

**Escuela Superior Politécnica del Litoral**

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la Producción**

Análisis de un ciclo de refrigeración en cascada utilizando  $CO_2$  como refrigerante  
para dar servicio a un supermercado.

**Proyecto Integrador**

Previo la obtención del Título de:

**Ingenieros Mecánicos**

Presentado por:

Fidel Guillermo Arreaga España

José Marcelo Chichande Guerrero

Guayaquil - Ecuador

Año: 2023

## Dedicatoria

---

El presente proyecto lo dedico a mis padres por haber sido mis guías a lo largo de mi carrera universitaria. A mis hermanos, que a pesar de haber frecuentado poco durante mi estadía en la universidad siempre me recordaban que se sentían orgullosos de mi alentándome día a día. A Belén, por haber sido quién desde el día 1 me motivó e impulsó a dar lo mejor de mí ayudándome a no darme por vencido a pesar de las adversidades. A mis amigos, por la cantidad innumerable de sonrisas y alegrías que me supieron regalar en cualquier momento, acertando siempre cuando más las necesitaba. A mi abuelo, porque a pesar de que falleció siempre me enseñó que nunca hay que darse por vencido.

Fidel Guillermo Arreaga España.

## Dedicatoria

---

El presente proyecto lo dedico a mis padres quienes me han brindado su amor incondicional y apoyo constante a lo largo de mi carrera académica. A mis amigos por los buenos momentos que pasamos durante todo este trayecto universitario.

José Marcelo Chichande Guerrero

## Agradecimientos

---

Mi más sincero agradecimiento a Dios y a mi familia por apoyarme en todo lo que necesité a lo largo de mi carrera universitaria. Quiero agradecer de forma especial a mi prometida Belén por ser paciente, incondicional y comprensiva en toda ocasión y situación y por haberme transmitido paz cuando nadie más pudo. Sobre todo, quisiera agradecerme a mi compañero de tesis por ser el mejor compañero que la universidad me pudo haber dado. Finalmente, quisiera agradecer a todos los profesores que durante este trayecto formaron parte mi formación profesional otorgándome un consejo o palabra de ánimos cuando se los pedía.

Fidel Guillermo Arreaga España

## Agradecimientos

---

Mi más sincero agradecimiento a mis padres y a los amigos obtenidos durante la carrera, en especial a mi compañero de este proyecto y los profesores que he tenido durante toda mi carrera universitaria.

José Marcelo Chichande Guerrero

## Declaración Expresa

---

Nosotros Arreaga España Fidel Guillermo y Chichande Guerrero José Marcelo acordamos y reconocemos que:

La titularidad de los derechos patrimoniales de autor (derechos de autor) del proyecto de graduación corresponderá al autor o autores, sin perjuicio de lo cual la ESPOL recibe en este acto una licencia gratuita de plazo indefinido para el uso no comercial y comercial de la obra con facultad de sublicenciar, incluyendo la autorización para su divulgación, así como para la creación y uso de obras derivadas. En el caso de usos comerciales se respetará el porcentaje de participación en beneficios que corresponda a favor del autor o autores. La titularidad total y exclusiva sobre los derechos patrimoniales de patente de invención, modelo de utilidad, diseño industrial, secreto industrial, software o información no divulgada que corresponda o pueda corresponder respecto de cualquier investigación, desarrollo tecnológico o invención realizada por nosotros durante el desarrollo del proyecto de graduación, pertenecerán de forma total, exclusiva e indivisible a la ESPOL, sin perjuicio del porcentaje que nos corresponda de los beneficios económicos que la ESPOL reciba por la explotación de nuestra innovación, de ser el caso.

En los casos donde la Oficina de Transferencia de Resultados de Investigación (OTRI) de la ESPOL comunique los autores que existe una innovación potencialmente patentable sobre los resultados del proyecto de graduación, no se realizará publicación o divulgación alguna, sin la autorización expresa y previa de la ESPOL.

Guayaquil, 21 de febrero del 2024.



Autor 1



Autor 2

## **Evaluadores**

---

**José Macías, MSc.**

Profesor de Materia

---

**Gonzalo Zabala, MSc.**

Tutor de proyecto

## Resumen

Este proyecto integrador se centra en el análisis de un ciclo de refrigeración en cascada que emplea CO<sub>2</sub> como refrigerante para abastecer a un supermercado, con el objetivo de comparar dos configuraciones mediante cálculos teóricos y simulaciones. Además, busca dimensionar el sistema elegido para reemplazar las instalaciones convencionales, evaluando cargas, eficiencia energética e impacto ambiental. La iniciativa busca promover la sostenibilidad ambiental al reducir emisiones y disminuir costos de energía, contribuyendo a la mitigación de gases de efecto invernadero. El proyecto se desarrolló siguiendo los estándares de ASHRAE y ANSI/AHRI, garantizando el cumplimiento de especificaciones técnicas para materiales y equipos con los refrigerantes CO<sub>2</sub> y NH<sub>3</sub>. La configuración resultante del ciclo en cascada, con una combinación de CO<sub>2</sub> y NH<sub>3</sub>, exhibió un coeficiente de rendimiento de 3.51, superando a la alternativa con doble CO<sub>2</sub>. La inversión inicial ascendió a \$63,462.56, con una tasa interna de retorno del 80% en los primeros 3 años de operación del sistema. Este proyecto marca un hito significativo en la investigación de sistemas de refrigeración en cascada al enfocarse en la aplicación del dióxido de carbono (R744) como refrigerante, combinado con NH<sub>3</sub>. Este enfoque no solo representa un avance en la mitigación de impactos medioambientales, sino que también demuestra la viabilidad económica del proyecto.

**Palabras Clave:** Sostenibilidad, Eficiencia Energética, Impacto Ambiental, Análisis Térmico.

## Abstract

*This integrative project focuses on the analysis of a cascade refrigeration cycle that uses CO<sub>2</sub> as a refrigerant to supply a supermarket, with the aim of comparing two configurations through theoretical calculations and simulations. In addition, it seeks to size the system chosen to replace conventional installations, evaluating loads, energy efficiency and environmental impact. The initiative seeks to promote environmental sustainability by reducing emissions and lowering energy costs, contributing to the mitigation of greenhouse gases. The project was developed following ASHRAE and ANSI/AHRI standards, ensuring compliance with technical specifications for materials and equipment with CO<sub>2</sub> and NH<sub>3</sub> refrigerants. The resulting cascade cycle configuration, with a combination of CO<sub>2</sub> and NH<sub>3</sub>, exhibited a coefficient of performance of 3.51, outperforming the dual CO<sub>2</sub> alternative. The initial investment amounted to \$63,462.56, with an internal rate of return of 80% in the first 3 years of operation of the system. This project marks a significant milestone in cascade refrigeration system research by focusing on the application of carbon dioxide (R744) as a refrigerant, combined with NH<sub>3</sub>. This approach not only represents a breakthrough in mitigating environmental impacts, but also demonstrates the economic viability of the project.*

**Keywords:** *Sustainability, Energy Efficiency, Environmental Impact, Thermal Analysis.*

## Índice general

Resumen .....	I
Abstract.....	II
Índice general .....	III
Abreviaturas .....	VI
Simbología .....	VII
Índice de figuras.....	VIII
Índice de tablas .....	IX
Capítulo 1 .....	1
1.1 Introducción .....	2
1.2 Descripción del Problema.....	3
1.3 Justificación del Problema .....	4
1.4 Objetivos .....	4
<i>1.4.1 Objetivo general</i> .....	4
<i>1.4.2 Objetivos específicos</i> .....	5
1.5 Marco teórico .....	5
1.5.1 Funcionamiento de un sistema de refrigeración en cascada .....	9
1.5.2 Condiciones de operación adecuadas de un sistema de refrigeración de acuerdo con su aplicación.....	11
1.5.3 Propiedades de los refrigerantes usados en el supermercado .....	12
1.5.4 Ventajas y desventajas de los refrigerantes más usados.....	14
Capítulo 2.....	16

2. Metodología.....	17
2.1 Diagrama metodológico .....	17
2.2 Selección de refrigerante natural .....	17
2.2.1 Factores de influencia.....	17
2.2.2 Matriz de decisión.....	19
2.3 Supermercado.....	19
2.4 Ecuaciones y tablas para cargas de refrigeración.....	20
2.5 Ecuaciones para el cálculo del COP.....	25
2.6 Exergía .....	26
2.7 VAN.....	27
2.8 TIR.....	28
Capítulo 3.....	29
3.Resultados y análisis.....	30
3.1 Cargas de refrigeración.....	30
3.1.1 Resultado de cargas de refrigeración.....	30
3.2 Cálculos del coeficiente de rendimiento (COP).....	30
3.3 Resultados de simulación.....	31
3.4 Resultados de cálculos.....	35
3.5 Selección de equipos .....	38
3.6 Esquema del supermercado.....	39
3.7 Costos.....	40
3.8 Cálculo del VAN y TIR.....	40

Capítulo 4.....	42
4.1 Conclusiones y recomendaciones .....	43
4.1.1 Conclusiones .....	44
4.1.2 Recomendaciones .....	45
Referencias .....	47
Apéndices.....	49

### Abreviaturas

ESPOL	Escuela Superior Politécnica del Litoral
ASTM	American Society for Testing and Materials
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers
ODP	Ozone Depletion Potential
GWP	Global Warming Potential
CFC	Clorofluorocarbonos
HCFC	Hidrofluorocarbonos
COP	Coefficiente de rendimiento
PNUMA	Programa de las Naciones Unidas para el Medio Ambiente
AIE	Agencia Internacional de la Energía

**Simbología**

mil	Milésima de pulgada
mg	Miligramo
m	Metro
kW	Kilovatio
Btu	Unidad térmica británica
h	Horas
TR	Tonelada de Refrigeración
°C	Grados Centígrados
MT	Media temperatura
LT	Baja temperatura
CO <sub>2</sub>	Dióxido de carbono
NH <sub>3</sub>	Amoníaco
kJ	Kilo Joule
mm	milímetro
HP	caballos de fuerza
W	vattios
s	segundos

**Índice de figuras**

Figura 1: Clasificación de los refrigerantes por su composición química.....	6
Figura 2: Puntos críticos del CO2 .....	7
Figura 3: Formación del sistema en cascada partiendo de dos sistemas de una etapa .....	8
Figura 4: Sistema de refrigeración en cascada.....	10
Figura 5: Diagrama referente a la metodología aplicada.....	17
Figura 6: Puntos evaluados en cada ciclo.....	31
Figura 7: Diagrama con los puntos específicos para obtener datos de simulación.....	32
Figura 8: Parametros del sistema de baja temperatura.....	33
Figura 9: Parametros del sistema de media temperatura.....	34
Figura 10: Parametros del sistema de media temperatura .....	35
Figura 11: Diagrama de las divisiones del supermercado .....	39

## Índice de tablas

Tabla 1: Rangos de temperatura de evaporación según la aplicación.....	11
Tabla 2: Refrigerantes usados por sectores .....	12
Tabla 3: Propiedades de los refrigerantes más usados .....	13
Tabla 4: Ventajas y desventajas de los refrigerantes mas usados en los supermercados .....	14
Tabla 5: Matriz de decisión para selección de refrigerantes.....	19
Tabla 6: Datos frigoríficos obtenidos del plano de supermercado .....	19
Tabla 7: Datos de cargas térmicas estimados de media y baja temperatura .....	20
Tabla 8: Conductividad térmica del aislamiento del almacenamiento en frio .....	21
Tabla 9: Estimación del efecto solar.....	21
Tabla 10: Datos de composición no congelada, punto de congelación inicial y calores específicos de mariscos, pescados y carnes .....	22
Tabla 11: Datos de composición no congelada, punto de congelación inicial y calores específicos de verduras y frutas .....	23
Tabla 12: Datos de composición no congelada, punto de congelación inicial y calores específicos de lácteos.....	24
Tabla 13: Carga por persona según la temperatura del espacio refrigerado .....	24
Tabla 14: Resultados de la suma de todas las cargas de refrigeración.....	30
Tabla 15: Temperaturas de evaporación y condensación usadas en la simulación para cada etapa .....	32
Tabla 16: Resultados de simulación del sistema en cascada de CO <sub>2</sub> +CO <sub>2</sub> .....	34
Tabla 17: Resultados de simulacion del sistema en cascada de CO <sub>2</sub> +NH <sub>3</sub> .....	35
Tabla 18: Resultados de calculos de ambos sistemas .....	36
Tabla 19: Destrucción de exergía de todos los componentes y su relación con la destrucción total de exergía .....	37

Tabla 20: Equipos para alternativa de solución con su respectivo fabricante modelo y consumo de energía .....	38
Tabla 21: Costo de equipos y accesorios para sistema de refrigeración de CO <sub>2</sub> + NH <sub>3</sub> .....	40
Tabla 22: Costo mano de obra para la implementación del sistema de refrigeración .....	40
Tabla 23: Temperaturas de diseño con el efecto del sol sobre las superficies del supermercado	49
Tabla 24: Diseño de espesor y conductividad térmica de las superficies del supermercado .....	49
Tabla 25: Cargas de diseño sobre las superficies del supermercado .....	50
Tabla 26: Cargas de los productos del supermercado diseñado .....	50
Tabla 27: Carga por aire de infiltración en los cuartos del supermercado diseñado.....	52
Tabla 28: Cargas relacionadas a los ventiladores de los equipos del supermercado .....	52
Tabla 29: Disposición de ventiladores, potencia y dimensiones de los evaporadores .....	53
Tabla 30: Especificaciones del compresor para CO <sub>2</sub> .....	53
Tabla 31: Características del compresor la amoniaco.....	54
Tabla 32: Especificaciones del intercambiador de calor .....	55
Tabla 33: Especificaciones del condensador .....	55

# Capítulo 1

## 1.1 Introducción

La necesidad de controlar las condiciones ambientales ya sea para definir temperaturas específicas o asegurar la comodidad en entornos ocupados, ha sido la fuerza motriz detrás de la aplicación y desarrollo continuo del ciclo de refrigeración por compresión de vapor. En la historia, se han buscado formas de mejorar la eficiencia térmica de estos sistemas para satisfacer las demandas humanas, pero estas mejoras suelen conllevar impactos significativos en el medio ambiente (Belman Flores & Pérez-García, 2013).

