia, sua seleção se faz indiferentes de outros sistemas de refrigeração comuns. O fabricante (MIPAL) fornece catálogos de condensadores remoto ar, e utilizando o método sugerido temos a seguinte equação para correção de capacidades:

$$Q_{cd} = Q_{cp} * F_{cp} * F_1 * F_2 * F_3 * F_4$$

Q_{cd} = Capacidade térmica encontrada nas tabelas do catálogo;

Q_{cp} = Capacidade frigorífica do compressor;

F_{cp} = Coeficiente que leva em conta o tipo do compressor;

F_1, F_2, F_3, F_4 = Coeficiente que levam em consideração as condições de operação (temperatura, fluido refrigerante, altitude do estabelecimento).

O fator F_1 é definido pelo catálogo de acordo com a diferença entre a temperatura ambiente, que conforme a (NBR 16401, 2008) deve ser 34°C, e a temperatura de condensação do fluido refrigerante, que é definida como 45°C.

O fator F_2 relaciona a troca de calor diretamente com o refrigerante do sistema. De acordo com recomendações, devido a ausência da Amônia, pode-se adotar

aproximadamente 1. Enquanto F_3 é ditado de acordo com a temperatura do ambiente, que no caso de Vitória é definido pela norma, deve ser de 34 °C.

O fator F_4 é relacionado de acordo com a altitude do local do supermercado, que neste caso a altitude é 0m por estar aproximadamente no mesmo nível do mar.

F_{cp} relaciona o tipo de compressor de amônia, que neste caso é parafuso aberto, e as temperaturas de evaporação e condensação do fluido refrigerante, que são definidas -10 °C e 45 °C respectivamente.

Desta forma, é definido que o sistema deve possuir 20,12% de margem de erro, e logo, é possível selecionar o seguinte condensador.

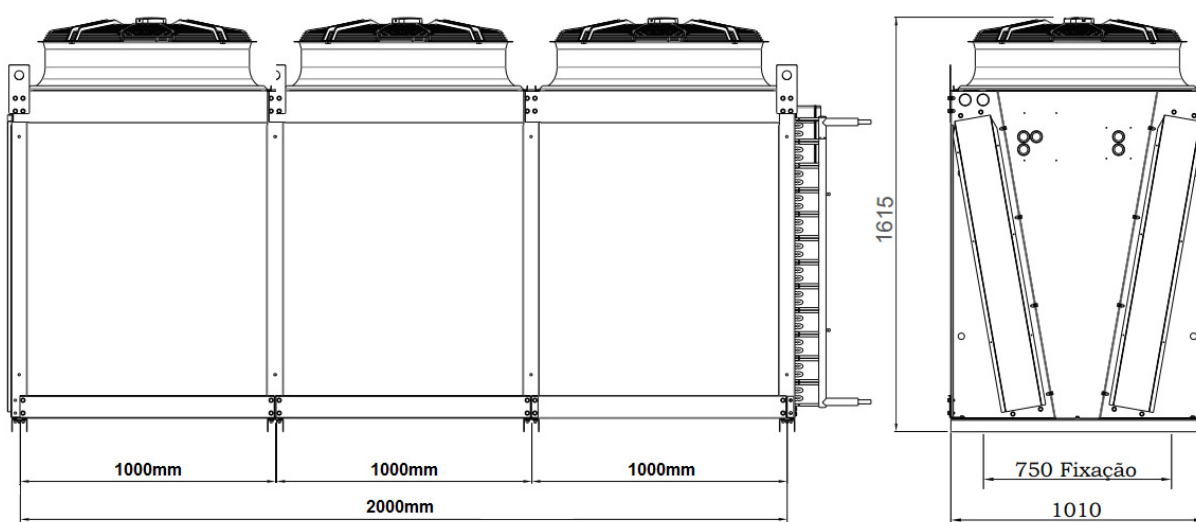


Figura 40 – Condensador remoto a ar selecionado Vmax-E-194-C-TN-1-R12-H-E (MIPAL).

Para o cálculo da capacidade de carga térmica do condensador, o campo de capacidade do condensador fornecido pelo software da (BITZER) na especificação do rack compressores de Amônia. Não haverá diferenças de nível, o que causaria uma perda de carga no sistema, pois os condensadores vão ser instalados no chão, atrás do estabelecimento.

Este modelo possui motoventilador com baixo nível de ruído, agregando à necessidade de reduzir ruídos que possam vir a interferir na área comercial do supermercado, e possui capacidade de rejeitar 185,04 kW, sendo superior aos 154,2

kW estimados anteriormente, se mostrando cabível às condições de projeto. Parâmetros do catálogo definem suas dimensões são mostradas no catálogo, com dois ventiladores e duas fileiras.

3.11. Trocadores de Calor

Para que fosse possível determinar as temperaturas de entrada e saída de ambos trocadores de calor, foi necessário realizar balanços de energia, relacionando vazões mássicas de cada refrigerante, juntamente com as temperaturas definidas no início do projeto do ciclo de CO₂. Vale lembrar também, que um trocador de calor real possui uma eficiência de troca de calor, e que será considerada em sua especificação.

