

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA

ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA



UNS
UNIVERSIDAD
NACIONAL DEL SANTA

**Estudio del cambio de refrigerante R-507 por R-717 para mejorar el
rendimiento energético en la Planta Procesadora de Arándanos Smart
Packing**

Tesis para obtener el Título Profesional de Ingeniero en Energía

Autores:

- Bach. Carbajal Ferrer, Anghelo Pablo
- Bach. Távara Vargas, Carlos Eduardo

Asesor:

Dr. Aranguri Cayetano, Denis Javier

Nuevo Chimbote - Perú

2025

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA



CONFORMIDAD DEL ASESOR

La presente Tesis ha sido revisada y desarrollada del objetivo propuesto y reúne las condiciones formales y metodológicas, estando en cuadrado dentro de las áreas y líneas de investigación conforme al reglamento general para obtener el Título Profesional en la Universidad Nacional del Santa de acuerdo con la denominación siguiente:

TESIS PARA OBTENER EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO EN
ENERGÍA

**“ESTUDIO DEL CAMBIO DE REFRIGERANTE R-507 POR R-717 PARA
MEJORAR EL RENDIMIENTO ENERGÉTICO EN LA PLANTA
PROCESADORA DE ARÁNDANOS SMART PACKING”**

AUTORES:

Bach. Carbajal Ferrer Anghelo Pablo

Bach. Távara Vargas Carlos Eduardo

ASESOR

Dr. Aranguri Cayetano, Denis Javier

DNI: 42009679

Código ORCID: 0000-0002-6119-2072

UNIVERSIDAD NACIONAL DEL SANTA
FACULTAD DE INGENIERÍA
ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERÍA EN ENERGÍA



CONFORMIDAD DEL JURADO EVALUADOR

El presente Jurado Evaluador da la conformidad del presente informe, desarrollado en cumplimiento del objetivo propuesto y presentado conforme al Reglamento General para obtener el Título Profesional en la Universidad Nacional del Santa, titulado:

**“ESTUDIO DEL CAMBIO DE REFRIGERANTE R-507 POR R-717 PARA
MEJORAR EL RENDIMIENTO ENERGÉTICO EN LA PLANTA
PROCESADORA DE ARÁNDANOS SMART PACKING”**

AUTORES:

Bach. Carhajal Ferrer Anghelo Pablo

Bach. Távara Vargas Carlos Eduardo

Revisado y evaluado por el siguiente Jurado Evaluador:



PRESIDENTE

Mg. Guevara Chinchayán, Robert Fabián

DNI: 32788460

Código ORCID: 0000-0002-3579-3771



SECRETARIO

M.SC. Montañez Montenegro, Carlos Macedonio

DNI: 42451038

Código ORCID: 0000-0002-8439-4734



INTEGRANTE

Dr. Aranguri Cayetano, Denis Javier

DNI: 42009679

Código ORCID: 0000-0002-6119-2072



FACULTAD DE INGENIERIA
Dirección E.P. de Ingeniería en Energía

ACTA DE SUSTENTACIÓN DE TESIS

Siendo las 11:30 a.m. del día miércoles 22 de octubre del año dos mil veinticinco, en el Aula E-3 de la Escuela Profesional de Ingeniería en Energía, y en cumplimiento de lo establecido en el Artículo 68° del Reglamento General de Grados y Títulos, aprobado mediante Resolución N.° 337-2024-CU-R-UNS de fecha 12 de abril de 2024, se dio inicio a la sesión de sustentación, instalándose el Jurado Evaluador designado mediante **Resolución N.° 541-2025-UNS-CFI** de fecha 26 de setiembre de 2025, conformado por los siguientes docentes:

- | | | |
|--|---|-------------|
| ➤ Mg. Robert Fabián Guevara Chinchayán | : | Presidente |
| ➤ M.Sc. Julio Hipólito Néstor Escate Ravello | : | Secretario |
| ➤ Dr. Denis Javier Arangurí Cayetano | : | Integrante |
| ➤ M.Sc. Carlos Macedonio Montañez Montenegro | : | Accesitario |

Cabe indicar que el M.Sc. Julio Hipólito Néstor Escate Ravello, designado como secretario, no participó en la sesión por motivos institucionales, siendo reemplazado por el M.Sc. Carlos Macedonio Montañez Montenegro.

Y según la **Resolución Decanal N.° 699-2025-UNS-FI de fecha 14 de octubre de 2025**, se **DECLARA EXPEDITO** a los bachilleres para dar inicio a la sustentación y evaluación de Tesis, titulada: **"ESTUDIO DEL CAMBIO DE REFRIGERANTE R-507 POR R-717 PARA MEJORAR EL RENDIMIENTO ENERGÉTICO EN LA PLANTA PROCESADORA DE ARÁNDANOS SMART PACKING"**, presentada por los bachilleres: **CARBAJAL FERRER ANGHELO PABLO**, con código de matrícula N.° 0201611018 y **TÁVARA VARGAS CARLOS EDUARDO**, con código de matrícula N.° 0201611043, bajo la asesoría del Dr. Denis Javier Arangurí Cayetano, designado mediante Resolución Decanal N.° 372-2023-UNS-FI de fecha 13 de junio de 2023. Concluida la exposición, el bachiller absolvió las preguntas formuladas por los miembros del Jurado y por el público asistente.

Acto seguido, el Jurado Evaluador deliberó sobre los aspectos relacionados con el contenido, desarrollo y exposición del trabajo, formulando las observaciones y recomendaciones pertinentes. En concordancia con lo establecido en el Artículo 73° del Reglamento General de Grados y Títulos de la Universidad Nacional del Santa, el Jurado acuerda declarar:

BACHILLER	PROMEDIO	PONDERACIÓN
TÁVARA VARGAS CARLOS EDUARDO	18	Bueno

Siendo las 12:00 p.m. del mismo día, se dio por concluida la sesión, firmando los miembros del Jurado en señal de conformidad.


Mg. Robert Fabián Guevara Chinchayán
PRESIDENTE


M.Sc. Carlos Macedonio Montañez Montenegro
SECRETARIO


Dr. Denis Javier Arangurí Cayetano
INTEGRANTE



FACULTAD DE INGENIERIA
Dirección E.P. de Ingeniería en Energía

ACTA DE SUSTENTACIÓN DE TESIS

Siendo las 11:30 a.m. del día miércoles 22 de octubre del año dos mil veinticinco, en el Aula E-3 de la Escuela Profesional de Ingeniería en Energía, y en cumplimiento de lo establecido en el Artículo 68° del Reglamento General de Grados y Títulos, aprobado mediante Resolución N.° 337-2024-CU-R-UNS de fecha 12 de abril de 2024, se dio inicio a la sesión de sustentación, instalándose el Jurado Evaluador designado mediante **Resolución N.° 541-2025-UNS-CFI** de fecha 26 de setiembre de 2025, conformado por los siguientes docentes:

- | | | |
|--|---|-------------|
| ➤ Mg. Robert Fabián Guevara Chinchayán | : | Presidente |
| ➤ M.Sc. Julio Hipólito Néstor Escate Ravello | : | Secretario |
| ➤ Dr. Denis Javier Arangurí Cayetano | : | Integrante |
| ➤ M.Sc. Carlos Macedonio Montañez Montenegro | : | Accesitario |

Cabe indicar que el M.Sc. Julio Hipólito Néstor Escate Ravello, designado como secretario, no participó en la sesión por motivos institucionales, siendo reemplazado por el M.Sc. Carlos Macedonio Montañez Montenegro.

Y según la **Resolución Decanal N.° 699-2025-UNS-FI de fecha 14 de octubre de 2025**, se **DECLARA EXPEDITO** a los bachilleres para dar inicio a la sustentación y evaluación de Tesis, titulada: **"ESTUDIO DEL CAMBIO DE REFRIGERANTE R-507 POR R-717 PARA MEJORAR EL RENDIMIENTO ENERGÉTICO EN LA PLANTA PROCESADORA DE ARÁNDANOS SMART PACKING"**, presentada por los bachilleres: **CARBAJAL FERRER ANGHELO PABLO**, con código de matrícula N.° 0201611018 y **TÁVARA VARGAS CARLOS EDUARDO**, con código de matrícula N.° 0201611043, bajo la asesoría del Dr. Denis Javier Arangurí Cayetano, designado mediante Resolución Decanal N.° 372-2023-UNS-FI de fecha 13 de junio de 2023. Concluida la exposición, el bachiller absolvió las preguntas formuladas por los miembros del Jurado y por el público asistente.

Acto seguido, el Jurado Evaluador deliberó sobre los aspectos relacionados con el contenido, desarrollo y exposición del trabajo, formulando las observaciones y recomendaciones pertinentes. En concordancia con lo establecido en el Artículo 73° del Reglamento General de Grados y Títulos de la Universidad Nacional del Santa, el Jurado acuerda declarar:

BACHILLER	PROMEDIO	PONDERACIÓN
CARBAJAL FERRER ANGHELO PABLO	18	Bueno

Siendo las 12:00 p.m. del mismo día, se dio por concluida la sesión, firmando los miembros del Jurado en señal de conformidad.


Mg. Robert Fabián Guevara Chinchayán
PRESIDENTE


Dr. Denis Javier Arangurí Cayetano
INTEGRANTE


M.Sc. Carlos Macedonio Montañez Montenegro
SECRETARIO



Recibo digital

Este recibo confirma que su trabajo ha sido recibido por **Turnitin**. A continuación podrá ver la información del recibo con respecto a su entrega.

La primera página de tus entregas se muestra abajo.

Autor de la entrega: Carlos Tavera
 Título del ejercicio: Informe Final.Tavera.Carbajal
 Título de la entrega: Revisión Informe Final Tesis
 Nombre del archivo: CARBAJAL_-_TAVARA_UNS.REV8.1.pdf
 Tamaño del archivo: 3.15M
 Total páginas: 109
 Total de palabras: 22,430
 Total de caracteres: 124,957
 Fecha de entrega: 05-sept-2025 09:19a.m. (UTC-0500)
 Identificador de la entrega: 2742664646



Revisión Informe Final Tesis

INFORME DE ORIGINALIDAD

13%	12%	2%	3%
INDICE DE SIMILITUD	FUENTES DE INTERNET	PUBLICACIONES	TRABAJOS DEL ESTUDIANTE

FUENTES PRIMARIAS

1	repositorio.uns.edu.pe Fuente de Internet	3%
2	repositoriotec.tec.ac.cr Fuente de Internet	3%
3	repositorio.unac.edu.pe Fuente de Internet	1%
4	repositorio.itm.edu.co Fuente de Internet	1%
5	repositorio.unp.edu.pe Fuente de Internet	<1%
6	bogo-rada.gov.ua Fuente de Internet	<1%
7	Submitted to Universidad Cesar Vallejo Trabajo del estudiante	<1%
8	CONSULTING SERVICIOS LUCKY SOCIEDAD COMERCIAL DE RESPONSABILIDAD LIMITADA. "PAMA del Fundo Doña Julia-IGA0013700", R.D.G. N° 409-2018-MINAGRI-DVDIAR-DGAAA, 2021 Publicación	<1%
9	Submitted to Universidad Católica de Santa María Trabajo del estudiante	<1%
10	repositorio.espe.edu.ec Fuente de Internet	<1%

DEDICATORIA

A Dios Primero, por permitirme realizar los sueños que algún día tuve.

Para mi madre: Ana Ferrer Segura

Mi padre: Pablo Carbajal Gonzales

Mis hermanos: Pamela, Maylin, Iker y Liam.

Y mi novia: Pamela Medina

A.P.C.F

DEDICATORIA

A Dios Primero, por permitirme realizar todos los sueños que siempre anhele realizar.

Para mi madre: Antonia del Pilar Vargas Vasquez

Mi padre: Jorge Távara Gonzales

Mis hermanos: Jahaira y Cristhian.

Y mi novia: Geraldine Vasquez

C.E.T.V

RECONOCIMIENTO

Agradezco de manera especial a mi asesor Dr. Denis Javier Aranguri Cayetano por su constante apoyo en el desarrollo de esta investigación.

Mi gratitud también con mis profesores de la Universidad Nacional del Santa y de la Escuela Profesional de Ingeniería en Energía por sembrar en mis tantas enseñanzas que hoy me sirven en mi camino como profesional.

Atentamente,

A.P.C. F

RECONOCIMIENTO

Agradezco de manera especial a mi asesor Dr. Denis Javier Aranguri Cayetano por su constante guía, paciencia y dedicación durante el desarrollo de esta investigación. Sus conocimientos y orientaciones fueron fundamentales para la culminación de mi tesis, así como para mi formación académica.

Mi gratitud también con mis profesores de la Universidad Nacional del Santa y de la Escuela Profesional de Ingeniería en Energía por sus enseñanzas académicas que me ayudaron a ser un mejor profesional.

Atentamente,

C.E.T.V.

ÍNDICE GENERAL

ÍNDICE DE TABLAS.....	xiii
ÍNDICE DE FIGURAS.....	xiv
ÍNDICE DE ANEXOS.....	xv
RESUMEN.....	xvi
ABSTRACT.....	xvii
I. INTRODUCCIÓN.....	18
1.1. Realidad Problemática.....	18
1.2. Formulación del problema.....	20
1.3. Hipótesis.....	20
1.4. Objetivos.....	20
1.5.1. Objetivo General.....	20
1.5.2. Objetivos Específicos.....	20
1.5. Justificación.....	20
II. MARCO TEÓRICO.....	22
2.1. Antecedentes.....	22
2.2. Marco Conceptual.....	25
III. MATERIAL Y METODO.....	42
3.1. Material.....	42
3.2. Inventario de Planta.....	44
3.3. Software a Utilizar.....	44
3.4. Método.....	45
3.5. Metodología de Calculo.....	46
3.6. Payback.....	48
IV. RESULTADOS Y DISCUSIÓN.....	50
4.1. Estado actual del sistema de refrigeración con R-507.....	50
4.2. Diseño del Sistema de Refrigeración con Amoníaco.....	69
4.3. Parámetros energéticos con R-717.....	85
4.4. Evaluación económica.....	91
V. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	97
5.1. Conclusiones.....	97
5.2. Recomendaciones.....	98
VI. REFERENCIAS.....	99
VII. ANEXOS.....	104

ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1 Valores de GWP y ODP en diferentes refrigerantes	28
Tabla 2 2 Equipos por ambiente con el sistema de refrigeración R-507	44
Tabla 3 Parámetros de operación de cámara de materia prima	50
Tabla 4 Parámetros de operación de túnel de materia prima	54
Tabla 5 Parámetros de operación de sala de procesos	55
Tabla 6 Parámetros de operación de Túnel de producto terminado	57
Tabla 7 Parámetros de operación de cámara de producto terminado 1	58
Tabla 8 Parámetros de operación de cámara de producto terminado 2	59
Tabla 9 Carga térmica total del sistema	61
Tabla 10 Potencia de compresores por ambiente	61
Tabla 11 Consumo eléctrico en Cámara de materia prima	63
Tabla 12 Consumo eléctrico en Túnel de materia prima	64
Tabla 13 Consumo eléctrico en Sala de procesos	65
Tabla 14 Consumo eléctrico en túnel de producto terminado	65
Tabla 15 Consumo eléctrico en Cámara de producto terminado 1	66
Tabla 16 Consumo eléctrico en Cámara de producto terminado 2	67
Tabla 17 Consumo total de energía con R-507	67
Tabla 18 Cantidad de refrigerante R-507 por cada área	68
Tabla 19 Salto térmico (DT) de diseño según la humedad relativa.	70
Tabla 20 Calor de rechazo generado por el compresor	78
Tabla 21 Espesores recomendados según el diámetro de tubería de acero al carbono	80
Tabla 22 Selección de tuberías principales del sistema de refrigeración.	82
Tabla 23 Selección de tanque receptor de líquido.	83
Tabla 24 Selección de tanque receptor de líquido.	84
Tabla 25 Selección de tanque termosifón	84
Tabla 26 Valores de diseño con refrigerante R-717 del Ciclo de Refrigeración por compresión de vapor en la Cámara de congelamiento	85
Tabla 27 Entalpías específicas del refrigerante R-717 para el diseño del Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor	85
Tabla 28 Consumo eléctrico por ambiente con R-717	88
Tabla 29 Energía consumida por cada refrigerante	90
Tabla 30 Inversión total del nuevo sistema con R-717	91
Tabla 31 Ahorro de facturación de energía eléctrica	92
Tabla 32 Ahorro en mantenimiento del nuevo sistema	93

ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 Esquema de un sistema de refrigeración R717	27
Figura 2 Esquema del funcionamiento de un condensador en un sistema de refrigeración. 29	
Figura 3 Diagrama de flujo del proceso de cambio de refrigerante en un sistema de refrigeración.....	30
Figura 4 Comparación de propiedades termodinámicas entre refrigerantes tradicionales y modernos.	31
Figura 5 Relación entre el rendimiento energético (COP) y el tipo de refrigerante utilizado.	33
Figura 6 Impacto ambiental del cambio de refrigerante: reducción de emisiones de gases de efecto invernadero.....	34
Figura 7 Ciclo ideal de compresión de vapor esquema y diagrama T-s para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.	35
Figura 8 Esquema simplificado de un sistema de refrigeración con amoníaco.....	38
Figura 9 Entorno de Heatcraft SR2015.....	45
Figura 10 Cálculo de carga térmica del túnel de materia prima.....	55
Figura 11 Cálculo de carga térmica de la sala de procesos.....	56
Figura 12 Cálculo de carga térmica del túnel de producto terminado.....	57
Figura 13 Cálculo de carga térmica de cámara de producto terminado 1.....	59
Figura 14 Cálculo de carga térmica de cámara de producto terminado 2.....	60
Figura 15 Representación de una unidad evaporadora	70
Figura 16 Evaporador Cubico Thermofin.....	72
Figura 17 Batería Evaporativa Thermofin.....	72
Figura 18 Evaporador Cubico Thermofin.....	73
Figura 19 Batería Evaporativa Thermofin.....	73
Figura 20 Evaporador Cubico Thermofin.....	74
Figura 21 Evaporador Cubico Thermofin.....	75
Figura 22 Compresor de tornillo Frick.....	76
Figura 23 Unidad Motocompresora Frick.....	77
Figura 24 Alternativas de conexión en paralelo de condensadores evaporativos con uno o más compresores	78
Figura 25 Condensador Evaporativo Weifang.....	79
Figura 26 Selección de tubería de succión de baja presión (compresores).....	81
Figura 27 Emisiones de CO ₂ de refrigerantes R-507 y R-717.....	91

ÍNDICE DE ANEXOS

Anexo 1: Especificaciones técnicas de los compresores con el sistema de refrigeración R507	104
Anexo 2: Costo de implementación de R-717.	109
Anexo 3: Costo de mantenimiento anual con R-507.....	110
Anexo 4: Costo de mantenimiento anual con R-717.....	111
Anexo 5: Ficha técnica del nuevo compresor con R-717.....	112
Anexo 6: Esquema y dimensiones de equipo unidad motocompresora	113
Anexo 7: Ficha técnica de condensador evaporativo.	114
Anexo 8: Esquema técnico y plano de ubicación de nuevo sistema de refrigeración con R-717.....	115

RESUMEN

En la actualidad, la industria agroexportadora enfrenta grandes retos en términos de eficiencia energética y sostenibilidad ambiental, debido a la creciente demanda de productos congelados y a las exigencias internacionales de reducir las emisiones de gases de efecto invernadero. En este contexto, la selección del refrigerante y de los equipos asociados a los sistemas de frío industrial adquiere un papel determinante, tanto en los costos operativos como en la competitividad de las empresas.

El presente trabajo de investigación tuvo como objetivo evaluar el efecto del cambio de refrigerante de R-507A a R-717 (amoníaco) en el sistema de refrigeración de la planta procesadora de arándanos Smart Packing.

Se realizó un análisis comparativo del desempeño energético de ambos sistemas, considerando las condiciones de operación establecidas en la planta donde para el sistema actual con R-507A se determinó un COP real de 2.28 mientras que para el sistema proyectado con R-717 se obtuvo un COP real de 3.639, representando una mejora relativa del 59.6 % en el coeficiente de performance.

Asimismo, se evaluó el consumo energético, obteniéndose para el sistema con R-507A un gasto promedio de 1675.728 MWh/año, mientras que con el sistema a R-717 el consumo proyectado fue de 1333.0944 MWh/año, lo que representa un ahorro anual de 73,835.35 USD.

En el ámbito ambiental, el cambio de refrigerante permite la eliminación de las emisiones asociadas al R-507A, equivalentes a 1 454 310 kgCO₂ anuales, dado que el R-717 presenta ODP = 0 y GWP = 0, consolidándose como un refrigerante natural y sostenible.

PALABRAS CLAVE: Refrigeración industrial, R-507A, R-717, eficiencia energética, emisiones de CO₂ , agroindustria.

ABSTRACT

Currently, the agro-export industry faces significant challenges in terms of energy efficiency and environmental sustainability, driven by the growing demand for frozen products and international requirements to reduce greenhouse gas emissions. In this context, the selection of the refrigerant and the associated equipment for industrial cooling systems plays a decisive role, both in operational costs and in the competitiveness of companies.

This research aimed to evaluate the effect of replacing refrigerant R-507A with R-717 (ammonia) in the refrigeration system of the blueberry processing plant Smart Packing. A comparative analysis of the energy performance of both systems was conducted, considering the plant's operating conditions. For the current system with R-507A, a real COP of 2.28 was determined, while for the projected system with R-717, a real COP of 3.639 was obtained, representing a relative improvement of 59.6% in the coefficient of performance.

Likewise, the energy consumption was evaluated, showing that the system with R-507A required an average of 1,675.728 MWh/year, whereas the projected R-717 system consumed 1,333.0944 MWh/year, resulting in an annual saving of USD 73,835.35.

From an environmental perspective, the refrigerant substitution eliminates the emissions associated with R-507A, equivalent to 1,454,310 kgCO₂ per year, since R-717 has ODP = 0 and GWP = 0, thereby consolidating its position as a natural and sustainable refrigerant.

KEYWORDS: Industrial refrigeration, R-507A, R-717, energy efficiency, CO₂ emissions, agroindustry.

I. INTRODUCCIÓN

1.1. Realidad Problemática

El cambio de refrigerante en los sistemas de enfriamiento, como los que se discuten en la tesis sobre la sustitución del R-507 por R-717 en la planta procesadora de arándanos Smart Packing, muestra un problema internacional de honor que es técnico, ambiental, económico y relacionado con la seguridad. El R-507 es un hidrofluorocarbono (HFC) de amplio uso en la industria debido a su estabilidad y eficiencia. Sin embargo, también es motivo de preocupación debido a su alto potencial de calentamiento global (GWP). Como consecuencia, se convierte en un candidato principal para ser eliminado bajo acuerdos internacionales como el Protocolo de Montreal y su Enmienda de Kigali (Albà et al., 2023). Por otro lado, el R-717 (amoníaco) es un refrigerante natural con un GWP insignificante y alta eficiencia energética, por lo tanto, es una opción sostenible. Pero la naturaleza tóxica y los peligros asociados con su manejo representan desafíos significativos (Haghighbakhsh et al., 2020).

A nivel internacional, el cambio hacia refrigerantes más sostenibles tiene muchas barreras. Por un lado, las regulaciones y políticas exigen una reducción de HFC, pero implementar una alternativa como el R-717 requiere cambios en los sistemas existentes y en las regulaciones de seguridad industrial (Direk et al., 2022). Además, el problema de compatibilidad tecnológica es mucho más complicado de lo que parece. El cambio de refrigerantes de R-507 a R-717 hace que los sistemas de refrigeración equipados con R-507 sean tan increíblemente costosos que, en este momento, su valor económico es casi nulo (Cheng et al., 2023). Para el caso de la industria alimentaria, donde la refrigeración debe hacerse adecuadamente, estos cambios deben asegurar que los productos no se estropeen y que el sistema siga funcionando de manera eficiente (Elbir et al., 2022).

Otro aspecto esencial es la seguridad. El R-717 es eficiente y amigable con el medio ambiente, pero es tóxico y requiere protocolos estrictos de manejo seguro, así como personal capacitado que pueda operar los sistemas que lo utilizan (Sun et al., 2021). Esto representa un obstáculo adicional para las empresas, particularmente en países en desarrollo donde la capacitación y los recursos son limitados. Además, el impacto económico del cambio no puede ser pasado por alto. Si bien la adopción del R-717 tiene el potencial de reducir los costos operativos a largo plazo, los costos inmediatos de implementación, como la compra de nuevo equipo y la capacitación de empleados, pueden ser demasiado altos para algunas empresas (Li et al., 2023).

Por último, los efectos climatológicos y energéticos también deben tenerse en cuenta al cambiar hacia refrigerantes más sostenibles. Aunque el refrigerante R-717 tiene mucho menos impacto que el R-507, aún necesita implementarse de manera que no se sacrifique la eficiencia energética, particularmente en áreas con mayores necesidades de enfriamiento (Zhu et al., 2021). En este sentido, los cambios modernos han enfatizado que es necesario realizar análisis termodinámicos y económicos detallados para determinar la viabilidad de tales cambios en los sistemas de refrigeración industrial (Xu et al., 2024).

A nivel nacional, el artículo "Evaluación termoexergética del sistema de refrigeración y su influencia en el tiempo de congelamiento del hielo en una planta frigorífica" analizó el sistema de compresión de vapor de la planta frigorífica PRC.S.A.C. mediante una evaluación termoexergética. El objetivo fue optimizar el sistema actual para reducir el tiempo de congelamiento del hielo, mejorar la eficiencia energética y disminuir los costos de producción. Se compararon dos configuraciones: el sistema de compresión de vapor con intercambiador y el sistema con escala de compresores. Los resultados mostraron que la implementación del sistema con escala de compresores incrementó el coeficiente de rendimiento (COP) en un 8.28%, redujo el tiempo de congelamiento del hielo en un 22.25% (equivalente a 3 horas y 45 minutos) y generó un ahorro energético de 2,800 soles en un año. El estudio concluye que la optimización del sistema de refrigeración no solo mejora la eficiencia energética, sino que también reduce las irreversibilidades y los costos operativos, lo que representa un beneficio significativo para la planta frigorífica.

Con relación a la planta procesadora de arándanos Smart Packing, el uso de refrigerante R-717, en lugar de R-507, podría ser una mejora sustancial en el consumo energético y el efecto ambiental de sus operaciones. No obstante, esta transición debería integrarse dentro de un enfoque más global que contemple los riesgos derivados de la toxicidad del R-717, los costos de su abordaje y los cambios que tendrían que realizarse a las instalaciones existentes. Asimismo, resulta necesario que el trabajador sea protegido, de tal manera que el manejo del refrigerante involucre poco riesgo operativo y se aproveche mucho en términos medioambientales y económicos.

Ante ello se formuló el siguiente problema general: ¿En cuánto mejoró el rendimiento energético de la planta Smart Packing al cambiar el refrigerante R – 507 por R – 717?.