A medida que se descubrían las limitaciones de los refrigerantes tradicionales con un alto Potencial de Destrucción del Ozono atmosférico (ODP, por sus siglas en inglés) y Potencial de Calentamiento Global (GWP, por sus siglas en inglés), surgió la necesidad inminente de buscar alternativas más amigables con el medio ambiente. En este contexto, el dióxido de carbono ( $CO_2$  o R744) vuelve a surgir como una opción viable. El  $CO_2$  había sido ampliamente utilizado en sistemas de refrigeración a finales del siglo XIX y hasta la década de 1940, antes de ser reemplazado por los clorofluorocarbonos (CFC) y los hidroclorofluorocarbonos (HCFC) por razones válidas en ese momento (Belman Flores & Pérez-García, 2013).

El  $CO_2$  en comparación con sus predecesores, es claramente más respetuoso con el medio ambiente. Ya es ampliamente utilizado en los países industrializados de Europa y en Brasil se está moviendo hacia la popularización de este sistema, ya que es signatario del Protocolo de Montreal que busca eliminar sustancias dañinas para la capa de ozono y del Protocolo de Kyoto que busca reducir las emisiones de gases de efecto invernadero (Ferran Alvarado & Passaro, 2004).

Con la tecnología actual y las precauciones establecidas en cuestiones ambientales, se puede afirmar que el  $CO_2$  presenta una mayor eficiencia y viabilidad en comparación con el pasado. Por lo tanto, es fundamental considerar su uso en aplicaciones de refrigeración.

En este estudio, nos enfocamos en un supermercado en la ciudad de Guayaquil, Ecuador. Teniendo en cuenta su carga térmica específica y ubicación geográfica, analizaremos la aplicación de dos ciclos de refrigeración por compresión a vapor utilizando  $CO_2$  como refrigerante. El objetivo es evaluar la eficiencia térmica de estos sistemas mediante el cálculo del Coeficiente de Rendimiento (COP), lo que nos permitirá determinar el ciclo más eficiente, considerando las mismas condiciones, es decir, ambos sistemas se evaluarán en cascada con temperatura de evaporación y condensación iguales. Además, seleccionaremos los principales equipos empleando software gratuito y catálogos de fabricantes, y estimaremos el consumo energético y los costos asociados al sistema.

Este estudio se enmarca en la necesidad apremiante de avanzar hacia tecnologías de refrigeración más sostenibles y amigables con el medio ambiente, y busca contribuir a la adopción de sistemas de refrigeración basados en  $CO_2$  en aplicaciones comerciales como supermercados en la ciudad de Guayaquil, Ecuador.

## **1.2 Descripción del Problema**

Actualmente los supermercados ubicados en la región litoral requieren de gran cantidad de consumo de energía para poder proporcionar una temperatura y humedad de confort, es decir de entre  $18^{\circ}C$  y  $21^{\circ}C$  con una humedad de entre 40% y 70% para los sistemas de aire acondicionado y de  $10^{\circ}C$  a  $-30^{\circ}C$  con una humedad relativa de entre 80% a 95% para sistemas de refrigeración. Además, los supermercados necesitan mantener las luces encendidas, vitrinas refrigeradas y congeladores funcionando, así como otros equipos eléctricos. Se añade que el crecimiento de las instalaciones para este mercado se hace aceleradamente, lo que disminuye los tiempos de montaje, construcción y aumenta los costos de energía eléctrica y mantenimiento. Así mismo, otro problema es el uso de refrigerantes y como estos afectan de forma directa o indirecta en la capa de ozono y el calentamiento global debido a la relación con el potencial de agotamiento del ozono atmosférico y su capacidad como gases de efecto invernadero. Los

refrigerantes que afectan de forma directa liberan cloro a la atmosfera y los que afectan de forma indirecta son los que liberan flúor, ya que los productos de descomposición de estos gases contribuyen al agotamiento de la capa de ozono.

### **1.3 Justificación del Problema**

La implementación de un sistema de refrigeración en cascada con dióxido de carbono se presenta como una solución para reducir el consumo de energía, promover la sostenibilidad ambiental, disminuir las emisiones al ambiente y recortar los costos de energía. En primer lugar, al utilizar  $CO_2$  como refrigerante, se logra una significativa reducción del consumo energético en comparación con sistemas tradicionales, lo que a su vez conlleva a una reducción de costos operativos a largo plazo. Además, esta elección contribuye directamente a la sostenibilidad ambiental al emplear un refrigerante natural y respetuoso con el medio ambiente, mitigando así la emisión de gases de efecto invernadero y fomentando un impacto positivo en el cambio climático. La reducción de emisiones al ambiente es esencial para preservar la salud de nuestro planeta y de la población. Por ello, esta tesis se centra en analizar las alternativas de un sistema en cascada para obtener el diseño de un sistema de  $CO_2$  que permita disminuir la emisión de cloro al medio ambiente.

### **1.4 Objetivos**

#### ***1.4.1 Objetivo general***

Evaluar el rendimiento de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor en cascada utilizando como fluido refrigerante el dióxido de carbono para un establecimiento de carga térmica estipulada, donde se compararán dos configuraciones diferentes mediante cálculos manuales y simulaciones efectuando un contraste energético y de costos entre ambos ciclos.

### **1.4.2 Objetivos específicos**

1. Identificar los aspectos operacionales positivos del  $CO_2$  como refrigerante, mediante una revisión bibliográfica de las tecnologías vigentes de instalaciones de  $CO_2$  para refrigeración, mismas que respaldan su crecimiento en instalaciones de frío.
2. Dimensionar un sistema de refrigeración basado en el uso de  $CO_2$  como refrigerante, con la finalidad de sustituir las instalaciones tradicionales de refrigeración aplicando análisis de cargas y su impacto ambiental.
3. Seleccionar los equipos para la implementación del sistema de refrigeración basado en  $CO_2$ , utilizando catálogos de fabricantes y software.
4. Comparar dos ciclos de refrigeración en cascada que utilizan 2 refrigerantes, para calcular los niveles de eficiencia y exergía de cada proceso, permitiendo así reducir el consumo de energía eléctrica, los costos de operación y mantenimiento, utilizando cálculos manuales y simulaciones en software.

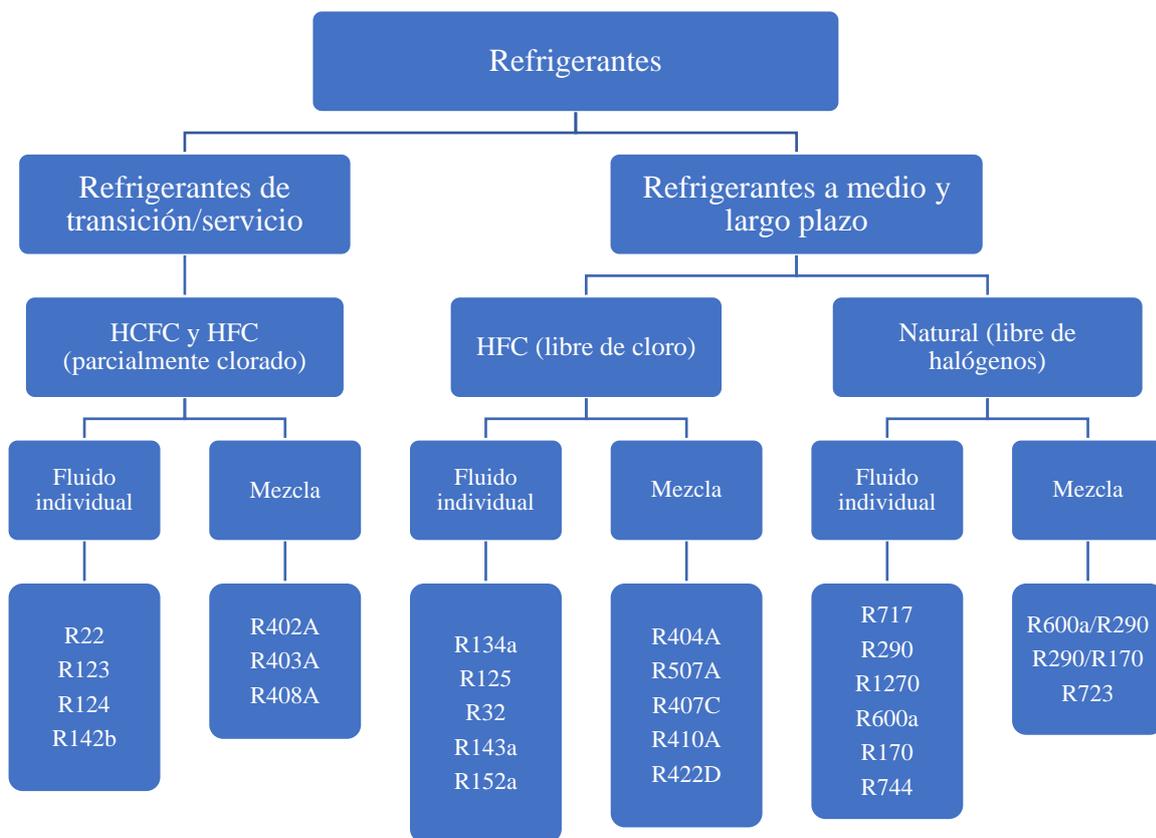
### **1.5 Marco teórico**

Las actividades humanas han provocado grandes cantidades de emisiones de carbono, como el efecto invernadero e incluso han provocado desastres climáticos extremos, que son perjudiciales para la supervivencia humana. Una de las principales razones es que la industria de la refrigeración utiliza muchos refrigerantes de freón, como los hidroclorofluorocarbonos (HCFC) y los hidrofluorocarbonos (HFC). El Informe de Síntesis de Políticas y Emisiones de Refrigeración publicado conjuntamente por el Programa de las Naciones Unidas para el Medio Ambiente (PNUMA) y la Agencia Internacional de la Energía (AIE) hace un llamamiento a un esfuerzo mundial para promover la transformación hacia una refrigeración respetuosa con el clima y el ahorro de energía, y se evitarán hasta 460 mil millones de toneladas de emisiones de gases de efecto invernadero en los próximos 40 años (Programa de las Naciones Unidas para el Medio Ambiente, 2020).

En la figura 1 se detalla la clasificación de los refrigerantes existentes en el mercado, aquella clasificación está en función de la composición química de cada uno de ellos. Aquí se logra tener una amplia visión de las diversas aplicaciones que pueden tener los refrigerantes, así como también se pudo especificar a los refrigerantes que contiene cloro totalmente, parcialmente y aquellos refrigerantes que son libre de cloro y libre de halógenos.

**Figura 1:**

*Clasificación de los refrigerantes por su composición química*

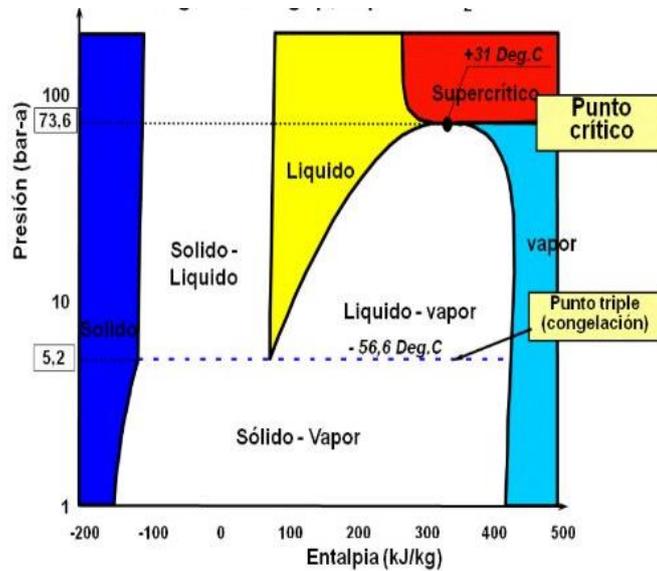


Nota: Adaptado de la ASHRAE 34

En la figura 2 se muestra la curva de presión vs entalpía perteneciente al refrigerante CO<sub>2</sub>, en ella se pueden visualizar los puntos críticos (congelación, supercrítico), así como también se detallan los estados en los que se encuentra el refrigerante y los límites para cada estado del refrigerante en cuestión.

**Figura 2:**

*Puntos críticos del CO<sub>2</sub>*



Nota: Obtenido de “El uso del CO<sub>2</sub> como refrigerante en centrales frigoríficas”, Pecomark

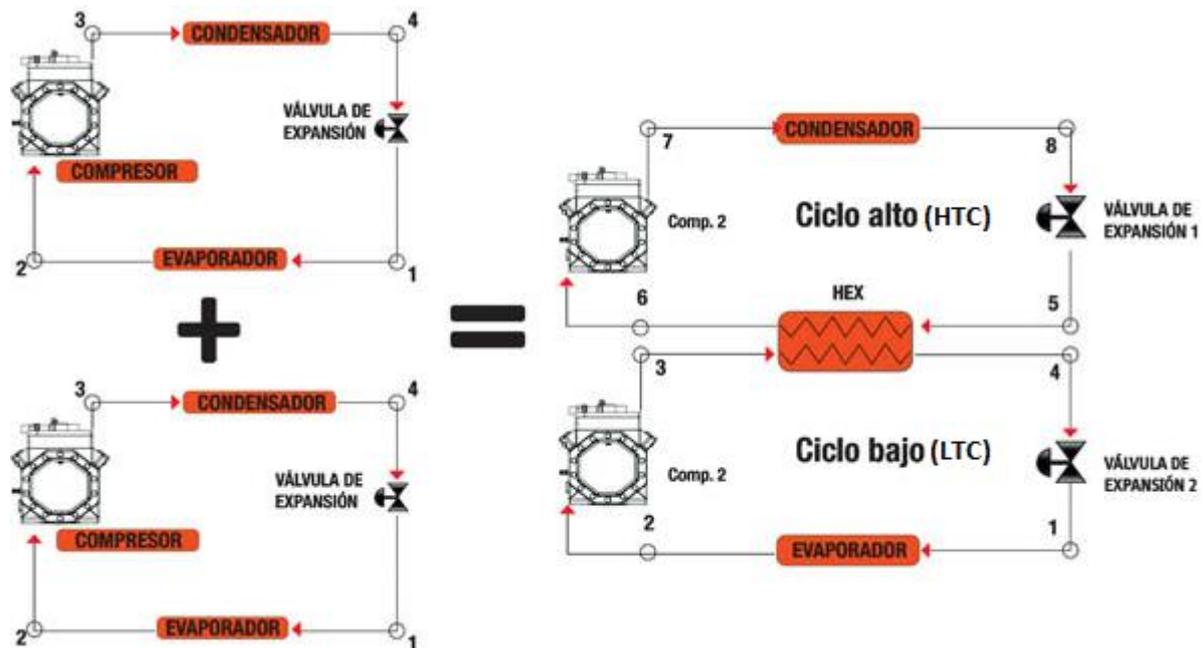
Para ciertas aplicaciones de refrigeración de baja temperatura, donde existe una diferencia de temperatura considerablemente grande entre la fuente de calor y el disipador de calor, un sistema de refrigeración en cascada (CRS) es económico. En un sistema en cascada de dos etapas, dos circuitos de refrigeración independientes están acoplados térmicamente a través de un intercambiador de calor entre etapas, denominado condensador en cascada (CC), que funciona como evaporador en el circuito de refrigeración de alta temperatura (HTC), al mismo tiempo que sirve como condensador en un circuito de refrigeración de baja temperatura (LTC). Normalmente se emplean dos refrigerantes diferentes en los dos circuitos y en su mayoría son adecuados para el rango de temperatura de los circuitos. Por lo tanto, la selección de los fluidos de trabajo es importante y el par de refrigerantes apropiado proporciona el diferencial de temperatura apropiado y al mismo tiempo logra un rendimiento de refrigeración. Se deben utilizar dos refrigerantes naturales simultáneamente tanto en el HTC como en el LTC para un sistema en cascada. Entre los refrigerantes naturales, NH<sub>3</sub> (R717, amoníaco), C<sub>3</sub>H<sub>8</sub> (R290, propano) y C<sub>3</sub>H<sub>6</sub> (R1270, propileno) suelen adoptarse como fluidos de trabajo de alta

temperatura en los HTC, mientras que el CO<sub>2</sub> (R744, dióxido de carbono) es una opción razonable para LTC debido a sus atractivas propiedades termofísicas: baja viscosidad, alta conductividad térmica, alta densidad de vapor, así como aceptabilidad ambiental: seguridad (no inflamable y no tóxico) y amigable (ODP = 0, GWP = 1) (Doménech et al., 2015).