Desta forma, pode-se selecionar o trocador de calor de acordo com o software SSP G7 (SWEP), que faz todas as considerações quanto vazão mássica de ambos fluidos, e a quantidade de calor a ser trocada entre eles. Toda a perda de carga e temperatura troca de calor podem ser observados na tabela

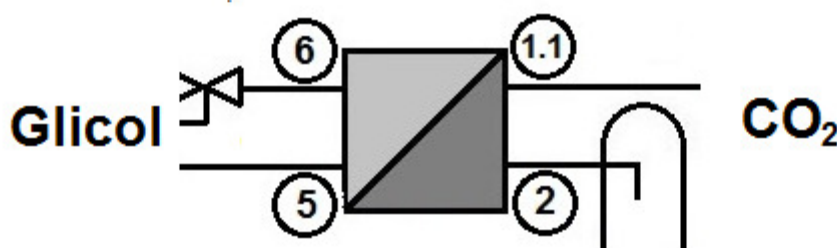


Figura 41 - Esquema do trocador de calor (Glicol / CO₂).

Ponto	Vazão mássica (kg/s)	Pressão (bar)	Temperatura (°C)
1.1	0,210	30,3	35,3
2	0,210	30,3	-8,0
5	4,218	11,5	-14,0
6	4,218	11,2	-9,6

Tabela 13 - Condições termodinâmicas do trocador de calor (Glicol / CO₂).

O modelo selecionado tem capacidade de rejeitar o calor absorvido pelo ciclo, de todos os evaporadores alimentados a CO₂, e do compressor. Logo, apresenta os seguintes dados:

BPHE	A(m ²)	DP1(kPa)	DP2(kPa)	OS(%)
B427M2x301/3P	58,3	31,1	0,369	0
DUTY REQUIREMENTS				
Heat load	Unit	Side 1	Side 2	
Inlet temperature	kW	63,01		
Outlet temperature	°C	-14,00	35,30	
Flow rate	°C	-9,56	-8,05	
Max. pressure drop	kg/s	4,218	0,2100	
Thermal length	kPa	50,0	50,0	
		0,230	2,249	
PLATE HEAT EXCHANGER				
Total heat transfer area	Unit	Side 1	Side 2	
Heat flux	m ²	58,3		
Mean temperature difference	kW/m ²	1,08		
O.H.T.C. (available/required)	K	19,27		
Pressure drop -total*	W/m ² , °C	242/242		
- in ports	kPa	31,1	0,369	
Port diameter	kPa	0,127	1,07 e-3	
Number of channels	mm	100	100	
Number of plates		50	50	
Oversurfacing	%	301		
Fouling factor	m ² , °C/kW	0	0,001	
Reynolds number		55,52	1384	
Port velocity	m/s	0,501	0,0848	

Figura 42 – Trocador de calor que condensa o CO₂, rejeitando calor para o ciclo de Glicol (Lado 1 – Glicol e Lado 2 – CO₂) (SWEP).

A seleção do outro trocador é realizada da mesma forma que o anterior, considerando todas as propriedades da amônia, que troca calor e muda de fase de líquido para gás, e do glicol, que permanece líquido. Neste equipamento, a carga térmica considerada, é a absorvida da condensação do CO₂ para o ciclo de glicol, as perdas de carga da tubulação e desníveis de planta, e a absorvida pelo trabalho que a bomba exerce no ciclo de glicol.

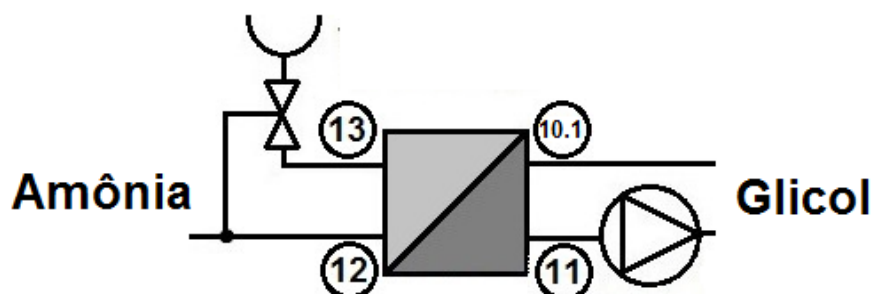


Figura 43 - Esquema do trocador de calor (Amônia / Glicol)

Ponto	Vazão mássica (kg/s)	Pressão (bar)	Temperatura (°C)
10.1	5,653	2,6	-6,9
11	5,653	2,3	-14,0
12	0,128	2,0	-7,0
13	0,128	2,5	-13,7

Tabela 14- Condições termodinâmicas do trocador de calor (Amônia / Glicol).