1.2. Formulación del problema

Teniendo en cuenta el déficit de eficiencia para el sistema de refrigeración con el refrigerante R – 507. Se presenta la oportunidad de mejorar el proceso productivo y la eficiencia del sistema de refrigeración con el cambio de refrigerante y equipos para la operación de este.

Formulamos el siguiente problema:

¿En cuánto mejoraría el rendimiento energético de la planta Smart Packing al cambiar el refrigerante R – 507 por R – 717?

1.3. Hipótesis

Se planteó la siguiente hipótesis: El cambio de refrigerante R – 507 por R – 717 mejoró el rendimiento energético de la planta procesadora Smart Packing en un 20%.

1.4. Objetivos

1.5.1. Objetivo General

Desarrollar el estudio del cambio de refrigerante R – 507 por R – 717 con la finalidad de mejorar el rendimiento energético de la planta procesadora Smart Packing.

1.5.2. Objetivos Específicos

- Evaluar el estado de rendimiento energético actual de la planta con el refrigerante R 507.
- Diseñar a detalle un nuevo sistema de enfriamiento con R – 717.
- Cuantificar los nuevos parámetros energéticos con el nuevo sistema de enfriamiento.
- Estimar los costos esperados para el nuevo sistema de enfriamiento.

1.5. Justificación

Como justificación teórica, el cambio de refrigerante de R-507 a R-717 en la planta de procesamiento de arándanos Smart Packing está teóricamente justificado basado en las leyes de la termodinámica y la eficiencia energética. R-717, o amoníaco, es un refrigerante natural con un alto coeficiente de rendimiento (COP) en comparación con el refrigerante sintético R-

507. Además, el impacto ambiental de R-717 es sustancialmente menor, ya que no contribuye a la degradación del ozono y al calentamiento global como lo hace R-507, que tiene un alto potencial de calentamiento global (GWP). Desde un punto de vista teórico, el uso de R-717 no solo mejora la eficiencia energética del sistema, sino que también cumple con las regulaciones internacionales y las crecientes demandas de prácticas sostenibles en la industria de la refrigeración.

Prácticamente, adoptar R-717 en los sistemas de refrigeración de la planta de procesamiento de arándanos se traduce en ahorros en el consumo de energía y, por ende, en los costos operativos. Además, R-717 tiene una mayor capacidad de enfriamiento por unidad de masa, lo que mejora los procesos de preservación y almacenamiento de arándanos, asegurando su calidad y frescura. Sin embargo, su uso requiere una infraestructura adecuada y estrictas precauciones de seguridad debido a su naturaleza tóxica e inflamable. Así, el cambio implica no solo reemplazar el refrigerante, sino también reentrenar a los empleados y reconfigurar el equipo para una operación segura y efectiva.

En términos de metodología, el estudio del cambio de refrigerante se basa en enfoques experimentales y comparativos. Se sugiere realizar un análisis en profundidad del rendimiento energético del sistema antes y después de la integración de R-717, centrándose en el consumo de energía eléctrica, la capacidad de enfriamiento y la estabilidad térmica. Además, se analizarán los costos relacionados con el cambio, incluyendo el costo inicial por las alteraciones necesarias en la infraestructura y los retornos económicos que se puedan obtener a lo largo del tiempo. Este enfoque permitirá no solo validar la viabilidad técnica y económica del cambio, sino también formular un modelo que pueda ser utilizado por otras plantas de procesamiento interesadas en mejorar su eficiencia energética y minimizar la contaminación ambiental.

II. MARCO TEÓRICO

2.1. Antecedentes

Tencio Piedra, Luis Andrés (2019) en su estudio “Rediseño de un sistema de refrigeración de R – 22 a amoníaco (R – 717) en una empresa de la Industria piñera” Se obtuvo como resultado que el cambio tecnológico presenta mayores beneficios económicos y técnicos, respecto al uso del R – 717. Propuso el rediseño de un sistema de refrigeración que operaba con refrigerante R-22 a R-717 para la planta piñera, de acuerdo con las recomendaciones y normas de seguridad de la IIAR y ASHRAE.

Ponce Villaroel, Andrethy Emoc (2019) en su investigación “Diseño de un sistema de refrigeración con amoníaco para el congelamiento de 150 Ton/día de jureles frescos en la Pesquera Pacífico S.A. – Región del Biobío” Concluyó que el sistema de enfriamiento con amoníaco está diseñado para maximizar las condiciones exteriores y capacidad de congelación para garantizar la captura más alta de jurel fresco (150 Ton). Esto significa que la carga de calor total considerando un factor de seguridad del 10% es alrededor de 986 KW, y ciertamente pueden ocurrir cambios climáticos, fugas de aire, pequeñas fugas de amoníaco, problemas de aislamiento, etc. La selección de equipos de refrigeración para que el sistema de frío tengan un correcto funcionamiento en planta, la potencia de los compresores es de 632.8 (kW) y se elige de forma que sea suficiente el 80% de la potencia total, los evaporadores son del tipo cúbicos de aire forzado, con un sistema de descongelamiento por gas caliente y con espaciamiento entre aletas de 10mm por lo que no hay necesidad de preocuparse por la congelación o la formación de escarcha, el condensador es de tipo evaporativo con una capacidad térmica de 2777 (kW), por lo tanto el sistema no tendrá problemas de parada por sobrepresión en la compresión, para el sistema de bombeo la relación de recirculación de 4:1 consideran bombas del tipo centrifugas. Esto significa que los evaporadores siempre estarán inundados con amoníaco líquido.

Matías & Torres (2019) en su trabajo de investigación “Estudio de factibilidad técnico-económico del cambio de refrigerante R-507 por Amoníaco para incrementar el ahorro energético en el sistema de refrigeración de una empresa de productos lácteos” realizó una investigación acerca del uso del amoníaco como refrigerante en distintos contextos, tanto industriales como domésticos, en la cual se identificaron los principales factores que influyen en su eficiencia energética, así como las medidas de seguridad necesarias para su manipulación. Se efectuó el dimensionamiento detallado de un sistema de refrigeración alternativo, diseñado para cubrir los requerimientos frigoríficos de una empresa dedicada a la

producción de lácteos, tomando como referencia el sistema existente que opera con el refrigerante R-507. También se llevó a cabo una evaluación comparativa entre los costos de operación y la eficiencia energética, la cual demostró la factibilidad del nuevo sistema al evidenciar un ahorro mensual en mantenimiento y consumo de energía de \$30.850.906. Dicho resultado permite recuperar la inversión inicial en un periodo aproximado de 18 meses. En consecuencia, se concluyó que la implementación del sistema frigorífico propuesto en esta empresa resulta técnica y económicamente viable.

Paredes & Cordova (2015) en su trabajo de investigación "Subenfriamiento y sobrecalentamiento del refrigerante R-707 y su relación con el incremento del coeficiente de performance de la fábrica de hielo Lesser S.A.C "donde se evaluó la influencia del subenfriamiento del fluido refrigerante en estado líquido saturado a la salida del condensador, el cual intercambiaba energía en un interenfriador con el refrigerante en estado de vapor saturado proveniente del evaporador. Como resultado, se obtuvo un coeficiente de desempeño (COP) de 3,86, lo que significó un incremento del 14 %. La selección y operación del interenfriador estuvieron determinadas por la temperatura del tanque de salmuera, la cual no debía ser inferior a la temperatura final del refrigerante a la salida del evaporador.

Buhamadi, M. & Aldajani, A. (2021) en su investigación "Cooling Load Calculation for Cold Storage in Kuwait" determinaron que las principales cargas térmicas en sistemas de refrigeración industrial provienen de la transmisión de calor a través de muros, techos y pisos, así como de la energía asociada al enfriamiento de los productos almacenados. Concluyeron que la adecuada estimación de estas cargas resulta esencial para garantizar la eficiencia operativa y la correcta selección de equipos de refrigeración, recomendando un diseño que considere condiciones climáticas y variaciones de operación específicas de cada planta.

Ali M. et al. (2022) en su investigación "Experimental evaluation of low-GWP refrigerants including ammonia in vapor-compression systems" realizó la comparación del desempeño de refrigerantes naturales con bajo GWP (incluyendo amoníaco) frente a refrigerantes convencionales de alto impacto, usando ciclos experimentales y modelación energética. Se concluyó que el amoníaco (R-717), al tener $GWP = 0$, representa una alternativa ambientalmente viable, ofreciendo eficiencia energética sin efectos nocivos sobre el clima. Sin embargo, reconoció la toxicidad como desafío, sugiriendo mejoras en seguridad como clave para su adopción el trabajo reforzó la idea de que la transición hacia refrigerantes naturales es clave para la sostenibilidad ambiental de la refrigeración industrial. Abogado por

innovaciones sostenidas, regulaciones adecuadas y colaboración multisectorial para impulsar su adopción segura y eficaz

En el estudio titulado "Las técnicas de reconversión de gases refrigerantes en los equipos de clima convencionales y la reducción de los impactos ambientales", realizado por Zambrano et al. (2022), se analizó el impacto ambiental generado por los equipos de climatización domésticos y se evaluaron las técnicas de reconversión de gases refrigerantes como una solución para reducir el consumo energético y mitigar los efectos ambientales. Este análisis teórico, publicado en la Revista Científica "INGENIAR", destacó que las técnicas de reconversión disponibles en el mercado son efectivas para disminuir el impacto ambiental y optimizar el rendimiento de los equipos. El estudio presentó como caso exitoso la implementación de estas técnicas en el Instituto Superior Tecnológico Luis Arboleda Martínez de Jaramijó, donde se logró reducir significativamente el consumo de energía eléctrica y minimizar la huella ambiental de los equipos de climatización. Los autores concluyen que estas técnicas representan una alternativa viable y sostenible para mejorar la eficiencia energética y reducir los impactos ambientales en diversos contextos.

El artículo "Evaluación termoexergética del sistema de refrigeración y su impacto en el tiempo de congelación del hielo en una cámara fría" de Marifos et al. (2017) evalúa el sistema de refrigeración de una planta de almacenamiento en frío en Perú con el objetivo de mejorar su eficiencia energética y reducir los costos operativos. Publicado en la revista INGnosis, el estudio realizó una evaluación termoexergética con el fin de encontrar irreversibilidades en el sistema para proporcionar un mejor rendimiento de este. Los resultados indicaron que incorporar un paso del sistema de compresores de ratio redujo significativamente el tiempo para congelar hielo en un 22.25% (3 horas y 45 minutos), aumentó el Coeficiente de Rendimiento (COP) en un 8.28%, y logró un ahorro de costos anual de 2,800 soles. El estudio proporciona evidencia de que la optimización de los sistemas de refrigeración mejora la eficiencia energética, reduce los costos de producción y ayuda a proteger el medio ambiente. También se estudió la tecnología de bomba de calor como una alternativa para recuperar el calor residual de baja temperatura, utilizando una mezcla de CO₂/acetona, obteniendo una desviación máxima entre datos experimentales y cálculos por la ecuación de Pen Robinson de 6.21%, 8.70 y 4.28%, para intervalo de temperaturas de 15 a 40, 40 a 60 y 60 a 120°C.

Existen diversas investigaciones que buscan el optimizar la producción de hielo, como es el caso de Cadena y Vásquez (2021), donde realizaron un plan para mejorar la productividad de una empresa productora de hielo, para lo cual trabajo el plan de mantenimiento de la

maquinaria y el plan de compras, teniendo como resultado un incremento de la productividad en un 14.3%, y un incremento de la eficiencia productiva en un 8.7%.

Echevarria et al. (2020), “Estudio de repotenciación del sistema frigorífico de la planta de congelado de productos hidrobiológicos para aumentar su capacidad y eficiencia en Casamar S.A.C. Samanco”. El estudio permitió determinar que la empresa Casamar SAC – Samanco dispone de cuatro cámaras frigoríficas, cada una con una capacidad nominal de 57,5 TR. En el caso de las cámaras destinadas a pescado, se cuenta con 4 unidades, con una capacidad de 30 TR cada una, equivalente a 154,41 kW por cámara. El sistema opera con amoníaco (R-717) como refrigerante, y cada motor de accionamiento posee una potencia nominal de 50 kW, con una eficiencia frigorífica nominal de 6.

Al contrastar estos valores con las condiciones reales de operación, se concluyó que las capacidades y eficiencias efectivas de los componentes difieren de las nominales: la potencia útil del evaporador fue de 131,81 kW, la del condensador alcanzó 163,44 kW, y la eficiencia frigorífica real se estimó en 5,25.

Loyola et al. (2023), “Diseño de un plan de mantenimiento preventivo centrado en la confiabilidad operativa del sistema de refrigeración de la embarcación Bamar II, empresa pesquera Hayduck – 2019” Se determino los parámetros técnicos relacionados en el plan de mantenimiento se enfocan en la confiabilidad, se concluye que el sistema de refrigeración luego de aplicar el plan de mantenimiento correctivo muestra que la confiabilidad operativa de los compresores aumenta de 80.64% a 91%, el tanque receptor de líquido aumenta de 85.31% a 92% , para el motor aumento de 75.70% a 90% , para la válvula de expansión aumento de 80.12% a 93%, en cuanto el chiller aumento de 85.16% a 92%, para el condensador también aumento de 84.89% a 93% , la bomba aumento del 88.40% a 94%.

2.2. Marco Conceptual

2.2.1. Cambio de Refrigerante

2.2.1.1. Definición Conceptual

El cambio de refrigerante se define como el proceso de sustitución de un fluido refrigerante tradicional por uno más eficiente, sostenible y seguro, en respuesta a las normativas ambientales y a la necesidad de mejorar el rendimiento de los sistemas de refrigeración. Según Miranda Barreras (2013), este proceso implica la transición hacia refrigerantes con menor impacto ambiental, como el R-717 (amoníaco) o los

hidrofluoroolefinas (HFO), en reemplazo de sustancias con alto potencial de calentamiento global (GWP) y agotamiento de la capa de ozono (ODP), como el R-22 o el R-500.

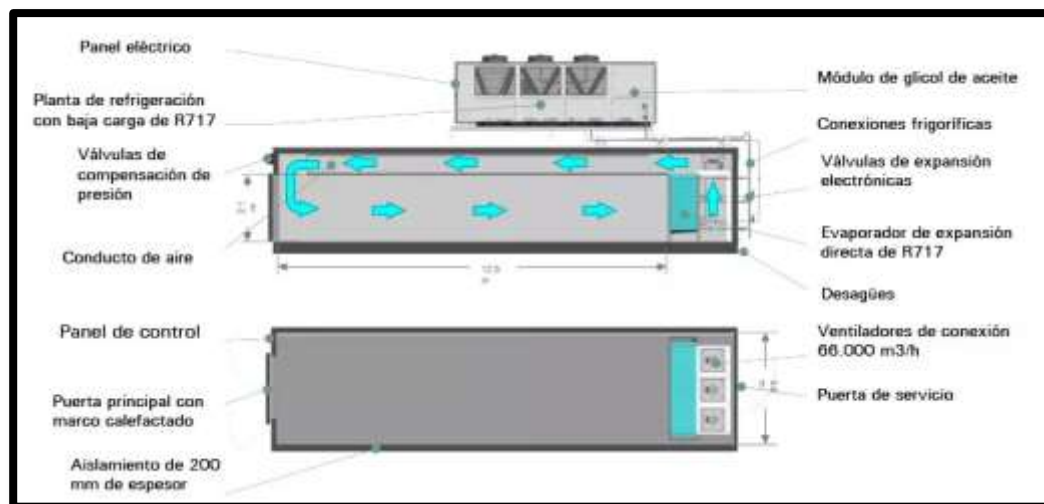
Albà et al. (2023) destacan que la selección de un refrigerante debe cumplir con requisitos técnicos, ambientales, de seguridad y económicos. Esto incluye propiedades termodinámicas adecuadas, baja toxicidad, inflamabilidad controlada y costos razonables. Además, el cambio de refrigerante no solo responde a exigencias legales, sino que también busca optimizar el rendimiento energético y reducir los costos operativos.

2.2.1.2. Dimensiones del Cambio de Refrigerante

a. Aspecto Técnico

Desde una perspectiva técnica, el cambio de refrigerante implica evaluar la compatibilidad del nuevo fluido con los sistemas existentes y realizar las modificaciones necesarias para garantizar su correcto funcionamiento. Según Direk et al. (2022), estas modificaciones pueden incluir ajustes en compresores, válvulas de expansión, sistemas de lubricación y aislamiento térmico. Además, es crucial considerar las propiedades termodinámicas del refrigerante, como su presión de trabajo, capacidad de enfriamiento y estabilidad química. Cheng et al. (2023) señalan que la implementación de refrigerantes modernos puede requerir el rediseño de componentes clave del sistema, lo que representa un desafío técnico y económico. Sin embargo, estas modificaciones suelen traducirse en mejoras significativas en la eficiencia y la sostenibilidad del sistema.

Figura 1
Esquema de un sistema de refrigeración R717



Nota. Imagen obtenida de Intarcon, 2024

b. Impacto Ambiental

Las repercusiones en el medio ambiente es una de las mayores razones para realizar el cambio de refrigerante. Según Zambrano-Cedeño y Rodríguez-Gómez (2022), los refrigerantes tradicionales, como los clorofluorocarbonos (CFC) y el hidroclorofluorocarbonos (HCFC), han sido prohibidos en muchos países debido a su alto ODP y GWP. En contraste, los refrigerantes modernos, como el R-717 y los HFO, tienen un impacto ambiental significativamente menor. Albà et al. (2023) enfatizan que la transición hacia refrigerantes sostenibles contribuye al cumplimiento de normativas internacionales, como el Protocolo de Montreal y el Acuerdo de Kigali. Además, esta transición puede reducir las emisiones de gases de efecto invernadero y mitigar el cambio climático.

Para mitigar el impacto de los refrigerantes, particularmente en la destrucción de la capa de ozono y el calentamiento global, se establecieron dos métricas clave: el Potencial de Agotamiento del Ozono (ODP) y el Potencial de Calentamiento Global (GWP). La creación de estos indicadores a principios de la última década del siglo pasado reflejó una creciente conciencia y la necesidad de un plan de acción para reducir el daño significativo causado a la capa de ozono, especialmente por los Gases de Efecto Invernadero (GEI).

En línea con el Protocolo de Montreal, el uso y la producción del refrigerante R-22 deben eliminarse por completo para enero de 2030 (Ruiz, 2018). Esta directriz subraya la importancia ambiental de la selección de refrigerantes y el resurgimiento de los

refrigerantes naturales (inorgánicos) como alternativas preferibles a los CFCs o HCFCs en los sistemas de refrigeración. Por ejemplo, el amoníaco tiene una vida media atmosférica de solo 0.01 años, en contraste con los 12 años del R-22 (INAC, s.f.).

Una tabla posterior presentará una comparación de los valores de GWP y ODP para los refrigerantes analizados, ilustrando el efecto de cada opción en la capa de ozono y en el calentamiento global.

Tabla 1
Valores de GWP y ODP en diferentes refrigerantes

Refrigerante	GWP	ODP
R-717	0	0
R-507A	3300	0
R-22	1810	0.055

Nota. Información obtenida de Sanguinetti 2016

c. Seguridad Operativa

La seguridad operativa es un aspecto crítico en el cambio de refrigerante. Según Miranda Barreras (2013), algunos refrigerantes modernos, como el R-717, son altamente eficientes y sostenibles, pero presentan riesgos asociados, como toxicidad y potencial inflamable. Por ello, es fundamental implementar protocolos de seguridad, sistemas de detección de fugas y capacitación del personal. Haghbakhsh et al. (2020) destacan que la seguridad operativa también incluye la evaluación de riesgos durante el transporte, almacenamiento y manipulación del refrigerante. Esto es especialmente relevante en aplicaciones industriales, donde las cantidades de refrigerante utilizadas son significativas.

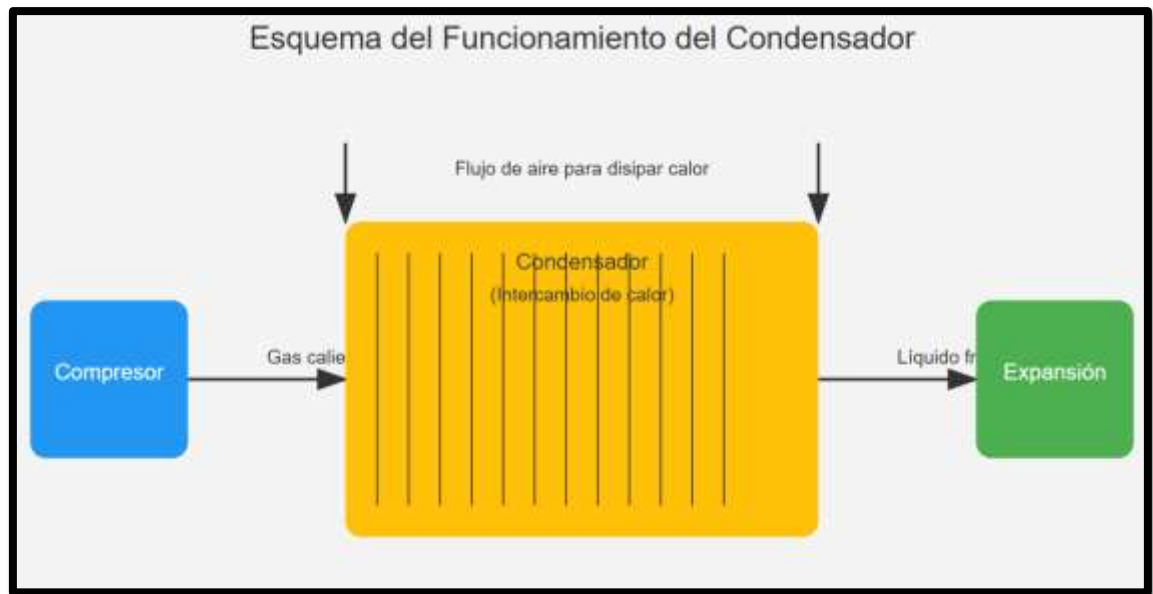
2.2.1.3. Componentes Relacionados con el Cambio de Refrigerante

Condensador

El condensador es un componente clave en los sistemas de refrigeración, ya que permite la transferencia de calor del refrigerante al ambiente exterior. Durante el cambio de refrigerante, es fundamental evaluar la compatibilidad del condensador con el nuevo fluido, ya que las propiedades termodinámicas del refrigerante pueden afectar su capacidad de transferencia de calor (Cheng et al., 2023).

Figura 2

Esquema del funcionamiento de un condensador en un sistema de refrigeración.



Evaporador

El evaporador es el componente donde el refrigerante absorbe el calor del espacio que se desea enfriar. Según Zhu et al. (2021), el diseño del evaporador debe adaptarse a las propiedades del nuevo refrigerante para maximizar la eficiencia del sistema.

Compresor

El compresor es responsable de aumentar la presión del refrigerante para que pueda liberar calor en el condensador. Según Direk et al. (2022), el cambio de refrigerante puede requerir ajustes en el compresor, como la modificación de su capacidad o la sustitución de componentes internos.

Indicadores del Cambio de Refrigerante

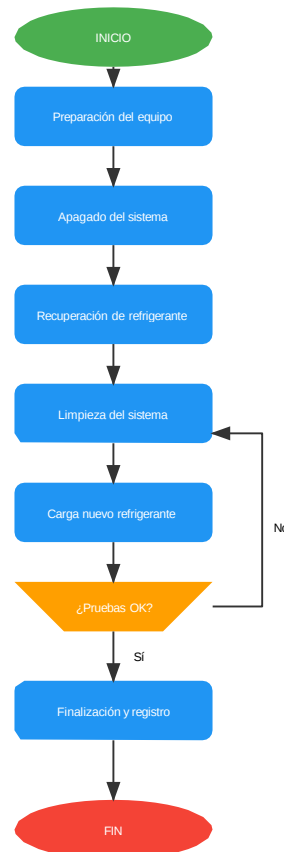
Los indicadores que permiten evaluar el éxito del cambio de refrigerante incluyen:

- Reducción del GWP del refrigerante utilizado (Albà et al., 2023).
- Número de modificaciones realizadas en el sistema (Direk et al., 2022).
- Cumplimiento de normativas ambientales y técnicas (Zambrano-Cedeño & Rodríguez-Gámez, 2022).

- Implementación de medidas de seguridad, como sistemas de detección de fugas y capacitación del personal (Miranda Barreras, 2013).

Figura 3

Diagrama de flujo del proceso de cambio de refrigerante en un sistema de refrigeración.



2.2.2. Rendimiento Energético

2.2.2.1. Definición Conceptual

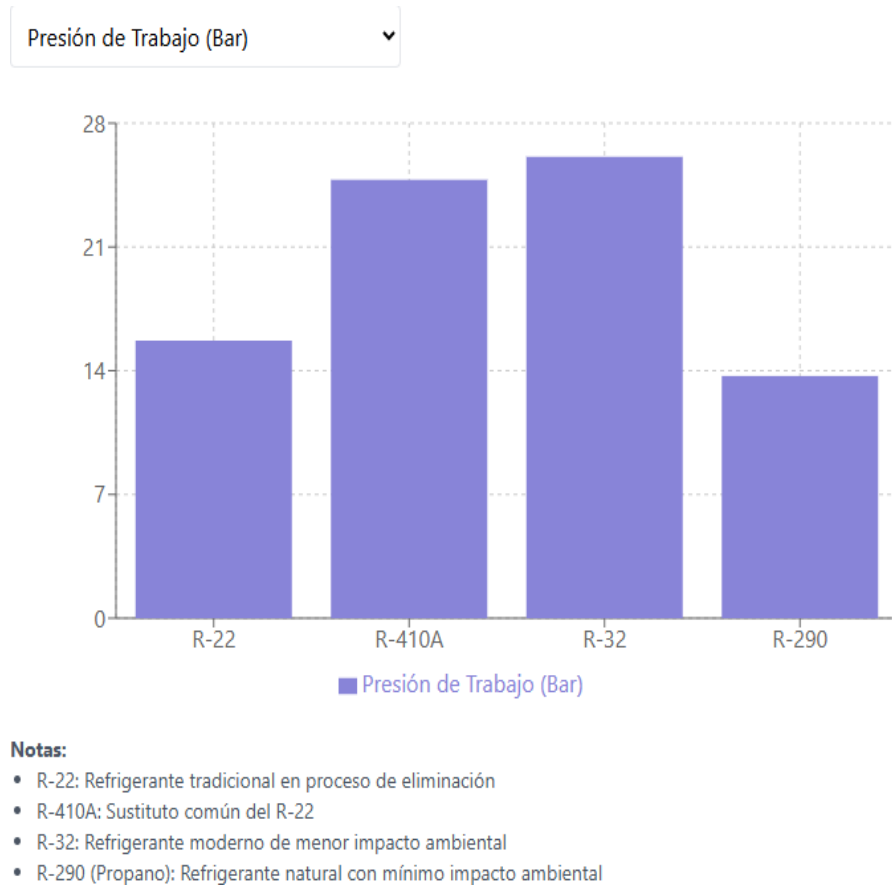
El rendimiento energético se define como la eficiencia con la que un sistema de refrigeración utiliza la energía para generar enfriamiento, minimizando las pérdidas y optimizando los costos operativos. Según Carretero Peña (2015), el rendimiento energético es un indicador clave de la sostenibilidad y competitividad de los sistemas de refrigeración, ya que un mayor rendimiento implica un menor consumo de energía y, por ende, una reducción de las emisiones de carbono y los costos asociados.