En la figura 3 se ejemplificó la manera en la que se conforma un ciclo en cascada, es decir, se explica de qué manera se logra acoplar dos sistemas de refrigeración simple para formar un sistema compuesto por dos ciclos de refrigeración con lo cual este nuevo sistema compuesto adopta el nombre de sistema en cascada donde se aprovechan de mejor manera el flujo másico y las propiedades de cada refrigerante.

**Figura 3:**

*Formación del sistema en cascada partiendo de dos sistemas de una etapa*



Nota: Obtenido de Sistema en cascada y sus aplicaciones, 2014

El amoníaco, un compuesto químico conformado por un átomo de nitrógeno (N) y tres átomos de hidrógeno (H) con la fórmula NH<sub>3</sub>, se conoce comúnmente como R-717 en la nomenclatura ASHRAE-34. No es sólo una sustancia natural, sino que también se utiliza ampliamente en diversas industrias. Alrededor del 80% del amoníaco producido se destina a

finés agrícolas. Sirve como un componente vital en los fertilizantes, ya sea inyectado directamente en el suelo o incluido en compuestos fertilizantes. El 20% restante encuentra aplicaciones en las industrias textil, plástica, de explosivos y de refrigerantes (Manual de refrigeración y aire acondicionado, 2021).

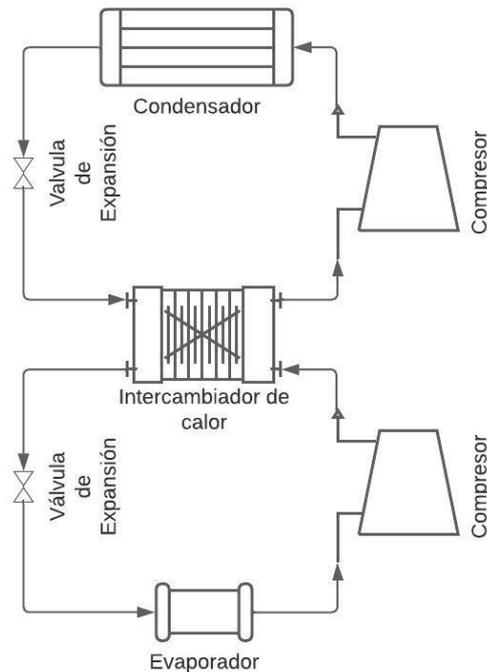
Una de las funciones notables del amoníaco es su uso histórico como refrigerante, que se remonta a principios del siglo XX en instalaciones de refrigeración industrial. Su uso como refrigerante conlleva importantes ventajas: alta eficiencia energética, respeto al medio ambiente y viabilidad económica. El amoníaco no daña la capa de ozono y no contribuye al calentamiento global. Su corta vida atmosférica lo clasifica como un gas biodegradable (Manual de refrigeración y aire acondicionado, 2021).

### **1.5.1 Funcionamiento de un sistema de refrigeración en cascada**

En la figura 4 se muestra un diagrama de bloque perteneciente a un sistema de refrigeración en cascada en el cual se presencia cada uno de sus componentes, como lo son los compresores, las válvulas de expansión, el evaporador, el condensador y el intercambiador de calor. Además, se señala diferenciación existente entre cada etapa ya que existe una etapa que opera a baja presión y otra en alta.

**Figura 4**

*Sistema de refrigeración en cascada*



Nota: Adaptado del libro de Termodinámica, Yunus Cengel y Michael Boles, 2015

**Ciclo de refrigeración de alta temperatura:**

Compresor: Este componente comprime un gas refrigerante de alta temperatura y presión, elevando su temperatura.

Condensador: El gas refrigerante caliente a alta presión se condensa en el condensador, libera calor y convierte el gas en un líquido a alta presión.

Válvula de expansión: El refrigerante líquido a alta presión se estrangula a través de una válvula de expansión, reduciendo su presión y temperatura.

Evaporador: En el evaporador, el refrigerante absorbe calor del ambiente circundante y se evapora, enfriando el espacio o equipo que está enfriando.

**Ciclo de refrigeración de baja temperatura:**

Compresor: Este es un compresor separado dedicado al ciclo de baja temperatura, que comprime un gas refrigerante de menor temperatura.

Condensador: En el ciclo de baja temperatura, el refrigerante se condensa en un condensador separado, rechazando el calor y transformando el gas en un líquido de alta presión.

Válvula de expansión: se utiliza otra válvula de expansión para el ciclo de baja temperatura, lo que reduce aún más la presión y la temperatura del refrigerante líquido.

Evaporador: El evaporador de baja temperatura es responsable de enfriar el ambiente o aplicación de baja temperatura deseada absorbiendo calor y evaporando el refrigerante.

Intercambiador de calor: Permite la transferencia de calor entre los dos ciclos sin mezclar directamente los refrigerantes. El intercambiador de calor permite que el ciclo de alta temperatura rechace calor al ciclo de baja temperatura, mejorando la eficiencia general del sistema.

### **1.5.2 Condiciones de operación adecuadas de un sistema de refrigeración de acuerdo con su aplicación**

Las aplicaciones de un sistema de refrigeración están básicamente determinadas por el ANSI/AHRI Standard 540, en el cual se da una clasificación en función de la temperatura de evaporación, dicha clasificación que muestra en la tabla 1.

**Tabla 1:**

*Rangos de temperatura de evaporación según la aplicación*

<b>Aplicación</b>	<b>Temperatura de evaporación</b>
Aire acondicionado y bomba de calor (HVAC)	23,33°C a 12,78°C
Refrigeración -Alta temperatura (HTC)	-6,66°C a 10°C
Refrigeración -Media temperatura (MTC)	-23,33°C a 0°C
Refrigeración -Baja temperatura (LTC)	-40°C a -12,22°C
Refrigeración -Media temperatura extendida (EMTC)	-31,67°C a -3,89°C

Nota: Datos tomados del manual de refrigeración y aire acondicionado (2021)

Las relaciones compresión recomendadas son:

- Media Temperatura: la relación de compresión de diseño oscila entre 3:1 a 4:1
- Media Extendida: la relación de compresión de diseño oscila entre 4:1 a 5:1
- Baja Temperatura: la relación de compresión de diseño oscila entre 18:1 a 20:1

### 1.5.3 Propiedades de los refrigerantes usados en el supermercado

Se procede a detallar las condiciones de operación adecuadas de un sistema de refrigeración para cada tipo de aplicación, para ello se utilizaron los datos asociados a los refrigerantes usados por sectores (Tabla 2), propiedades de los refrigerantes más usados (Tabla 3). Cada una de las condiciones y de los parámetros mencionados en las tablas previamente nombradas permiten enfocar el análisis planteado hacia un sistema de refrigeración bajo una zona controlada.

**Tabla 2**

*Refrigerantes usados por sectores*

Sector	Tipo de compresor	Refrigerante	Comentarios
Nevera/congeladores domésticos	Unidad hermética sellada	R290, R600a,	
Equipamiento comercial - temperatura media	Unidad hermética sellada	R290, R600a	
	Semihermético accesible	R290, R600a	
	Unidad abierta alternativa	R290, R600a	
Equipamiento comercial - temperatura baja	Unidad hermética sellada	R170, R290	
	Semihermético accesible	R170, R290	
	Unidad abierta alternativa	R170, R290, R744	
	Todo	R170, R290, R744	
Gran comercio e industria.	Unidad abierta alternativa	R170, R290, R600a, R717, R744	R717 no es compatible con tuberías o cableado de cobre.
	Tornillo	R600a, R290, R744	
	Todo	R600a, R290, R744	

Aire acondicionado o refrigeración móvil.	Accionamiento abierto alternativo hermético	R600a, R290
Aire acondicionado	Unidad abierta alternativa	R600a, R290, R717
	Centrífuga	R600a
	Semihermético accesible	R290
	Tornillo	R600a, R717
	Hermético	R600a
	Todo	R290

Nota: Datos tomados del manual de refrigeración y aire acondicionado (2021)

**Tabla 3**

*Propiedades de los refrigerantes más usados*

Refrigerante:	Masa molar: (kg/kmol)	Punto de congelación: (°C)	Punto de ebullición normal a 1 atm.: (°C)	Temperatura crítica: (°C)	Presión crítica: (kPa, abs)
R170	30.07	-182.8	-88.6	32.2	4,872
R290	44.10	-187.3	-42.1	96.7	4,248
R600	58.12	-138.3	-0.5	152.0	3,796
R600a	58.12	-159.6	-11.6	134.7	3,64
R717	17.03	-77.7	-33.3	132.5	11,33
R744	44.01	-56.6	-78.4	31.1	7,384
R1270	42.08	-185.2	-47.7	92.4	4,665

Nota: Datos tomados del manual de refrigeración y aire acondicionado (2021)

### 1.5.4 Ventajas y desventajas de los refrigerantes más usados

La tabla 4 muestra ventajas y desventajas de los refrigerantes naturales más usados en la industria de la refrigeración, que en el siguiente capítulo serán usadas para seleccionar uno de ellos en la propuesta de un sistema de refrigeración en cascada.

**Tabla 4**

*Ventajas y desventajas de los refrigerantes mas usados en los supermercados*

<b>Refrigerante</b>	<b>Ventajas</b>	<b>Desventajas</b>
R744 (CO2)	Bajo potencial de calentamiento global (GWP)	Alta presión de funcionamiento
	No tóxico y no inflamable	Capacidad limitada en aplicaciones de baja temperatura
	Eficiencia energética	Requiere equipos y materiales especializados
	Fácilmente disponible	Mayores costes de instalación inicial
R717 (Amoníaco)	Excelentes propiedades termodinámicas	Tóxico y representa un peligro para la salud.
	Potencial de agotamiento de la capa de ozono cero (ODP)	Inflamable y explosivo bajo ciertas condiciones.
	Eficiencia energética	Requiere manejo, equipo y mantenimiento especiales.
R290 (Propano)	Bajo costo	
	Bajo potencial de agotamiento de ozono.	Inflamable, lo que puede representar riesgos de seguridad.
	Bajo Potencial de Calentamiento Global (GWP).	Presión de trabajo relativamente alta.
	Eficiencia energética.	Necesidad de equipos modificados para cumplir con normativas de seguridad.
	Ampliamente disponible y económico.	Necesidad de equipos a prueba de explosiones en algunas aplicaciones.
	Buen rendimiento en sistemas de baja carga de refrigerante.	

R1270 (Propileno)	Bajo potencial de agotamiento de ozono.	Inflamable y requiere precauciones de seguridad.
	Bajo potencial de calentamiento global.	Tiene un GWP más alto que algunos refrigerantes de bajo GWP.
	Buena eficiencia energética.	Necesita sistemas de seguridad adicionales en su uso.
	Cumple con regulaciones ambientales.	Menos común y más caro en comparación con algunos refrigerantes convencionales.
	Utilizado en aplicaciones de refrigeración comercial y sistemas de aire acondicionado.	
	Buenas propiedades termodinámicas.	