Pode-se observar que a pressão de troca de calor da amônia é de 2,5 bar, porém ocorre uma queda de pressão de 0,3 bar devido a passagem pelo trocador de calor. Esta faixa de pressão, implica que a temperatura de entrada (-13,66°C) possui título entre 0 e 1, fazendo possível a troca de calor pelos dois líquidos apesar da notável diferença de vazão mássica.

BPHE	A(m²)	DP1(kPa)	DP2(kPa)	OS(%)
B30L-H0x113/2P	5,13	30,6	49,7	11
DUTY REQUIREMENTS		Unit	Side 1	Side 2
Heat load		kW	135,2	
Inlet temperature		°C	-6,90	-13,66
Outlet temperature		°C	-14,00	-7,00
Flow rate		kg/s	5,653	0,1288
Max. pressure drop		kPa	50,0	50,0
Thermal length			0,134	8,536
PLATE HEAT EXCHANGER		Unit	Side 1	Side 2
Total heat transfer area		m²	5,13	
Heat flux		kW/m²	26,3	
Mean temperature difference		K	53,01	
O.H.T.C. (available/required)		W/m², °C	553/497	
Pressure drop -total*		kPa	30,6	49,7
- in ports		kPa	7,51	1,51
Port diameter		mm	42,0	42,0
Number of channels			28L	28H
Number of plates				113
Oversurfacing		%		11
Fouling factor		m², °C/kW	0,200	
Reynolds number			204,9	6417
Port velocity		m/s	3,81	34,3

Figura 44 – Trocador de calor que retira calor do Glicol, e o rejeita para o ciclo de Amônia (Lado 1 – Glicol e Lado 2 – Amônia) (SWEP).

3.12. Resultados

De acordo com os equipamentos selecionados neste projeto, é possível realizar algumas considerações e fatores, que caracterizam os aspectos termodinâmicos do sistema real. O COPS em um sistema de refrigeração por compressão de vapor, pode ser definido como a razão entre a refrigeração útil pelo trabalho líquido, ou seja, a razão entre o que se deseja e o que se gasta (STOECKER, et al., 2002).

De acordo com (PEREIRA, 2010), sistema de refrigeração que possuem bomba hidráulica, deve ter seu COP calculado não só partir da potência dos compressores, mas como também das próprias bombas agregadas. No ciclo de CO₂ temos que:

$$COP = \frac{Q_{ev,baixa}}{W_{comp,baixa}}$$

$$COP = \frac{63,9}{9,06}$$

$$COP = 7,06$$

Da mesma forma, é possível calcular o COP somente do ciclo de amônia, tendo assim:

$$COP = \frac{Q_{ev,media} + Q_{ev,baixa}}{W_{comp,alta}}$$

$$COP = \frac{63,9 + 66,94}{51,6}$$

$$COP = 2,54$$

Assim, na Tabela 15 é possível determinar as temperaturas e pressões de todos os pontos ilustrados na Figura 45.

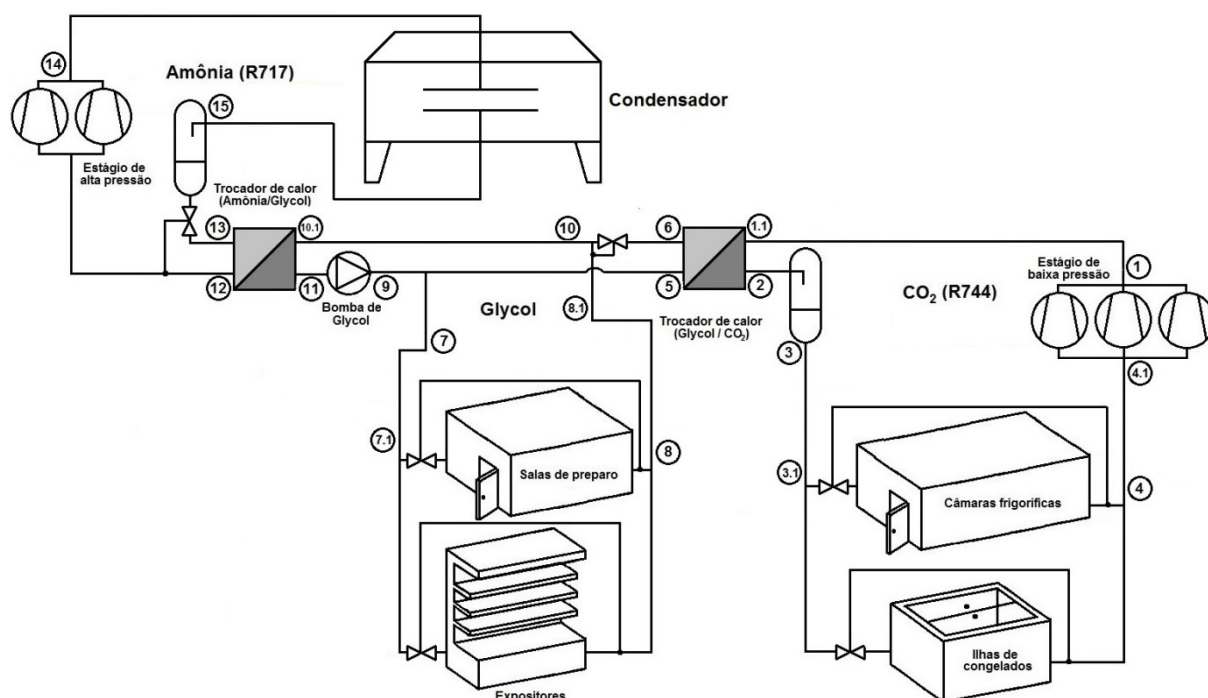


Figura 45- Sistema de refrigeração selecionada para o projeto.