Anjum y Mishra (2023) destacan que el rendimiento energético no solo depende de las propiedades del refrigerante, sino también del diseño y la operación del sistema.

Esto incluye factores como la eficiencia de los compresores, el aislamiento térmico y la integración de tecnologías avanzadas, como los ciclos de refrigeración por eyección.

Figura 4

Comparación de propiedades termodinámicas entre refrigerantes tradicionales y modernos.



2.2.2.2. Dimensiones del Rendimiento Energético

Eficiencia Técnica

La eficiencia técnica se refiere a la capacidad del sistema de refrigeración para convertir la energía eléctrica en enfriamiento útil. Según Sun et al. (2021), los indicadores más utilizados para medir la eficiencia técnica son el Coeficiente de Rendimiento (COP) y la Relación de Eficiencia Energética (EER). Un sistema con un COP alto es más eficiente, ya que genera más enfriamiento por unidad de energía consumida. Zhu et al. (2021) señalan que la eficiencia técnica también depende de las condiciones de operación, como la temperatura de evaporación y condensación. Por

ello, es fundamental optimizar estos parámetros para maximizar el rendimiento del sistema.

Consumo Energético

El consumo energético se refiere a la cantidad de energía utilizada por el sistema de refrigeración para mantener las condiciones deseadas. Este indicador se mide en kilovatios-hora por tonelada de refrigeración (kWh/TR) y está directamente relacionado con la eficiencia del sistema. Según Li et al. (2023), un menor consumo energético no solo reduce los costos operativos, sino que también contribuye a la sostenibilidad ambiental. Marifos Rosado et al. (2017) destacan que el consumo energético puede optimizarse mediante el uso de tecnologías avanzadas, como los sistemas de recuperación de calor y los ciclos de refrigeración en cascada.

Costos Operativos

Los costos operativos incluyen los costos asociados con el consumo de energía, el mantenimiento del sistema y la vida útil de los componentes. Según Carretero Peña (2015), la implementación de refrigerantes más eficientes puede reducir significativamente los costos operativos, especialmente en sistemas de gran escala, como los utilizados en la industria alimentaria y farmacéutica. Xu et al. (2024) señalan que los costos operativos también pueden reducirse mediante el uso de tecnologías de cogeneración, que aprovechan el calor residual para generar energía adicional.

Indicadores del Rendimiento Energético

Los indicadores que permiten evaluar el rendimiento energético incluyen:

- Valor del COP y EER del sistema (Sun et al., 2021).
- Consumo específico de energía (kWh/TR) (Li et al., 2023).
- Reducción de costos operativos tras la implementación del nuevo refrigerante (Carretero Peña, 2015).

Interrelación entre el Cambio de Refrigerante y el Rendimiento Energético

El cambio de refrigerante y el rendimiento energético están estrechamente relacionados, ya que la elección del refrigerante influye directamente en la eficiencia del sistema de refrigeración. Según Albà et al. (2023), el uso de refrigerantes con mejores propiedades termodinámicas, como el R-717, puede aumentar el COP y reducir el consumo energético. Además, el cambio de refrigerante puede implicar modificaciones en el sistema que optimicen su rendimiento, como la instalación de compresores más eficientes o la mejora del aislamiento térmico.

Por otro lado, un rendimiento energético deficiente puede limitar los beneficios del cambio de refrigerante, ya que un sistema ineficiente seguirá consumiendo grandes cantidades de energía, incluso con un refrigerante más sostenible. Por esta razón, es fundamental evaluar ambas variables de manera integral, considerando tanto los aspectos técnicos como los ambientales y económicos.

Es por ello por lo que, el cambio de refrigerante y el rendimiento energético son variables clave en la transición hacia sistemas de refrigeración más sostenibles y eficientes. Mientras que el cambio de refrigerante se centra en la adopción de fluidos más seguros y respetuosos con el medio ambiente, el rendimiento energético evalúa la eficiencia con la que estos sistemas operan. Ambas variables están interrelacionadas y deben analizarse desde una perspectiva multidimensional, considerando aspectos técnicos, ambientales, económicos y de seguridad. La implementación de estas mejoras no solo contribuye al cumplimiento de normativas internacionales, sino que también genera beneficios económicos y ambientales a largo plazo.

Figura 5

Relación entre el rendimiento energético (COP) y el tipo de refrigerante utilizado.

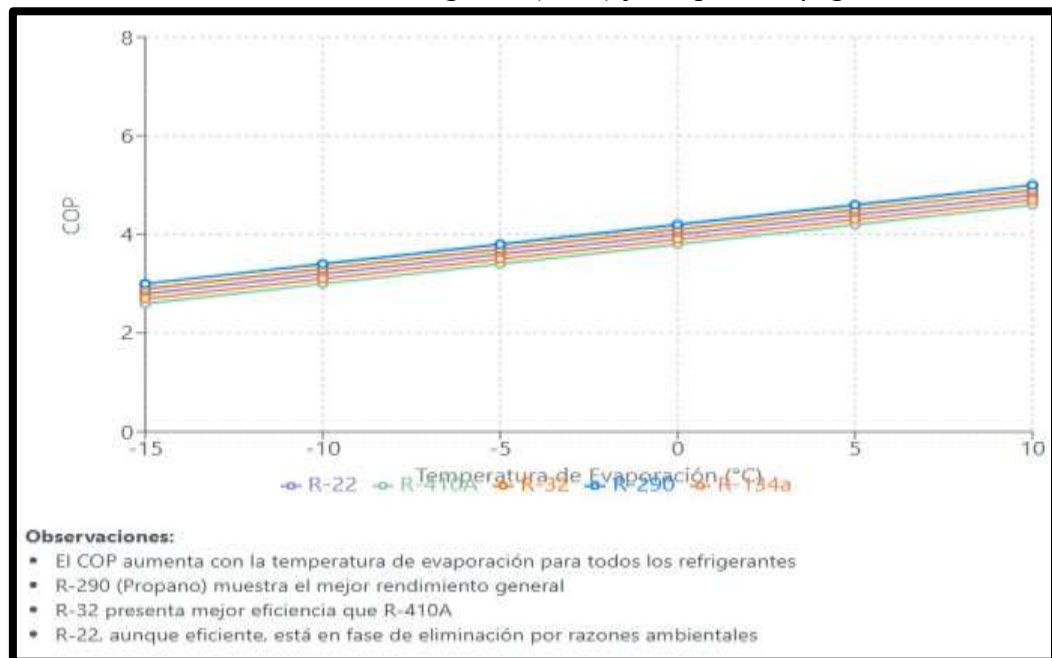
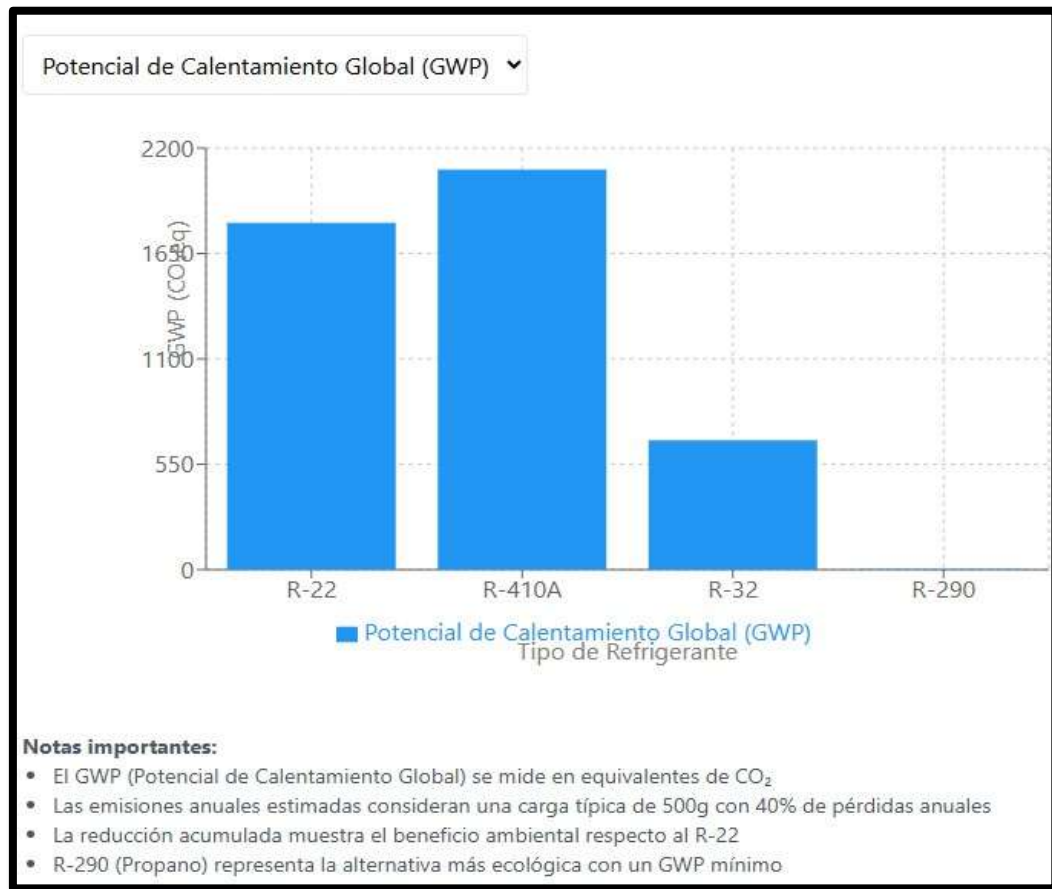


Figura 6

Impacto ambiental del cambio de refrigerante: reducción de emisiones de gases de efecto invernadero.



La refrigeración implica la transferencia de calor desde una sustancia o espacio, logrando que su temperatura sea más baja que la del entorno circundante. Este proceso se logra mediante la evaporación de un líquido refrigerante en un dispositivo de intercambio de calor conocido como evaporador.

En sistemas de refrigeración por compresión, se utiliza una sustancia llamada refrigerante, y las características de este refrigerante desempeñan un papel crucial en la configuración y el rendimiento del sistema de refrigeración.

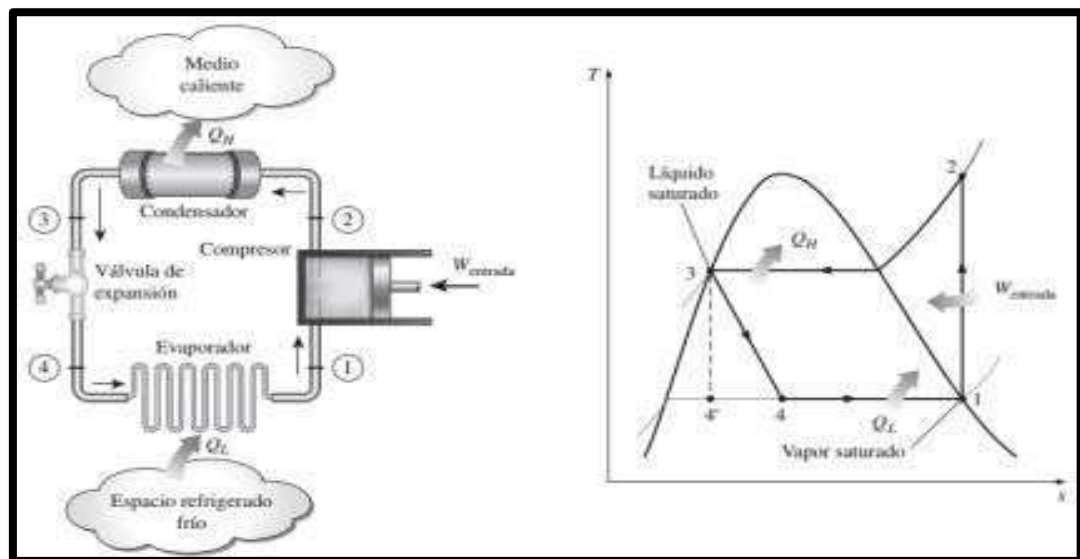
El enfriamiento por expansión directa, basado en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, constituye el principio de operación predominante en la mayoría de los sistemas de climatización. Diversos estudios han señalado que este ciclo representa el modelo óptimo de refrigeración por compresión de vapor, aun cuando se trate de un enfoque teórico. De hecho, es el que mejor describe el funcionamiento de

equipos como refrigeradores, bombas de calor y sistemas de aire acondicionado (Çengel y Boles, 2009).

El ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor se fundamenta en el principio de Carnot, con la particularidad de que el refrigerante se evapora completamente antes de la etapa de compresión. A diferencia del ciclo de potencia, donde se emplea una turbina, en este caso se utiliza un dispositivo de estrangulamiento para el proceso de expansión.

Figura 7

Ciclo ideal de compresión de vapor esquema y diagrama T-s para el ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor.



Nota. Imagen obtenida de Çengel y Boles, 2019

- 1 Absorción de calor a presión constante en un evaporador. Entra como vapor húmedo y menor calidad y se evapora por completo, absorbiendo calor del espacio frío.
- 2: Compresión isotrópica. Entra vapor saturado y sale vapor sobrecalentado (Aumentando temperatura y presión).
- 3: el calor se libera a presión constante en el condensador. El refrigerante sale como líquido saturado.
- 4: Se da el estrangulamiento en el dispositivo de expansión.

2.2.3. Componentes de un Sistema de Refrigeración

Los componentes esenciales de todo sistema de refrigeración por compresión de vapor son el evaporador, el compresor, la válvula de expansión y el condensador. Sin embargo, en aplicaciones de carácter industrial, donde se emplean equipos de mayor capacidad en comparación con los de uso doméstico, es común la incorporación de elementos adicionales, tales como sistemas de control, dispositivos de medición (por ejemplo, manómetros), tanques receptores y tanques separadores de líquido, entre otros. Pese a estas variaciones, el esquema básico de cualquier sistema de compresión de vapor se mantiene constituido por los cuatro componentes principales mencionados (American Society of Heating, 2008).

En términos amplios, un refrigerante es cualquier sustancia con la capacidad de funcionar como medio de enfriamiento, extrayendo calor de un cuerpo o material. En el ámbito de la refrigeración mecánica, donde intervienen procesos de evaporación de un líquido y compresión de vapor, el refrigerante puede entenderse como el fluido encargado de transferir calor: lo capta durante su ebullición a baja presión y temperatura, y lo libera al condensarse a mayor presión y temperatura.

Los refrigerantes son componentes fundamentales en todos los sistemas de refrigeración mecánica. Básicamente, cualquier sustancia que sea capaz de cambiar de estado de líquido a vapor y viceversa puede desempeñar el papel de refrigerante. La utilidad comercial de un refrigerante depende de su capacidad para realizar estos cambios de estado dentro de un rango específico de presiones y temperaturas.

Los refrigerantes se distinguen mediante números que siguen a la letra "R", que representa "refrigerante". Este sistema de identificación ha sido estandarizado por la ASHRAE (Sociedad Estadounidense de Ingenieros en Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado).

El amoníaco, identificado como R-717 según la clasificación de ASHRAE, es un refrigerante natural ampliamente utilizado en sistemas de refrigeración, en especial dentro del sector industrial. Su composición química corresponde al NH_3 , formado por hidrógeno y nitrógeno, y posee un punto de ebullición de $-33\text{ }^{\circ}\text{C}$ a una presión de 1,09 bar. Se distingue por sus excelentes propiedades termodinámicas frente a los refrigerantes sintéticos, ya que ofrece una elevada capacidad de refrigeración. No obstante, su uso implica ciertos retos, como la incompatibilidad con algunos materiales y los riesgos asociados a su toxicidad e inflamabilidad.

El amoníaco presenta varias ventajas en comparación con otros refrigerantes:

Es una sustancia natural y no contamina, lo que significa que no contribuye al agotamiento de la capa de ozono, a diferencia de los clorofluorocarbonos. Esto lo convierte en una alternativa respetuosa con el medio ambiente para aplicaciones de refrigeración.

Exhibe un rendimiento termodinámico superior en comparación con otros frigoríficos.

Aunque no se busca una fuga de amoníaco, su característica de seguridad más destacada es su olor característico, que facilita su detección cuando está presente en el aire. Esto es crucial para identificar posibles fugas y tomar medidas preventivas de manera oportuna.

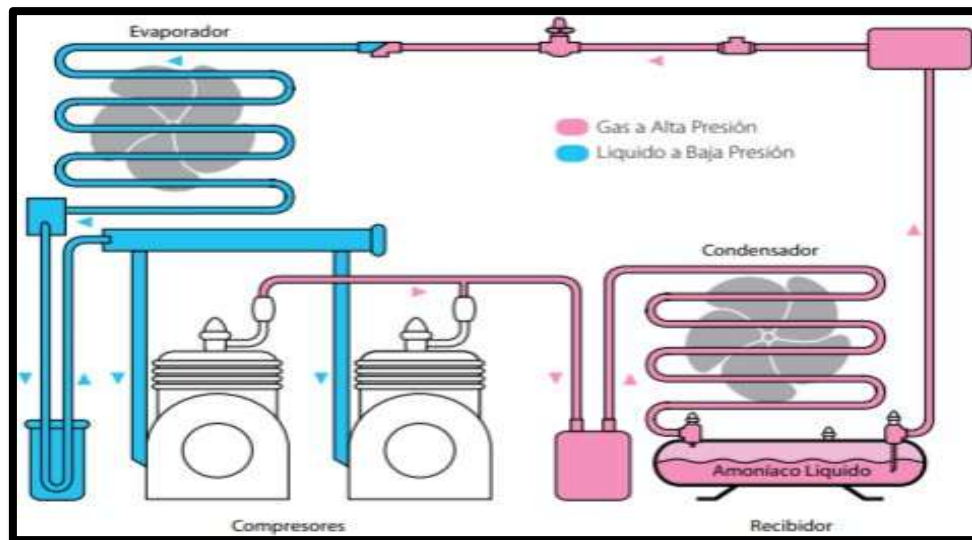
El amoníaco es más económico que otros refrigerantes y se necesita una cantidad menor para una misma aplicación. Esto contribuye a reducir los costos operativos en sistemas de refrigeración, lo que lo hace más atractivo desde una perspectiva económica.

El sistema de enfriamiento mencionado opera a través de un ciclo cerrado, lo que significa que el refrigerante se utiliza de manera constante. El procedimiento inicia tanque receptor de líquido, donde se puede observar el nivel del líquido mediante un visor de vidrio, se observa por el visor un líquido incoloro en la parte inferior del cuerpo del visor, que es el amoníaco en estado líquido. Este líquido se encuentra en equilibrio con una atmósfera que tiene vapor de amoníaco en la parte superior del tanque receptor de líquido. Mediante el uso del manómetro nos brinda como dato sobre la presión del refrigerante en el sistema de frío.

El refrigerante líquido se extrae mediante un tubo denominado “buzo”, el cual, gracias a su abertura ubicada a cierta altura en el extremo inferior, impide la aspiración del aceite que se acumula en la parte inferior del recipiente de amoníaco. Desde allí, el tubo de líquido conduce el refrigerante hacia el evaporador, donde se inunda la superficie de intercambio térmico, condición que se regula mediante una válvula de flotador. En este proceso, el refrigerante se evapora dentro del evaporador al absorber el calor del producto almacenado en las cámaras de refrigeración. Posteriormente, los vapores generados son extraídos a través del tubo de salida (succión húmeda) y enviados hacia la entrada del compresor.

La unidad motocompresora succiona los vapores y pasa por un proceso de compresión y una presión de 10-12 kg/cm² (9.7 – 11.7 bar). En la descarga del equipo se genera gases calientes, que consisten en vapor de amoníaco, siguiendo su proceso se dirigen hacia el equipo condensador evaporativo, donde se enfrían mediante agua a baja temperatura, volviendo al estado líquido. Luego, este líquido se devuelve al estanque receptor, y este ciclo se repite de forma continua. (ASOEX 2012)

Figura 8
Esquema simplificado de un sistema de refrigeración con amoníaco



Nota. Imagen obtenida de Guía de uso y manejo de amoníaco en la refrigeración ASOEX 2012.

2.2.4. Cargas Térmicas de Refrigeración

La evaluación de la capacidad térmica es importante para seleccionar el equipo correcto y asegurar el adecuado rendimiento del sistema. Es importante tener en cuenta todos los aspectos de la carga y, con frecuencia, también el patrón temporal de dichos elementos.

El objetivo principal de un sistema de refrigeración es eliminar el calor y ofrecer las condiciones ideales de humedad para el producto que se va a enfriar o congelar. Es crucial anticipar y considerar todas esas fuentes de calor en los cálculos que se utilizan para elegir los equipos y diseñar la instalación. Entre estas fuentes se encuentran: la conducción a través de las paredes, la radiación que entra en el espacio, el aire caliente que se infiltra, el calor que emite el producto almacenado, el calor proveniente de las personas y el calor generado por los equipos. (Tencio 2019)

2.2.4.1. Cargas por Paredes, Techo, Piso

Para el cálculo del calor a través de cada una de las paredes, techo y piso según las secciones, se usa la siguiente expresión:

$$Q_{PTP} = U A \Delta T \dots \dots \dots (1)$$

Donde:

Q_{PTP} : Carga térmica por paredes, techo, piso (W)

U: Coeficiente global de transmisión térmica (kcal/h·m²·°C)

A: Área de superficie (m²)

ΔT : diferencia de temperatura entre exterior e interior (°C)

2.2.4.2. Cálculo del Coeficiente de Transmisión Global (u)

Con muros densos y baja conductividad, la resistencia e/k reduce al coeficiente de transmisión global a un tamaño tan diminuto que $1/h_i$ y $1/h_o$ tienen escaso impacto y se pueden dejar fuera del cálculo. Usualmente, las paredes están construidas con múltiples materiales; así, el valor e/k simboliza la resistencia combinada de esos materiales. (ASHRAE handbook Refrigeration, 2018, cap.24)

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \frac{e}{k} + \frac{1}{h_o}} = \frac{1}{\frac{e}{k}} = \frac{k}{e} \dots \dots \dots (2)$$

Donde:

k: Conductividad térmica (kcal/h-m-°C)

e: Espesor de panel

2.2.4.3. Carga Térmica por Enfriamiento de Producto

El cálculo de la carga térmica se realiza considerando el análisis del producto y el calor que este desprende desde el momento en que es retirado del campo, hasta su paso por las etapas de almacenamiento en cámaras y cuartos fríos.

Se calcula de la siguiente manera:

$$Q_P = m\Delta T \dots \dots \dots (3)$$

Donde:

Q_P : Carga térmica por enfriamiento de producto (W)

m: Masa del producto (kg)

C_p : Calor específico del producto (kcal/kg·°C)

ΔT : Diferencia de temperatura entre inicial y final (°C)

2.2.4.4. Carga Térmica por Cambio de Aire

La cantidad de aire que se reemplaza al abrir una puerta es conocida como carga por cambio de aire. La proporción de esta carga comparada con la carga total de

enfriamiento puede variar según la aplicación específica. La forma de calcular este dato es la siguiente.

$$Q_A = nV\rho C_p \Delta T \dots \dots \dots (4)$$

Donde:

- Q_A : Carga térmica por cambio de aire (W)
- n : Número de renovaciones de aire por día
- ρ : Densidad del aire (kg/m^3)
- V : Volumen de cámara (m^3)
- C_p : Calor específico del aire ($\text{kcal/kg}\cdot^\circ\text{C}$)
- ΔT : Diferencia de temperatura entre el aire exterior y el aire dentro de la cámara ($^\circ\text{C}$)

2.2.4.5. Carga Térmica por Calor Liberado por los Ventiladores

Este calor es el generado por los motores de los ventiladores de los evaporadores que se instalarán en cada uno de los cuartos. La fórmula para determinar esta carga se proporciona a continuación:

$$Q_v = \frac{P \cdot t}{24} \dots \dots \dots (5)$$

Donde:

- Q_v : Carga térmica por ventiladores (W)
- P : Potencia de ventiladores (W)
- t : Duración de funcionamiento (h /día)

2.2.4.6. Calor Liberado por Personas

Este es el calor que cada individuo comparte con su medio ambiente y el artículo, y que el sistema de enfriamiento tiene que estar preparado para eliminar. La fórmula para calcular esta información es la siguiente:

$$Q_p = \frac{qnt}{24} \dots \dots \dots (6)$$

Donde:

- Q : Carga térmica por calor liberado de personas (W)
- q : Calor por persona (W)

- n: Número de personas en la cámara
- t: Tiempo de permanencia (h/día)

2.2.4.7. Cargas por Iluminación

En lo que respecta a la iluminación, ASHRAE especifica que el mínimo aceptable para la ganancia de calor relacionada con esta variable sea de 10,8 W/m² en equipos diseñados para funcionar como cámaras de refrigeración.

$$Q_i = A \dots \dots \dots (7)$$

Donde:

- Q_i : Carga térmica por iluminación (W)
- A: Área (m²)
- P_A : Ganancia térmica por Área (W/ m²)

2.2.4.8. Otras Cargas

Es importante contemplar cargas adicionales que varían según el tipo de instalación y los componentes que la integran. Entre estos se incluyen elementos como los motores de bandas transportadoras, montacargas y otras fuentes de calor que pueden tener un impacto significativo en el balance térmico y en los procesos de intercambio de calor dentro de la planta.

- ***Factor de seguridad***

La carga calculada a menudo aumenta el factor de seguridad en un 10% o más para tener en cuenta posibles diferencias entre los criterios de diseño y funcionalidad. (ASHRAE handbook Refrigeration, 2018, cap.24).

III. MATERIAL Y METODO

3.1. Material

Refrigerantes:

- Refrigerante R-507:

El R-507A es una mezcla azeotrópica compuesta por un 50 % de R-125 (pentafluoroetano) y un 50 % de R-143a (1,1,1-trifluoroetano). Debido a su naturaleza azeotrópica, no presenta deslizamiento de temperatura (glide), lo que favorece su estabilidad en el ciclo termodinámico. Está clasificado por ASHRAE como refrigerante de seguridad A1, indicando baja toxicidad y no inflamabilidad en condiciones normales de operación.

Se utiliza principalmente en aplicaciones de refrigeración comercial e industrial de media y baja temperatura, como almacenamiento de productos congelados y túneles de enfriamiento rápido. Presenta un Potencial de Calentamiento Global (GWP) de aproximadamente 3985 y un Potencial de Destrucción de Ozono (ODP) de 0, lo que implica que no daña la capa de ozono, pero contribuye de manera significativa al cambio climático. Su rango de trabajo habitual abarca temperaturas de evaporación de $-45\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ y temperaturas de condensación de $25\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $55\text{ }^{\circ}\text{C}$.