---

Nota: Elaboración propia

## Capítulo 2

## 2. Metodología.

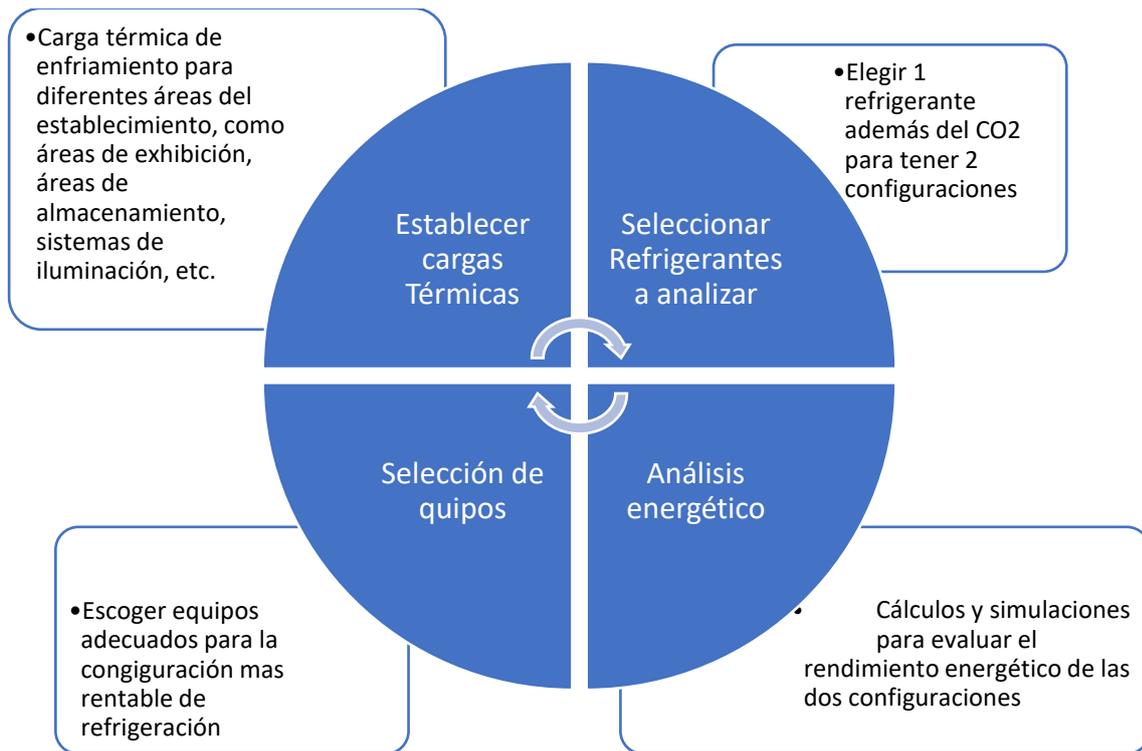
### 2.1 Diagrama metodológico

El diagrama de la figura 5 muestra la estrategia adoptada por el equipo de trabajo para llevar a cabo el proyecto integrador, aquí se resaltaron 4 aspectos de gran relevancia como lo fueron:

- Establecer las cargas térmicas
- Seleccionar los refrigerantes a utilizar en las alternativas a evaluar
- Efectuar el análisis energético de las alternativas
- Seleccionar los equipos que satisfagan la necesidad planteada

**Figura 5**

*Diagrama referente a la metodología aplicada*



### 2.2 Selección de refrigerante natural

#### 2.2.1 Factores de influencia

- **Seguridad Medioambiental (ODP, GWP):**

Justificación: Este criterio evalúa el impacto medioambiental del refrigerante mediante la consideración de su Potencial de Agotamiento del Ozono (ODP) y su Potencial de

Calentamiento Global (GWP). Un valor bajo de ODP indica una menor capacidad para dañar la capa de ozono, mientras que un GWP reducido refleja una menor contribución al cambio climático.

- **Eficiencia Energética:**

Justificación: Este criterio valora la capacidad del refrigerante para facilitar intercambios térmicos eficientes y reducir el consumo global de energía.

- **Estabilidad Química y Térmica:**

Justificación: Se busca un refrigerante que mantenga sus propiedades químicas y térmicas sin degradación significativa a lo largo del tiempo.

- **Disponibilidad y Costo:**

Justificación: Este criterio considera la relación entre el costo del refrigerante y su disponibilidad en el mercado.

- **Toxicidad y Seguridad:**

Justificación: La evaluación de la toxicidad y seguridad del refrigerante se centra en la protección del personal y del entorno. Se busca minimizar los riesgos asociados con fugas o exposición accidental, priorizando refrigerantes con propiedades menos tóxicas.

- **Estabilidad a Largo Plazo:**

Justificación: La estabilidad a largo plazo del refrigerante es un factor crítico para garantizar un rendimiento sostenible y confiable del sistema en cascada a lo largo de su vida útil. Este criterio evalúa la capacidad del refrigerante para mantener sus propiedades a lo largo del tiempo.

- **Regulaciones y Normativas:**

Justificación: Este criterio considera la conformidad del refrigerante con las regulaciones y normativas ambientales y de seguridad locales e internacionales. Se busca un refrigerante que cumpla con los estándares establecidos para asegurar la sostenibilidad y la seguridad del sistema en cascada.

### 2.2.2 Matriz de decisión

La tabla 5 muestra 3 refrigerantes naturales para ser evaluados con los factores de influencia de manera sistemática, donde el R717 obtuvo el mayor puntaje.

**Tabla 5:**

*Matriz de decisión para selección de refrigerantes*

Criterios	Ponderación	R717		R290		R1270	
		Calific ación	Ponder ación	Calific ación	Ponder ación	Calific ación	Ponder ación
Seguridad medioambiental (ODP, GWP)	0,25	10	2,5	8	2	9	2,25
Eficiencia energética	0,25	9	2,25	8	2	10	2,5
Estabilidad química y térmica	0,1	10	1	8	0,8	9	0,9
Disponibilidad y costo	0,1	7	0,7	10	1	8	0,8
Toxicidad y seguridad	0,1	8	0,8	10	1	7	0,7
Estabilidad a largo plazo	0,1	10	1	8	0,8	9	0,9
Regulaciones y normativas	0,1	8	0,8	8	0,8	7	0,7
<b>Total</b>	<b>1</b>	<b>62</b>	<b>9,05</b>	<b>60</b>	<b>8,4</b>	<b>59</b>	<b>8,75</b>

Nota: Elaboración propia

### 2.3 Supermercado

Se estimó la carga térmica total del supermercado en base a los modelos de los equipos estipulados en el plano de construcción, donde se obtuvieron los datos de la tabla 6 con un valor total de 358,4 kW (1222911 Btu/h):

**Tabla 6:**

*Datos frigoríficos obtenidos del plano de supermercado*

Modelo	Cantidad	Refrigeración real C/U (Btu/h)	Refrigeración Total (Btu/h)	Toneladas de refrigeración (Total), TR
DASP-850A-6C	6	96584	579504	101,90
DASP-470E-4C	6	53938	323628	

DASP-650A-6C	4	74763	299052
D MSP-180A-6C	1	20726	20726
<b>Total</b>		249468	1243652

Nota: Elaboración propia

Del catálogo del fabricante se obtuvo que el modelo DASP-470E-4C corresponde a aplicaciones menores a los 0°C, es decir para productos congelados, mientras que los otros 3 modelos se usan para temperatura mayores o iguales a los 0°C, a partir de esta información se obtiene la tabla 7, la cual muestra las cargas térmicas para la sección de baja temperatura (LT) y media temperatura (MT) que se requiere para el sistema en cascada.

**Tabla 7:**

*Datos de cargas térmicas estimados de media y baja temperatura*

	MT	LT
Btu/h	899298	323628
TR	74,94	26,97
kW	263,55	94,85

Nota: Elaboración propia

**2.4 Ecuaciones y tablas para cargas de refrigeración**

**Carga de transmisión**

La carga de transmisión se refiere al calor que ingresa o sale del espacio a través de las paredes, techos, suelos y ventanas. Esta carga está influenciada por la conductividad térmica de los materiales de construcción y las diferencias de temperatura entre el interior y el exterior del espacio acondicionado.

Ecuación para obtener la carga de transmisión:

$$Q = U * A * \Delta t \tag{2,1}$$

Donde:

Q= ganancia de calor, kJ/h

A= área exterior de la sección, m<sup>2</sup>

Δt= diferencia entre la temperatura de aire exterior y la temperatura del aire del espacio refrigerado, °C

La tabla 8 muestra los principales valores de conductividad térmica de materiales utilizados en cuartos fríos:

**Tabla 8:**

*Conductividad térmica del aislamiento del almacenamiento en frío*

<b>Aislamiento</b>	<b>Conductividad térmica K, <math>W/(m * ^\circ C)</math></b>
Tablero de poliuretano (R-11 expandido)	0,023 a 0,026
Polisocianurato celular (R-141b expandido)	0,027
Poliestireno extruido (R-142b)	0,035
Poliestireno expandido (R-142b)	0,037
Panel de corcho	0,043
Espuma de vidrio	0,045

Nota: Obtenido de ASHRAE 19

La tabla 9 muestra una estimación de los efectos solares sobre las superficies dependiendo del color y el material que este sea, según la dirección del muro respecto a los puntos cardinales.

**Tabla 9:**

*Estimación del efecto solar*

<b>Tipos de superficie típicos</b>	<b>Muro este, <math>^\circ C</math></b>	<b>Muro sur, <math>^\circ C</math></b>	<b>Muro oeste, <math>^\circ C</math></b>	<b>Tejado plano, <math>^\circ C</math></b>
<b>Superficies de colores oscuros</b>				
Techos de pizarra				
Techos de alquitrán	2,8	1,7	2,8	6,0
Pintura negra				
<b>Superficies de color medio</b>				
Madera sin pintar				
Ladrillo				
Azulejo rojo	2,2	1,7	2,2	5,0
Cemento oscuro				
Pintura roja, gris o verde				
<b>superficies de colores claros</b>				
Piedra Blanca				
Cemento de color claro	1,7	1,1	1,7	2,8
Pintura blanca				

Nota: Obtenido de ASHRAE 19

## Carga del producto

La carga de los productos se refiere al calor liberado por los productos presentes en el espacio acondicionado, principalmente frutas y verduras. Este calor puede variar según el tipo de producto, la masa térmica y la temperatura inicial.

Ecuación para obtener la carga en los productos:

$$Q = \dot{m} * c * \Delta t \quad (2,2)$$

Donde:

$\dot{m}$ = flujo de masa, kg/h

$c$ = calor específico, kJ/kg\*°C

$\Delta t$ = diferencia entre la temperatura de entrada y salida del producto, °C

Las tablas 10, 11 y 12 muestran datos de alimentos destacando su composición, punto de congelación y calores específicos, estos datos se usan para en la ecuación 2,2 para estimar cargas dependiendo si el producto estará por encima o debajo del punto de congelación.

**Tabla 10:**

*Datos de composición no congelada, punto de congelación inicial y calores específicos de mariscos, pescados y carnes*

<b>Alimento</b>	<b>Contenido de humedad %</b>	<b>Punto de congelación inicial, °C</b>	<b>Calor específico por encima del punto de congelación, kJ/kg*°C</b>	<b>Calor específico por debajo del punto de congelación, kJ/kg*°C</b>	<b>Calor latente de fusión, kJ/kg</b>
<b>Mariscos</b>					
Almejas	81,82	-2,22	3,77	2,13	272
Langosta, estadounidense	76,76	-2,22	3,64	2,13	256
Ostras	85,16	-2,22	3,81	2,13	284
Vieira, carne	78,57	-2,22	3,73	2,13	263
Camarón	75,86	-2,22	3,64	2,18	253
<b>Pescado entero</b>					
Atún	68,09	-2,22	3,43	2,18	228
Salmón	76,35	-2,22	3,68	2,18	256
Caballa	63,55	-2,22	3,35	2,22	212

<b>Carne de res</b>					
Falda	55		3,18	2,34	184
Cadera	57,26	-2,22	3,22	2,30	191
Lomo	58	-2,22	3,27	2,26	193
Hígado	68,99	-2,22	3,47	2,18	230
Costillas enteras	54,54	-	3,14	2,30	181

Nota: Obtenido de ASHRAE 19

**Tabla 11:**

*Datos de composición no congelada, punto de congelación inicial y calores específicos de verduras y frutas*

<b>Alimento</b>	<b>Contenido de humedad %</b>	<b>Punto de congelación inicial, °C</b>	<b>Calor específico por encima del punto de congelación, kJ/kg*°C</b>	<b>Calor específico por debajo del punto de congelación, kJ/kg*°C</b>	<b>Calor latente de fusión, kJ/kg</b>
<b>Verduras</b>					
Alcachofas	84,94	-1,22	3,89	2,00	284
Espárragos	92,40	-0,61	4,01	1,80	309
Frijoles	90,27	-0,72	3,98	1,84	302
Remolacha	87,52	-1,11	3,89	1,93	293
<b>Frutas</b>					
Manzana	83,93	-1,11	3,81	1,97	279
Aguacate	74,27	-0,28	3,68	1,97	249
Plátano	74,26	-0,78	3,56	2,00	249
Moras	85,64	-0,78	3,89	1,93	286
Arándanos	84,61	-1,61	3,81	2,05	284
Melones	89,78	-1,22	3,94	1,93	300

Nota: Obtenido de ASHRAE 19

**Tabla 12:***Datos de composición no congelada, punto de congelación inicial y calores específicos de lácteos*

<b>Alimento</b>	<b>Contenido de humedad %</b>	<b>Punto de congelación inicial, °C</b>	<b>Calor específico por encima del punto de congelación, kJ/kg*°C</b>	<b>Calor específico por debajo del punto de congelación, kJ/kg*°C</b>	<b>Calor latente de fusión, kJ/kg</b>
<b>Lácteos</b>					
Queso cheddar	36,75	-12,89	2,76	3,05	123
Queso mozzarella	54,14	-	3,14	2,47	181
Queso parmesano	29,16	-	2,60	2,93	98
Manteca	17,94	-	2,39	2,63	60

Nota: Obtenido de ASHRAE 19

**Carga interna**

La carga interna incluye todas las fuentes internas de calor, como iluminación, equipos electrónicos, electrodomésticos y personas presentes en el espacio. Cada una de estas fuentes contribuye al aumento de la temperatura interior. La tabla 13 muestra una estimación de la carga que genera una persona dependiendo de la temperatura del cuarto de refrigeración.

**Tabla 13:***Carga por persona según la temperatura del espacio refrigerado*

<b>Temperatura del espacio Refrigerado, °C</b>	<b>Equivalente de calor/Persona, W</b>
10	210,9
5	246,1
-1	278,3
-7	307,5
-12	351,5
-18	380,8
-23	410,1

Nota: Obtenido de ASHRAE 19

### Carga de aire de infiltración

La carga de aire de infiltración está asociada con la entrada no controlada de aire exterior al espacio acondicionado. Este aire puede llevar consigo calor y humedad, afectando la carga térmica del sistema. Para determinar la carga de aire de infiltración, se deben considerar las tasas de infiltración del edificio y las condiciones climáticas exteriores.

Ecuación para el cálculo del aire de infiltración:

$$Q_{inf} = \frac{V * \rho * C_p * \Delta t * N}{86400} \quad (2,3)$$

Donde:

$Q_{inf}$  = carga de infiltración en el cuarto refrigerado,  $kW$

$V$  = volumen del cuarto refrigerado,  $m^3$

$\rho$  = densidad del aire a la temperatura exterior,  $\frac{kg}{m^3}$

$\Delta t$  = diferencia de temperatura del aire exterior e interior,  $K$

$C_p$  = calor específico del aire,  $\frac{kJ}{kg * K}$

$N$  = número de renovaciones de aire por día

### Carga relacionada con el equipo de refrigeración

Esta carga se refiere al calor liberado por los equipos de refrigeración mismos durante su funcionamiento. Incluye la energía disipada por compresores, motores y otros componentes del sistema. La eficiencia de los equipos de refrigeración, así como su capacidad de disipar calor, son factores clave para evaluar esta carga.