Ponto	Vazão mássica (kg/s)	Pressão (bar)	Temperatura (°C)
1	0,210	30,4	35,3
1.1	0,210	30,3	35,3
2	0,210	30,3	-8,0
3	0,210	30,3	-8,0
3.1	0,210	28,0	-8,0
4	0,210	14,3	-25,0
4.1	0,210	7,9	-24,0
5	4,218	11,5	-14,0
6	4,218	11,2	-9,6
7	1,435	11,5	-14,0
7.1	1,435	9,8	-13,0
8	1,435	4,3	-3,0
8.1	1,435	2,6	-2,0
9	5,653	11,5	-14,0
10	5,653	2,6	-7,4
10.1	5,653	2,6	-6,9
11	5,653	2,3	-14,0
12	0,128	2,0	-7,0
13	0,128	2,5	-13,7
14	0,128	16,5	80,0
15	0,128	16,5	42,1

Tabela 15 - Relação das condições termodinâmicas dos pontos indicados.

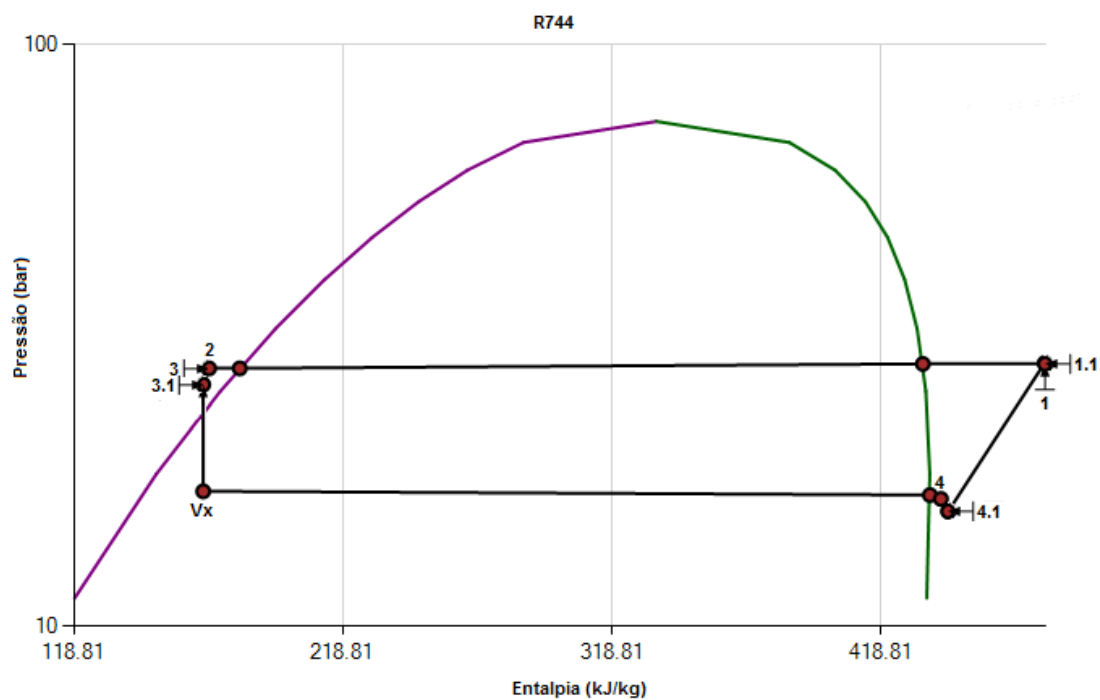


Figura 46 - Diagrama de p-h do CO₂ esquematizando o ciclo de baixa temperatura (Vx representa o ponto após a válvula de expansão direta na linha de cada equipamento) (HONEYWELL).