- Refrigerante R-717:

El R-717, comúnmente denominado amoníaco, es un refrigerante natural inorgánico cuya fórmula química es NH_3 . Se caracteriza por excelentes propiedades termodinámicas, como alto calor latente de vaporización y buena conductividad térmica, lo que se traduce en altos coeficientes de desempeño (COP) y menores consumos energéticos. Su Potencial de Calentamiento Global (GWP) es prácticamente 0, al igual que su ODP, lo que lo convierte en una alternativa ambientalmente sostenible frente a refrigerantes sintéticos.

Está clasificado por ASHRAE como refrigerante de seguridad B2L, indicando toxicidad y baja inflamabilidad. Debido a estas características, su uso requiere estrictas medidas de seguridad y una correcta manipulación. Es ampliamente utilizado en refrigeración industrial, especialmente en plantas procesadoras de alimentos, almacenamiento frigorífico y aplicaciones donde se demanda alta capacidad y eficiencia. Opera de manera óptima en un rango de temperaturas de evaporación entre $-50\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $10\text{ }^{\circ}\text{C}$, y de condensación entre $20\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $50\text{ }^{\circ}\text{C}$.

Los vapores de amoníaco presentan una densidad menor que la del aire y poseen una alta solubilidad en agua, ya que un volumen de agua puede disolver aproximadamente 700

volúmenes de amoníaco. Esta característica contribuye a evitar la formación de humedad congelada en el sistema. El amoníaco es miscible con aceites minerales y no genera efectos corrosivos sobre metales ferrosos, aluminio o bronce fosforado. No obstante, en presencia de humedad puede atacar a los metales no ferrosos, como el zinc, el cobre y sus aleaciones. Por esta razón, el contenido de humedad en el amoníaco debe mantenerse por debajo del 0,2 % en masa.

Desde el punto de vista termodinámico, el amoníaco es un refrigerante altamente eficiente: su capacidad frigorífica es notablemente superior a la de R-12, R-11, R-22 y R-502, y presenta un coeficiente de transferencia de calor mayor, lo que permite el uso de tuberías de menor diámetro en los intercambiadores. Además, su olor facilita la detección de fugas por parte del personal operativo. Estas características, junto con su bajo coste, explican su amplia adopción en instalaciones de gran capacidad frigorífica.

3.2. Inventario de Planta

Se tienen los siguientes valores de los equipos de refrigeración de la empresa

SMARTPACKING:

Tabla2

2

Equipos por ambiente con el sistema de refrigeración R-507

Ambientes	Equipos	Marca	Modelo	Cantidad	Capacidad (Kw)	Refrigerante
Cámara De Materia Prima	Compresor	Copeland	3DF3R15ME	1	37	R - 507
	Evaporador	Roen Est	IC.L.50.2.08-4T	2	23.6	R - 507
	Compresor	Copeland	6DRNR40ME	1	104	R - 507
Túnel De Materia Prima	Batería Evaporativa	Roen Est	A.32.CU.20.AP.2 0.10	1	107.12	R - 507
	Ventilador Axial	Ziehl - Abegg	4DK.G7.11.G9	2	5.6	-
Sala De Procesos	Compresor	Copeland	3DS3R17ME- TFD	1	45	R - 507
	Evaporador	Roen Est	IC.M.50.2.08-4T	2	27.27	R - 507
	Compresor	Copeland	6DRNR40ME	1	104	R - 507
Túnel De Enfriamiento	Batería Evaporativa	Roen Est	A.32.CU.25.AL.2 0.10	1	107.12	R - 507
	Ventilador Axial	Ziehl - Abegg	4DK.G7.11. G9	2	5.6	-
Ampliación De Cámara De Producto Terminado	Compresor	Copeland	3DS3R17ME- TFD	2	36.5	R - 507
	Evaporador	Roen Est	IC.L.50.2.10-4TE	4	20.14	R - 507

Nota. Información Tomada de SmartPacking

3.3. Software a Utilizar

Heatcraft® Refrigeration Design Software:

Es una herramienta de software desarrollada por Heatcraft Worldwide Refrigeration para el cálculo y dimensionamiento de sistemas de refrigeración comercial e industrial. El programa permite simular de manera precisa el comportamiento de equipos y componentes bajo diferentes condiciones operativas, facilitando el diseño y selección de condensadores, evaporadores y demás elementos del sistema.

El software utiliza como base las propiedades termodinámicas de distintos refrigerantes y considera variables como temperatura de evaporación, temperatura de condensación, subenfriamiento, sobrecalentamiento, humedad relativa y carga térmica de la instalación. Además, proporciona resultados como capacidad frigorífica, potencia absorbida por el compresor, caudal másico del refrigerante y coeficiente de desempeño (COP).

En aplicaciones prácticas, como la presente investigación, Heatcraft® Refrigeration Design se emplea para estimar las cargas térmicas de cada ambiente de la planta y determinar las especificaciones técnicas necesarias para el dimensionamiento del sistema de refrigeración. Su uso permite reducir errores de cálculo, optimizar la selección de equipos y evaluar el impacto energético de diferentes configuraciones o refrigerantes.

Figura 9
Entorno de Heatcraft SR2015



Nota. Imagen obtenida de Heatcraft SR2015

3.4. Método

El presente estudio de investigación fue del tipo pre-experimental, aplicada.

El diseño de la investigación es no experimental, ya que no implica la manipulación intencional de variables por parte del investigador. Se fundamenta en la observación de los fenómenos en su contexto real, para posteriormente proceder a su análisis. Asimismo, es de carácter longitudinal, puesto que busca evaluar los cambios ocurridos en determinadas variables a lo largo del tiempo o examinar las relaciones que puedan establecerse entre ellas.



O1: Rendimiento energético con refrigerante R – 507.

O2: Rendimiento energético con refrigerante R – 717.

X: El cambio de refrigerante R – 507 por R – 717.

G.E: Sistema de refrigeración en la planta SMART PACKING.

3.5. Metodología de Cálculo

La presente investigación consideró el siguiente procedimiento metodológico para la obtención de los resultados y su posterior análisis y discusión:

- Cálculo de las cargas térmicas de cada ambiente refrigerado (cámara de materia prima, túnel de enfriamiento, sala de procesos, cámaras de producto terminado) calculada mediante un método analítico, aplicando las fórmulas correspondientes y considerando las condiciones operativas especificadas. Posteriormente, para los demás ambientes, se utilizó el software Heatcraft® Refrigeration Design, el cual permitió agilizar el proceso y mantener uniformidad en los criterios de cálculo, empleando las mismas condiciones de entrada que en el caso demostrado.
- El cálculo del Coeficiente de Desempeño (COP) para el sistema actual que opera con refrigerante R-507A se realiza a partir de la información consignada en las fichas técnicas de los compresores instalados en cada ambiente de la planta.

Para cada equipo, se identifican los siguientes parámetros:

- **Capacidad frigorífica nominal** () obtenida de la ficha técnica en condiciones de operación específicas (temperatura de evaporación, temperatura de condensación, sobrecalentamiento y subenfriamiento).

- **Potencia eléctrica absorbida por el compresor** (P_i), indicada en la ficha técnica bajo las mismas condiciones de operación.

El COP se determina para cada ambiente mediante la ecuación:

$$COP = \frac{Q_i}{P_i} \dots \dots \dots (8)$$

Posteriormente, se obtiene el **COP global del sistema** ponderando los COP individuales de cada ambiente de acuerdo con su participación en la carga térmica total, según la expresión:

$$COP_{Global R507} = \frac{\sum Q_i}{\sum P_i} \dots \dots \dots (9)$$

Este procedimiento permite calcular un valor representativo del desempeño energético del sistema completo con R-507A, considerando las condiciones reales de operación indicadas por el fabricante.

- Se determina el consumo eléctrico del sistema de refrigeración que opera con refrigerante R-507A a partir de la potencia nominal de cada compresor, consignada en sus respectivas fichas técnicas, y considerando un factor de carga respectivo.
- Se diseña el nuevo sistema de Refrigeración con un único compresor central de amoníaco (R-717) encargado de abastecer la demanda total de refrigeración. La capacidad frigorífica de este compresor se selecciona de manera que cubra la suma de las cargas térmicas de todos los ambientes, incorporando un margen adicional para garantizar un funcionamiento estable en condiciones de máxima demanda.
 - El proceso de selección se basa en las curvas de rendimiento y fichas técnicas del compresor, verificando que la potencia requerida y la capacidad frigorífica cumplan con las necesidades operativas del sistema. Finalmente, se confirma que el dimensionamiento propuesto permite optimizar el consumo energético y reducir la cantidad de refrigerante en comparación con el sistema original.
- Se calcula los nuevos parámetros de operación con el nuevo sistema de refrigeración R-717 tales como el consumo eléctrico y el COP utilizando método analítico para el cálculo del COP ideal mediante las siguientes Formulas:

Flujo masico de refrigerante:

Se determina la carga del refrigerante total o también equivalente al efecto refrigerante:

$$ER = \dot{m}_r * (h_1 - h_4) \dots \dots \dots (10)$$

Potencia desarrollada por el compresor:

Se determina aplicando la siguiente ecuación:

$$P_C = \dot{m}_r * (h_{2R} - h_1) \dots \dots \dots (11)$$

Coficiente de performance (COP):

Se aplica la siguiente ecuación:

$$COP = \frac{P_T}{P_C} \dots \dots \dots (12)$$

Dónde:

PC = Potencia desarrollada por el compresor.

h_1 = Entalpia específica del refrigerante como vapor saturado, evaluada a la presión de ingreso al compresor.

h_2 = Entalpia específica del refrigerante en estado de vapor sobrecalentado, evaluada según la presión de salida del compresor y a la entropía según la presión de entrada, al compresor en estado de vapor saturado.

h_4 = Entalpia específica del refrigerante a la entrada del evaporador, evaluado según la entalpia específica de líquido saturado a la presión de alta del ciclo.

- Se calcula el Potencial de Calentamiento Global (GWP) total:

$$\text{Impacto GWP} = \text{Carga de refrigerante (kg)} \times \text{GWP}_{\text{Refrigerante}} \dots \dots \dots (13)$$

Luego se Compara entre R-507A y R-717 para cuantificar la reducción de impacto ambiental

- Se realiza la estimación de los costos de la nueva implementación con refrigerante R-717 y el costo de su mantenimiento anual, posterior a ello se realiza el cálculo de los indicadores económicos del proyecto.

3.6. Payback

El Payback es un indicador financiero que determina el tiempo necesario para recuperar la inversión inicial de un proyecto a partir de los flujos netos de caja generados por este. Es una herramienta sencilla para estimar el riesgo de la inversión, ya que un tiempo de recuperación más corto implica menor exposición a la incertidumbre y mayor liquidez.

$$\text{Payback} = \frac{\text{Inversión inicial}}{\text{Flujo neto de Caja Anual}} \dots \dots \dots (14)$$

Valor Actual Neto (VAN):

El Valor Actual Neto es un indicador financiero que permite medir la rentabilidad de un proyecto a partir de la proyección de sus ingresos y egresos futuros. Este cálculo considera la inversión inicial y determina si, una vez descontada, el proyecto genera beneficios económicos. El VAN es una herramienta clave para comparar alternativas de inversión, siendo más atractivo cuanto mayor sea su valor.

Para su evaluación se consideran los siguientes elementos:

Inversión inicial (I): Representa el desembolso que la organización realiza al inicio del proyecto, incluyendo el costo de los activos fijos, la inversión directa y el capital de trabajo necesario.

Flujos de caja: Son los ingresos netos proyectados que se obtienen de la diferencia entre ingresos y egresos a lo largo del periodo de análisis.

Tasa de descuento: Corresponde a la tasa de interés que refleja la rentabilidad mínima esperada para la inversión, determinada en función del número de periodos o años que dure el proyecto.

(Adaptado de Diestra, 2024)

El VAN es aceptado solo cuando es positivo. El Valor del VAN se determina con la presente ecuación:

$$VAN = \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1+i)^t} - I \dots\dots\dots (15)$$

Donde:

V_t = Flujo de caja anual (Ingresos – egresos) (U\$/año)

i = Tasa de interés (12 % en el mercado nacional)

I = Inversión inicial realizada (U\$)

t = Tiempo en años

Tasa interna de Retorno

La Tasa Interna de Retorno se define como el porcentaje de rentabilidad en el cual el Valor Actual Neto (VAN) de una inversión es igual a cero. Este indicador refleja la rentabilidad relativa de un proyecto y su aceptación depende de que el valor calculado de la TIR supere la tasa de interés vigente en el mercado.

La TIR se evalúa con la siguiente ecuación:

$$VAN = 0 = -I + \sum_{t=1}^n \frac{V_t}{(1+TIR)^t} \dots\dots\dots (16)$$

IV. RESULTADOS Y DISCUSIÓN

4.1. Estado actual del sistema de refrigeración con R-507

4.1.1 Carga térmica del sistema

El propósito de calcular la carga de enfriamiento (carga térmica) es obtener información precisa sobre el diseño y las condiciones climáticas del espacio o estructura elegida.

Existen varias variables a tener en cuenta, al igual que distintas metodologías que se pueden emplear para obtener estos resultados. Estos cálculos son esenciales tanto para el sistema actual como para el propuesto.

a) Cámara de materia prima

En primera instancia calcularemos de manera demostrativa la carga térmica para la cámara de materia prima, posterior a ello, haremos uso del software “SR 2015 – Heatcraft” para calcular las cargas restantes de los demás ambientes.

Con la información de la tabla 3 realizaremos el cálculo de las cargas térmicas para la cámara de materia prima.

Tabla 3

Parámetros de operación de cámara de materia prima

Parámetro	Símbolo	Cantidad	Unidad
Largo CMP	l	13.2	m
Ancho CMP	a	8.8	m
Altura CMP	h	2.2	m
Espesor CMP	e	0.1	m
Cantidad de producto	m	2000	kg
Conductividad térmica	k	0.028	kcal/h-m-°C
Calor específico arándano	Cp	0.86	kcal/kg-°C
Temperatura interna	Ti	13	°C
Temperatura externa	Te	30	°C
N° de renovaciones de aire		4	renovaciones/día
Calor específico aire	Cp	0.24	(kcal/kg °C)
Densidad aire	ρ	1.2	Kg/ m ³
Potencia ventiladores	Pv	1.2	kW
N° de personas		4	personas/día
Calor liberado persona	qp	233	kcal/h
Calor liberado Iluminación	qi	10.8	w/m ²
Potencia equipos	Pe	10	HP

Nota. Información obtenida de SmartPacking

Techo, paredes, piso

Aplicando la ecuación 2 y con la información de la tabla se obtiene el siguiente calculo:

$$U = \frac{k}{e} = \frac{0.028}{0.1} = 0.28 \frac{kcal}{hm^2^{\circ}C}$$

Luego hallamos la carga térmica para cada superficie Aplicando la ecuación 1:

Techo

$$A = Largo \times Ancho = 13.2m \times 8.8m = 116.16m^2$$

$$\Delta T = T_{ext} - T_{int} + 5 = 30 - 13 + 5 = 22^{\circ}C$$

$$Q_{Techo} = U \times A \times \Delta T = 0.28 \frac{Kcal}{hm^2^{\circ}C} \times 116.16m^2 \times 22^{\circ}C = 715.18 \frac{Kcal}{h}$$

Piso

$$A = Largo \times Ancho = 13.2m \times 8.8m = 116.16m^2$$

$$\Delta T = T_{ext} - T_{int} - 5 = 30 - 13 - 5 = 12^{\circ}C$$

$$Q_{Piso} = U \times A \times \Delta T = 0.28 \frac{Kcal}{hm^2^{\circ}C} \times 116.16m^2 \times 12^{\circ}C = 390.3 \frac{Kcal}{h}$$

Paredes

$$A = 2 \times Alt(Largo + Ancho) = 2 \times 4.2 \times (13.2 + 8.8) = 184.8m^2$$

$$\Delta T = T_{ext} - T_{int} = 30 - 13 = 17^{\circ}C$$

$$Q_{Paredes} = U \times A \times \Delta T = 0.28 \frac{Kcal}{hm^2^{\circ}C} \times 184.8m^2 \times 17^{\circ}C = 879.65 \frac{Kcal}{h}$$

$$Q_{PTP} = Q_{Techo} + Q_{Piso} + Q_{Paredes} = 715.18 + 390.3 + 879.65 = 1985.13 \frac{Kcal}{h}$$

$$Q_{PTP} = 2.31 kW$$

Carga térmica por enfriamiento de producto

El cálculo de la carga térmica se realiza considerando el análisis del producto y el calor que este desprende desde el momento en que es retirado del campo, hasta su paso por las etapas de almacenamiento en cámaras y cuartos fríos.

Para este caso estimamos los datos relacionados con el producto del Arándano.

Procedemos a desarrollar el cálculo de la carga térmica por enfriamiento de producto con la ecuación 3.

$$Q_P = m\Delta T C_p$$

$$Q_P = \frac{2000kg}{22h} \times 17^\circ C \times 0.86 \frac{kcal}{kg^\circ C} = 13290.91 \frac{kcal}{h}$$

$$Q_P = 15.45 kW$$

Carga térmica por cambio de aire

Procedemos a desarrollar el cálculo de la carga térmica por cambio de aire aplicando la ecuación 4.

$$Q_A = nV\rho C_p\Delta T$$

$$Q_A = \frac{4}{24} \times 483 \frac{m^3}{h} \times 1.2 \frac{kg}{m^3} \times 0.24 \frac{kcal}{kg^\circ C} \times 17^\circ C$$

$$Q_A = 394.13 \frac{kcal}{h} = 0.46 kW$$

Carga térmica por moto ventiladores

Aplicamos la ecuación 5.

$$Q_v = \frac{P \cdot t}{24}$$

$$Q_v = \frac{1.2kW \times 22h}{24} = 1.1 kW$$

Carga térmica por personas

Realizamos el cálculo de la carga térmica por el número de personas en la cámara con la ecuación 6:

$$Q_p = \frac{qnt}{24}$$

$$Q_p = \frac{180W \times 4 \times 12h}{24}$$

$$Q_p = 360 = 0.36 kW$$

Carga térmica Por Iluminación

Se realizará el cálculo de iluminación mediante la siguiente ecuación:

$$Q_i = AP_A$$

$$Q_i = 10.8 \frac{W}{m^2} \times 116.16 m^2$$

$$Q_i = 1254.53 W = 1.26 kW$$

Carga térmica por otros equipos

Montacargas, apiladores, motorreductores de fajas de transmisión.

$$Q_e = \frac{P_{nt}}{24}$$

$$Q_e = \frac{1HP \times 10 \times 22}{24}$$

$$Q_e = 9.12 HP = 6.8 kW$$

Factor de seguridad

$$Q = Q_{PTP} + Q_A + Q_v + Q_p + Q_i + Q_e$$

$$Q = 2.3 + 15.45 + 0.46 + 1.1 + 0.36 + 1.26 + 6.8$$

$$Q = 27.73$$

Aplicando un factor de seguridad del 10% obtenemos:

$$F_s = 10\%(27.73) = 2.773 kW$$

Carga térmica total de la Cámara de materia prima

$$Q_{MP} = 27.73 + 2.77 = 30.5 kW$$

Para determinar la carga térmica de los demás ambientes del sistema actual que opera con refrigerante R-507A, se utilizó el software especializado Heatcraft® Refrigeration Design Software, herramienta ampliamente empleada en el sector industrial para la estimación

precisa de demandas de refrigeración en cámaras frigoríficas, túneles y salas de proceso. El software permite ingresar variables específicas como las dimensiones del recinto, temperatura de diseño, tipo de producto almacenado, tiempo de enfriamiento requerido, tasa de renovación de aire, aislamiento térmico, entre otros factores.

A partir de estos parámetros, el programa calcula la carga térmica total (en kcal/h) necesaria para mantener las condiciones térmicas establecidas en cada ambiente. Este procedimiento fue aplicado individualmente a los principales espacios de la planta, tales como el túnel de materia prima, la cámara de producto terminado, la sala de procesos y el túnel de enfriamiento, obteniéndose así las bases para la selección de los compresores, evaporadores y condensadores utilizados en el sistema actual.

b) Túnel de materia prima

El túnel de materia prima es el ambiente destinado a recibir desde la cámara de materia prima y preenfriar los arándanos antes de su procesamiento y/o empaque. Para su análisis se consideraron las dimensiones del recinto, las propiedades del producto, las condiciones internas y externas de operación, así como los parámetros de ventilación y renovación de aire, con el fin de determinar la carga térmica correspondiente.

Tabla 4

Parámetros de operación de túnel de materia prima

Parámetro	Símbolo	Cantidad	Unidad
Largo TMP	l	7.6	m
Ancho TMP	a	5.5	m
Altura TMP	h	6.5	m
Espesor TMP	e	0.1	m
Cantidad de Producto	m	800	Kg
Conductividad térmica	k	0.028	kcal/h-m-°C
Calor específico arándano	Cp	0.86	kcal/kg-°C
Temperatura interna	Ti	5	°C
Temperatura externa	Te	35	°C
N° de renovaciones de aire		4	renovaciones/día
Calor específico aire	Cp	0.24	(kcal/kg °C)
Densidad aire	ρ	1.2	Kg/ m ³
Potencia ventiladores	Pv	1.2	kW
Potencia equipos	Pe	20	HP

Nota. Información obtenida de SmartPacking

Insertamos los parámetros de operación del túnel de materia prima en el Software SR Heatcraf obteniendo los siguientes resultados:

Figura 10

Cálculo de carga térmica del túnel de materia prima

La carga térmica es calculada con base en los datos proveídos por el usuario. Es de responsabilidad del usuario garantizar el embalaje apropiado y las condiciones de flujo de aire en la cámara. Heatcraft garantiza el enfriamiento del aire y no del producto.

PASO 1	PASO 2	PASO 3
Dimensiones ☒ Metros ☐ Pies Largo: 7.6 m Altura: 6.5 m Ancho: 5.5 m Área de puerta: 1 m² Aislamiento Paredes y techo: POLIESTIRENO (UNICEL) Espesura: 100 mm ☒ mm ☐ in Conductividad Térmica (k): 0.028 kcal/mh°C	Local de instalación Temperatura ambiente: 35 °C Temperatura en el interior de la cámara Temperatura interna: 5 °C ☒ °C ☐ °F Tipo de Producto Variedad: FRUTAS/VERDURAS Producto: CIRUELA FRESCA Temperatura de entrada del producto en la cámara: 15 °C ☒ °C ☐ °F Cantidad de producto por día: 8000 kg ☒ kg ☐ lb Tiempo de proceso: 1.5 h	Consideraciones Adicionales Número de personas en la cámara: 0 Tiempo de permanencia: 0 h Tiempo de funcionamiento de la Unidad Condensadora: 18 h Equipamientos que generan calor dentro de la cámara Potencia de iluminación: 0 W Tiempo de iluminación: 0 h Potencia total de los motores: 20 HP Tiempo de trabajo del motor: 1.5 h Resultados ☐ Btu/h ☒ kcal/h Carga Térmica: 75944 kcal/h Calcular

Nota. Imagen obtenida de SR Heatcraf

$$Q_{TMP} = 75944 \text{ kcal/h} = 88.32 \text{ kW}$$

c) Sala de procesos

La sala de procesos es el área donde se lleva a cabo la manipulación y clasificación del producto. En este caso, los parámetros principales se relacionan con la temperatura internas y externas requerida, la carga térmica generada por personas y equipos, así como el intercambio de aire con el exterior, factores que permiten estimar la demanda energética del sistema.

Tabla 5

Parámetros de operación de sala de procesos

Parámetro	Símbolo	Cantidad	Unidad
Largo SP	l	23.6	m
Ancho SP	a	8.8	m
Altura SP	h	4.2	m
Espesor SP	e	0.1	m
Cantidad de producto	m	45000	kg
Conductividad térmica	k	0.028	kcal/h-m-°C
Calor específico arándano	Cp	0.86	kcal/kg-°C
Temperatura interna	Ti	5	°C
Temperatura externa	Te	35	°C

N° de renovaciones de aire		4	renovaciones/día
Calor específico aire	Cp	0.24	(kcal/kg °C)
Densidad aire	ρ	1.2	Kg/ m ³
Potencia ventiladores	Pv	1.2	kW
N° de personas		50	personas/día
Potencia de iluminación	Pi	448	W
Potencia equipos	Pe	20	HP

Nota. Información obtenida de Smart Packing

Insertamos los parámetros de operación de la sala de procesos en el Software SR Heatcraf obteniendo los siguientes resultados:

Figura 11

Cálculo de carga térmica de la sala de procesos

La carga térmica es calculada con base en los datos proveídos por el usuario. Es de responsabilidad del usuario garantizar el embalaje apropiado y las condiciones de flujo de aire en la cámara. Heatcraft garantiza el enfriamiento del aire y no del producto.

PASO 1	PASO 2	PASO 3
Dimensiones ☒ Metros ☐ Pies Largo: 23.6 m Altura: 4.2 m Ancho: 8.80 m Área de puerta: 7.5 m ² Aislamiento Paredes y techo: POLIESTIRENO (UNICEL) Espesura: 100 mm ☒ mm ☐ in Conductividad Térmica (k): 0.028 kcal/mh°C	Local de instalación Temperatura ambiente: 35 °C Temperatura en el interior de la cámara Temperatura interna: 5 °C ☒ °C ☐ °F Tipo de Producto Variedad: FRUTAS/VERDURAS Producto: CIRUELA FRESCA Temperatura de entrada del producto en la cámara: 5 °C ☒ °C ☐ °F Cantidad de producto por día: 45000 kg ☒ kg ☐ lb Tiempo de proceso: 12 h	Consideraciones Adicionales Número de personas en la cámara: 50 Tiempo de permanencia: 14 h Tiempo de funcionamiento de la Unidad Condensadora: 18 h Equipamientos que generan calor dentro de la cámara Potencia de iluminación: 448 W Tiempo de iluminación: 14 h Potencia total de los motores: 20 HP Tiempo de trabajo del motor: 12 h Resultados ☐ Btu/h ☒ kcal/h Carga Térmica: 34392 kcal/h Calcular

Nota. Imagen obtenida de SR Heatcraf

$$Q_{SP} = 34392 \text{ kcal/h} = 39.99 \text{ kW}$$

d) Túnel de producto Terminado

En túnel de producto terminado se ejecuta el enfriamiento intensivo para llevar el producto a la temperatura óptima de conservación en el menor tiempo posible, garantizando la vida útil del arándano para los controles de calidad previas a su proceso de exportación. Para su evaluación se consideran las dimensiones del recinto, las propiedades térmicas del producto y del embalaje, las temperaturas interna y externa, el régimen de ventilación/renovaciones de

aire y las cargas por equipos y aperturas. Estos parámetros permiten estimar la carga térmica del túnel y sustentar la selección de los componentes del sistema de refrigeración.