## 2.5 Ecuaciones para el cálculo del COP

### Flujo masico

El flujo másico en un sistema de refrigeración en cascada se refiere a la cantidad de refrigerante que circula a través de las dos etapas del sistema. En este tipo de configuración, dos circuitos independientes están interconectados, siendo el refrigerante de la etapa de alta o media temperatura diferente al de la etapa de baja temperatura. Para esto hacemos uso de la siguiente ecuación:

$$\dot{m} = \frac{Q_{MT-LT}}{\Delta h} \quad (2,4)$$

Donde:

$\dot{m}$  = flujo masico,  $\frac{kg}{s}$

$Q_{MT-LT}$  = carga térmica de media o baja temperatura,  $\frac{Kj}{s}$

$\Delta h$  = diferencia de entalpia entre la entrada y salida del evaporador,  $\frac{Kj}{kg}$

### Trabajo del compresor

El compresor eleva la presión y la temperatura del refrigerante antes de que ingrese al condensador o al intercambiador de calor. Este proceso requiere la entrada de energía, conocida como trabajo del compresor, y se expresa en unidades de energía, como julios o kilovatios. Para esto se hace uso de la siguiente ecuación:

$$W_{LT-MT} = \dot{m} * \Delta h \quad (2,5)$$

Donde:

$W_{LT-MT}$  = trabajo del compresor en la etapa de baja o media temperatura,  $\frac{Kj}{s}$

$\Delta h$  = diferencia entre la entalpia de entrada y salida del compresor,  $\frac{Kj}{kg}$

### COP

El Coeficiente de Desempeño (COP) es una medida de eficiencia que evalúa la relación entre la cantidad de calor extraído en las etapas de refrigeración y la cantidad de energía consumida en todo el sistema. Se define como la relación de la carga térmica extraída (en la etapa fría) dividida por el trabajo del compresor necesario para lograr dicha extracción. Un COP más alto indica una mayor eficiencia energética. Para ello hacemos uso de la siguiente ecuación:

$$COP = \frac{Q_{MT} + Q_{LT}}{W_{MT} + W_{LT}} \quad (2,6)$$

### 2.6 Exergía

La exergía es una función termodinámica que cuantifica la porción de la energía total de un sistema que puede realizar trabajo útil cuando se lleva a cabo una interacción con su entorno. En el contexto de un sistema de refrigeración en cascada, que consiste en múltiples ciclos de refrigeración con refrigerantes y temperaturas distintas, la exergía se emplea para evaluar la eficiencia y la calidad de la energía utilizada en cada componente del sistema.

El cálculo de la exergía proporciona una medida cuantitativa de la disponibilidad de la energía en cada etapa del proceso de refrigeración en cascada, permitiendo así analizar las pérdidas y optimizar la eficiencia del sistema. Maximizar la exergía implica minimizar las irreversibilidades termodinámicas, lo que se traduce en una utilización más eficiente de la energía y una mejora en el rendimiento global del sistema de refrigeración en cascada.

En términos numéricos el valor obtenido en la exergía representa:

- Exergía Positiva: La energía puede realizar trabajo útil.
- Exergía Negativa: La energía no puede realizar trabajo útil.
- Exergía Igual a Cero: La energía no puede realizar trabajo útil, pero no hay pérdidas

La ecuación para el balance de exergía es:

$$X_{des} = \sum_{salida} \left(1 - \frac{T_0}{T}\right) * Q - W + \sum_{entrada} \dot{m}(h - T_0 * S) - \sum_{salida} \dot{m}(h - T_0 * S) \quad (2,7)$$

Donde:

$X_{des}$  = Exergía del sistema, kW

$T_0$  = Temperatura ambiente, K

$T$  = Temperatura del sistema, K

$h$  = entalpía,  $\frac{Kj}{kg}$

$S$  = entropía,  $\frac{Kj}{kg K}$

## 2.7 VAN

El valor actual neto (VAN) es una métrica financiera que se utiliza en la presupuestación de capital para evaluar la rentabilidad de una inversión o proyecto. Cuantifica la diferencia entre el valor presente de las entradas de efectivo y el valor presente de las salidas de efectivo durante un horizonte temporal específico. El VAN se calcula descontando todos los flujos de efectivo futuros a sus valores presentes y restando el costo de inversión inicial. Un VAN positivo indica que se espera que la inversión genere valor y se considera financieramente viable, mientras que un VAN negativo sugiere una pérdida potencial. Para calcular el VAN se usa la siguiente ecuación:

$$VAN = -I_0 + \sum_{k=1}^N \frac{C_n}{(1+r)^n} \quad (2,8)$$

Donde:

$I_0$  = Inversión inicial

$C_n$  = Flujo de caja o beneficios generados

$N$  = Número de periodos

$r$  = Tasa de actualización

$n$  = Año en el que se van obteniendo beneficios de cada periodo

## 2.8 TIR

La Tasa Interna de Retorno (TIR) es una métrica financiera empleada en la presupuestación de capital y la evaluación de inversiones para evaluar la rentabilidad de un proyecto o inversión potencial. La TIR se utiliza como criterio de decisión al evaluar oportunidades de inversión, con la regla general de que, si la TIR excede el costo de capital o una tasa de rentabilidad predeterminada, la inversión se considera aceptable. Por el contrario, si la TIR cae por debajo del costo de capital, la inversión normalmente se considera poco atractiva. Para calcular la TIR se usa la siguiente ecuación:

$$TIR = -I_0 + \sum_{t=0}^N \frac{C_n}{(1+r)^n} \quad (2,9)$$

## **Capítulo 3**

### 3.Resultados y análisis

En el apéndice C se encuentra un análisis detallado de los resultados obtenidos y presentados en el presente capítulo.

#### 3.1 Cargas de refrigeración

##### 3.1.1 Resultado de cargas de refrigeración

La tabla 14 presenta un resumen del dimensionamiento de las cargas en el supermercado, revelando una carga parcial de 325,82 kW. Este valor se ha incrementado en un 10% como factor de seguridad, resultando en una cifra final de 358,4 kW. Este último valor coincide con la carga total derivada de los modelos de los equipos de refrigeración detallados en la sección 2.3. En el apéndice A se encuentra a detalle los valores de diseño y cálculos de cada carga estipulada en dicha tabla.

**Tabla 14:**

*Resultados de la suma de todas las cargas de refrigeración*

<b>Resumen de carga</b>	<b>Carga, kW</b>
Transmisión	96,17
Productos	76,01
Iluminación	88,00
Personas	1,90
Infiltración	41,94
Ventiladores de equipos	21,8
<b>Total, parcial</b>	<b>325,82</b>
<b>Factor de seguridad</b>	
<b>10%</b>	32,58
<b>Total</b>	<b>358,4</b>

Nota: Elaboración propia

#### 3.2 Cálculos del coeficiente de rendimiento (COP)

A continuación, se presentan los valores utilizados para las cargas de baja y media temperatura de forma que se pueda llevar a cabo el cálculo del COP para cada alternativa previamente presentada. Estos valores fueron obtenidos a partir de planos de construcción reales pertenecientes a un supermercado, en el cual se detallaron los equipos existentes con los que se pueden calcular una carga térmica de trabajo.

Esta carga térmica se usó en ambas configuraciones de refrigerantes (alternativas de solución)

Carga de refrigeración para Media Temperatura

$$Q_{eMT} = 263.55 \text{ kW}$$

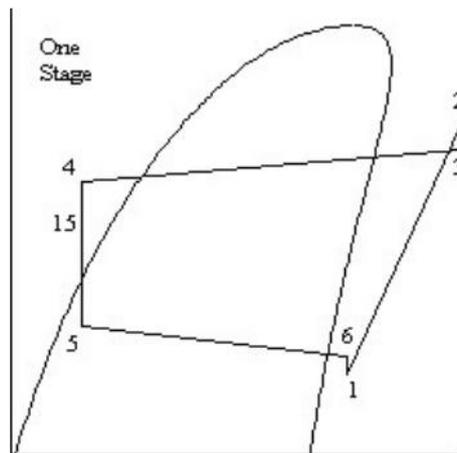
Carga de refrigeración para Baja Temperatura

$$Q_{eLT} = 94.85 \text{ kW}$$

La figura 6 muestra una gráfica de presión vs entalpia en representación de los puntos considerados para los cálculos posteriores.

**Figura 6:**

*Puntos evaluados en cada ciclo*



Nota: Obtenido de CoolPack

### 3.3 Resultados de simulación

La tabla 15 presenta las temperaturas de evaporación y condensación para cada refrigerante fueron seleccionadas del rango que el Standard 540 de la ANSI/AHRI en la sección 1.5.2 proporciona en el cual se da un rango de trabajo de acuerdo con la aplicación que se le dará al refrigerante. En las alternativas de solución se tiene en cuenta los rangos para refrigeración en media y baja temperatura. Aquí, se resaltó que el refrigerante CO2 tiene participación y análisis en ambas etapas, por ello fue necesario efectuar la selección de dichas teniendo en cuenta la relación de compresión recomendadas para aquellas aplicaciones.

**Tabla 15:**

*Temperaturas de evaporación y condensación usadas en la simulación para cada etapa*

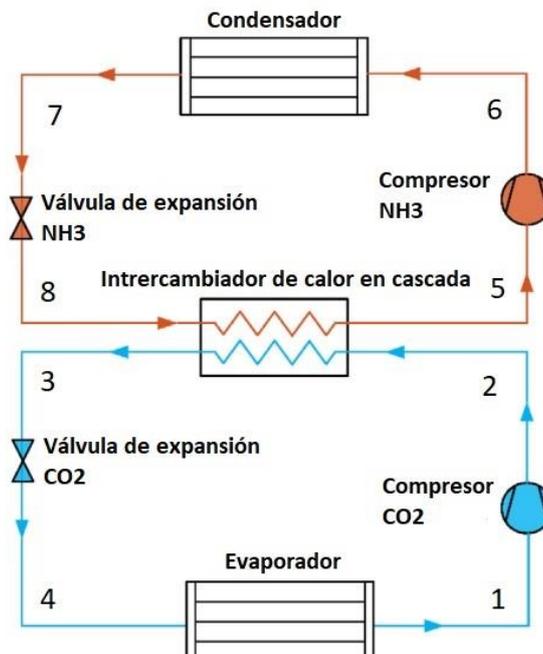
<b>Etapa</b>	<b>Temperatura de evaporación, °C</b>	<b>Temperatura de condensación, °C</b>
CO2 LT	-25	-15
CO2 MT	-10	20
NH3 MT	-10	20

Nota: Elaboración propia

La figura 7 presenta el diagrama del sistema en cascada en el cual se tiene que para la etapa de media temperatura se utilizó el amoníaco como refrigerante y para la etapa de baja temperatura se empleó el dióxido de carbono. Además, en el diagrama se logró identificar y ubicar los puntos de análisis, los mismos que son a la entrada y salida de los condensadores y evaporadores para cada etapa. La correcta ubicación de estos puntos hizo posible la recopilación de datos de suma relevancia para el resto de los cálculos presentados a continuación (tabla 16 y tabla 17).

**Figura 7:**

*Diagrama con los puntos específicos para obtener datos de simulación*



Nota: Elaboración propia

## Parámetros y valores obtenidos de la simulación de sistema CO<sub>2</sub>+CO<sub>2</sub>

El software CoolPack es una recopilación de modelos de simulación para sistemas de refrigeración el cual permite realizar análisis de un ciclo, análisis de energía y su optimización. Para ambas configuraciones se utilizó CoolPack para simular la curva de presión vs entalpía asociada a cada refrigerante, con ello se logró, obtener los valores correspondientes a las propiedades como el volumen específico, la entropía, la entalpía y la temperatura específica en cada punto por el cual el refrigerante circulaba (Tabla 16 y 17). Sin embargo, para efectuar la simulación de la curva fue necesario colocar las temperaturas de evaporación y condensación de cada refrigerante, así como también se colocó una temperatura con un valor de 5 kelvin para parámetros de supercalentamiento y subenfriamiento. Luego de ello se decidió evaluar la curva resultante trabajando con un 70% de eficiencia isentrópica, valor el cual colaboró a que el análisis fuera lo más apegado a la realidad posible, todos estos parámetros se ven reflejados en las figuras 8 y 9.

### Figura 8:

*Parametros del sistema de baja temperatura*

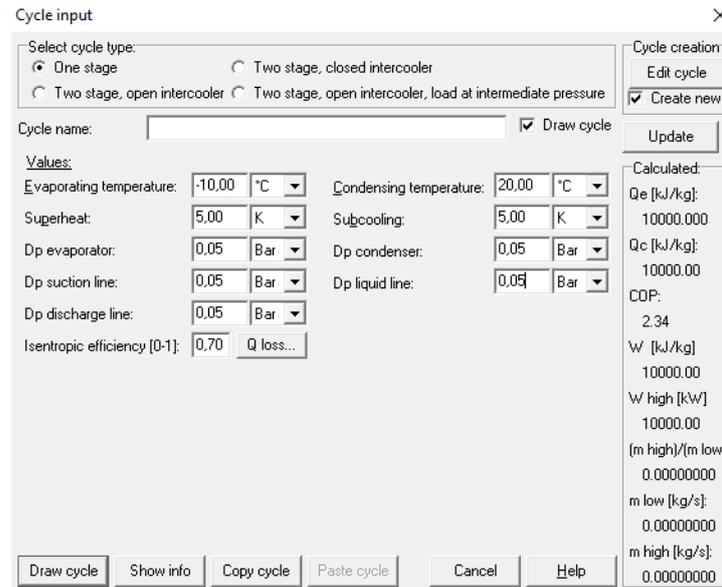
The screenshot shows the 'Cycle input' dialog box in CoolPack. It is configured for a 'One stage' cycle. The evaporating temperature is set to -25.00 °C, and the condensing temperature is -10.00 °C. The superheat is 5.00 K, and the subcooling is 5.00 K. The isentropic efficiency is 0.70. The calculated COP is 2.34. The interface also includes buttons for 'Draw cycle', 'Show info', 'Copy cycle', 'Paste cycle', 'Cancel', and 'Help'.