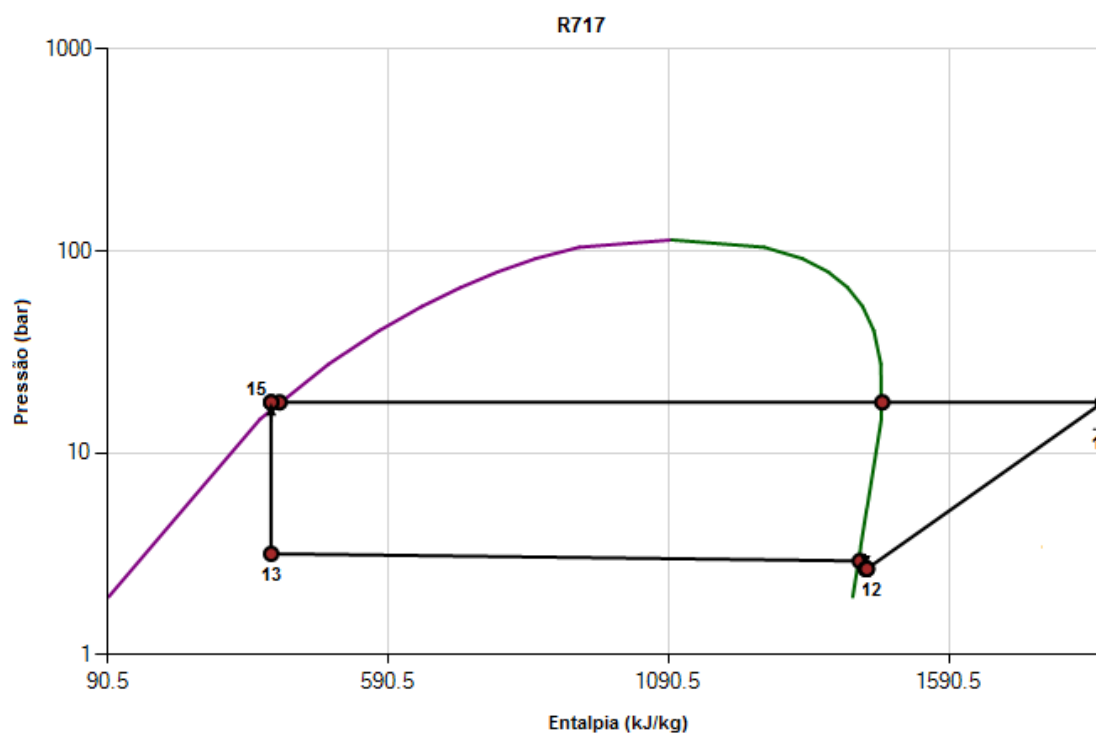


Figura 47 - Diagrama de p-h da amônia esquematizando o ciclo de alta temperatura (HONEYWELL).

4. COMENTÁRIOS FINAIS E SUGESTÕES

No presente trabalho foi explicado o funcionamento de um sistema específico de refrigeração em cascata, composto por um ciclo de alta (R717), ciclo de baixa (R744) e o ciclo de refrigerante secundário (Glicol), levando em consideração as limitações impostas pelo uso dos refrigerantes.

Apesar de pouco utilizado no Brasil, o sistemas de refrigeração com CO₂ vem buscando espaço no mercado brasileiro, quando se trata de dimensionamento e especificação de equipamentos. Existem fabricantes que disponibilizam, não apenas os equipamentos necessários, mas também softwares que facilitam o projeto e possivelmente o custeamento do sistema.

Com o intuito de analisar a viabilidade da utilização de sistema de refrigeração com CO₂ no Brasil, foi feito um projeto básico que teve como referência ciclos já existentes e verificados em outros trabalhos. Para estudar isso, apresentamos a concepção de um layout supermercado hipotético e funcional localizado na Grande Vitória, com toda as configurações de equipamentos de um supermercado comum.

Com isso, é visto que é possível a instalação de um sistema subcrítico de refrigeração com CO₂ na região da Grande Vitória, promovendo a confirmação de comportamentos já esperados, como redução do diâmetro das tubulações e maior coeficiente de desempenho em relação a sistemas com refrigerantes HFC.

Como sugestões para trabalhos futuros:

- Análises de impacto ambiental com o indicador TEWI, baseado na quantidade de refrigerante total utilizado no sistema;
- Considerações de perdas de carga como na sala de máquinas, e verificação quanto a sua influência nas condições e eficiência de refrigeração do sistema;
- Estudar aplicação de outros layouts de tubulação no sistema, com o intuito de minimizar o custo e aumentar eficiência de refrigeração do sistema;
- Realizar análise de custos dos equipamentos utilizados das tubulações, como forma de verificar custo inicial de aplicação.

REFERÊNCIAS

AS/NZS 1571. 1995. New Zealand Standard. Australian : s.n., 1995.

ASHRAE. 1985. ASHRAE Handbook - Fundamentals. *American Soceity of Heating, Refrigerating, and Air Conditioning Engineers*. Atlanta : s.n., 1985. 1.

BAIRD, C and CANN, M. 2011. *Química Ambiental*. Porto Alegre : Bookman, 2011. pp. 65-69.

BITZER. BITZER Software. [Software]. v6.4.

CARLY. *REFRIGERATION COMPONENTES FOR CO2 (R744)*. [Online] [Cited: Junho 22, 2016.] <http://www.carly-sa.com/-Components-for-CO2-R744-.html>.

