

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



**“EVALUACIÓN TERMOEXERGÉTICA DE LA COMPRESIÓN
DE VAPOR EN ESCALA EN EL COEFICIENTE DE
PERFORMANCE DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN EN LA
PLANTA FRIGORÍFICA PRC S.A.C., 2016”**

**PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE
INGENIERO EN ENERGÍA**

AUTOR(ES):

- ✓ Bach. De los santos Reyna, Yery Juan José
- ✓ Bach. Mariños Rosado, Diego Jhovanny

ASESOR:

MSc. Chucuya Hualpachoque, Roberto Carlos

NUEVO CHIMBOTE – NOVIEMBRE

2017



UNS
UNIVERSIDAD
NACIONAL DEL SANTA

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

HOJA DE CONFORMIDAD DEL ASESOR

La presente Tesis ha sido revisada y desarrollada en cumplimiento del objetivo propuesto y reúne las condiciones formales y metodológicas, estando encuadrado dentro de las áreas y líneas de investigación conforme al reglamento general para obtener el título profesional en la Universidad Nacional del Santa (R: D: N° 471-2002-CU-R-UNS) de acuerdo a la denominación siguiente:

**TESIS PARA OPTAR EL TÍTULO PROFESIONAL DE INGENIERO EN
ENERGÍA**

**Título: "EVALUACIÓN TERMOEXERGÉTICA DE LA COMPRESIÓN DE
VAPOR EN ESCALA EN EL COEFICIENTE DE PERFORMANCE DEL
SISTEMA DE REFRIGERACIÓN EN LA PLANTA FRIGORÍFICA PRC S.A.C.,
2016"**

TESISTAS:

Bachiller DE LOS SANTOS REYNA, Yery Juan José
Bachiller MARIÑOS ROSADO, Diego Jhovanny

MSc. Roberto Chucuya Hualpachoque
ASESOR



UNS
UNIVERSIDAD
NACIONAL DEL SANTA

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

HOJA DE CONFORMIDAD DEL JURADO

El presente proyecto de investigación de Tesis titulado:

**"EVALUACIÓN TERMOEXERGÉTICA DE LA COMPRESIÓN DE VAPOR
EN ESCALA EN EL COEFICIENTE DE PERFORMANCE DEL SISTEMA DE
REFRIGERACIÓN EN LA PLANTA FRIGORÍFICA PRC S.A.C., 2016"**

Elaborado por los tesisistas:

Bachiller DE LOS SANTOS REYNA, Yery Juan José
Bachiller MARIÑOS ROSADO, Diego Jhovanny

Revisado y Aprobado por el siguiente jurado Evaluador

Mg. Robert Guevara Chinchayan

Presidente

Dr. Serapio Quillos Ruiz

Secretario

M.Sc. Roberto Chucuya Huallpachoque

Integrante

DEDICATORIA

Primeramente a Dios por darme la vida, por hacerme sentir su fe y su gloria todos los días.

A mis padres Roger y Nancy con mucho cariño, quienes siempre me expresaron su amor y apoyo incondicional en esta etapa de mi vida

Mariños Rosado Diego

DEDICATORIA

A Dios por su apoyo infinito y por ser nuestro guía en mi carrera y por ser la luz en mi vida.

A mis queridos padres José y Marleny por el esfuerzo de todos los días y su afán de siempre querer lo mejor para nosotros

De los Santos Reyna Yery

AGRADECIMIENTOS

Los autores expresan sus agradecimientos a:

A nuestro asesor de tesis el Ingeniero ROBERTO CHUCUYA HUALLPACHOQUE, por su apoyo, enseñanza y orientación, quien con sus conocimientos, experiencia y motivación ha logrado que nosotros terminemos nuestros estudios con éxito.

Al grupo de docentes como los Ingenieros ROBERT GUEVARA CHINCHAYAN y el Ingeniero CARLOS MONTAÑEZ MONTENGRO que hacen parte de la Escuela de Ingeniería en Energía por sus aportes y enseñanzas.

Igualmente agradecer al personal de la Planta de hielo PRC S.A.C., por su confianza, apoyo y por habernos brindado la oportunidad de desarrollar nuestra tesis en su empresa.

Finalmente a nuestras FAMILIAS, porque fueron el soporte moral y económico durante todo el proceso de realización de este proyecto.

“Hay una fuerza motriz más poderosa que el vapor y la electricidad, es la voluntad”

ALBERT EINSTEIN

RESUMEN

La presente investigación, se llevó a cabo en la planta de hielo “PRC S.A.C.”, cuya actividad es la producción y comercialización de hielo principalmente utilizados en la industria pesquera. El problema en la empresa surge durante la temporada alta debido al aumento de la demanda en su producto, durante la cual la empresa afronta una insuficiente capacidad de producción, por lo que opta por aplicar la política de disminuir el tiempo de congelación de sus bloques de hielo, originando hielo quebradizo.

Para evaluar el sistema de producción y diseñar las mejoras necesarias hacia la mejora de la productividad en la fábrica de hielo “PRC S.A.C.”. Se evaluará el sistema actual de refrigeración por compresión de vapor con interfriador. Luego, se analizará el sistema de refrigeración por compresión de vapor con sistema de escala de compresores. Estas evaluaciones tienen la finalidad de determinar la eficiencia exergética a través de las irreversibilidades, de tal manera que nos permita comparar y tener una mejora en el coeficiente de performance. Posteriormente, y finalmente, se realizará una evaluación termoeconómica de dichos sistemas que permita analizar a la empresa la conveniencia en estudio, mediante la reducción de sus costos de producción usando de forma eficiente sus procesos productivos, brindando productos de calidad, y siendo competitiva en el mercado.