Parameter	Value	Unit
Evaporating temperature	-25.00	°C
Condensing temperature	-10.00	°C
Superheat	5.00	K
Subcooling	5.00	K
Dp evaporator	0.05	Bar
Dp condenser	0.05	Bar
Dp suction line	0.05	Bar
Dp liquid line	0.05	Bar
Dp discharge line	0.05	Bar
Isentropic efficiency [0-1]	0.70	-
Calculated COP	2.34	-
Qe [kJ/kg]	10000.000	-
Qc [kJ/kg]	10000.00	-
W [kJ/kg]	10000.00	-
W high [kW]	10000.00	-
m low [kg/s]	0.00000000	-
m high [kg/s]	0.00000000	-

Nota: Elaboración propia

**Figura 9:**

*Parametros del sistema de media temperatura*



Nota: Elaboración propia

**Tabla 16:**

*Resultados de simulación del sistema en cascada de CO2+CO2*

Punto	T, °C	P, bar	H, kJ/kg	S, kJ/kg k
1	-20,086	16,802	442,723	1,9961
2	5,515	22,979	461,156	2,0162
3	-20,074	22,879	154,793	0,833
4	-24,908	16,902	154,793	0,836
5	-5,075	26,454	442,12	1,925
6	62,376	57,292	489,021	1,9676
7	14,963	57,192	239,557	1,132
8	-9,934	26,554	239,557	1,145

Nota: Elaboración propia

### **Parámetros y valores obtenidos de la simulación de sistema CO2+NH3**

Para la obtención de la curva de presión vs entalpía para el refrigerante NH3 fue necesario seguir los mismos pasos que en las figuras 8 y 9. Sin embargo, se resaltó que para cada refrigerante y para cada etapa varió el valor de la temperatura de evaporación y el valor de la temperatura de condensación, ya que, como previamente se explicó esas magnitudes corresponden a un intervalo de acuerdo con la aplicación según el Standard 540. En este caso también se tomó el valor de una eficiencia isentrópica del 70% y el de 5 kelvin para

supercalentamiento y subenfriamiento, dichos parámetros se ven reflejados en la figura 10 obteniendo los resultados la tabla 17.

**Figura 10:**

*Parametros del sistema de media temperatura*

The screenshot shows the 'Cycle input' dialog box with the following settings:

- Select cycle type:** One stage (selected), Two stage, closed intercooler, Two stage, open intercooler, Two stage, open intercooler, load at intermediate pressure.
- Cycle name:** (empty field),  Draw cycle, Update button.
- Values:**
  - Evaporating temperature: -10,00 °C
  - Condensing temperature: 20,00 °C
  - Superheat: 5,00 K
  - Subcooling: 5,00 K
  - Dp evaporator: 0,05 Bar
  - Dp condenser: 0,05 Bar
  - Dp suction line: 0,05 Bar
  - Dp liquid line: 0,05 Bar
  - Dp discharge line: 0,05 Bar
  - Isentropic efficiency [0-1]: 0,70
- Calculated:**
  - Qe [kJ/kg]: 10000,000
  - Qc [kJ/kg]: 10000,00
  - COP: 2,34
  - W [kJ/kg]: 10000,00
  - W high [kW]: 10000,00
  - (m high)/(m low): 0,00000000
  - m low [kg/s]: 0,00000000
  - m high [kg/s]: 0,00000000
- Buttons:** Draw cycle, Show info, Copy cycle, Paste cycle, Cancel, Help.

Nota: Elaboración propia

**Tabla 17:**

*Resultados de simulacion del sistema en cascada de CO2+NH3*

Punto	T, °C	P, bar	H, kJ/kg	S, kJ/kg k
1	-20,086	16,802	442,723	1,9961
2	5,515	22,979	461,156	2,0162
3	-20,074	22,879	154,793	0,833
4	-24,908	16,902	154,793	0,836
5	-5,208	2,858	1461,848	5,8068
6	98,753	8,624	1684,958	5,9937
7	14,817	8,524	268,124	1,241
8	-9,58	2,958	268,124	1,252

Nota: Elaboración propia

### 3.4 Resultados de cálculos

La tabla 18 presenta propiedades termodinámicas clave para los refrigerantes utilizados en el sistema en cascada, los valores se detallan para las condiciones de media y baja temperatura. Aquí el flujo másico representó la cantidad de refrigerante que circula a través del sistema con lo cual se logró entender la capacidad de transporte de calor y eficiencia del ciclo. El

trabajo requerido por el compresor para baja y media temperatura. El calor rechazado del sistema muestra la cantidad de calor liberado durante el proceso de condensación lo cual permitió evaluar la capacidad del sistema para eliminar el exceso de calor. Con ello se pudo evidenciar que al colocar el refrigerante R717 (Amoníaco) en la etapa de media temperatura se logra optimizar el uso del refrigerante, así como también se consiguió disminuir el trabajo del compresor, lo que a su vez significa un decrecimiento de consumo eléctrico.

**Tabla 18:**

*Resultados de calculos de ambos sistemas*

<b>Etapa</b>	<b>Flujo masico, kg/s</b>	<b>Trabajo, kW</b>	<b>Calor rechazado, kW</b>
CO2 LT	1,2447	22,94	381,34
CO2 MT	2,09	98,02	521,47
NH3 MT	0,3547	79,14	502,59

Nota: Elaboración propia

Para el cálculo del coeficiente de desempeño del sistema se realizó teniendo en cuenta las variables que intervienen tanto en media como baja temperatura. La variable del COP permite comparar la eficiencia de diferentes equipos o sistemas, a mayor valor del COP, más alto será su eficiencia. Sin embargo, se debe tener en cuenta que aquellas comparaciones tienen validez únicamente cuando se compara sistemas bajo las mismas condiciones.

### **COP CO2+CO2**

Para la primera alternativa planteada, la cual contempla un sistema en cascada con CO2 en ambas etapas se obtuvo un valor del coeficiente de rendimiento de 2,96, lo cual indicó que aquella alternativa tuvo gran aprovechamiento de la energía para producir las temperaturas requeridas para la refrigeración del supermercado.

$$COP = \frac{Q_{MT} + Q_{LT}}{W_{HT} + W_{LT}} = \frac{(263,55 + 94,85) \frac{kJ}{s}}{(98,02 + 22,94) \frac{kJ}{s}} = 2,96$$

### **COP CO2+NH3**

Para esta nueva alternativa, la cual contempla un sistema en cascada con CO2 + NH3 se obtuvo un valor del coeficiente de rendimiento de 3,51 lo que indica que es superior al obtenido en con la alternativa anterior, lo cual demostró que la combinación de estos 2 tipos de refrigerantes tiene alto aprovechamiento de energía resaltando así las propiedades individuales

que posee cada refrigerante. Sin embargo, para esta alternativa se tomó en cuenta el impacto y la contaminación que puede provocar la utilización del refrigerante NH3 de manera indirecta.

$$COP = \frac{Q_{MT} + Q_{LT}}{W_{HT} + W_{LT}} = \frac{(263,55 + 94,85) \frac{kJ}{s}}{(79,14 + 22,94) \frac{kJ}{s}} = 3,51$$

## Exergía

En la siguiente tabla se presenta un resumen de los valores obtenidos del balance de exergía en cada uno de los procesos presentes en el sistema en cascada. Con ello se logra cuantificar la porción de la energía de un sistema que admite realizar trabajo útil. En la tabla 19 se colocó el proceso involucrado y junto a él se proyecta el valor de la exergía destruida en kW, así como el porcentaje asociado con la destrucción de exergía total.

En ella se logró identificar que para un sistema en cascada que utiliza CO2 en ambas etapas se tiene una cantidad mayor de exergía destruida caso contrario a lo que ocurre cuando se tiene un sistema con CO2 en la etapa baja y NH3 en la etapa media, se resalta que la diferencia entre las cantidades de exergía obtenidos no son grandes entre sí, ya que como se ha venido indicando a lo largo de este escrito la utilización del refrigerante R717 (amoníaco) brinda un mejor aprovechamiento de su flujo másico a pesar de que en ciertos parámetros no existan grandes diferencias.

**Tabla 19:**

*Destrucción de exergía de todos los componentes y su relación con la destrucción total de exergía*

Proceso	Sistema cascada CO2+CO2		Sistema cascada CO2+NH3	
	Exergía, kW	%	Exergía, kW	%
Compresión	33,98	28,09	27,21	26,66
Condensador	0,95	0,79	0,19	0,18
Intercambiador de calor	4,90	4,05	0,49	0,48
Válvula de expansión	9,21	7,61	2,28	2,23
Evaporación	71,92	59,46	71,92	70,45
Total	120,96	100	102,08	100

Nota: Elaboración propia

### 3.5 Selección de equipos

La tabla 20 muestra los equipos seleccionados para la configuración en cascada de CO<sub>2</sub>+NH<sub>3</sub>, donde se muestra el fabricante, modelo y consumo de energía, en el apéndice B se detallan las características de cada equipo.

**Tabla 20:**

*Equipos para alternativa de solución con su respectivo fabricante modelo y consumo de energía*

<b>Equipo</b>	<b>Fabricante</b>	<b>Modelo</b>	<b>Consumo, W</b>
Compresor CO <sub>2</sub>	Carrier	CO2OLtec® Evo	2165
Compresor NH <sub>3</sub>	Bitzer	ACP8591B-3V	2165
Evaporador CO <sub>2</sub>	Carrier	SOLO80 CO <sub>2</sub> B 486F/ SOLO80 CO <sub>2</sub> B 466F	4140
Condensador NH <sub>3</sub>	BAC	VC1-150	4140
Intercambiador de calor	Tranter	PW75	3150
Válvula de expansión CO <sub>2</sub>	Sanhua	PEV	6
Válvula de expansión NH <sub>3</sub>	Danfoss	TEA 85-55	6
<b>Consumo total</b>			<b>15772</b>

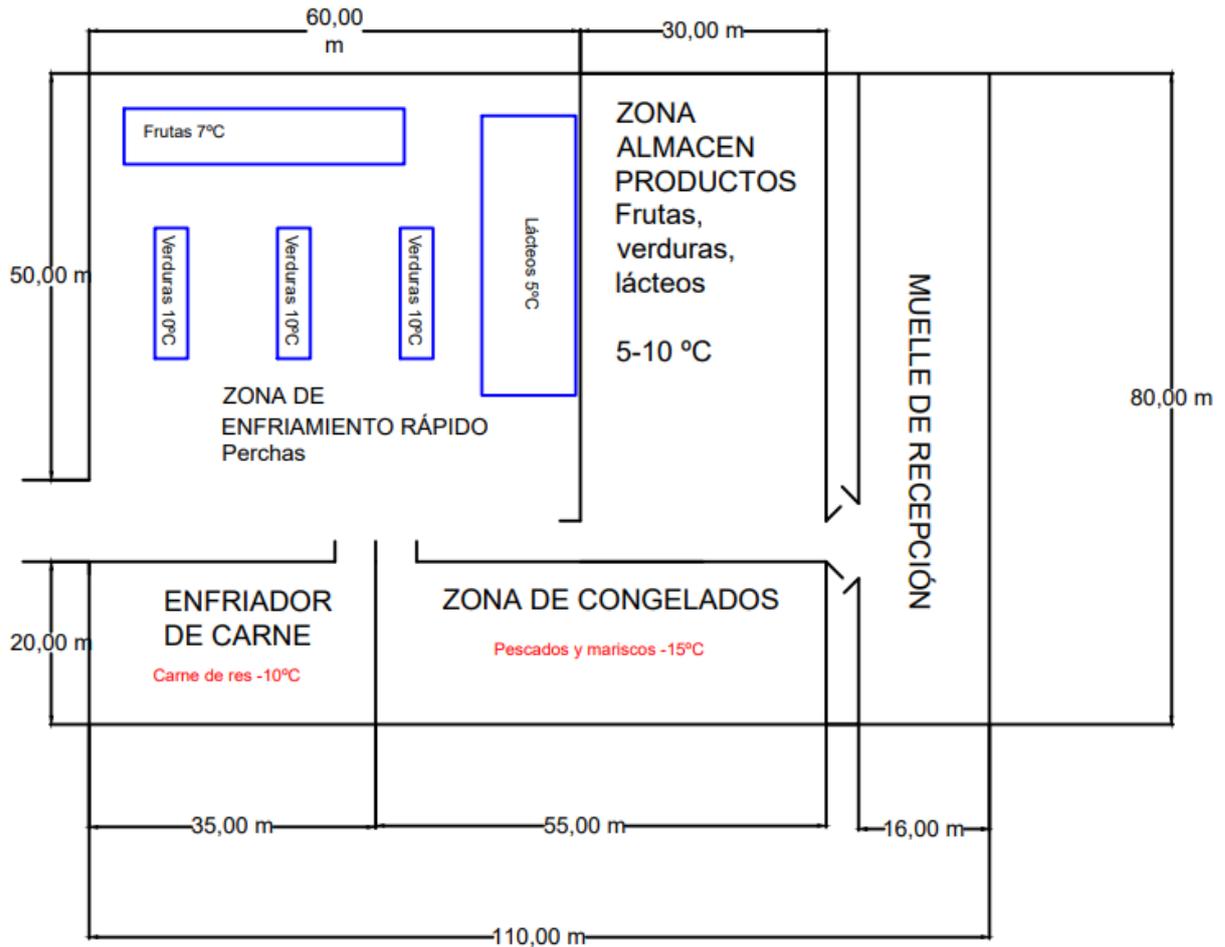
Nota: Elaboración propia

### 3.6 Esquema del supermercado

La figura 11 muestra las medidas exteriores e interiores del supermercado en m, las divisiones interiores de cada zona de los productos, es decir de cada cuarto y la temperatura a la que estarán los productos.

**Figura 11:**

*Diagrama de las divisiones del supermercado*



Nota: Elaboración propia

### 3.7 Costos

La tabla 21 muestra los costos promedios en el mercado nacional por los equipos, accesorios y mano de obra en la instalación del sistema de refrigeración seleccionado obteniendo un coste total de inversión de \$63.462,56.

**Tabla 21:**

*Costo de equipos y accesorios para sistema de refrigeración de CO<sub>2</sub> + NH<sub>3</sub>*

<b>Equipo</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Costo unitario</b>	<b>Costo total</b>
Evaporadores	4	\$7.530,00	\$30.120,00
Compresores	2	\$5.653,00	\$11.306,00
Intercambiador de calor	1	\$753,00	\$753,00
Condensador	1	\$7.240,00	\$7.240,00
Válvulas de expansión	2	\$228,00	\$456,00
Tubería de cobre rígida de 1 5/8" (m)	200	\$31,44	\$6.288,00
Materiales de ferretería	100		\$500,00
	Subtotal		\$56.663,00
	Iva 12%		\$6.799,56
	Total		\$63.462,56

Nota: Elaboración propia

La tabla 22 muestra una estimación de la cantidad, costo del día por persona y el total de los días de trabajo para la instalación de los equipos obteniendo un total de \$4.500,00.