Tabla 6

Parámetros de operación de Túnel de producto terminado

Parámetro	Símbolo	Cantidad	Unidad
Largo	l	7.6	m
Ancho	a	5.5	m
Altura	h	6.5	m
Espesor	e	0.1	m
Cantidad de producto	m	8000	kg
Conductividad térmica	k	0.028	kcal/h-m-°C
Calor específico	Cp	0.86	kcal/kg-°C
Arándano			
Temperatura interna	Ti	5	°C
Temperatura externa	Te	35	°C
N° de renovaciones de aire		4	renovaciones/día
Calor específico aire	Cp	0.24	(kcal/kg °C)
Densidad aire	ρ	1.2	Kg/ m ³
Potencia ventiladores	Pv	1.2	kW
Potencia equipos	Pe	20	HP

Nota. Información obtenida de SmartPacking

Insertamos los datos en el Software SR Heatcraf obteniendo los siguientes resultados:

Figura 12

Cálculo de carga térmica del túnel de producto terminado

La carga térmica es calculada con base en los datos proveídos por el usuario. Es de responsabilidad del usuario garantizar el embalaje apropiado y las condiciones de flujo de aire en la cámara. Heatcraft garantiza el enfriamiento del aire y no del producto.

PASO 1

Dimensiones

☒ Metros ☐ Pies

Largo m

Altura m

Ancho m

Área de puerta m²

Aislamiento

Paredes y techo

Espesura

☒ mm ☐ in

Conductividad Térmica (k)

kcal/mh°C

PASO 2

Local de instalación

Temperatura ambiente °C

Temperatura en el interior de la cámara

Temperatura interna ☒ °C ☐ °F

Tipo de Producto

Variedad

Producto

Temperatura de entrada del producto en la cámara

☒ °C ☐ °F

Cantidad de producto por día

☒ kg ☐ lb

Tiempo de proceso h

PASO 3

Consideraciones Adicionales

Número de personas en la cámara

Tiempo de permanencia h

Tiempo de funcionamiento de la Unidad Condensadora h

Equipamientos que generan calor dentro de la cámara

Potencia de iluminación W

Tiempo de iluminación h

Potencia total de los motores HP

Tiempo de trabajo del motor h

Resultados

☐ Btu/h ☒ kcal/h

Carga Térmica kcal/h

Calcular

Nota. Imagen obtenida de SR Heatcraf

$$Q_{TE} = 61162 \text{ kcal/h} = 71.13 \text{ kW}$$

e) Cámara de producto de terminado 1

La cámara de producto terminado está destinada al almacenamiento del arándano empacado en condiciones controladas de temperatura, con el fin de preservar su calidad hasta el momento de la distribución y/o exportación. En este espacio se consideran aspectos como el volumen del recinto, la temperatura de conservación requerida, las renovaciones de aire, la conductividad térmica de la envolvente y las cargas internas generadas por la operación y manipulación del producto. Estos parámetros permiten calcular la carga térmica de conservación y garantizar que el sistema de refrigeración mantenga la estabilidad del producto terminado.

Tabla 7

Parámetros de operación de cámara de producto terminado 1

Parámetro	Símbolo	Cantidad	Unidad
Largo	l	35.2	m
Ancho	a	8.8	m
Altura	h	4.2	m
Espesor	e	0.1	m
Cantidad de producto	m	80000	kg
Conductividad térmica	k	0.028	kcal/h-m-°C
Calor específico arándano	Cp	0.86	kcal/kg-°C
Temperatura interna	Ti	0	°C
Temperatura externa	Te	35	°C
N° de renovaciones de aire		4	renovaciones/día
Calor específico aire	Cp	0.24	(kcal/kg °C)
Densidad aire	ρ	1.2	Kg/ m ³
Potencia ventiladores	Pv	1.2	kW
N° de personas		65	personas/día
Potencia de iluminación	Pi	640	W
Potencia equipos	Pe	10.5	HP

Nota. Información obtenida de Smart Packing

Insertamos los datos en el Software SR Heatcraf obteniendo los siguientes resultados:

Figura 13

Cálculo de carga térmica de cámara de producto terminado 1

La carga térmica es calculada con base en los datos proveídos por el usuario. Es de responsabilidad del usuario garantizar el embalaje apropiado y las condiciones de flujo de aire en la cámara. Heatcraf garantiza el enfriamiento del aire y no del producto.

PASO 1	PASO 2	PASO 3
Dimensiones ☒ Metros ☐ Pies Largo: 35.2 m Altura: 4.2 m Ancho: 8.8 m Área de puerta: 12.5 m ² Aislamiento Paredes y techo: POLIESTIRENO (UNICEL) Espesura: 100 mm Conductividad Térmica (k): 0.028 kcal/mh°C	Local de instalación Temperatura ambiente: 35 °C Temperatura en el interior de la cámara Temperatura interna: 0 °C Tipo de Producto Variedad: FRUTAS/VERDURAS Producto: CIRUELA FRESCA Temperatura de entrada del producto en la cámara: 1.5 °C Cantidad de producto por día: 80000 kg Tiempo de proceso: 22 h	Consideraciones Adicionales Número de personas en la cámara: 65 Tiempo de permanencia: 12 h Tiempo de funcionamiento de la Unidad Condensadora: 18 h Equipamientos que generan calor dentro de la cámara Potencia de iluminación: 640 W Tiempo de iluminación: 12 h Potencia total de los motores: 10.5 HP Tiempo de trabajo del motor: 22 h Resultados ☐ Btu/h ☒ kcal/h Carga Térmica: 53552 kcal/h Calcular

Nota. Imagen obtenida de SR Heatcraf

$$Q_{ACP} = 53552 \text{ kcal/h} = 62.28 \text{ kW}$$

f) Cámara de producto terminado 2

La segunda cámara de producto terminado corresponde a una ampliación de la primera, manteniendo las mismas condiciones de operación y parámetros de diseño, tales como la temperatura de conservación, la humedad relativa y la capacidad de almacenamiento. Su incorporación responde a la necesidad de incrementar la capacidad frigorífica total de la planta, garantizando que el arándano conserve su calidad e inocuidad durante el almacenamiento previo a su distribución y/o exportación.

Tabla 8

Parámetros de operación de cámara de producto terminado 2

Parámetro	Símbolo	Cantidad	Unidad
Largo	l	35.2	m
Ancho	a	8.8	m
Altura	h	4.2	m
Espesor	e	0.1	m
Cantidad de producto	m	80000	kg

Conductividad térmica	k	0.028	kcal/h-m-°C
Calor específico arándano	Cp	0.86	kcal/kg-°C
Temperatura interna	Ti	0	°C
Temperatura externa	Te	35	°C
N° de renovaciones de aire		4	renovaciones/día
Calor específico aire	Cp	0.24	(kcal/kg °C)
Densidad aire	ρ	1.2	Kg/ m ³
Potencia ventiladores	Pv	1.2	kW
N° de personas		65	personas/día
Potencia de iluminación	Pi	640	W
Potencia equipos	Pe	10.5	HP

Nota. Información obtenida de Smart Packing

Insertamos los datos en el Software SR Heatcraf obteniendo los siguientes resultados:

Figura 14

Cálculo de carga térmica de cámara de producto terminado 2

La carga térmica es calculada con base en los datos proveídos por el usuario. Es de responsabilidad del usuario garantizar el embalaje apropiado y las condiciones de flujo de aire en la cámara. Heatcraft garantiza el enfriamiento del aire y no del producto.

PASO 1	PASO 2	PASO 3
Dimensiones ☒ Metros ☐ Pies Largo: 35.2 m Altura: 4.2 m Ancho: 8.8 m Área de puerta: 12.5 m ² Aislamiento Paredes y techo: POLIESTIRENO (UNICEL) Espesura: 100 ☒ mm ☐ in Conductividad Térmica (k): 0.028 kcal/mh°C	Local de instalación Temperatura ambiente: 35 °C Temperatura en el interior de la cámara Temperatura interna: 0 ☒ °C ☐ °F Tipo de Producto Variedad: FRUTAS/VERDURAS Producto: CIRUELA FRESCA Temperatura de entrada del producto en la cámara: 1.5 ☒ °C ☐ °F Cantidad de producto por día: 80000 ☒ kg ☐ lb Tiempo de proceso: 22 h	Consideraciones Adicionales Número de personas en la cámara: 65 Tiempo de permanencia: 12 h Tiempo de funcionamiento de la Unidad Condensadora: 18 h Equipamientos que generan calor dentro de la cámara Potencia de iluminación: 640 W Tiempo de iluminación: 12 h Potencia total de los motores: 10.5 HP Tiempo de trabajo del motor: 22 h Resultados ☐ Btu/h ☒ kcal/h Carga Térmica: 53552 kcal/h Calcular

Nota. Imagen obtenida de SR Heatcraf

$$Q_{ACP} = 53552 \text{ kcal/h} = 62.28 \text{ kW}$$

Carga térmica total del sistema

Dado los datos recolectados de las diferentes cargas de los ambientes obtenemos los siguientes resultados:

Tabla 9
Carga térmica total del sistema

Ambientes	Carga térmica (kW)
Cámara de materia prima	30.5
Túnel de materia prima	88.32
Sala de procesos	39.99
Túnel de producto terminado	71.13
Cámara de producto terminado 1	62.28
Cámara de producto terminado 2	62.28
Total	354.5

Los ambientes de congelamiento, en especial los túneles, concentran las mayores demandas frigoríficas, debido al elevado intercambio de calor requerido para reducir rápidamente la temperatura del producto. En contraste, las cámaras de almacenamiento y la sala de procesos presentan cargas menores y más constantes, asociadas principalmente a la conservación y manipulación del producto. Este análisis permite identificar que los túneles constituyen los principales puntos de consumo energético del sistema.

4.1.2 Parámetros actuales con R-507

a) Cálculo del COP actual con R-507

Para el estudio energético del sistema que actualmente con refrigerante R-507A, se utilizaron los datos proporcionados por la planta procesadora (Smartpacking). Los datos se obtuvieron mediante simulación en el software “Product Selection Software” de fabricante Copeland., teniendo en cuenta condiciones reales de operación como: temperatura de evaporación, temperatura de condensación, sobrecalentamiento y subenfriado.

Estos valores fueron tomados como confiables y representativos para el análisis comparativo del sistema proyectado con refrigerante R-717.

A continuación, presentamos la tabla 10 donde se resumen los valores obtenidos del software del fabricante Copeland ubicados en el Anexo 1.

Tabla 10
Potencia de compresores por ambiente

Ambiente	Capacidad Compresor (kW) Qi	Potencia Absorbida (kW) Pi
Cámara de materia prima	40	15.1
Túnel de materia prima	82	38.2

Sala de procesos	44	16.7
Túnel de producto terminado	82	38.2
Cámara de producto terminado 1	34.5	15.4
Cámara de producto terminado 2	34.5	15.4

Nota: Información obtenida de Smartpacking

De la información obtenida de la tabla 10 obtenemos el COP de cada área mediante la ecuación 8:

$$COP = \frac{Q_i}{P_i}$$

- Cámara de materia prima:

$$COP_1 = \frac{40kW}{15.1kW} = 2.65$$

- Túnel de materia prima

$$COP_2 = \frac{82kW}{38.2kW} = 2.15$$

- Sala de procesos:

$$COP_3 = \frac{44kW}{16.7kW} = 2.63$$

- Túnel de producto terminado

$$COP_4 = \frac{82kW}{38.2kW} = 2.15$$

- Cámara de Producto terminado 1

$$COP_5 = \frac{34.5kW}{15.4kW} = 2.24$$

- Cámara de Producto terminado 2

$$COP_6 = \frac{34.5kW}{15.4kW} = 2.24$$

Ahora calculamos el COP total del sistema con R-507 mediante la ecuación 9.

$$COP_{Global R507} = \frac{\sum Q_i}{\sum P_i}$$

$$COP_{Global R507} = \frac{40 + 82 + 44 + 82 + 34.5 + 34.5}{15.1 + 38.2 + 16.7 + 38.2 + 15.4 + 15.4}$$

$$COP_{Global R507} = 2.28$$

b) Consumo de energía con R-507

El sistema de refrigeración actual operando con refrigerante R-507A está compuesto por múltiples compresores distribuidos en los diferentes ambientes de la planta, cuyas capacidades frigoríficas y potencias eléctricas fueron obtenidas de las fichas técnicas proporcionadas por la empresa instaladora.

Para estimar el consumo eléctrico real de los compresores en condiciones de operación típicas, se aplicó un factor de carga del 80 % sobre la potencia nominal indicada en las fichas técnicas. Este valor es consistente con lo indicado por autores como Arora (2010), quien señala que, en sistemas de refrigeración con carga parcial, los compresores suelen operar entre un 70 % y 85 % de su capacidad máxima, dependiendo de la demanda térmica, las condiciones ambientales y el sistema de control.

Consumo eléctrico en Cámara de materia prima

El consumo eléctrico en esta área es el menor dentro de la planta, lo cual se justifica porque la cámara mantiene temperaturas de conservación y no requiere procesos intensivos de congelamiento. Esto indica un balance eficiente entre la carga térmica y la potencia instalada, aunque representa un gasto continuo debido a la necesidad de operación permanente.

Tabla 11
Consumo eléctrico en Cámara de materia prima

Descripción del Equipo	Componente por Equipo	Potencia Unitaria(kW)	Potencia Nominal (kW)	Factor de Carga	Potencia Total (kW)	Total, Horas (h)	Energía (kWh)
Unidad Condensadora							
- Compresor Copeland 3DF3R15ME-TFD (+5)	1.00	15.10	15.10	80%	12.08	22.00	265.76
Ventiladores Condensador	2.00	2.60	5.20	80%	4.16	22.00	91.52
Evaporador IC.L.50.2.08-4T-D							
- Ventiladores	4.00	1.20	4.80	80%	3.84	22.00	84.48
Total					20.08		441.76

Consumo eléctrico en Túnel de materia prima

El túnel presenta el mayor consumo energético, superando ampliamente a las demás áreas. Esto se debe a que el proceso de congelamiento inicial de los arándanos exige una elevada extracción de calor en un tiempo corto. Este elevado consumo confirma la criticidad del túnel en la operación y explica su gran participación en el costo energético total de la planta.

Tabla 12

Consumo eléctrico en Túnel de materia prima

Descripción del Equipo	Componente por Equipo	Potencia Unitaria(kW)	Potencia Nominal (kW)	Factor de Carga	Potencia Total (kW)	Total, Horas (h)	Energía (kWh)
Unidad Condensadora - Compresor Copeland 6DRNR40ME-FSD	1.00	38.20	38.20	80%	30.56	22.00	672.32
- Ventiladores Condensador Bateria Evaporativa	3.00	2.60	7.80	80%	6.24	22.00	137.28
- Ventiladores DN80V-4DK-G7-11-G9	4.00	6.30	25.20	80%	20.16	22.00	443.52
- Descongelamiento Eléctrico	1.00	64.80	64.80	80%	51.84	2.50	129.60
Total					108.80		1382.72

Consumo eléctrico en sala de procesos

El consumo eléctrico de la sala de procesos es intermedio y responde al acondicionamiento de un espacio donde se realizan actividades operativas con carga térmica variable. Aunque menor que el de los túneles, su valor es significativo ya que la sala está en uso continuo durante la jornada laboral, lo que genera un aporte estable al consumo global.

Tabla 13
Consumo eléctrico en Sala de procesos

Descripción del Equipo	Componente por Equipo	Potencia Unitaria(kW)	Potencia Nominal (kW)	Factor de Carga	Potencia Total (kW)	Total, Horas (h)	Energía (kWh)
Unidad Condensadora							
- Compresor Copeland 3DS3R17ME-TFD	1.00	16.70	16.70	80%	13.36	22.00	293.92
- Ventiladores Condensador	4.00	0.55	2.20	80%	1.76	22.00	38.72
Evaporador IC.M.50.2.08-4T-D							
- Ventiladores	4.00	1.20	4.80	80%	3.84	22.00	84.48
- Descongelamiento Eléctrico	2.00	16.50	33.00	80%	26.40	2.50	66.00
Total					45.36		483.12

Consumo eléctrico en el túnel de producto terminado

El consumo es elevado y comparable al túnel de materia prima, lo que refleja la alta exigencia de este proceso, orientado a la reducción rápida de la temperatura del producto tras la cosecha o pretratamiento. Esto confirma que los túneles son los principales focos de demanda energética dentro del sistema de refrigeración.

Tabla 14
Consumo eléctrico en túnel de producto terminado

Descripción del Equipo	Componente por Equipo	Potencia Unitaria(kW)	Potencia Nominal (kW)	Factor de Carga	Potencia Total (kW)	Total, Horas (h)	Energía (kWh)
Unidad Condensadora							
- Compresor Copeland 6DRNR40ME-FSD	1.00	38.20	38.20	80%	30.56	22.00	672.32
- Ventiladores Condensador	3.00	2.60	7.80	80%	6.24	22.00	137.28
Batería Evaporativa							
- Ventiladores DN80V-4DK-G7-11-G9	4.00	6.30	25.20	80%	20.16	22.00	443.52
- Descongelamiento Eléctrico	1.00	64.80	64.80	80%	51.84	2.50	129.60
Total					108.80		1382.72

Consumo eléctrico en Cámara de producto terminado 1

El consumo en esta cámara es considerable, aunque menor que el de los túneles. Se explica por la necesidad de mantener el producto congelado en condiciones estables hasta su despacho. Este consumo es crítico para asegurar la calidad final del producto, siendo continuo y sostenido en el tiempo.

Tabla 15

Consumo eléctrico en Cámara de producto terminado 1

Descripción del Equipo	Componente por Equipo	Potencia Unitaria(kW)	Potencia Total(kW)	Factor de Carga	Potencia Total (kW)	Total Horas (h)	Energía (kWh)
Unidad Condensadora							
- Compresor Copeland 6DRNR40ME-FSD	1.00	15.40	15.40	80%	12.32	22.00	271.04
- Ventiladores Condensador	4.00	0.55	2.20	80%	1.76	22.00	38.72
Batería Evaporativa							0.00
- Ventiladores DN80V-4DK-G7-11-G9	4.00	1.20	4.80	80%	3.84	22.00	84.48
- Descongelamiento Eléctrico	2.00	22.00	44.00	80%	35.20	2.50	88.00
Total					53.12		482.24

Consumo eléctrico en Cámara de producto terminado 2

La ampliación de la cámara replica las condiciones de la primera, por lo que su consumo eléctrico es equivalente. Esto permite deducir que la ampliación fue diseñada bajo los mismos criterios técnicos, lo cual asegura homogeneidad en la conservación del producto, aunque también implica un incremento proporcional en el consumo total de la planta.

Tabla 16
Consumo eléctrico en Cámara de producto terminado 2

Descripción del Equipo	Componente por Equipo	Potencia Unitaria(kW)	Potencia Total(kW)	Factor de Carga	Potencia Total (kW)	Total Horas (h)	Energía (kWh)
Unidad Condensadora							
- Compresor Copeland 6DRNR40ME-FSD	1.00	15.40	15.40	80%	12.32	22.00	271.04
- Ventiladores Condensador	4.00	0.55	2.20	80%	1.76	22.00	38.72
Batería Evaporativa							0.00
- Ventiladores DN80V-4DK-G7-11-G9	4.00	1.20	4.80	80%	3.84	22.00	84.48
- Descongelamiento Eléctrico	2.00	22.00	44.00	80%	35.20	2.50	88.00
Total					53.12		482.24

Consumo total de energía por ambientes con R-507

Tabla 17
Consumo total de energía con R-507

Ambientes	Potencia (kW)	Energía Consumida (kWh/Día)
Cámara de materia prima	20.08	441.76
Túnel de materia prima	108.8	1382.72
Sala de procesos	45.36	483.12
Túnel de producto terminado	108.8	1382.72
Cámara de producto terminado 1	53.12	482.24
Cámara de producto terminado 2	53.12	482.24
Total	389.28	4654.8

Como se observa, los ambientes con mayor demanda energética son el túnel de materia prima y el túnel de producto terminado, con un consumo de 1382.72 kWh/día cada uno, seguidos por la cámara de producto terminado 1 y 2. El consumo total diario del sistema de refrigeración actual alcanza los 4654.80 kWh/día.

c) Criterio medio ambiental con R-507

Para estimar la cantidad de refrigerante R-507A contenida en el sistema actual, se tomó como referencia una práctica común en instalaciones frigoríficas industriales, donde se considera que, en promedio, por cada 5 HP de capacidad del compresor se requiere un balón de refrigerante de 11.3 kg. Si bien esta relación no sustituye un cálculo detallado basado en volumen de línea y equipos, permite obtener una aproximación inicial del requerimiento total de carga de refrigerante. Esta práctica es frecuentemente utilizada en campo por técnicos frigoristas y distribuidores especializados en sistemas de refrigeración comercial e industrial.

Tabla 18
Cantidad de refrigerante R-507 por cada área

Ambiente	Capacidad de compresor (Hp)	Nº balones refrigerantes	Peso de refrigerante por balón (kg)	Total, refrigerante (kg)
Cámara de materia prima	20	4	11.3	45.2
Túnel de materia prima	50	10	11.3	113
Sala de procesos	25	5	11.3	56.5
Túnel de producto terminado	50	10	11.3	113
Cámara de producto terminado 1	25	5	11.3	56.5
Cámara de producto terminado 2	25	5	11.3	56.5
Total				440.7

Una vez obtenido la masa total del sistema con R-507, procedemos a hallar las emisiones equivalentes de CO₂ mediante la ecuación 13

$$\text{Emisiones equivalentes de CO}_2 = 440.7 \text{ kg} \times 3300 = 1,454,310 \text{ kgCO}_2$$

El sistema actual de refrigeración opera con 440.7 kilogramos de refrigerante R-507A, un hidrofluorocarbono (HFC) de alto impacto ambiental cuyo Potencial de Calentamiento Global (GWP) es de 3300 según la tabla 1 en caso de una fuga total del refrigerante al medio ambiente, las emisiones equivalentes de dióxido de carbono serían del orden de 1,454.31 toneladas de CO₂ equivalente, lo cual representa un impacto climático significativo

4.2. Diseño del Sistema de Refrigeración con Amoníaco

En función de los requerimientos específicos de la planta agroexportadora, se procedió a efectuar un nuevo dimensionamiento y selección técnica de los equipos de refrigeración que conforman el sistema.

4.2.1. Selección de evaporadores

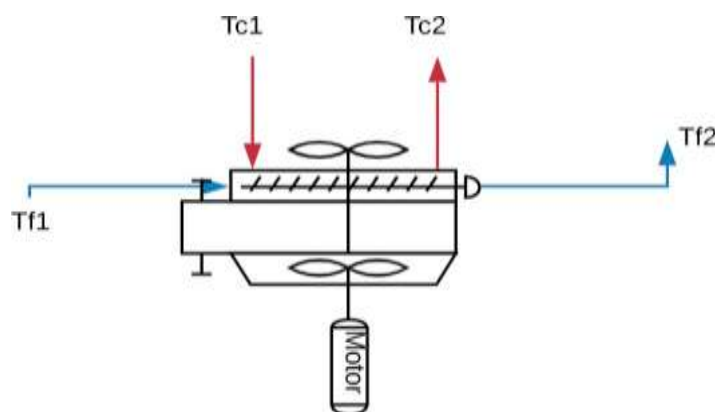
Para diseñar y evaluar un sistema de enfriamiento de aire, es imprescindible fundamentarse en los principios de la primera y la segunda ley de la termodinámica. Estas leyes respaldan el funcionamiento de los sistemas de refrigeración por compresión de vapor, que son predominantes en aplicaciones industriales modernas (Qiu & Feng, 2024).

Una unidad enfriadora funciona como un intercambiador de calor, donde se transfiere energía entre dos fluidos. En este caso, el objetivo es reducir la temperatura del aire en el recinto refrigerado hasta los parámetros térmicos y de humedad relativos necesarios para la conservación del producto, y así cumplir con los requerimientos del proceso (Silva-Romero et al., 2024).

La segunda ley de la termodinámica establece que el calor fluye de una zona de mayor temperatura a otra de menor temperatura. En este sistema, el aire a enfriar tiene una temperatura mayor (T_c), mientras que el refrigerante que circula por los serpentines mantiene una temperatura inferior (T_f). Este diferencial térmico controlado es esencial para definir el modelo de evaporador adecuado, según las condiciones de almacenamiento del producto (HVAC-Engineering, 2023).

En consecuencia, se identifican cuatro temperaturas críticas en el sistema: la temperatura del aire a enfriar, la temperatura del refrigerante, y las correspondientes temperaturas de bulbo seco y bulbo húmedo, que permiten calcular el rendimiento y dimensionar correctamente el evaporador (HVAC-Engineering, 2023).

Figura 15
Representación de una unidad evaporadora



Nota. Imagen obtenida de Tencio, 2019

Para determinar con precisión los valores de temperatura involucrados en el sistema de refrigeración, es esencial comprender el concepto de *salto térmico* o *diferencial de temperatura*. De acuerdo con Ramírez (2023), este parámetro representa el valor de temperatura que se requiere en el recinto a refrigerar y la temperatura de vaporización en el refrigerante, lo cual puede expresarse matemáticamente como:

$$DT = T_{\text{recinto}} - T_{\text{vapor refriger}}$$

Donde:

DT: Diferencia de temperatura. [°C]

T. recinto: Temperatura del espacio a enfriar. [°C]

T. vapor: Temperatura de vaporización del fluido refrigerante. [°C]

Este parámetro resulta fundamental en el diseño y selección de los sistemas de refrigeración, ya que a partir de dichos valores no solo se determina la unidad evaporadora en función de la temperatura del vapor, sino que también se establece la configuración del resto del sistema. Dicho valor está directamente condicionado por la temperatura requerida y la humedad relativa del recinto refrigerado. En la siguiente tabla se presentan los valores de salto térmico, diferenciados según el tipo de convección (natural o forzada) y el nivel de humedad relativa del ambiente frío:

Tabla 19
Salto térmico (DT) de diseño según la humedad relativa.

Humedad relativa recinto frío (%)	Salto térmico DT de diseño (°C)	
	Convección Natural	Convección forzada
95 - 91	6.6 - 7.7	4.4 - 5.5

90 - 86	7.7 - 8.8	5.5 - 6.6
85 - 81	8.8 - 10.0	6.5 - 7.7
80 - 76	10.0 - 11.0	7.7 - 8.8
75 - 70	11.0 - 12.0	8.9 - 10.0

Nota. Información tomada de Ramirez J., 2007

En función de estos valores, para productos como el arandano, el *Manual de Refrigeración de ASHRAE* (2023) recomienda mantener una humedad relativa entre 85 % y 90 %, lo cual sugiere un salto térmico de entre 5,5 °C y 6,5 °C en sistemas con convección forzada. Aplicado al caso de estudio, los recintos NPE, APE y AD deben operar con una humedad relativa de 90 %, por lo que se ha definido un ΔT de 5,5 °C. Para el recinto SET, con 85 % de humedad relativa, se ha considerado un ΔT de 6,5 °C. Estos valores se encuentran dentro del rango recomendado por ASHRAE, que sugiere un diferencial de 10 °F (equivalente a aproximadamente 5,56 °C) para condiciones estándar de conservación hortofrutícola (ASHRAE, 2023).