CRANE COPPER TUBE. 2015. AS/NZS 1571. *AIR-CONDITIONING & REFRIGERATION COPPER TUBE*. Penrith : s.n., 2015.

DEWITT, D P and INCROPERA, F P. 1998. Fundamentos de Transferência de Calor e Massa. s.l. : LTC, 1998. p. 448.

DUCOULOMBIER, M, TEYSSEDOU, A and DUCOULOMBIER, M S. 2007. A model for energy analysis in supermarkets. Montreal, Canadá : s.n., 2007. Vol. 38, pp. 349-356.

EES. Engineering Equation Solver. [Software]. F-Chart. Commercial v9.478.

EMERSON CLIMATE. Commercial CO2 Refrigeration Systems.

GRUNDFOS. Product Center. *Pesquisa de Produtos e Soluções*. [Online] [Cited: Junho 30, 2016.] <http://product-selection.grundfos.com/front-page.html>.

HEATCRAFT. 2013. DR6XN (Glycol) — STRATUS Multi-Deck. Columbus : s.n., 2013. Expositores verticas sem porta.

—, **2016**. FX7SL Reach-in Merchandiser. Columbus : s.n., 2016. Expositores verticas com porta.

—, **2015**. Manual de Instalação. *Sistema de Refrigeração*. São José dos Campos, Brasil : HEATCRAFT, 2015. p. 24.

—, **2009**. NS39VJL1CT - G - Service - Lift Glass - Glycol. [Catálogo]. Columbus : s.n., 2009. Vitrines de frios e carnes.

—, **2010**. QDV5V-A - Glycol - Standard Glass Door. [Catálogo]. Columbus : s.n., 2010. Expositores verticais com porta.

—, **2009**. QIL - Narrow Island. [Catálogo]. Columbus : s.n., 2009. Ilhas de congelados.

—, **2015**. SR2015. [Software]. 2015. v1.3.

—, **2015**. STRATUS Multi-Deck Display Case. *Installation & Operation Manual*. s.l. : HEATCRAFT, 2015. p. 2.

HENDERSON, H and KHATTAR, M. 1999. Measured Impacts of Supermarket Humidity Level on Defrost Performance and Refrigerating System Energy Use. s.l. : ASHRAE Transactions, 1999. Vol. 105.

HONEYWELL. Genetron Properties. [Software]. v1.2.

ITT LOWARA. 2009. Bombas e tubagens na teoria e na prática. [Online] 2009. [Cited: Junho 20, 2016.] <http://www.marioloureiro.net/tecnica/canalizacao/LowaraClimatEdif.pdf>.

KIM, M H, PETTERSEN J and W, BULLARD C. 2003. Fundamental process and system design in CO₂ vapor compression systems. 2003. Vol. 30, pp. 119-174. Progress in Energy and Combustion.

LADEIRA, H M S and BANDARRA, E P F. 2005. ESTUDO DO DIÓXIDO DE CARBONO, CO₂, OPERANDO COMO FLUIDO REFRIGERANTE EM SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO. Uberlândia : s.n., 2005.

LIU, H, CHEN, J and CHEN, J. 2005. Experimental investigation of a CO₂ automotive air conditioner. s.l. : International Journal of Refrigeration, 2005. Vol. 28.

MACAGNAN, M H. 2015. Princípios Básicos de Refrigeração. São Leopoldo, Brasil : s.n., 2015.

MACQUAY. 2011. Refrigerant Piping Design Guide. *Application Guide*. 2011. p. 10.

MATOS, R S. 2004. Manual Didático de Refrigeração. [Online] 2004. [Cited: Junho 20, 2016.] http://ftp.demec.ufpr.br/disciplinas/TM182/REFRIGERACAO/apostila/13_TUBULACOE.pdf.

MCQUISTON, C F, PARKER, D J and SPITLER, D J. 2004. Heating, Ventilating and Air Conditioning: Analysis and Design. 2004. Vol. 6.

MIPAL. Linha Comercial. *Catálogo de produtos*. Cabreúva : s.n.

MMA, ABRAS and ABRAVA. MANUAL DE BOAS PRÁTICAS DE SISTEMAS DE REFRIGERAÇÃO EM SUPERMERCADOS.

MORAN, M J and SHAPIRO, H N. 2006. *Princípios da Termodinâmica para Engenharia*. 6ª. s.l. : LTC, 2006.

NBR 16255. 2013. Sistemas de refrigeração para supermercados. *Diretrizes para o projeto, instalação e operação*. Rio de Janeiro : s.n., 2013.

NBR 16401. 2008. Instalações de ar-condicionado. *Sistemas centrais e unitários Parte 1: Projetos das instalações*. Rio de Janeiro : ABNT, 2008.

PEREIRA, S G. 2010. Análise de sistemas de refrigeração a CO₂ em supermercados. Pernambuco : s.n., 2010.

RESTREPO, G, et al. 2008. Ranking of Refrigerants. Bayreuth, Alemanha : University of Bayreuth, 2008.