**Tabla 22:**

*Costo mano de obra para la implementación del sistema de refrigeración*

<b>Mano de obra</b>	<b>Cantidad</b>	<b>Costo por día/hombre</b>	<b>Total, días de trabajo</b>	<b>Costo total</b>
Prestaciones de servicios	10	\$ 45,00	6	\$ 2.700,00
Viáticos	20	\$ 15,00	6	\$ 1.800,00
	Total			\$ 4.500,00

Nota: Elaboración propia

### 3.8 Cálculo del VAN y TIR

Para conseguir hallar tanto el VAR como el TIR, es necesario conocer los equivalentes de ingresos promedio anual de un supermercado considerando como ejemplo Corporación la Favorita, la cual tuvo como utilidad neta de \$153 millones en el año 2022, este valor se divide para 505 que es la cantidad de sucursales de la Corporación en dicho año, obteniendo un

promedio de \$302.970,30 de utilidad para cada supermercado (MERCAPITAL casa de valores S.A.).

Para el cálculo se toma el 20% de ingresos promedio de una sucursal de la Corporación la favorita, es decir \$60.594,06 y con una tasa del 12% a un periodo de 3 años, para facilidad del cálculo se asume que el supermercado tiene las mismas utilidades cada año, a la utilidad se le añade el ahorro de energía anual debido a los nuevos equipos que es de \$5.280,50, obteniendo una utilidad total de \$65.874,56.

### **VAN**

Usando la ecuación 2,7 para hallar el VAN y tomando los valores ya descritos anteriormente obtenemos lo siguiente:

$$VAN = -63.452,56 - 4.500,00 + \left( \frac{65.874,56}{(1 + 0.12)^1} \right) + \left( \frac{65.874,56}{(1 + 0.12)^2} \right) + \left( \frac{65.874,56}{(1 + 0.12)^3} \right)$$

$$VAN = \$90.257,02$$

### **TIR**

Para hallar la TIR, indicamos que la VAN debe ser igual a cero y nuestra variable será la tasa interna de retorno (r) y esta debe ser mayor al valor de 12% para que el proyecto sea viable, donde obtenemos lo siguiente:

$$0 = -52.432,80 - 4.500,00 + \left( \frac{65.874,56}{(1 + r)^1} \right) + \left( \frac{65.874,56}{(1 + r)^2} \right) + \left( \frac{65.874,56}{(1 + r)^3} \right)$$

$$r = 80 \%$$

## Capítulo 4

## 4.1 Conclusiones y recomendaciones

Este proyecto integrador representa un hito significativo en la investigación de sistemas de refrigeración en cascada, centrándose en la aplicación del dióxido de carbono (R744) como fluido refrigerante. La elección estratégica de abordar este tema específico obedece a la creciente necesidad de soluciones sostenibles y eficientes en el ámbito de la refrigeración industrial y comercial.

La adopción del CO<sub>2</sub> como refrigerante y su combinación con NH<sub>3</sub> refuerzan la eficiencia energética y la sostenibilidad ambiental, marcando un avance significativo en la mitigación de impactos medioambientales.

El enfoque integral en la evaluación de cargas térmicas, la selección de refrigerantes y equipos, así como el análisis financiero, demuestra una metodología robusta que aborda aspectos técnicos y económicos de manera precisa.

Los análisis financieros, con un TIR del 80%, respaldan la viabilidad económica del proyecto, ofrecen una perspectiva realista y atractiva para la implementación de sistemas de refrigeración en cascada.

La investigación se centra en un contexto específico, lo que podría limitar la generalización de los resultados a otras ubicaciones geográficas. Futuros proyectos podrían explorar adaptaciones a diferentes entornos.

Aunque se abordan tecnologías vigentes, la exploración de opciones emergentes podría enriquecer aún más las soluciones propuestas. La investigación futura podría enfocarse en la integración de tecnologías de vanguardia.

Este proyecto se distingue por su enfoque holístico, integrando aspectos técnicos, económicos y medioambientales de manera equilibrada. La comparación con trabajos previos destaca la originalidad de la investigación, especialmente en la combinación de refrigerantes y en la aplicación específica en un entorno de supermercado.

Los resultados obtenidos poseen implicaciones directas en la toma de decisiones en el diseño y la implementación de sistemas de refrigeración en cascada. La aplicación práctica de estos hallazgos puede generar un impacto positivo tanto a nivel económico como en la reducción de la huella de carbono en instalaciones similares.

Se sugiere la exploración continua de mejoras en la eficiencia del ciclo, ya sea mediante ajustes en la configuración de equipos o la consideración de otros refrigerantes emergentes.

Futuros proyectos podrían centrarse en el monitoreo en tiempo real y la retroalimentación del sistema en operación, permitiendo ajustes dinámicos para una eficiencia continua. La adaptación de la metodología a contextos geográficos y comerciales diversos podría enriquecer la aplicabilidad y generalización de los resultados.

La exploración de la integración de fuentes de energía renovable podría ampliar aún más la sostenibilidad del sistema, ofreciendo soluciones más alineadas con las demandas actuales.

#### ***4.1.1 Conclusiones***

La evaluación detallada del ciclo de refrigeración en cascada con CO<sub>2</sub> ha proporcionado una visión integral de su rendimiento. Se observa que el CO<sub>2</sub>, como refrigerante, demuestra eficacia en términos de eficiencia y sostenibilidad ambiental, respaldando su elección como fluido refrigerante en sistemas de esta índole.

La comparación entre las configuraciones utilizando CO<sub>2</sub> y la combinación CO<sub>2</sub> + NH<sub>3</sub> ha revelado diferencias significativas en términos de eficiencia. La segunda alternativa, con la combinación mencionada, muestra un claro aprovechamiento de la energía, destacándose como una opción más eficiente en comparación con el ciclo exclusivo de CO<sub>2</sub>.

La selección minuciosa de equipos, respaldada por análisis de cargas térmicas y compatibilidad con los refrigerantes, garantiza el funcionamiento eficiente del sistema en cascada. Este proceso no solo optimiza el rendimiento sino también asegura la disponibilidad de equipos en el mercado local.

Los análisis financieros, incluyendo el TIR y el VAN, respaldan la viabilidad económica del proyecto. Con una inversión inicial de \$63.462,56 y una TIR del 80%, el sistema en cascada demuestra ser una inversión altamente rentable, especialmente considerando los primeros 3 años de operación con una tasa de 12% durante esos años.

La elección de refrigerantes y la eficiencia del sistema no solo tienen beneficios económicos, sino que también abordan preocupaciones ambientales. El uso de CO<sub>2</sub> y la combinación con NH<sub>3</sub> demuestran un compromiso con la sostenibilidad y la reducción de impactos negativos en el medio ambiente.

#### ***4.1.2 Recomendaciones***

Dada la evolución constante en tecnologías de refrigeración, se recomienda mantenerse actualizado en las opciones emergentes que puedan mejorar aún más la eficiencia y sostenibilidad del sistema.

La comparación de ciclos ha revelado áreas donde se puede lograr una mayor eficiencia. Se sugiere la exploración continua de mejoras, ya sea en términos de configuración de equipos o ajustes en el ciclo, para optimizar aún más el rendimiento.

Una vez implementado, se recomienda un monitoreo constante del sistema en operación. La recopilación de datos en tiempo real puede revelar oportunidades para ajustes y mejoras que no fueron evidentes durante la fase de diseño.

Para futuros proyectos similares en diferentes ubicaciones, se sugiere considerar factores climáticos y de mercado locales. Esto puede influir en la elección de refrigerantes y equipos de manera más específica.

Dada la creciente importancia de la sostenibilidad, se recomienda explorar la integración de fuentes de energía renovable para alimentar el sistema. Esto podría aumentar aún más la eficiencia y reducir la huella ambiental.

El proyecto integrador ha sido un ejercicio académico y práctico crucial que ha permitido no solo evaluar y comparar tecnologías de refrigeración, sino también proponer soluciones concretas y económicamente viables. La combinación de enfoques teóricos y prácticos ha fortalecido la comprensión integral de los desafíos y oportunidades en el diseño de sistemas de refrigeración. Este trabajo sienta las bases para contribuciones futuras en la búsqueda continua de soluciones energéticas eficientes y sostenible.

## Referencias

Barletta, G., [ONU Ambiente], & Acevedo, O., [ONUDI]. (2021). *Buenas prácticas en los procesos de instalación y mantenimiento de sistemas de refrigeración y aire acondicionado.*

Ministerio De Producción Comercio Exterior, Inversiones Y Pesca.

<https://www.produccion.gob.ec/wp-content/uploads/2021/06/Manual-refrigeracion-y-aire-acondicionado.pdf>

Belman-Flores, J., & Jaramillo, M. C. (2013). CO2 como refrigerante: del pasado al futuro. *Acta Universitaria*, 23(2), 19–26. <https://doi.org/10.15174/au.2013.426>

Benedick. (1996). Montreal Protocol on Substances that Deplete the Ozone Layer. *International Negotiation*, 1(2), 231–246. <https://doi.org/10.1163/15718069620847781>

Chen, X., Yang, Q., Chi, W., Zhao, Y., Liu, G., & Li, L. (2022). Energy and exergy analysis of NH<sub>3</sub>/CO<sub>2</sub> cascade refrigeration system with subcooling in the low-temperature cycle based on an auxiliary loop of NH<sub>3</sub> refrigerants. *Energy Reports*, 8, 1757-1767. <https://doi.org/10.1016/j.egy.2022.01.004>

Doménech, L., López, C., García-Vacas, S., & Alcaraz, T. (2015). *OBSERVACIONES SOBRE EL ESTUDIO EXPERIMENTAL DE UNA INSTALACIÓN DE REFRIGERACIÓN EN CASCADA CON CO<sub>2</sub> COMO FLUIDO DE BAJA TEMPERATURA.*

Ferran Alvarado, L., & Passaro, S. (2004). *Estudio y diseño del sistema de refrigeración de un supermercado que utiliza CO<sub>2</sub> como refrigerante secundario.* <https://upcommons.upc.edu/handle/2099.1/2627>

Mylona, Z., Kolokotroni, M., Tsamos, K. M., & Tassou, S. A. (2017). Comparative analysis on the energy use and environmental impact of different refrigeration systems for frozen food supermarket application. *Energy Procedia*, 123, 121-130. <https://doi.org/10.1016/j.egypro.2017.07.234>

Refrigerating. (2001). *2001 ASHRAE handbook : fundamentals*.  
<http://ci.nii.ac.jp/ncid/BA53854904>

Udroiu, C., Mota-Babiloni, A., Giménez-Prades, P., & Navarro-Esbrí, Á. B. J. (2023). Thermodynamic evaluation of CO<sub>2</sub> for ultra-low temperature refrigeration. *Energy Conversion and Management: X*, 20, 100446. <https://doi.org/10.1016/j.ecmx.2023.100446>

## APÉNDICES

### Apéndice A

#### Carga de transmisión

A continuación, se muestran los datos de efectos del sol, las temperaturas y valores térmicos en el techo, piso y paredes del supermercado:

**Tabla 23:**

*Temperaturas de diseño con el efecto del sol sobre las superficies del supermercado*

Superficie	Efecto sol, °C	Temperatura de la superficie, °C
Techo	5	38
Piso	0	15
Pared	Este	33
	Norte	33
	Oeste	-2
	Sur	7

Nota: Elaboración propia

**Tabla 24:**

*Diseño de espesor y conductividad térmica de las superficies del supermercado*

Superficie	Espesor, mm	$K, \frac{W}{m \cdot ^\circ C}$	$U, \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$	$R, \frac{m^2 \cdot ^\circ C}{W}$	
Techo	152	0,020	0,132	7,58	
Piso	152	0,027	0,178	5,62	
Pared	Este	100	0,017	0,070	14,29
	Norte	100	0,017	0,070	14,29
	Oeste	100	0,017	0,070	14,29
	Sur	100	0,017	0,070	14,29

Nota: Elaboración propia

Donde:

K= Conductividad térmica

U=k/m (espesor)

R= Resistencia térmica

La ganancia de calor sensible teniendo en cuenta una temperatura ambiente de diseño de  $-5\text{ }^{\circ}\text{C}$  a través de las paredes, el piso y el techo se calcula en estado estable como se muestra en la tabla 25:

**Tabla 25:**

*Cargas de diseño sobre las superficies del supermercado*

Superficie	Longitud, m	Ancho, m	Altura, m	Temperatura de superficie, $^{\circ}\text{C}$	$\frac{U, W}{m^2 \cdot ^{\circ}\text{C}}$	Área, $m^2$	$\Delta t, ^{\circ}\text{C}$	Carga, kW
Techo	110	80		38	0,132	8800	43	49,95
Piso	110	80		15	0,178	8800	20	31,33
Pared Este	80		10	33	0,070	800	38	2,13
Pared Norte	110		10	33	0,070	1100	38	2,93
Pared Oeste	80		10	-2	0,070	800	3	0,17
Pared Sur	110		10	7	0,070	1100	12	0,92
<b>Total, parcial</b>								87,43
<b>Factor de seguridad 10%</b>								8,74
<b>Total</b>								96,17

Nota: Elaboración propia

### Carga de productos

La tabla 26 muestra la carga de cada producto seleccionado para el diseño del supermercado donde se hace uso de la ecuación 2.2.