Además del cálculo térmico, la selección de unidades enfriadoras de aire implica considerar otros factores técnicos relevantes, como el tipo de descongelamiento del serpentín, el sentido del flujo de aire, el peso del equipo, el tipo y disposición del evaporador, y los materiales constructivos, que deben ser compatibles con el refrigerante utilizado y con el entorno operativo (HVAC-Engineering, 2023).

Tras el análisis y la selección de los evaporadores correspondientes para el nuevo sistema con refrigerante R-717 (amoniaco), se presenta la información detallada de los ambientes en los que serán instalados.

a) Cámara de materia prima evaporadores:

- Cantidad : 02 unidad
- Descripción : Evaporador Cubico
- Marca : Thermofin
- Modelo : TAN.2-050-12-F-N-D6-10-HG
- Procedencia : Argentina
- Refrigerante : R717
- Capacidad unitaria : 23 KW
- Temperatura evaporación : 0°C

Figura 16
Evaporador Cubico Thermofin

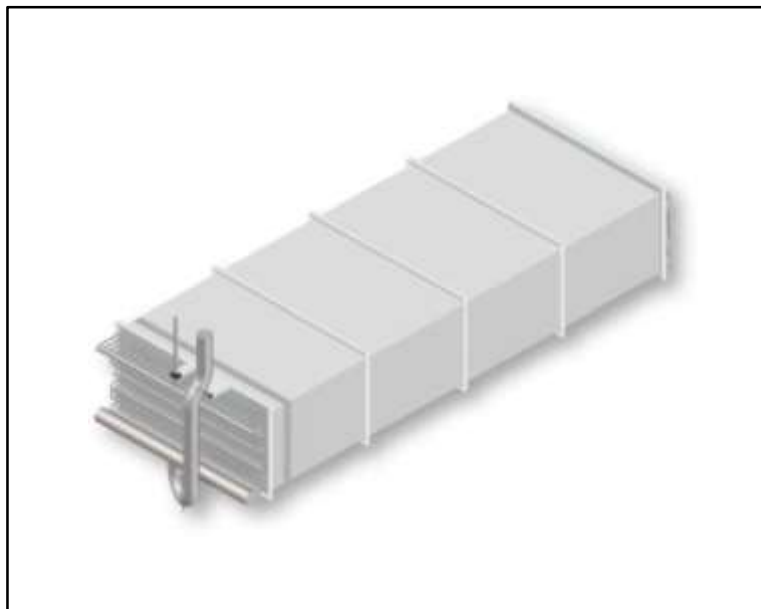


Nota. Imagen tomada de Thermofin

b) Túnel de materia prima:

- | | |
|---------------------------|----------------------------|
| - Cantidad | : 01 unidad |
| - Descripción | : Batería Evaporativa |
| - Marca | : Thermofin |
| - Modelo | : N-06-040-070-04000-A-V-G |
| - Procedencia | : Argentina |
| - Refrigerante | : R717 |
| - Capacidad unitaria | : 105 KW |
| - Temperatura evaporación | : -2°C |

Figura 17
Batería Evaporativa Thermofin

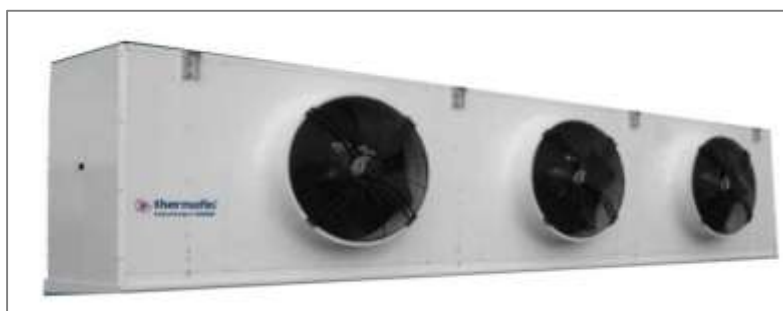


Nota. Imagen tomada de Thermofin

c) Sala de procesos evaporadores:

- Cantidad : 02 unidad
- Descripción : Evaporador Cubico
- Marca : Thermofin
- Modelo : TAN.2-050-12-F-N-D6-12-HG
- Procedencia : Argentina
- Refrigerante : R717
- Capacidad unitaria : 23 KW
- Temperatura evaporación : -2°C

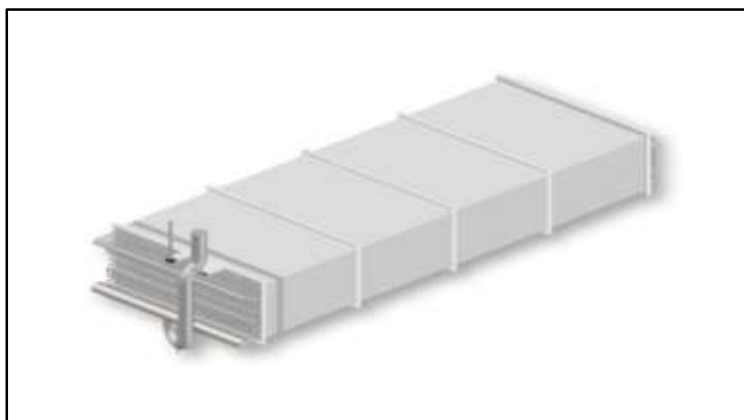
Figura 18

Evaporador Cubico Thermofin*Nota.* Imagen tomada de Thermofin

d) Túnel de producto terminado:

- Cantidad : 01 unidad
- Descripción : Batería Evaporativa
- Marca : Thermofin
- Modelo : N-06-040-070-04000-A-V-G
- Procedencia : Argentina
- Refrigerante : R717
- Capacidad unitaria : 105 KW
- Temperatura evaporación : -7°C

Figura 19

Batería Evaporativa Thermofin*Nota.* Imagen tomada de Thermofin

e) Cámara de producto terminado 01:

- Cantidad : 02 unidad
- Descripción : Evaporador Cubico
- Marca : Thermofin
- Modelo : TAN.2-050-12-E-N-D6-10-HG
- Procedencia : Argentina
- Refrigerante : R717
- Capacidad unitaria : 21 KW
- Temperatura evaporación : -7°C

Figura 20

Evaporador Cubico Thermofin*Nota.* Imagen tomada de Thermofin

f) Cámara de producto terminado 02:

- Cantidad : 02 unidad
- Descripción : Evaporador Cubico
- Marca : Thermofin
- Modelo : TAN.2-050-12-E-N-D6-10-HG
- Procedencia : Argentina
- Refrigerante : R717
- Capacidad unitaria : 21 KW
- Temperatura evaporación : -7°C

Figura 21
Evaporador Cubico Thermofin



Nota. Imagen tomada de Thermofin

4.2.2. Selección de Unidad Motocompresora

El equipo motocompresor es el principal componente dentro del ciclo de refrigeración, al grado de ser frecuentemente conocido como el "corazón" del sistema. Su función principal consiste en incrementar la presión del refrigerante, permitiendo su circulación y posterior condensación dentro del ciclo termodinámico (Qiu & Feng, 2024). Debido a su importancia funcional y a su influencia directa sobre la eficiencia y fiabilidad del sistema, su selección debe realizarse con un análisis técnico riguroso, basado en criterios objetivos que respalden la elección del modelo más adecuado.

De acuerdo con Campos (2023), los principales criterios para la selección de compresores industriales incluyen:

- Fiabilidad mecánica.
- Eficiencia energética.
- Costo de inversión inicial.
- Impacto ambiental del equipo.

Al finalizar el cálculo térmico de todos los ambientes a refrigerar y condiciones de operación para el sistema general en estudio. Los compresores de tipo recíprocante tienen una relación de compresión máxima de aproximadamente 8:1, mientras que los compresores de tornillo en configuración de una sola etapa pueden alcanzar relaciones de hasta 25:1 (ASHRAE, 2023). En consecuencia, ambos tipos de compresores se encuentran técnicamente aptos para satisfacer las exigencias operativas del sistema en una única etapa de compresión.

Respecto a la capacidad requerida, el *Manual de Refrigeración de ASHRAE* (2023) establece que los compresores reciprocantes son más comunes en aplicaciones donde la potencia requerida no supera los 75 kW, ya sea en sistemas de una o varias etapas. Para demandas superiores, los compresores de tornillo tienden a ser la opción más utilizada en la industria, debido a su mayor robustez y eficiencia en rangos de carga elevados.

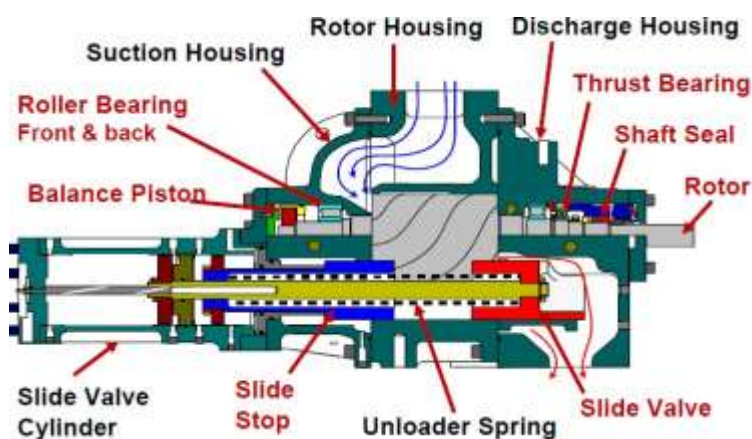
La capacidad requerida del sistema supera ampliamente el umbral de 75 kW señalado por ASHRAE, lo que justifica técnicamente la elección de compresores de tipo tornillo, dado que estos están diseñados para operar de forma eficiente en rangos de carga media a alta (Silva-Romero et al., 2024).

En términos de inversión, si bien los compresores reciprocantes presentan un menor costo inicial, esta ventaja suele ser compensada por menores eficiencias energéticas y mayores requerimientos de mantenimiento a largo plazo, lo que los hace menos adecuados para aplicaciones industriales con altas cargas térmicas (HVAC-Engineering, 2023).

Finalmente, es importante destacar que las temperaturas de operación definidas para los sistemas corresponden a rangos de temperatura media y alta, sin contemplar condiciones de baja temperatura. Este aspecto también favorece la aplicación de compresores de tornillo, dado su desempeño estable y continuo en estos rangos operativos.

Según los gastos de operación y mantenimiento, el compresor que suele tener costos más bajos es el de tornillo, ya que necesita menos atención en su mantenimiento, a pesar de que utiliza más aceite para su funcionamiento, Nunes (2018).

Figura 22
Compresor de tornillo Frick.



Nota. Imagen tomada de Nunes, 2018

a) Compresor Tornillo Frick

- Cantidad	: 01 unidad
- Descripción	: Unidad motocompresora
- Marca	: FRICK
- Modelo	: RXF 68
- Procedencia	: Brasil
- Refrigerante	: R717
- Capacidad térmica	: 440.2 KW
- Temperatura evaporación	: -10°C

Figura 23

Unidad Motocompresora Frick

Nota. Imagen tomada de Johnson Controls

4.2.3. Selección de Sistema Condensación:

La interconexión del condensador evaporativo dentro del sistema se realiza en paralelo, siguiendo lo establecido por la norma ASHRAE (1990). Para su implementación, se dispone de tres alternativas de conexión, las cuales se ilustran en la figura siguiente.

Figura 25
Condensador Evaporativo Weifang



Nota. Imagen tomada de Weifang Heng

4.2.4. Selección de tuberías del sistema de frío

El primer criterio para considerar es el **tipo de material** permitido para la conducción de amoníaco anhidro. De acuerdo con la norma **IIAR 2-2021**, en la sección sobre diseño de sistemas de refrigeración de amoníaco, queda explícitamente prohibido el uso de materiales como hierro fundido o hierro forjado, así como tuberías de tipo ASTM A120 o A53 tipo F, debido a su inadecuada resistencia a la presión y susceptibilidad a fracturas frágiles en presencia de amoníaco (IIAR, 2021).

En concordancia con lo establecido también por la norma INTE W68:2019, se consideran como materiales aceptables para sistemas industriales de refrigeración con amoníaco el acero al carbono sin costura y el acero inoxidable austenítico. Dado que el acero inoxidable, si bien es altamente resistente a la corrosión y al ataque químico, representa una alternativa significativamente más costosa, se opta por el uso de acero al carbono, que permite un adecuado equilibrio entre resistencia mecánica, durabilidad y costo (ASHRAE, 2023; IIAR, 2021).

La norma IIAR 2 también establece que las tuberías deben cumplir con espesores mínimos de pared según su diámetro y presión de diseño. Estos valores se expresan habitualmente en función de las cédulas de tubería (SCH). En la siguiente tabla se resumen las recomendaciones técnicas más utilizadas para tuberías de acero al carbono en instalaciones con refrigerante amoníaco:

Tabla 21

Espesores recomendados según el diámetro de tubería de acero al carbono.

Rangos de diámetros (in)	Rango de diámetros (mm)	Cédula (SCH)
1 1/2 y menores	40 o menores	80
2 hasta 6	50 hasta 150	40
8 hasta 12	200 hasta 300	20
14 y mayores	350 y mayores	10
Para todos los tamaños si es acero al carbono roscado		80

Nota. Información tomada de IIAR 2014

Como ejercicio demostrativo, se presenta la selección del tramo de tubería de succión de baja presión correspondiente a uno de los compresores principales del sistema. Las condiciones de operación consideradas para este diseño son una temperatura de evaporación de -10,0 °C (14 °F) y una carga térmica de 900 kW (255,7 TR). Para tal fin, se utilizó una tabla de referencia técnica basada en los lineamientos del estándar IIAR, la cual se muestra en la siguiente figura:

Figura 26

Selección de tubería de succión de baja presión (compresores)

Tables 1-2A to 1-5A

Suction and Discharge Line Capacity (tons)

Service	Temp. (°F)	Press. psig or (in. Hg)	Pipe Size (NPS)																	
			Pipe Schedule																	
			1 80	1½ 80	1½ 80	2 40	2½ 40	3 40	4 40	5 40	6 40	8 40	10 40	12 Std.	14 Std.	16 Std.	18 Std.	20 Std.	24 Std.	
Table 1-2A Suction Line Low Stage	-10	9.0	4.8	8.9	12.5	24.6	35.8	56.8	101	162	239	436	587	1000	1240	1660	2160	2700	4010	
	-20	3.5	4.0	7.4	10.4	20.6	30.0	47.5	84.3	136	200	355	575	840	1030	1390	1810	2260	3360	
	-30	(11.7)	3.3	6.1	8.6	17.1	24.8	39.4	69.9	113	166	302	477	698	857	1150	1500	1870	2790	
	-40	(16.8)	2.7	5.0	7.1	14.0	20.4	32.3	57.4	92.4	136	258	391	572	704	945	1230	1540	2290	
	-50	(14.4)	2.2	4.2	5.8	11.5	16.6	26.6	47.3	76.2	112	204	323	471	580	779	1010	1270	1890	
	-60	(18.7)	1.8	3.3	4.7	9.3	13.5	21.4	38.0	61.2	90.2	164	258	379	468	626	815	1020	1510	
Table 1-3A Discharge Low Stage	150	33.4	4.7	8.8	12.3	24.4	35.5	56.2	99.8	161	237	432	681	954	1220	1640	2140	2680	3960	
Table 1-4A Suction Line High Stage	40	58.4	9.0	16.6	23.3	46.0	67.1	106	189	304	447	815	1290	1880	2310	3100	4040	5090	7510	
	30	44.9	7.8	14.4	20.2	40.0	58.2	92.2	164	264	389	708	1120	1536	2010	2700	3510	4390	6520	
	20	33.4	6.7	12.3	17.3	34.3	49.9	79.0	140	226	333	507	957	1400	1720	2310	3010	3760	5590	
	10	23.7	5.7	10.6	14.9	29.4	42.8	67.7	120	194	285	520	820	1200	1470	1980	2580	3230	4790	
	0	15.6	4.9	9.0	12.6	25.0	36.4	57.8	102	165	243	442	687	1020	1250	1680	2190	2740	4070	
Table 1-5A Discharge High Stage	175	181	10.7	18.8	27.8	54.8	79.9	127	225	362	533	971	1530	2240	2750	3700	4810	6030	8950	

NOTES:

1. The basis for each of the above tables is detailed in Table 1-1 on page 1-2, and stated in the text on page 1-4. The table values must be adjusted for actual conditions.
2. To adjust for pipe cost, power cost, hours of use, and years of life, use Equation 1-1 in the text, page 1-4.
3. For line capacity in pounds per minute and the associated temperature loss and pressure loss, see the corresponding tables (e.g., for Table 1-2A, see Tables 1-2B, 1-2C, and 1-2D).

Nota. Información tomada de IIAR 2014

De acuerdo con esta referencia, para alimentar adecuadamente dos compresores modelo RXF 68 —uno operando al 100 % de capacidad y otro en configuración de respaldo, previsto para una futura expansión— se determina que la tubería de succión requerida debe ser de acero al carbono, con un diámetro nominal de 200 mm (8 in) y cédula 40 (SCH 40).

Esta selección garantiza un equilibrio técnico entre la velocidad del refrigerante, la caída de presión admisible, el retorno de aceite, y la resistencia mecánica de la línea. Para el resto de las secciones del sistema de refrigeración, la siguiente tabla resume las tuberías seleccionadas, considerando las condiciones de operación específicas de cada tramo, el tipo de flujo, el régimen térmico y los criterios de diseño establecidos por la normativa IIAR.

Tabla 22

Selección de tuberías principales del sistema de refrigeración.

Troncal de tuberías	Diámetro (in)	Diámetro (mm)	Cédula (SCH)
Troncal de succión baja presión	8	200	40
Troncal de descarga alta presión	6	150	40
Tubería de líquido a alta presión	2 1/2	65	40
Tubería de líquido baja presión	3	80	40

4.2.5. Tanques a presión

En el diseño de un circuito de refrigeración con amoníaco (R-717), la incorporación de tanques a presión es fundamental, ya que estos cumplen funciones críticas dentro de la operación segura y eficiente del sistema. Cada tanque debe ser seleccionado considerando su función específica, su interacción con los equipos principales, y los volúmenes de refrigerante que gestionará.

Tanque receptor de amoníaco líquido

Uno de los componentes más relevantes es el tanque receptor de amoníaco líquido, cuya función principal es almacenar el refrigerante en su fase líquida y compensar las variaciones de volumen derivadas de los cambios de temperatura y presión en el sistema. Este tanque actúa como pulmón de almacenamiento y permite estabilizar el suministro de líquido a los distintos evaporadores, reduciendo fluctuaciones operativas y facilitando maniobras de mantenimiento (IIAR, 2021).

Tanque de aceite para termosifón

Otro elemento esencial en sistemas con compresores de tornillo es el tanque receptor de termosifón, encargado de recolectar el aceite lubricante proveniente del cárter del compresor. Este depósito trabaja en conjunto con el sistema de termosifón que, mediante diferencia de densidades y sin bombeo mecánico, devuelve el aceite al compresor asegurando una adecuada lubricación. Su implementación es obligatoria en sistemas de tornillo para evitar pérdidas de eficiencia y fallos mecánicos (ASHRAE, 2023; IIAR, 2021).

Estimación de la carga de amoníaco

Para la selección adecuada de los tanques, es necesario estimar previamente la carga total de amoníaco contenida en el sistema. Esta carga se determina en función del volumen ocupado por el refrigerante en cada componente, considerando su densidad en las condiciones operativas particulares de cada sección. De acuerdo con los datos técnicos del sistema, se tiene:

- Amoníaco contenido en el condensador: 765 kg
- Amoníaco en las líneas de alta y baja presión: 150 kg

Esto da una carga total de 915 kg de amoníaco en estado líquido.

Factor de expansión volumétrica

Según las recomendaciones de Ureña (2017) y el *ASHRAE Refrigeration Handbook* (2023), al dimensionar tanques de almacenamiento de refrigerante se debe considerar un factor adicional del 20 % sobre la carga total, con el fin de compensar la expansión volumétrica del amoníaco debida a variaciones térmicas durante la operación o detención del sistema. Esta sobrecapacidad asegura que el tanque no opere al 100 % de su volumen útil, condición que puede resultar riesgosa desde el punto de vista de seguridad (IIAR, 2021).

Por tanto, la capacidad mínima del tanque receptor debe calcularse como:

$$\text{Carga total ajustada} = 915 \text{ kg} \times 1.20 = 1098 \text{ kg}$$

Este valor representa la cantidad total de refrigerante que el tanque debe ser capaz de alojar, considerando un margen de expansión seguro.

Experimentar el fluido refrigerante. Ante esto se procede a seleccionar un tanque receptor de amoníaco, que tenga la capacidad mínima para una carga de refrigerante de 1098 kg.

Tabla 23
Selección de tanque receptor de líquido.

Fabricante	Modelo	Carga calcula de refrigerante (kg)	Capacidad nominal (kg)
Johnson Controls	VR 42-119	1098	1436

Tabla 24
Selección de tanque recibidor de líquido.

Fabricante	Modelo	Capacidad requerida (kW)	Capacidad nominal (kW)
Johnson Controls	HRC 42-143	1120	1233.1

De manera análoga, se procede a la selección del tanque recibidor de termosifón, el cual, al igual que en el caso anterior, puede disponerse en configuración vertical u horizontal. Para este diseño se opta nuevamente por la disposición horizontal, debido a las limitaciones de espacio existentes. La carga de refrigerante calculada previamente para la sección de suministro del termosifón asciende a 98,5 kg; por lo tanto, empleando el catálogo de selección de equipos del fabricante Frick, se determina el modelo correspondiente, el cual se muestra en la tabla siguiente.

Tabla 25
Selección de tanque termosifón.

Fabricante	Modelo	Carga calcula de refrigerante (kg)	Capacidad nominal (kg)
Johnson Controls	HTSR 20-72	98.5	106

Como ultimo procedimiento, se procede a seleccionar el tanque acumulador de líquido de baja presión (Tanque de bombeo), para este caso se toma como referencia la capacidad de refrigeración total de compresión 1120 kW.

Como se observar en los anexos N, el esquema técnico del nuevo sistema de refrigeración y el plano mecánico con la ubicación de los equipos de refrigeración.

4.3. Parámetros energéticos con R-717

4.3.1. Cálculo del COP con R-717

a. Información de ingreso:

Para realizar el cálculo del COP teórico se tiene la siguiente información:

Tabla 26

Valores de diseño con refrigerante R-717 del Ciclo de Refrigeración por compresión de vapor en la Cámara de congelamiento

Parámetro	Símbolo	Valor	Unidad
Presión de Alta	Pa	13.5	bar
Temperatura final del condensador	Tc	33	°C
Presión de Baja	Pb	2.906	bar
Temperatura en el evaporador	Te	-10	°C

Tabla 27

Entalpías específicas del refrigerante R-717 para el diseño del Ciclo de Refrigeración por Compresión de Vapor

Punto	Criterio de cálculo	Cantidad	Unidad
Punto 1	Vapor saturado a la Pbaja	1452	kJ/kg
Punto 2R	Pbaja y a la temperatura T2 a la entrada al condensador de 135.6 °C, considerando (s1=s2R).	1762	kJ/kg
Punto 3	Líquido satura a la Palta	356.1	kJ/kg
Punto 4	Valor igual al Punto 3	356.1	kJ/kg

b. Indicadores de ciclo:

- Flujo masico de refrigerante R-717.

Se determina la carga del refrigerante total o también equivalente al efecto refrigerante mediante la ecuación 10:

$$354.5 \frac{kJ}{sg} = \dot{m}_r * (1452 - 356.1) \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{m}_r = 0.324 \frac{kg}{sg}$$

- Potencia desarrollada por el compresor:

Se determina aplicando la ecuación 11:

$$P_C = \dot{m}_r * (h_{2R} - h_1)$$

$$P_C = 0.324 \frac{kg}{sg} * (1762 - 1452) \frac{kJ}{kg} = 100 kW$$

- **Coeficiente de performance (COP):**

Se aplica la ecuación 12:

$$COP = \frac{P_T}{P_C}$$

$$COP = \frac{354.1}{100}$$

$$COP = 3.54$$

Una vez determinada la unidad compresora que conformará el sistema, se procede a realizar una comparación entre el rendimiento obtenido en condiciones reales de operación y el rendimiento ideal estimado bajo supuestos termodinámicos estándar. Esta evaluación permite validar la eficiencia del equipo seleccionado frente a los valores teóricos de referencia.

Valores Obtenidos

- **COP Real (medido):**

Se calcula mediante datos suministrados por el fabricante del compresor seleccionado en el Anexo 5.

$$COP = \frac{Capacidad}{Energía Consumida}$$

$$COP = \frac{443.2kW}{121.8kW} = 3.639$$

- **COP Teórico (calculado): 3.54**

El COP real supera ligeramente al COP teórico, con una variación porcentual de aproximadamente 2.80%, calculada según la siguiente expresión:

$$Variación\ porcentual = \frac{COP\ real - COP\ teorico}{COP\ teorico} = \frac{3.639 - 3.540}{3.540} = 2.80\%$$

Este comportamiento refleja que el sistema, en condiciones reales de operación, está logrando un rendimiento superior al previsto en el diseño teórico.

Comparación de COP entre sistemas

Se tienen los siguientes datos de COP real:

$$COP_{R-507} = 2.28$$

$$COP_{R-717} = 3.639$$

Mejora del coeficiente de performance:

$$Mejora\ del\ COP = 3.639 - 2.28$$

$$Mejora\ del\ COP = 1.359$$

Porcentaje de mejora del COP:

$$\% Mejora\ del\ COP = \frac{3.639 - 2.28}{2.28} \times 100\% = 59.6 \%$$

El análisis comparativo del Coeficiente de Performance (COP) evidencia que el sistema proyectado con refrigerante R-717 alcanza un valor de 3.639, superando en 59.6 % al sistema actual con R-507A, cuyo COP es de 2.28. Este incremento refleja una mejora sustancial en la eficiencia termodinámica, lo que significa que el sistema con R-717 requiere menos energía eléctrica para producir la misma cantidad de refrigeración útil.