SAWALHA, S. 2008. Carbon Dioxide in Supermarket Refrigeration. Stockholm : s.n., 2008. ASHRAE journal 47, p. 163.

SILVA, A. 2009. *DIÓXIDO DE CARBONO (CO₂) em Sistemas de Refrigeração Comercial e Industrial.* São Paulo : novatécnica, 2009.

SOUZA, L and E, Filho. 2011. CO₂ - PROPRIEDADES E APLICAÇÕES. Uberlândia : s.n., 2011.

STOECKER, W F and JABARDO, J M S. 2002. Refrigeração Industrial. s.l., Brasil : Edgard Blucher LTDA, 2002. 2, p. 371.

STOEKER, W F and JONES, J W. 1985. Refrigeração e Ar Condicionado. s.l., Brasil : McGraw-Hill, 1985. p. 481.

SWEP. SSP G7. [Software]. Landskrona, Suécia : s.n.

TELLES, P C S. 2001. Tubulações Industriais. Rio de Janeiro : LTC, 2001. 10.

VESTERGAARD, P N and Olsen, F B. 2004. Danfoss AS. 2004.

ZHANG, MING. 2006. Energy Analysis of Various Supermarket Refrigeration Systems. Bridgeton, EUA : s.n., 2006. Vol. 52, p. 7.

APÊNDICE

I. Propriedades principais do CO₂

Nessa seção, serão apresentadas as principais motivações dos pesquisadores para iniciarem ou retomarem suas pesquisas com o refrigerante R-744, mormente aquelas associadas às melhores características em relação aos refrigerantes usados atualmente. Alguns itens podem ser destacados como segue:

- CO₂ não é inflamável e não tóxico
- Pressão crítica é 73,8 bar (7,38 MPa) e temperatura crítica 31,1 °C
- Ponto triplo -56,6 °C e 5,2 bar (520 kPa) como pode ser observado no diagrama de fases na figura 45
- Pressão reduzida a 0 °C é 0,47 (é considerada muito alta para um fluido usual), pressão reduzida é a razão entre a pressão de saturação a 0 °C e a pressão crítica.
- Capacidade de refrigeração muito alta 0 °C é 22545 kJ/m³, que se define como a retirada de calor do produto a ser refrigerado com mais eficiência e menos tempo de congelamento (caso de frigoríficos).

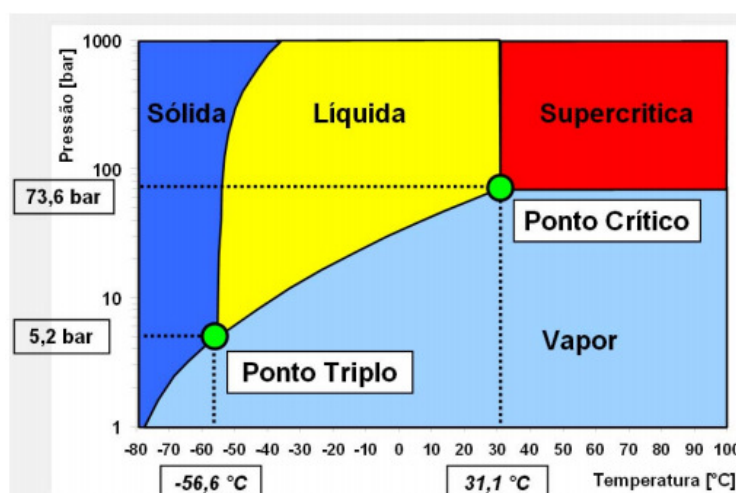


Figura 45 – Diagrama de Fases do CO₂ (LADEIRA, et al., 2005).

II. Sistema de Tubulação

Equação de Darcy-Weissbach relaciona os seguintes termos:

$$\Delta P = \rho * f * \left(\frac{L}{D_{tubo}} \right) * \left(\frac{V^2}{2} \right)$$

$$Re = \left(\frac{\rho * V * D_{tubo}}{\eta} \right)$$

Neste projeto, foi utilizado o diagrama de Moody, com os valores de f em função do número de Reynolds (Re) e a rugosidade (e/D). Já o valor da rugosidade para projetos de refrigeração é de aproximadamente 0,0457 mm, para aço comercial ou aço fundido, e 0,0015 mm para uma tubulação com bom acabamento superficial (MCQUISTON, et al., 2004). Para escoamentos turbulentos, foram utilizados a seguinte equação:

$$f = \frac{1,325}{\left[\ln \left(\frac{e}{3,7D} + \frac{5,74}{Re^{0,9}} \right) \right]^2}$$