**Tabla 26:**

*Cargas de los productos del supermercado diseñado*

Producto	Temperatura de entrada/salida, $^{\circ}\text{C}$	Flujo de masa promedio, kg/h	Calor específico, $\text{kJ/kg} \cdot ^{\circ}\text{C}$	Carga del producto, kW
<b>Verduras</b>	15/10	550		
Alcachofas			3,89	2,97
Espárragos			4,01	3,06
Frijoles			3,98	3,04
Remolachas			3,89	2,97
<b>Fruta</b>	15/5	450		
Manzana			3,81	4,76
Aguacate			3,68	4,60
Plátano/banano			3,56	4,45
Moras			3,89	4,86
Melones			3,94	4,93

<b>Pescados enteros</b>	-5/-15	450		
Atún			3,18	3,98
Salmon			3,18	3,98
Caballa			3,22	4,03
<b>Mariscos</b>	-5/-15	500		
Camarón			3,18	4,42
Langostas			3,13	4,35
Almejas			3,13	4,35
Ostras			3,13	4,35
<b>Lácteos</b>	10/5	450		
Queso Cheddar			2,76	1,73
Manteca			2,39	1,49
Queso Mozzarella			3,14	1,96
Queso Parmesano			2,60	1,63
<b>Carne de res</b>	-5/-10	430		
Lomo			2,26	1,35
Costilla			2,30	1,37
Falda			2,34	1,40
<b>Total</b>				<b>76,01</b>

Nota: Elaboración propia

### Carga interna

#### Luces

Nivel de iluminación: 10 W/m<sup>2</sup>

Superficie del piso: 110\*80=8800m<sup>2</sup>

$$Carga\ de\ luces = 10 \frac{W}{m^2} * 8800m^2 = 88000\ W$$

#### Personas

Para una total de 5 personas en un cuarto refrigerado a -18°C, se tiene la siguiente carga total:

Usando la tabla 13:

$$Carga\ de\ personas: (5) * (380,8) = 1904\ W$$

$$Total\ de\ cargas\ internas = 89904\ W \approx 89,90\ kW$$

### Carga de aire de infiltración

Haciendo uso de la ecuación 2,3 se calcula la carga de aire de infiltración en los diferentes cuartos de almacenamiento de los productos teniendo en cuenta las temperaturas de la ciudad de Guayaquil, es decir 33 °C para bulbo seco y 27°C para bulbo húmedo en épocas de verano, donde se tienen los valores de la tabla 27.

$$\rho = 1,15 \frac{kg}{m^3}$$

$$C_p = 1,007 \frac{kJ}{kg \cdot K}$$

**Tabla 27:**

*Carga por aire de infiltración en los cuartos del supermercado diseñado*

Cuarto	Dimensiones del cuarto			Temperatura de refrigeración, °C	Renovaciones de aire por día	Carga de infiltración, kW
	Ancho, m	Largo, m	Alto, m			
Carnes	35	20	10	-10	5	20,17
Frutas, verduras y lácteos	30	60	10	5	2	13,51
Mariscos	55	20	10	-15	2	8,26
Total						41,94

Nota: Elaboración propia

### Carga relacionada con el equipo

Para la carga de los equipos se tomaron en cuenta los ventiladores de los difusores que se mueven con un motor, obtenidos del catálogo del fabricante, dicha carga se muestra en la tabla 26.

**Tabla 28:**

*Cargas relacionadas a los ventiladores de los equipos del supermercado*

Modelo	Cantidad Ventiladores	Motor, W	Total, kW
DASP-850A-6C	6	3	460
DASP-470E-4C	6	2	460
DASP-650A-6C	4	3	460
DMSP-180A-6C	1	2	250
<b>Total, parcial</b>			19,82
<b>Factor de seguridad 10%</b>			1,98
<b>Total</b>			21,8

Nota: elaboración propia

## Apéndice B

### Selección de equipos

#### Selección de evaporadores

Para la selección de los evaporadores se toman en cuenta las capacidades de media y baja temperatura  $Q_{eMT} = 263.55 \text{ kW}$  y  $Q_{eLT} = 94.85 \text{ kW}$ , además se tiene en cuenta el flujo másico del sistema de  $1,2447 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$  y la temperatura de evaporación  $-25^\circ\text{C}$ , obteniendo 3 evaporadores modelo SOLO80 CO2 B 466F para la sección de media temperatura y 1 evaporador modelo SOLO80 CO2 B 486F para la sección de baja temperatura, los datos técnicos de cada evaporador se detallan en la tabla 24, ambos modelos corresponden al fabricante Carrier.

**Tabla 29:**

*Disposición de ventiladores, potencia y dimensiones de los evaporadores*

Modelo	Ventilador / Cableado	Capacidad de enfriamiento (kW)	Flujo de aire ( $\text{m}^3/\text{h}$ )	Superficie ( $\text{m}^2$ )	Largo x alto (L x h / mm)	Peso neto vacío (kg)
SOLO80 CO2 B 466F	4x $\varnothing$ 800 / 6PH	94,4	79325	459	5513 x 1646	781
SOLO80 CO2 B 486F	4x $\varnothing$ 800 / 6PH	110,4	74491	612	5513 x 1646	874

Nota: Elaborado a partir de catálogo de equipos de refrigeración industrial, FROSTEC

### Selección de compresores

#### Compresor para $\text{CO}_2$

Para el compresor en la etapa de  $\text{CO}_2$  el mas adecuado es el modelo CO2OLtec® Evo del fabricante Carrier, el cual se usa para supermercados, almacenes y centros de distribución, tiene una capacidad de refrigeración de 40-480 kW (MT) y 2-94 kW (LT), el cual cumple con la demanda del supermercado, las especificaciones del modelo se muestran en la tabla 25.

**Tabla 30:**

*Especificaciones del compresor para  $\text{CO}_2$*

	Media temperatura Transcritico	Baja temperatura Booster
Numero de compresores:	2 - 6	0 - 4
Potencia frigorífica:	Hasta 480 kW	Hasta 94 kW

Nota: elaboración a partir del catálogo del fabricante Carrier

### Compresor para amoníaco (NH<sub>3</sub>)

Para el compresor en la etapa de amoníaco el más adecuado es el modelo ACP8591B-3V del fabricante Bitzer, tiene una capacidad de hasta 390 kW, del cual se muestran sus principales características en la tabla 26.

**Tabla 31:**

*Características del compresor la amoníaco*

Volumen desplazado (3550 RPM 60Hz)	1730
Presión máxima (BP/AP)	19 / 28 bar
Temperatura Min/Max lado de alta presión	-10 / 100°C
Temperatura Min/Max lado de baja presión	-55 / 47°C
Conexión línea de aspiración (compresor)	DN 100
Conexión línea de descarga (compresor)	DN 80
Conexión ECO (compresor)	DN32
Aceite para NH <sub>3</sub>	SHC 226E, Reflo 68A

Nota: elaboración a partir del catálogo del fabricante Carrier

### Selección de intercambiador de calor

El modelo indicado de intercambiador de calor para la combinación de CO<sub>2</sub>/NH<sub>3</sub> es el PW75 que corresponde al fabricante TRANTER, el intercambiador es de tipo placas donde las especificaciones se muestran en la tabla 27.

**Tabla 32:***Especificaciones del intercambiador de calor*

Modelo	PW75	
Calor intercambiado, (kW)	900	
Canal	Lado de la placa	Lado de la concha
	CO2	NH3
Presión, (bar)	-1 / 40	-1 / 16
Temperatura, (°C)	-20 / 50	-20 / 50
Longitud, (mm)	6000	
Ancho, (mm)	3200	
Altura, (mm)	5770	
Peso, (kg)	14,8	

Nota: elaboración a partir del catálogo del fabricante TRANTER

**Selección de condensador**

Para selección del condensador se tomó en cuenta la carga total de 358,4 kW, donde el modelo más adecuado es el VC1-150 del fabricante BAC, el cual es a contraflujo y tiene las especificaciones que se muestran en la tabla 28.

**Tabla 33:***Especificaciones del condensador*

Modelo	Capacidad (kW)	Motor de ventiladores (HP)	Flujo de aire (CFM)	Motor de bomba (HP)	Peso en operación (kg)
VC1-150	372,78	10	28200	1,5	3575

Nota: elaboración a partir del catálogo del fabricante BAC

**Selección de válvulas de expansión****Válvula de expansión para CO2**

La válvula de expansión por pulsos de la serie PEV del fabricante SANHUA, están especialmente diseñadas para su uso en sistemas de refrigeración para controlar con precisión el caudal de refrigerante en el evaporador. Debido a su estructura de válvula solenoide, el caudal se regula mediante el control del ancho de pulsos (duración del encendido/apagado).

**Válvula de expansión para amoníaco**

Para la válvula de expansión para el amoníaco el modelo más adecuado es el TEA 85-55 del fabricante Danfoss la cual opera en un rango de  $-20$  a  $+30^{\circ}\text{C}$  para un rango de temperatura de evaporación de entre  $-20$  a  $-30^{\circ}\text{C}$ .

## Apéndice C

### Análisis de resultados detallado

La estrategia adoptada por el equipo de trabajo, como se muestra en el diagrama de la figura 4, destaca cuatro aspectos cruciales en la ejecución del proyecto integrador. Los mismos que abordan la necesidad de establecer las cargas térmicas, seleccionar los refrigerantes, realizar el análisis energético de las alternativas y seleccionar los equipos que satisfagan las necesidades planteadas.

En el contexto del sistema de refrigeración en cascada, representado en la figura 4, en el que se detalla su funcionamiento, destacan las etapas que operan a diferentes presiones y la función específica de cada componente, como compresores, válvulas de expansión, evaporadores, condensadores y el intercambiador de calor. La información técnica proporcionada del ciclo de refrigeración de alta y baja temperatura brinda una base sólida para la comprensión del proceso.

La aplicación de un sistema de refrigeración en cascada se contextualiza mediante la clasificación de temperaturas de evaporación según el estándar ANSI/AHRI Standard 540, lo cual proporciona directrices esenciales para su implementación. Asimismo, se establecen las relaciones de compresión recomendadas para cada rango de temperatura, contribuyendo a la selección adecuada de los componentes del sistema.

La presentación de los refrigerantes usados en diferentes sectores, junto con sus propiedades físicas en la tabla 3, permite una evaluación crítica de sus características fundamentales. Se resalta la importancia de la seguridad medioambiental, eficiencia energética, estabilidad química y térmica, disponibilidad y costo, toxicidad y seguridad, estabilidad a largo plazo, y conformidad con regulaciones y normativas como criterios clave para la selección del refrigerante.

La matriz de decisión (tabla 5) proporciona una evaluación ponderada de los refrigerantes R717, R290 y R1270, basándose en criterios específicos. La ponderación cuidadosa de estos criterios refleja una consideración equitativa de factores cruciales para la elección del refrigerante en un contexto de supermercado. De forma que se lograra seleccionar un tipo de refrigerante para combinarlo con el CO<sub>2</sub>, el cual diera como resultado un mayor

aprovechamiento de energía y que aumentará la eficiencia el sistema de refrigeración que previamente usaba el supermercado.

La tabla 22 presenta las temperaturas de diseño con el efecto del sol sobre las superficies del supermercado, destacando valores como 38°C en el techo y -2°C en la pared oeste. Además, la tabla 15 detalla el diseño de espesor y conductividad térmica de las superficies del supermercado, proporcionando información crucial para evaluar la eficiencia del aislamiento térmico.

La tabla 24 aborda la ganancia de calor sensible a través de las paredes, el piso y el techo, considerando una temperatura ambiente de diseño de -10°F. Este análisis revela una carga total de 96.17 kW, con un factor de seguridad del 10%.

La carga de productos, desglosada por tipo y con cálculos detallados para cada uno, muestra una carga total de 76.01 kW. Este análisis considera la entrada y salida de calor específico para productos como verduras, frutas, pescados, mariscos, lácteos y carne de res.

La carga interna, derivada de la iluminación y la presencia de personas, suma un total de 89.90 kW. Además, se calcula la carga de aire de infiltración para diferentes cuartos de almacenamiento de productos, considerando temperaturas de la ciudad de Guayaquil en épocas de verano con valores de 33°C y 27°C para bulbo seco y bulbo húmedo respectivamente. Se obtuvo un valor de total para la carga de infiltración de aire igual a 41.94 kW.

La carga relacionada con el equipo, detallada en la tabla 25, muestra la carga de los ventiladores de los equipos del supermercado. La suma total, con un factor de seguridad del 10%, es de 21.8 kW.

El resultado de todas las cargas de refrigeración se presenta en la tabla 14, revelando una carga total de 358.4 kW, considerando un factor de seguridad del 10%.

Las figuras 7, 8, 9 y 10 son la representación gráfica de la curva de presión-entalpía para un ciclo de refrigeración en cascada, utilizando CO<sub>2</sub> como refrigerante, en un entorno con características específicas. Este análisis se basa en datos fundamentales, que incluyen temperaturas de evaporación y condensación, así como condiciones adicionales que definen el comportamiento termodinámico del sistema.

Las temperaturas de evaporación y condensación establecidas sirven como puntos clave para identificar las fases críticas del ciclo. Adicionalmente, se ha considerado un

sobrecalentamiento de 5 Kelvin y un subenfriamiento de 5 Kelvin, aportando detalles cruciales sobre las condiciones térmicas del refrigerante en las etapas de compresión y expansión.

Es esencial destacar que la eficiencia isentrópica del proceso se ha fijado en un 70%, un parámetro que influye directamente en la forma y pendiente de la curva. Este valor específico de eficiencia isentrópica permite evaluar de manera realista las variaciones en la entalpía durante la compresión y expansión del CO<sub>2</sub>, reflejando la eficiencia del ciclo en condiciones reales.

Además, se tuvo en cuenta una caída de presión uniforme de 0.05 bar en todas las tuberías del sistema. Este aspecto, de importancia práctica, impacta en la predicción de las condiciones de presión a lo largo del ciclo y proporciona un contexto realista para la implementación del sistema en entornos prácticos.

Se muestra la tabla obtenida luego de utilizar el software COOLPACK para obtener la curva del refrigerante. En esta tabla se colocaron los valores de temperatura, presión, volumen específico y entalpía para cada punto seleccionado. Además, se coloca la temperatura de condensación y la temperatura de evaporación del refrigerante evaluado.

Los cálculos del COP se realizan para las cargas de baja y media temperatura, utilizando valores específicos de carga de refrigeración. Para la primera alternativa con CO<sub>2</sub>, se obtiene un COP de 2.96. La segunda alternativa, con la combinación de CO<sub>2</sub> + NH<sub>3</sub>, presenta un COP de 3.51, demostrando un mayor aprovechamiento de la energía.

El análisis cuantitativo se complementa con el esquema del supermercado, mostrando las medidas exteriores e interiores, las divisiones de cada zona de productos y las temperaturas de almacenamiento.

Este análisis permitió llevar a cabo la correcta y adecuada selección de equipos para poder implantar un sistema de refrigeración en cascada con los refrigerantes seleccionados. En este punto se necesitó de los valores correspondientes de las cargas térmicas involucradas en todo el supermercado, así como la disponibilidad de los equipos en el mercado ecuatoriano.

También se fue necesario constatar que los equipos seleccionados pudieran operar con los refrigerantes requeridos en cada etapa del sistema en cascada.

Después de efectuar la selección de los equipos se realizó el análisis de costos asociados al proyecto, para tener una visión clara sobre la rentabilidad que tendría la inversión en esta propuesta de solución. Como factores claves a considerar se analizaron el TIR y el VAN, lo cual

dio como resultado un valor de inversión de \$63.462,56 el cual tiene una tasa interna de retorno del 80% considerando los primeros 3 años de operación del sistema en el supermercado.