4.3.2. Consumo de energía con R-717

En la Tabla 28 el consumo de energía con R-717 se detallan los equipos que conforman el nuevo sistema de refrigeración propuesto, incluyendo el compresor principal, los ventiladores del condensador evaporativo, bombas de agua y de amoníaco, así como los ventiladores de los evaporadores instalados en los distintos ambientes. Para cada componente se presenta la potencia unitaria, el número de equipos, la potencia nominal, el factor de carga asumido (80 %), la potencia total corregida y la energía diaria consumida considerando un régimen de operación de 22 horas.

Tabla 28
Consumo eléctrico por ambiente con R-717

Ambiente Ubicación	Descripción del Equipo	Componente por Equipo	Potencia Unitaria(kW)	Potencia Nominal (kW)	Factor de Carga	Potencia Total (kW)	Total, Horas (h)	Energía (kWh)
Sadema	Compresor - Compresor Frick RXF 68 / 180 HP	1.00	121.8	121.8	80%	97.44	22	2143.68
	Condensador - Ventiladores del condensador evaporativo	3.00	4	12	80%	9.6	22	211.2
	- Bomba de agua	1.00	3	3	80%	2.4	22	52.8
	Tanque de NH3 - Bomba de Amoniaco WITT GP51	2.00	4.8	9.6	80%	7.68	22	168.96
Cámara de materia prima	Evaporador - Ventilador del evaporador	4.00	0.85	3.4	80%	2.72	22	59.84
Tunel de Materia Prima	Evaporador - Ventilador del evaporador	4.00	0.85	3.4	80%	2.72	22	59.84
Sala de Procesos	Evaporador - Ventilador del evaporador	4.00	0.85	3.4	80%	2.72	22	59.84
Tunel de Producto terminado	Evaporador - Ventilador del evaporador	4.00	0.85	3.4	80%	2.72	22	59.84

Camara de producto terminado 1	Ventiladores - Motor	4.00	6.3	25.2	80%	20.16	22	443.52
Cámara de producto terminado 2	Ventiladores - Motor	4.00	6.3	25.2	80%	20.16	22	443.52
Total						168.32		3703.04

Ahorro de energía

Como parte del análisis comparativo entre el sistema de refrigeración actual con refrigerante R-507A y el sistema proyectado con R-717 (amoníaco), se ha realizado la estimación del consumo energético total considerando la potencia eléctrica instalada y los tiempos de operación diarios por ambiente.

El resultado muestra una reducción significativa en la demanda energética del sistema proyectado, reflejando una mayor eficiencia global atribuida al mayor rendimiento termodinámico del R-717 y a la optimización del diseño del sistema.

Tabla 29
Energía consumida por cada refrigerante

Concepto	R-507	R-717	Ahorro
Potencia total (kW)	389.28	168.32	220.96 kW
Energía diaria (kWh/día)	4654.80	3703.04	951.76 kWh/día
Energía mensual (kWh/mes)	139,644.0	111,091.2	28,552.8 kWh

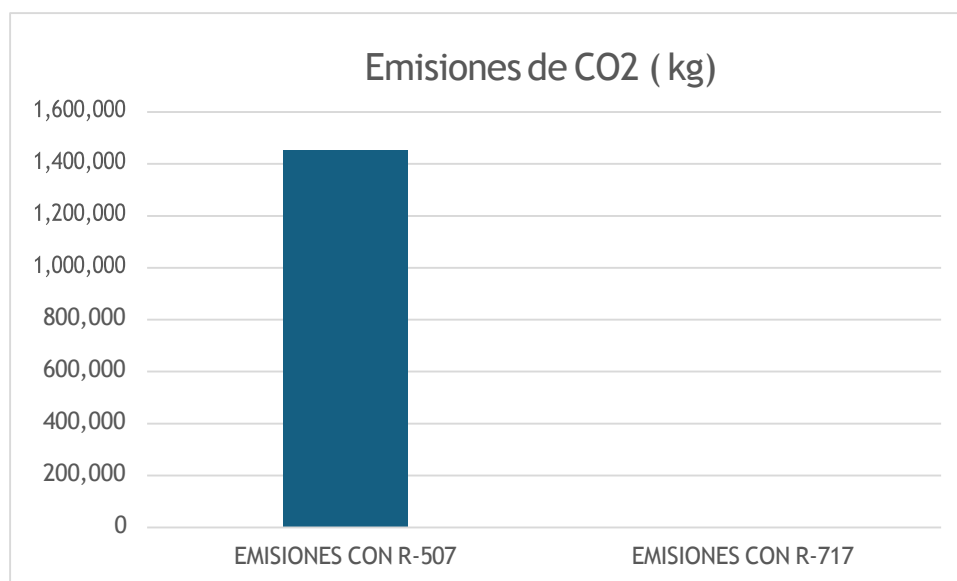
Este ahorro energético representa una mejora sustancial en la eficiencia del sistema de refrigeración, lo cual no solo contribuye a la sostenibilidad operativa de la planta, sino que también optimiza el uso de recursos eléctricos y reduce la huella energética del proceso de enfriamiento industrial.

4.3.3. Aspecto medioambiental con R717

De la tabla 1 obtenemos que el amoníaco (R-717) presenta un GWP igual a cero, por lo que su impacto directo sobre el cambio climático es nulo. Además, tampoco contribuye a la destrucción de la capa de ozono (ODP=0), lo que lo convierte en una alternativa ambientalmente más sostenible. Si bien el amoníaco requiere mayores cuidados en términos de seguridad por su toxicidad, su implementación contribuye de manera decisiva a la reducción de la huella de carbono de la planta procesadora.

A continuación, se presenta una comparativa de emisiones de CO₂ entre el sistema R-507 y R-717:

Figura 27
Emisiones de CO₂ de refrigerantes R-507 y R-717



4.4. Evaluación económica

4.4.1 Costo de la implementación

Procedemos a estimar los costos esperados del sistema de refrigeración basado en el uso de R-717. Para ello, se consideran dos categorías principales:

Costo de implementación del nuevo sistema: Incluye la inversión total en infraestructura, adquisición de equipos, instalación, puesta en marcha, y demás servicios relacionados.

Costo de operación y mantenimiento anual: Considera los gastos periódicos necesarios para garantizar el correcto funcionamiento del sistema, tales como mantenimiento preventivo, correctivo y servicios técnicos especializados.

La información sobre dichos costos ha sido proporcionada por la empresa Frio Packing y se encuentra detallada en el anexo 2 y 4.

A continuación, se presentan los valores principales:

Tabla 30
Inversión total del nuevo sistema con R-717

Concepto	Monto (USD)
Inversión total R-717	917,881.07

Nota. Información tomada de FrioPacking

4.4.2 Ahorro económico

Ahorro de facturación de energía eléctrica

Asumiendo una Tarifa MT4 cuantificamos el ahorro en la facturación de energía en el siguiente cuadro (Precios obtenidos del Pliego tarifario OSINERMING JULIO 2025)

Tabla 31

Ahorro de facturación de energía eléctrica

Concepto	Consumo	Unidad	Precio	Total (S/.)
Energía activa total	28,552.80	kWh	0.2864	8177.52
Potencia activa de generación	220.96	kW	37.1	8197.62
Potencia activa en redes de distribución	220.96	kW	12.97	2865.85
Subtotal				19240.99
IGV 18%				3463.38
Total				22704.37

El ahorro anual en la facturación de energía eléctrica, calculado en moneda nacional, asciende a S/. 272,452.44 Para efectos del análisis económico, y con el fin de mantener coherencia con los demás costos cotizados en dólares, este valor se convierte a dólares estadounidenses considerando un tipo de cambio promedio de 1 USD = 3.69 PEN (BCR, Tipo de cambio promedio mensual), resultando en un ahorro equivalente de USD 73,835.35 al año.

Ahorro en mantenimiento del nuevo sistema

Además del ahorro energético, uno de los beneficios clave asociados al cambio de refrigerante es la reducción en los costos anuales de mantenimiento. Esta diferencia se explica por la naturaleza y características operativas del refrigerante R-717, el cual presenta una mayor eficiencia termodinámica, menor cantidad de carga necesaria y una operación más estable en comparación con sistemas basados en refrigerantes halogenados como el R-507A.

Los costos anuales estimados para cada sistema han sido proporcionados por la empresa Frio Team encargada del diseño e implementación adjuntado en el anexo 3, y se resumen a continuación:

Tabla 32
Ahorro en mantenimiento del nuevo sistema

Concepto	Sistema R-507A	Sistema R-717	Ahorro anual estimado
Costo de mantenimiento anual (USD)	41,340.00	28,320.00	13,020.00 USD

Este ahorro representa una reducción del 31.5 % en los gastos de mantenimiento anual, lo cual se traduce en una mejora considerable en los costos operativos del sistema a lo largo de su vida útil. Cabe destacar que los sistemas con R-717, al estar diseñados para aplicaciones industriales, cuentan con equipos robustos, menores tasas de fuga y un menor requerimiento de recarga de refrigerante, lo que reduce la frecuencia y complejidad de las intervenciones técnicas.

Además, al tratarse de un refrigerante natural, el R-717 no está sujeto a los altos precios de mercado ni a las restricciones normativas que sí afectan a refrigerantes sintéticos como el R-507A, lo que contribuye a mantener los costos de mantenimiento controlados a lo largo del tiempo.

4.4.3 Indicadores económicos del sistema

De los datos calculados obtenemos los siguientes valores para la estimación de los indicadores económicos:

- Inversión Inicial:

$$I = 917,881.07 \text{ USD}$$

- Ahorro anual por reducción en consumo eléctrico:

$$A_F = 73,835.35 \text{ USD/AÑO}$$

- Ahorro anual por mantenimiento (comparando R-507 vs. R-717)

$$A_M = 41340 - 28320 = 13020 \text{ USD/AÑO}$$

- Flujo neto de Ahorro Anual:

$$F = A_F + A_M$$

$$F = 73,835.35 + 13020 = 86,855.35 \text{ USD /AÑO}$$

- Tasa de descuento:

$$i = 12\% = 0.12$$

- Periodo de evaluación:

$$n = 30 \text{ años}$$

a) Payback

Según la ecuación 14 tenemos:

$$\text{Payback} = \frac{917,881.07}{86,855.35}$$

$$\text{Payback} = 10.57 \text{ años}$$

b) Valor actual neto (VAN)

Según la fórmula 15 obtenemos:

$$VAN = -917,881.1 + \sum_{t=1}^{30} \frac{86,855.35}{(1 + 0.12)^t}$$

$$VAN = -218,245.2$$

El valor del VAN es de -218,245.2 USD el cual es un valor negativo, por lo tanto, la propuesta no es rentable.

c) Tasa interna de retorno (TIR)

Según la ecuación 16 calculamos:

$$0 = -917,881.07 + \sum_{t=1}^{30} \frac{86,855.35}{(1 + TIR)^t}$$

$$TIR = 8.7\%$$

Se determino un valor de la tasa interna de retorno igual a 8,7%, el cual es un valor Menor a la tasa de interés del mercado, por lo tanto, la propuesta técnica del cambio de refrigerante no es rentable.

DISCUSION DE RESULTADOS

En primer lugar, los resultados obtenidos en esta investigación se relacionan con lo reportado por Tencio Piedra (2019), quien, al realizar el rediseño de un sistema de refrigeración de R-22 a R-717 en una planta piñera, demostró que la adopción del amoníaco conlleva beneficios económicos y técnicos superiores. En nuestro caso, la sustitución de R-507 por R-717 permitió incrementar el coeficiente de desempeño (COP) de 2.28 a 3.64, lo que representa un aumento del 59.6 %. Este hallazgo ratifica que el amoníaco ofrece una ventaja termodinámica significativa frente a los refrigerantes sintéticos, permitiendo reducir el consumo específico de energía para una misma carga térmica. Por tanto, la investigación confirma que la eficiencia lograda con el R-717 no es un fenómeno aislado, sino un comportamiento consistente observado en distintas industrias.

También se coincide con el estudio desarrollado por Ponce Villarroel (2019), quien diseñó un sistema de refrigeración con amoníaco para el congelamiento de jurel en la industria pesquera, destacando la confiabilidad técnica en la selección de compresores, evaporadores y condensadores. En la presente investigación, el dimensionamiento del nuevo sistema con R-717 también se realizó considerando las condiciones operativas de la planta de arándanos, alcanzando una potencia instalada de 168.32 kW frente a los 389.28 kW del sistema actual con R-507. Esta reducción de más del 56 % en la potencia requerida demuestra que, al igual que en la industria pesquera, la correcta selección de equipos junto con las propiedades termodinámicas del amoníaco se traduce en un sistema más robusto, eficiente y seguro.

Por otro lado, los resultados de esta investigación guardan estrecha relación con lo planteado por Matías & Torres (2019), quienes evaluaron la factibilidad técnica y económica del cambio de R-507 a R-717 en una planta de lácteos, evidenciando un ahorro mensual en mantenimiento y energía que permitió recuperar la inversión en 18 meses. Si bien en nuestro caso el periodo de recuperación fue mayor (10.6 años), los ahorros anuales obtenidos fueron de 73,835.35 USD en facturación eléctrica y 13,020 USD en mantenimiento muestran que la lógica económica del cambio es igualmente positiva. Esto demuestra que, aunque los plazos de retorno pueden variar según la magnitud de la inversión y la escala productiva de cada planta, el patrón de reducción de costos operativos se mantiene constante, validando la viabilidad económica de sistemas basados en R-717.

A su vez se concuerda con el estudio realizado por Buhamadi y Aldajani (2021), quienes evaluaron el comportamiento térmico en cámaras de refrigeración en Kuwait y concluyeron que las principales cargas térmicas provienen de la transmisión de calor a través de muros y techos, así como del enfriamiento del producto almacenado. En la presente investigación, el cálculo de cargas térmicas en la planta procesadora de arándanos mostró resultados similares, siendo el túnel de materia prima y las cámaras de producto terminado los ambientes con mayor demanda de refrigeración.

Finalmente, se alinea con los resultados de Kumar et al. (2022), quienes, mediante evaluación experimental y simulación del ciclo de refrigeración, concluyeron que los refrigerantes naturales como el amoníaco con GWP = 0 presentan una opción ambientalmente superior frente a refrigerantes sintéticos de alto potencial de calentamiento. Aunque destacan los desafíos asociados a la toxicidad del amoníaco, subrayan que, con mejoras en diseño y seguridad, este refrigerante puede ofrecer tanto eficiencia energética como sostenibilidad climática. Esto coincide plenamente con nuestros hallazgos: al sustituir R-507 por R-717, no solo mejoramos el desempeño técnico y económico, sino que también eliminamos por completo el impacto climático directo asociado al refrigerante del sistema.

V. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1. Conclusiones

El cambio de refrigerante de R-507 a R-717 permitió incrementar de manera significativa la eficiencia del sistema de refrigeración. El análisis comparativo mostró una mejora del 59,6 % en el COP, pasando de 2.28 (R-507) a 3.639 (R-717). Esta optimización energética se tradujo en una reducción de consumo eléctrico de 4654.80 kWh/día a 3703.04 kWh/día, generando un ahorro promedio de 951.76 kWh/día respecto al sistema actual. Dicho resultado confirma que el amoníaco es un refrigerante altamente eficiente en aplicaciones industriales de gran escala.

La evaluación de los costos de mantenimiento evidenció que el sistema con R-717 requiere un gasto anual de USD 28,320 frente a los USD 41,340 que demanda el sistema actual con R-507. Esta reducción del 31,5 % en costos de mantenimiento no solo disminuye los egresos operativos, sino que incrementa la sostenibilidad económica del nuevo sistema a largo plazo.

Bajo el análisis de los equipos, el dimensionamiento de tuberías y equipos (compresor y condensador), han sido dimensionados para en una futura ampliación estar preparados para el aumento de cargas térmicas que se pueda dar, si la planta quiere procesar mayor producto de lo que hace actualmente.

En la evaluación económica, los indicadores arrojaron un VAN de -218,245.2 y una TIR de 8.7 %, valores inferiores a la tasa mínima de descuento planteada (12 %). Sin embargo, estos resultados deben interpretarse considerando que la inversión inicial es elevada debido a la magnitud del rediseño, pero que los ahorros energéticos y de mantenimiento son sostenidos en el tiempo, lo que asegura una mejora en la competitividad y reducción de costos operativos a largo plazo.

En términos ambientales, el uso de R-717 elimina el impacto directo por potencial de calentamiento global ($GWP = 0$), frente a las 1,454,310 kgCO₂ equivalentes asociados al inventario de 440 kg de R-507. Esto convierte al amoníaco en una alternativa ambientalmente sostenible, alineada con los compromisos internacionales de reducción de emisiones y con los principios de responsabilidad social empresarial.

Bajo la coyuntura actual, el proyecto no resulta factible desde un criterio puramente financiero, pero sí representa una alternativa viable en términos energéticos y ambientales. Para que la inversión sea atractiva, se requeriría de incentivos estatales, mecanismos de financiamiento verde o programas de compensación por reducción de emisiones, que permitan mejorar la rentabilidad del proyecto y viabilizar su implementación en la agroindustria peruana.

5.2. Recomendaciones

Se recomienda fortalecer el plan de mantenimiento preventivo del sistema actual con R-507, priorizando la revisión periódica de compresores, condensadores y evaporadores, con el fin de evitar pérdidas de eficiencia por suciedad, fugas o fallas mecánicas.

Frente a una posible implementación se recomienda considerar equipos de una mayor capacidad térmica en base a la capacidad requerida, debido a que si en un futuro se requiere ampliar producción de almacenamiento de frío los equipos cuenten con la capacidad necesaria y no involucrar gastos adicionales; otro punto es considerar que cada equipo principal (condensador, compresor), cuenten con un back up instalado por un tema netamente de emergencia si el equipo que se encontrara operativo pueda irse a falla.

Se recomienda evaluar la posibilidad de acceder a fondos internacionales, créditos verdes o programas de sostenibilidad que subsidien proyectos de reducción de emisiones, de manera que se pueda compensar la falta de rentabilidad económica evidenciada por el VAN negativo y la TIR por debajo de la tasa mínima atractiva.

Considerando la volatilidad de los costos de energía y la tendencia mundial hacia la eliminación de refrigerantes de alto GWP como el R-507A, se recomienda revisar periódicamente la rentabilidad del proyecto. Cambios en los precios de la electricidad, nuevas regulaciones ambientales o incentivos fiscales podrían convertir esta alternativa en económicamente viable en el mediano plazo.

VI. REFERENCIAS

- Albà, C. G., Alkhatib, I. I. I., Llovell, F., & Vega, L. F. (2023). Hunting sustainable refrigerants fulfilling technical, environmental, safety and economic requirements. *Renewable and Sustainable Energy Reviews*, 188, 1-19. <https://doi.org/10.1016/j.rser.2023.113806>
- Anjum, A., Mishra, R. S., & Samsher (2023). Energy and exergy analysis of combined ejector refrigeration cycle using eco-friendly refrigerants. *Springer*, 131–142. https://doi.org/10.1007/978-981-19-7709-1_13
- Arora, C. P. (2010). *Refrigeration and Air Conditioning* (3a ed.). Tata McGraw-Hill Education.
- ASHRAE. (2023). *ASHRAE Handbook: Refrigeration* (SI ed.). American Society of Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers.
- Campos, E. (2023). *Selección técnica de compresores industriales en sistemas de refrigeración*. Editorial Técnica del Frío.
- Carretero Peña, A. (2015). *Gestión de la eficiencia energética: cálculo del consumo, indicadores y mejora* (1ª ed.). Aenor. Recuperado el 23 de agosto de 2025, de <https://editorial.tirant.com/es/libro/gestion-de-la-eficiencia-energetica-calculo-del-consumo-indicadores-y-mejora-9788481438840>
- Cheng, J.-H., Cao, X., Shao, L.-L., & Zhang, C.-L. (2023). Performance evaluation of a novel heat pump system for drying with EVI-compressor driven precooling and reheating. *Energy*, 278, 127989. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.127989>
- Chengyun, L., Lili, W., Chao, C., Xuxue, Z., Wenying, Z., & Shuguang, X. (2023). Exergy, economic, and climate performance evaluation of an efficient clean cogeneration system driven by low-temperature waste-heat. *Journal of Cleaner Production*, 403, 136773. <https://doi.org/10.1016/j.jclepro.2023.136773>
- Direk, M., İşkan, Ü., Tunçkal, C., Selçuk Mert, M., & Yüksel, F. (2022). An experimental investigation of ejector employed a dual-evaporator vapor compression refrigeration system under various entrainment ratios using R134a as the refrigerant. *Sustainable Energy Technologies and Assessments*, 52, 102293. <https://doi.org/10.1016/j.seta.2022.102293>
- Elbir, A., Akarslan, F., & Ucgul, I. (2022). Thermodynamic analysis for industrial cabinet providing simultaneous heating and cooling that can be used in the food industry. *Thermal Science*, 26(4), 2845–2854. <https://doi.org/10.2298/TSCI2204845E>

- Haghighbakhsh, R., Peyrovedin, H., Raeissi, S., Duarte, A. R. C., & Shariati, A. (2020). Investigating the performance of novel green solvents in absorption refrigeration cycles: Energy and exergy analyses. *International Journal of Refrigeration*, 113, 174–186. <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2020.01.013>
- HVAC-Engineering. (2023). *Refrigeration evaporator sizing and selection*. HVAC-R & Solar Engineering Resource.
- IIAR. (2014). *IIAR Ammonia Refrigeration Piping Handbook*. International Institute of Ammonia Refrigeration.
- IIAR. (2021). *IIAR 2-2021: Standard for safe design of closed-circuit ammonia refrigeration systems*. International Institute of Ammonia Refrigeration.
- Intarcon (2025, 21 de octubre). Refrigeración con baja carga de amoníaco (R717). Recuperado el 23 de agosto de 2025, de <https://www.intarcon.com/refrigeracion-con-baja-carga-de-amoniac-r717/>
- INTECO. (2019). *INTE W68:2019: Sistemas de refrigeración con amoníaco – Requisitos de diseño, instalación, operación y mantenimiento*. Instituto de Normas Técnicas de Costa Rica.
- Marifos Rosado, D. J., De los Santos Reyna, Y., & Chucuya Huallpachoque, R. (2017). Evaluación termoeenergética del sistema de refrigeración y su influencia en el tiempo de congelamiento del hielo en una planta frigorífica. *INGnosis*, 3(1), 57-73.
- Miranda Barreras, Á. L. (2013). *Manual técnico de refrigerantes*. Marcombo. <https://www.perlego.com/es/book/2152246/manual-tnico-de-refrigerantes-pdf>
- Qiu, L., & Feng, Y. (2024). Chapter 8: Refrigeration equipment and cycle. *En Thermal Engineering* (pp. ...). Walter de Gruyter.
- Ramírez, L. (2023). *Diseño y cálculo de sistemas de refrigeración industrial*. Editorial Técnica Andina.
- Ramírez, L. (2023). *Diseño y cálculo de sistemas de refrigeración industrial*. Editorial Técnica Andina.
- Ramirez, J (2007). *Nueva enciclopedia de la refrigeración*. Editorial Grupo planeta.

- Silva-Romero, J. C., Belman-Flores, J. M., & Aceves, S. M. (2024). A review of small-scale vapor compression refrigeration technologies. *Applied Sciences*, 14(7), 1-39. https://www.researchgate.net/publication/379684339_A_Review_of_Small-Scale_Vapor_Compression_Refrigeration_Technologies
- Silva-Romero, J. C., Belman-Flores, J. M., & Aceves, S. M. (2024). Recent advances in industrial refrigeration systems: Component selection and energy performance. *Applied Thermal Engineering*, 234, 121056.
- Sun, F., Hao, B., & Chen, X. (2021). Screening refrigerant for a new enhanced ejector heat exchanger used in district heating system based on industrial waste heat. *E3S Web of Conferences*, 260, 01002. <https://doi.org/10.1051/e3sconf/202126001002>
- Sun, S., Guo, H., Lu, D., Bai, Y., & Gong, M. (2021). Performance of a single-stage recuperative high-temperature air source heat pump. *Applied Thermal Engineering*, 193, 116969. <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2021.116969>
- Tejani, A., Gajjar, H., Toshniwal, V., & Kandelwal, R. (2022). The impact of low-GWP refrigerants on environmental sustainability: an examination of recent advances in refrigeration systems. *ESP JETA*, 2(2), 62–77. <https://espjeta.org/jeta-v2i2p109#:~:text=Citation%20refrigerants%20are%20introduced%20first>.
- Ureña, A. (2017). *Diseño y operación de sistemas industriales de refrigeración con amoníaco*. Editorial Técnica del Frio.
- Xu, J., Lu, Y., Song, Z., Chen, X., & Lin, W. (2024). Optimal design and analysis of a liquid hydrogen and LNG coproduction system with multistage multicycle cascade refrigeration system. *International Journal of Hydrogen Energy*, 49, 1432–1449. <https://doi.org/10.1016/j.ijhydene.2023.08.360>
- Yin, L., & Ju, Y. (2020). Review on the design and optimization of hydrogen liquefaction processes. *Frontiers in Energy*, 14, 530–544. <https://doi.org/10.1007/s11708-019-0657-4>
- Zambrano-Cedeño, J. E., & Rodríguez-Gámez, M. (2022). Las técnicas de reconversión de gases refrigerantes en los equipos de clima convencionales y la reducción de los impactos ambientales. *Revista Científica "Ingeniar": Ingeniería, Tecnología e Investigación*, 5(10), Edición Especial, septiembre. <https://doi.org/10.46296/ig.v5i10edespssep.0072>

- Zhu, Y.-D., Peng, Z.-R., Wang, G.-B., & Zhang, X.-R. (2021). Thermodynamic analysis of a novel multi-target-temperature cascade cycle for refrigeration. *Energy Conversion and Management*, 243, 114380. <https://doi.org/10.1016/j.enconman.2021.114380>
- Tencio Piedra, Luis Andrés (2019), Rediseño de un sistema de refrigeración de R – 22 a amoníaco (R – 717) en una empresa de la Industria piñera. Tesis para título de Licenciado en mantenimiento industrial en el Instituto Tecnológico de Costa Rica.
- Ponce Villaroel, Andrethy Emoc (2019), Diseño de un sistema de refrigeración con amoníaco para el congelamiento de 150 Ton/día de jureles frescos en la Pesquera Pacífico S.A. – Región del Biobío. Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico en la Universidad Nacional del Callao
- Matías & Torres (2019), Estudio de factibilidad técnico-económico del cambio de refrigerante R-507 por Amoníaco para incrementar el ahorro energético en el sistema de refrigeración de una empresa de productos lácteos. Tesis para optar el título de Ingeniero electromecánico en el Instituto Tecnológico Metropolitano.
- Paredes Q. & Cordoba J. (2015). Subenfriamiento y sobrecalentamiento del refrigerante R-707 y su relación con el incremento del coeficiente de performance de la fábrica de hielo Lesser S.A.C. Tesis para optar el título de Ingeniero en energía en la Universidad Nacional del Santa.
- Ali, M., Saif, A., Hamzah, M., Osama, A., Adrian, M., & Abdallah, B. (2025). Experimental evaluation of low-GWP refrigerants including ammonia in vapor-compression systems. *Energy*, 278. <https://doi.org/10.1016/j.energy.2023.127989>
- Echevarria Atacusi, Kenjy Alain (2020), Estudio de repotenciación del sistema frigorífico de la planta de congelado de productos hidrobiológicos para aumentar su capacidad y eficiencia en Casamar S.A.C. Samanco Tesis para optar el título de Ingeniero Mecánico Eléctrico en la Universidad Cesar Vallejo.