E para escoamentos laminares ($Re < 1200$), é utilizado:

$$f = \frac{64}{Re}$$

Re	Rugosidade relativa: e/D									
	1,00E-05	5,00E-05	1,00E-04	5,00E-04	1,00E-03	2,00E-03	3,00E-03	5,00E-03	7,50E-03	1,00E-02
1	64	64	64	64	64	64	64	64	64	64
10	6,4	6,4	6,4	6,4	6,4	6,4	6,4	6,4	6,4	6,4
100	0,64	0,64	0,64	0,64	0,64	0,64	0,64	0,64	0,64	0,64
200	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32	0,32
300	0,21333	0,21333	0,21333	0,21333	0,21333	0,21333	0,21333	0,21333	0,21333	0,21333
500	0,128	0,128	0,128	0,128	0,128	0,128	0,128	0,128	0,128	0,128
750	0,08533	0,08533	0,08533	0,08533	0,08533	0,08533	0,08533	0,08533	0,08533	0,08533
1.000	0,064	0,064	0,064	0,064	0,064	0,064	0,064	0,064	0,064	0,064
2.000	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032	0,032
3.000	0,04353	0,04356	0,04361	0,04397	0,04441	0,04529	0,04615	0,04784	0,04989	0,05187
5.000	0,0374	0,03745	0,03751	0,03795	0,0385	0,03957	0,04061	0,04261	0,04499	0,04726
7.500	0,03338	0,03344	0,03351	0,03404	0,03469	0,03595	0,03716	0,03944	0,0421	0,04459
10.000	0,0309	0,03096	0,03104	0,03164	0,03238	0,03379	0,03513	0,03763	0,04049	0,04313
20.000	0,02591	0,02599	0,0261	0,02695	0,02795	0,02979	0,03147	0,03447	0,03776	0,04071
30.000	0,02351	0,02362	0,02375	0,02478	0,02597	0,02809	0,02997	0,03325	0,03674	0,03982
50.000	0,02093	0,02107	0,02125	0,02257	0,02402	0,02651	0,02862	0,03218	0,03588	0,03908
75.000	0,01916	0,01935	0,01957	0,02116	0,02284	0,0256	0,02787	0,0316	0,03542	0,0387
100.000	0,01804	0,01826	0,01851	0,02033	0,02218	0,02511	0,02747	0,03131	0,03519	0,0385
200.000	0,01572	0,01604	0,01641	0,01882	0,02103	0,02431	0,02684	0,03085	0,03483	0,03821
300.000	0,01457	0,01497	0,01543	0,01821	0,0206	0,02403	0,02662	0,03069	0,03471	0,03811
500.000	0,0133	0,01384	0,01443	0,01766	0,02024	0,02379	0,02644	0,03056	0,03462	0,03803
750.000	0,01243	0,0131	0,0138	0,01736	0,02004	0,02367	0,02635	0,0305	0,03457	0,03799
1.000.000	0,01187	0,01265	0,01344	0,01721	0,01994	0,02361	0,0263	0,03047	0,03454	0,03797
2.000.000	0,01072	0,01181	0,0128	0,01696	0,01979	0,02351	0,02624	0,03042	0,03451	0,03793
3.000.000	0,01017	0,01146	0,01256	0,01688	0,01974	0,02348	0,02621	0,0304	0,03449	0,03792
5.000.000	0,00959	0,01114	0,01234	0,01681	0,0197	0,02346	0,02619	0,03039	0,03448	0,03792
7.500.000	0,00922	0,01096	0,01223	0,01677	0,01968	0,02345	0,02618	0,03038	0,03448	0,03791

Tabela 16 - Diagrama de Moody.

Fonte: (Fischer, 2003)

Equação da perda de carga devido aos acessórios:

$$\Delta P = \rho * K * \left(\frac{V^2}{2} \right)$$

Dimensão Nominal (Polegadas)	Joelho-regular 90°	Joelho-longo 90°	Joelho 45°	Curva de retorno-Regular	Curva de retorno-Longo	Junção Tipo T Linha	Junção Tipo T ramal	Válvula Globo	Válvula de gaveta	Válvula em ângulo
1	0,43	0,41	0,22	0,43	0,43	0,26	1,00	13,0		4,8
1 1/4	0,41	0,37	0,22	0,41	0,38	0,25	0,95	12,0		3,7
1 1/2	0,40	0,35	0,21	0,40	0,35	0,23	0,90	10,0		3,0
2	0,38	0,30	0,20	0,38	0,30	0,20	0,84	9,0	0,34	2,5
2 1/2	0,35	0,28	0,19	0,35	0,27	0,18	0,79	8,0	0,27	2,3
3	0,34	0,25	0,18	0,34	0,25	0,17	0,76	7,0	0,22	2,2
4	0,31	0,22	0,18	0,31	0,22	0,15	0,70	6,5	0,16	2,1
6	0,29	0,18	0,17	0,29	0,18	0,12	0,62	6,0	0,10	2,1
8	0,27	0,16	0,17	0,27	0,15	0,10	0,58	5,7	0,08	2,1
10	0,25	0,14	0,16	0,25	0,14	0,09	0,53	5,7	0,06	2,1
12	0,24	0,13	0,16	0,24	0,13	0,08	0,50	5,7	0,05	2,1

Tabela 17 - Valores de K para acessórios com junção de flange soldado (ASHRAE, 1985)

Fonte: (ASHRAE, 1985)