Loyola Serrano, Luis E. & Távara Fiestas, Juan J. (2023), Diseño de un plan de mantenimiento preventivo centrado en la confiabilidad operativa del sistema de refrigeración de la embarcación Bamar II, empresa pesquera Hayduk - 2019. Tesis para optar el título de Ingeniero en Energía en la Universidad Nacional del Santa.

Buhamadi, H., & Aldaijani, A. (2021). Effect of refrigerant types in cooling loads calculations and refrigeration cycle performance used in a cold room building located in Kuwait. *International Journal of Engineering Research and Applications*, 11(2, Series 5), 59–70. <https://www.ijera.com/papers/vol11no2/Series-5/J1102055970.pdf>

VII. ANEXOS

Anexo 1: Especificaciones técnicas de los compresores con el sistema de refrigeración R507

Cámara de materia prima

Información del Compresor			
Modelo de Compresor:	3DF3R15ME-TFD	Fase:	3
Refrigerante:	R-507 , Mid Pt.	Frecuencia (Hz):	60
Voltios:	460	Aplicación:	Medium Temp, Low Condensing
RLA (MCC/1.4) (Amps):	23.6	MCC (Amps):	33.0
RLA (MCC/1.56) (Amps):	21.2	LRA (Amps):	138.0
HP:	10.0	Status:	OEM Production
Basis:	Dew Point		

Entradas			
Temp. del Evap. (°C):	-1.0	Sobrecal. del Evap. (K):	6.0
Temp. Cond. (°C):	48.0	Sobrecal. del Comp. (K):	12.0
Temp. Gas de Retorno (°C):	11.0	Subenfriado de Cond. (K):	2.0

Resultados			
Capacidad del Compresor (W):	40,000	Tasa de Flujo del Refrigerante (kg/hr):	1,389.0
Capacidad del Evap. (W):	37,500	Corriente (Amps.):	22.8
Energía (W):	15,100	Isentropic Efficiency (%):	69.9
COP del Comp.:	2.65	Temp. del Líquido (°C):	46.0
COP del Evap.:	2.48	Aprobación de la gestión Temp. (°C):	71.0
Rechazo de Calor del Cond. (W):	55,100		

Notas: Capacidad de Refrigeración neto es la cantidad de refrigeración útil entregado al espacio refrigerado.
El valor de temperatura de descarga es una estimación (con una precisión: +/-10%) del valor real.

Sala de Procesos

Información del Compresor			
Modelo de Compresor:	3DS3R17ME-TFD	Fase:	3
Refrigerante:	R-507 , Mid Pt.	Frecuencia (Hz):	60
Voltios:	460	Aplicación:	Medium Temp, Low Condensing
RLA (MCC/1.4) (Amps):	29.0	MCC (Amps):	40.6
RLA (MCC/1.56) (Amps):	26.0	LRA (Amps):	138.0
HP:	10.0	Status	OEM Production
Basis:	Dew Point		

Entradas			
Temp. del Evap. (°C):	-7.0	Sobrecal. del Evap. (K):	6.0
Temp. Cond. (°C):	48.0	Sobrecal. del Comp. (K):	12.0
Temp. Gas de Retorno (°C):	5.0	Subenfriado de Cond. (K):	2.0

Resultados			
Capacidad del Compresor (W):	34,500	Tasa de Flujo del Refrigerante (kg/hr):	1,237.0
Capacidad del Evap. (W):	32,500	Corriente (Amps.):	23.6
Energía (W):	15,400	Isentropic Efficiency (%):	70.5
COP del Comp.:	2.24	Temp. del Líquido (°C):	46.0
COP del Evap.:	2.11	Aprobación de la gestión Temp. (°C):	74.0
Rechazo de Calor del Cond. (W):	49,900		

Notas: Capacidad de Refrigeración neto es la cantidad de refrigeración útil entregado al espacio refrigerado.
El valor de temperatura de descarga es una estimación (con una precisión: +/-10%) del valor real.

Túnel de producto terminado

Información del Compresor			
Modelo de Compresor:	3DS3R17ME-TFD	Fase:	3
Refrigerante:	R-507 , Mid Pt.	Frecuencia (Hz):	60
Voltios:	460	Aplicación:	Medium Temp, Low Condensing
RLA (MCC/1.4) (Amps):	29.0	MCC (Amps):	40.6
RLA (MCC/1.56) (Amps):	26.0	LRA (Amps):	136.0
HP:	10.0	Status	OEM Production
Basis:	Dew Point		

Entradas			
Temp. del Evap. (°C):	-1.0	Sobrecal. del Evap. (K):	6.0
Temp. Cond. (°C):	48.0	Sobrecal. del Comp. (K):	12.0
Temp. Gas de Retorno (°C):	11.0	Subenfriado de Cond. (K):	2.0

Resultados			
Capacidad del Compresor (W):	44,000	Tasa de Flujo del Refrigerante (kg/hr):	1,538.0
Capacidad del Evap. (W):	41,500	Corriente (Amps.):	25.3
Energía (W):	16,700	Isentropic Efficiency (%):	69.9
COP del Comp.:	2.63	Temp. del Líquido (°C):	46.0
COP del Evap.:	2.49	Aprobación de la gestión Temp. (°C):	71.0
Rechazo de Calor del Cond. (W):	60,700		

Notas: Capacidad de Refrigeración neto es la cantidad de refrigeración útil entregado al espacio refrigerado.
El valor de temperatura de descarga es una estimación (con una precisión: +/-10%) del valor real.

Cámara de producto terminado 1

Información del Compresor			
Modelo de Compresor:	6DRNR40ME-TSN	Fase:	3
Refrigerante:	R-507 , Mid Pt.	Frecuencia (Hz):	60
Voltios:	460	Aplicación:	Medium Temp. Low Condensing
RLA (MCC/1.4) (Amps):	79.3	MCC (Amps):	111.0
RLA (MCC/1.56) (Amps):	71.2	LRA (Amps):	297.0
HP:	26.0	Status:	OEM Production
Basis:	Dew Point		

Entradas			
Temp. del Evap. (°C):	-7.0	Sobrecal. del Evap. (K):	6.0
Temp. Cond. (°C):	48.0	Sobrecal. del Comp. (K):	12.0
Temp. Gas de Retorno (°C):	5.0	Subenfriado de Cond. (K):	2.0

Resultados			
Capacidad del Compresor (W):	82,000	Tasa de Flujo del Refrigerante (kg/hr):	2,962.0
Capacidad del Evap. (W):	77,500	Corriente (Amps.):	58.0
Energía (W):	38,200	Isentropic Efficiency (%):	67.9
COP del Comp.:	2.15	Temp. del Líquido (°C):	46.0
COP del Evap.:	2.03	Aprobación de la gestión Temp. (°C):	73.0
Rechazo de Calor del Cond. (W):	120,200		

Notas: Capacidad de Refrigeración neto es la cantidad de refrigeración útil entregado al espacio refrigerado.
El valor de temperatura de descarga es una estimación (con una precisión: +/-10%) del valor real.

Cámara de producto terminado 2

Información del Compresor			
Modelo de Compresor:	6DRNR40ME-TSN	Fase:	3
Refrigerante:	R-507 , Mid Pt.	Frecuencia (Hz):	60
Voltios:	460	Aplicación:	Medium Temp, Low Condensing
RLA (MCC/1.4) (Amps):	79.3	MCC (Amps):	111.0
RLA (MCC/1.56) (Amps):	71.2	LRA (Amps):	297.0
HP:	26.0	Status:	OEM Production
Basis:	Dew Point		

Entradas			
Temp. del Evap. (°C):	-7.0	Sobrecal. del Evap. (K):	6.0
Temp. Cond. (°C):	48.0	Sobrecal. del Comp. (K):	12.0
Temp. Gas de Retorno (°C):	5.0	Subenfriado de Cond. (K):	2.0

Resultados			
Capacidad del Compresor (W):	82,000	Tasa de Flujo del Refrigerante (kg/hr):	2,962.0
Capacidad del Evap. (W):	77,500	Corriente (Amps.):	58.0
Energía (W):	38,200	Isentropic Efficiency (%):	67.9
COP del Comp.:	2.15	Temp. del Líquido (°C):	46.0
COP del Evap.:	2.03	Aprobación de la gestión Temp. (°C):	73.0
Rechazo de Calor del Cond. (W):	120,200		

Notas: Capacidad de Refrigeración neto es la cantidad de refrigeración útil entregado al espacio refrigerado.

El valor de temperatura de descarga es una estimación (con una precisión: +/-10%) del valor real.

Anexo 2: Costo de implementación de R-717.

FRI*PACKING		CUADRO DE PRECIOS EN US\$ - AMONIACO			MEMBER iicar® International Institute of Ammonia Refrigeration
Cliente : Smartpacking Proyecto : Retrofit de sistema de Frio NH3 Ubicación : San Jose - La Libertad Fecha : jueves, 10 de Abril de 2025					
Item	Descripción	Unidad	Cant.	Inversión Total US\$	
1.0	EQUIPOS Y VÁLVULAS	Sist.	1.00	373,326.38	
	- Evaporadores THERMOFIN.	sist.	1.00	80,634.52	
	- Compresores FRICK.	sist.	1.00	80,673.10	
	- Condensador inoxidable GUNTNER (EC) + 05 ventiladores de repuesto.	sist.	1.00	63,071.64	
	- Estantes de Refrigeración.	sist.	1.00	30,988.30	
	- Bombas para NH3 WITT.	sist.	1.00	16,204.21	
	- Válvulas DANFOSS.	sist.	1.00	101,854.81	
2.0	INSTALACIÓN MECÁNICA	Sist.	1.00	174,635.56	
	- Materiales.	sist.	1.00	82,731.11	
	- Mano de obra.	sist.	1.00	91,904.44	
4.0	 AISLAMIENTO (ALUMINIO)	Sist.	1.00	49,824.44	
	- Materiales.	sist.	1.00	25,700.00	
	- Mano de obra.	sist.	1.00	24,124.44	
5.0	INSTALACIÓN ELÉCTRICA	Sist.	1.00	126,855.56	
	- Materiales.	sist.	1.00	92,855.56	
	- Mano de obra.	sist.	1.00	34,000.00	
6.0	TABLEROS ELÉCTRICOS	Sist.	1.00	109,855.56	
	- Tableros de Fuerza y control.	sist.	1.00	103,500.00	
	- Mano de obra.	sist.	1.00	6,355.56	
8.0	PUESTA EN MARCHA	Sist.	1.00	22,733.33	
	- Puesta en marcha.	sist.	1.00	22,733.33	
9.0	GASTOS GENERALES	Sist.	1.00	60,650.25	
	- Gastos generales.	Sist.	1.00	31,550.00	
	- Gastos generales Inst. Mecánica.	sist.	1.00	9,258.75	
	- Gastos generales. Aislamiento.	sist.	1.00	6,172.50	
	- Gastos generales. Inst. Eléctrica.	sist.	1.00	8,230.00	
	- Gastos generales. Paneles.	sist.	1.00	5,439.00	
Estimación de Inversión Total, en US\$				917,881.07	

Anexo 3: Costo de mantenimiento anual con R-507.


Frioteam

Frioteam S.A.C.
 RUC: 20534470402
 Car. Panamericana sur km 298
 Predio Macacona - Subtanjalla - Ica

COTIZACION N° DMSRV 010.25-1

Cliente : SMARTPACKING
 Atencion : Srs. SMARTPACKING
 Proyecto : MANTENIMIENTO ANUAL DEL SISTEMA DE FRIO
 Ubicación : CHAO RUC :

Fecha : 9 de Abril de 2025
 Validez de Oferta : 7 días
 Enviar Orden a : smartinez@frioteam.pe

Item	Descripción	Unidad	Frecuencia	Cantidad	Precio	
					Unitario	Total
1.01	MANTENIMIENTO DE SISTEMA DE FRIO					35,034.21
1.01	Materiales	Und				2,632.00
1.01.01	ACEITE POE 32	Und	1.00	8.00	93.00	744.00
1.01.02	FILTRO SUCCION	Und	1.00	8.00	33.00	264.00
1.01.03	FILTRO LIQUIDO	Und	1.00	8.00	24.00	192.00
1.01.05	LIMPIADOR DE EVAPORADOR	Und	1.00	10.00	24.00	240.00
1.01.06	LIMPIADOR DE CONDENSADOR	Und	1.00	8.00	24.00	192.00
1.01.07	CONSUMIBLES (THINNER , TRAPO, LIMPIA CONTACTOR,ETC)	Und	1.00	1.00	1,000.00	1,000.00
1.02	Mantenimiento Sistema de Refrigeración (12 meses)	Sist.				32,402.21
1.02.01	MANTENIMIENTO SEMANAL	Glb.	40.00	1.00	215.85	8,634.04
1.02.02	MANTENIMIENTO MENSUAL	Glb.	6.00	1.00	413.08	2,478.46
1.02.03	MANTENIMIENTO BIMESTRAL	Glb.	6.00	1.00	413.08	2,478.46
1.02.04	MANTENIMIENTO SEMESTRAL	Glb.	2.00	1.00	5,394.27	10,788.54
1.02.05	MANTENIMIENTO CUATRIMESTRAL	Glb.	3.00	1.00	807.53	2,422.58
1.02.06	MANTENIMIENTO ANUAL	Glb.	1.00	1.00	5,600.13	5,600.13

Forma de Pago :

1er. Adelanto : 12 cuotas de 100% 35,034.21

2do. Adelanto :

Saldo :

Total sin IGV 100% 35,034.21

Sub Total US\$ 35,034.21

Valor de venta US\$ 35,034.21

I.G.V 18% 6,306.16

Total US\$ 41,340.36

Plazos :
 Tiempo de entrega : 01 AÑO

Nota:
 - Solo se incluyen los materiales o equipos indicados en el presente documento.
 - La acometida es suministrada por el cliente

 Enc. Presupuesto

 Gerente General

Notas :

No se incluyen obras civiles en general

No se incluye acometidas eléctricas

Cuentas:

BBVA (MIO) : 0011-0311-0100003938

BBVA (MIO) : 0011-0311-0100005868

BCP (MIO) : 380-2344727-0-02

BCP (MIO) : 380-2205080-1-76

BN (MIO) : 00601-073242

CCI

011-311-000100003038-80

011-311-000100005868-83

002-380-2344727-0-02-49

002-380-002930880178-44

Anexo 4: Costo de mantenimiento anual con R-717.



Frioteam S.A.C.
RUC: 20534470402
Car. Panamericana sur km 298
Predio Macacora - Subtanjalla - Ica

COTIZACION N° DMSRV 011.25-1

Cliente : SMARTPACKING
Atencion : Srs. SMARTPACKING
Proyecto : Mantenimiento de Sistema de Refrigeracion NH3
Ubicacion : Chao - La Libertad RUC :

Fecha : 9 de Abril de 2025
Validez de Oferta : 30 dias
Enviar Orden a : smartinez@frioteam.pe

Item	Descripción	Unidad	Frecuencia	Cantidad	Precio	
					Unitario	Total
1.01	MANTENIMIENTO DE EQUIPOS DE REFRIGERACION					
1.01	Material	Und				24,000.00
1.01.01	Suministro Químico para limpieza de condensador	Und	1.00	1.00	3,182.00	3,182.00
1.01.02	Filtro de aceite	Und	1.00	1.00	1,364.00	1,364.00
1.01.03	Kit de empaques para válvulas	Und	1.00	1.00	1,136.00	1,136.00
1.01.04	CONSUMIBLES (THINNER , TRAPO, LIMPIA CONTACTOR,ETC)	Und	1.00	1.00	1,023.00	1,023.00
1.01.05	LIMPIADOR DE EVAPORADOR	Und	1.00	10.00	20.00	200.00
1.02	Mantenimiento Sistema de Refrigeración (12 meses)	Sist.				17,095.00
1.02.01	MANTENIMIENTO CONDENSADORES	Glt.	1.00	1.00	2,841.00	2,841.00
1.02.02	MANTENIMIENTO DE EVAPORADORES Y VALVULAS	Glt.	1.00	1.00	5,277.00	5,277.00
1.02.03	MANTENIMIENTO DE COMPRESOR	Glt.	1.00	1.00	2,841.00	2,841.00
1.02.04	MANTENIMIENTO DE BOMBAS NH3	Glt.	1.00	1.00	1,685.00	1,685.00
1.02.05	MANTENIMIENTO DE BOMBAS NH3	Glt.	1.00	1.00	1,673.00	1,673.00
1.02.06	Gastos Generales (Alojamiento, Viáticos, Alimentación, movilidad)	Glt.	1.00	1.00	2,778.00	2,778.00

Forma de Pago :

1er. Adelanto : A TRATAR 100% 2,000.00

2do. Adelanto :

Saldo :

Total sin IGV 100% 24,000.00

Sub Total US\$ 24,000.00

Valor de venta US\$ 24,000.00

Total US\$ 28,320.00

Plazos :

Tiempo de entrega : 01 AÑO

Nota:

- Solo se incluyen los materiales o equipos indicados en el presente documento.

- No incluye PDR o Supervisor in situ.

- No esta incluido equipos de elevación y/o andamios.

- Solo se esta contemplando el personal de FT para las visitas semestrales y anuales.

Enc. Presupuesto

Gerente General

Notas :

No se incluyen obras civiles en general

No se incluye assementas electricas

Cuentas:

BDVA (Mlt) 0011-0211-0100033888

BDVA (Mlt) 0011-0211-0100033888

BCP (Mlt) 380 - 2044727 - 0 - 02

BCP (Mlt) 380 - 2044727 - 0 - 02

SV (Mlt) 00001-073242

CCI

011 - 311 - 00010003388 - 86

011 - 311 - 00010003388 - 83

002 - 360 - 2044727 - 0 - 02 - 49

002 - 360 - 00200000176 - 44

Anexo 5: Ficha técnica del nuevo compresor con R-717.

Frick**RXF 68**Johnson
Controls

SMARTPACKING

Run 1

Screw Package

Carlos Tavera

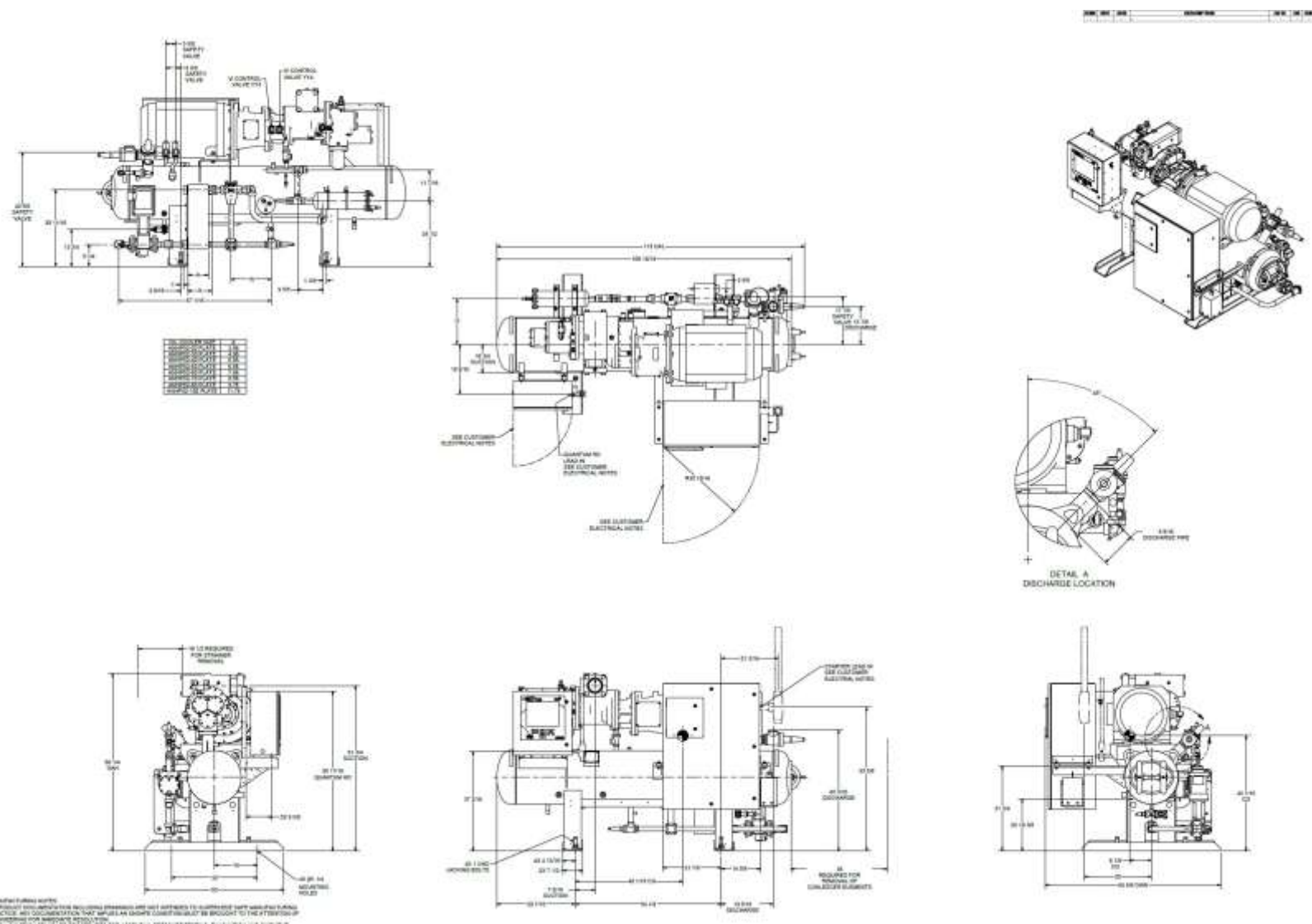
Date: **July 20, 2025**Gauge Ref: **1.01 bar**

PACKAGE		PERFORMANCE		CONDITIONS	
Model	RXF 68	Capacity	443,2 kW	Refrigerant	R717 Ammonia
Compressor	XJF 151M	Shaft Power	121,8 kW	Comp Ratio	4,73
Vi Range	2,2 - 5,0	Capacity %	100,0 %	Ideal Vi	3,87
Casing	Gray Cast Iron	COP	3,639	Actual Vi	3,50
Bearings	Standard	Slide Valve Pos	100,0 %	Disc T	82,2 °C
		Speed	100,0 %	Disc DewT	35,4 °C
		Speed	3550 rpm		
EVAPORATOR		CONDENSER			
Capacity	443,2 kW	Heat Reject	567,0 kW		
DewT/BubbleT	-10,0 °C/ -10,0 °C	DewT/BubbleT	35,0 °C/ 35,0 °C		
Pressure	2,91 bara	Pressure	13,50 bara		
Superheat	0,0 °C	Subcooling	0,0 °C		
Inlet T	35,0 °C	Ext Subcooling	0,0 °C		
Line Superheat	2,0 °C	Line Superheat	0,0 °C		
Line Pres Drop	0,00 bar	Line Pres Drop	0,00 bar		
OIL COOLING		OIL FLOWS			
Type	Frick #3	Total Flow	75,5 L/min		
Cooling Type	Thermosyphon	Pump Type	None		
Heat Reject	52,3 kW	Valve Dia	2,5 cm		
Bearing Oil T	54,4 °C	Valve Pos	16,8 %		
		System dP	0,69 bar		
FLOW		SUCTION VALVE		DISCHARGE VALVE	
Suction	24,5 kg/min	Type	Standard	Type	Standard
Discharge	24,5 kg/min	Pres Drop	0,02 bar	Pres Drop	0,02 bar
		Stop	10,2 cm	Stop	7,6 cm
		Check	12,7 cm	Check	7,6 cm
OIL SEPARATOR		MOTOR		DESIGN	
Orientation	Horizontal	Nominal Power	130 kW	Min Cond	22,0 °C /22,0 °C
Diameter	50,8 cm	Nominal SF	1,15	Min Speed	720 rpm
Coalescers	1	Actual SF	1,23	Mx Oil HR	52,3 kW
Design Pres	20,68 bar	Volt	460/3/60		
Velocity Ref	0,54	FLA	200		
Saver CR	3,22	Drive	Drive Loose		

⚠ WARNINGS

No Warnings

Anexo 6: Esquema y dimensiones de equipo unidad motocompresora.



Anexo 7: Ficha técnica de condensador evaporativo.

1. ZHX-1250 EVAPORATIVE CONDENSER TECHNICAL PARAMETERS:

No	Technical Item	Parameter	Note
General	1 Real Heat Rejection (KW)	900	
	2 Condensing temperature (°C)	35	
	3 Design pressure (MPa)	2.0	
	4 Test Pressure (MPa)	2.5	Air Pressure
	5 Wet Bulb Temperature (°C)	27	
	6 Running weight (Kg)	10510	
	7 Fan total air volume (m³/h)	135000	
	8 Pumps total amount of water (m³/h)	150	
	9 Largest Power (Fan+Water Pump)	15	
	10 Outer Size (Length*Width*Height)	4240×2200×4965	
FAN	11 Fan Type	axial-flow type	

	12	Fan Qty.	3	
	13	Unit Fan Air Volume (m³/h)	45000	
	14	Unit Fan Motor Rated Power (Kw)	4	WEG/INNOMOTICS
	15	Wind Pressure (Pa)	180	
	16	Fan degree of protection, insulation class	Protection Degree IP55, Insulation Class F	
Spray pump	17	Water Pump Type	Centrifugal Pump	
	18	Pump Qty.	1SET	
	19	Unit Water Pump Flow (m³/h)	150	
	20	Unit Water Pump Motor Rated Power (Kw)	3	WEG/INNOMOTICS
	21	Head (m)	5	
	22	Water Pump degree of protection, insulation class protection	Protection Degree IP55, Insulation Class F	
COIL	23	Heat exchange tube Material	SS304	PSOCO/BAO STEEL/TAI GANG
	24	Heat exchange Tube specification	25*1.5mm	
	25	Design pressure	2.0MPa	
	26	Coil Tank Head	SS304	
Fill & Drift Eliminator	27	Water Losing Rate	0.002%	
	28	Fill	With Fill	
	29	Fill Material	PVC	
Ammonia Inlet/Outlet	30	Inlet/Outlet Dia. (mm)	DN100/DN100	

Anexo 8: Esquema técnico y plano de ubicación de nuevo sistema de refrigeración con R-717.

https://drive.google.com/drive/folders/1eM1hPloGsP_vXOQ0Nx15YGxqqY-dIIIdA?usp=drive_link