Palabras claves: Hielo, exergía, termoeconómica, mejora y capacidad de producción.

ABSTRACT

The present investigation was carried out in the ice plant "PRC S.A.C.", whose activity is the production and commercialization of ice mainly used in the fishing industry. The problem in the company arises during the high season due to the increase of the demand in its product, during which the company faces an insufficient production capacity, reason why it opts to apply the policy to reduce the freezing time of its blocks of Ice, giving rise to brittle ice.

To evaluate the production system and design the necessary improvements towards the improvement of productivity in the "PRC S.A.C." ice factory. The current steam compression refrigeration system with intercooler will be evaluated. Then, steam compression refrigeration system with system of scale of compressors will be analyzed. These evaluations have the purpose of determining the exergetic efficiency through the irreversibilities, in such a way that allows us to compare and have an improvement in the performance coefficient. Subsequently, and finally, a thermoeconomic evaluation of these systems will be carried out, allowing the company to analyze the suitability under study, by reducing its production costs efficiently using its production processes, providing quality products, and being competitive in the market.

Key words: Ice, exergy, thermoeconomic, improvement and production capacity.

ÍNDICE

Acta de conformidad del asesor	i
Acta de conformidad del jurado	ii
Dedicatoria.....	iii
Agradecimiento.....	v
Resumen	vi
Abstract.....	vii
CAPITULO I: INTRODUCCIÓN	1
1.1 Introducción	2
1.2 Realidad Problemática.....	4
1.3 Antecedentes	5
1.4 Lugar donde se ha realizado el estudio	7
1.5 Formulación del problema	10
1.6 Justificación.....	10
1.7 Hipótesis.....	11
1.8 Objetivos	11
CAPITULO II: MARCO TEÓRICO	12
2.1 Exergía	13
2.1.1 Definición	13
2.1.2 Evaluación termoexergética.....	13
2.1.3 Concepto de entorno y medio ambiente	13
2.1.4 Concepto de estado muerto.....	14
2.1.5 Calculo de la exergía	15
2.1.6 Balance de exergía para sistemas cerrados	15
2.1.7 Transferencia de la exergía.....	17
2.1.8 Visualización de la exergía y anergía en un proceso térmico.....	17
2.1.9 Balance de exergía de un volumen de control	18
2.1.10 Análisis exergético de un ciclo real por compresión mecánica de vapor	20
2.2 Sistemas de refrigeración por compresión mecánica de vapor.....	25
2.2.1 Definición	25
2.2.2 Ciclo teórico de refrigeración por compresión de vapor	25

2.3	Componentes de un sistema de refrig. por compresión de vapor	27
2.3.1	Sistema de equipos	27
2.3.2	Compresores	27
2.3.3	Condensadores	30
2.3.4	Valvulas de expansión	31
2.3.5	Evaporadores	31
2.4	Componentes adicionales.....	31
2.4.1	Tanques de expansión.....	31
2.4.2	Enfriador de aceite.....	31
2.4.3	Tanque de amoniaco	32
2.4.4	Bomba de amoniaco	32
2.4.5	Tanque de termosifon	32
2.5	Sistema de refrigeración con interfriamiento.....	33
2.5.1	Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor con interfriamiento.....	33
2.5.2	Recalentamiento y subenfriamiento	34
2.6	Sistemas de refrigeración en cascada.....	35
2.7	Compresión en etapas multiples con interfriamiento.....	36
2.8	Carga frigorífica en la generación de hielo en bloques.....	37
2.8.1	Planta de refrigeración de hielo en bloque	37
2.8.2	Condiciones del agua de salmuera.....	37
2.8.3	Balance de energía en la planta de hielo en bloque	38
2.9	Indicadores de un sistema de refrigeración por compresión de vapor.....	41
2.9.1	Efecto refrigerante	41
2.9.2	Potencia del compresor.....	41
2.9.3	Potencia termica de rechazo	42
2.9.4	Coficiente de Performance.....	42

CAPITULO III: MATERIALES Y MÉTODOS 46

3.1	Materiales	47
3.1.1	Equipos	48
3.1.2	Instrumentos	50
3.1.3	Sustancias reactivas	53
3.1.4	Inventario de planta	56
3.2	Método de Investigación.....	57

3.2.1. Operación condiciones actuales.....	57
3.2.2. Diseño de la investigación	58
3.2.3. Procedimiento	58
3.3 Metodología de Cálculo.....	59
3.3.1. Diagrama de flujo de procedimiento	59
CAPITULO IV: CALCULOS Y RESULTADOS	60
4.1 Calculos preliminares	61
4.2 Balance de energía en el sistema de refrigeración por compresión de vapor con interfriador	67
4.3 Balance de energía en el sistema de refrigeración por compresión de vapor con sistema de escala de compresores	69
4.4 Analisis exergético del sistema de refrigeración por compresión de vapor	82
4.5 Evaluación termoeconómica de los sistemas de refrigeración	101
V. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	103
5.1 Conclusiones.....	104
5.2 Recomendaciones	105
VI. BIBLIOGRAFÍA	106
6.1 Fuentes bibliográficas	107
6.2 Fuentes de tesis.....	108
6.3 Citas Web	109
ANEXOS.....	110

LISTA DE TABLAS

Tabla 01: Materiales empleados en la investigación	47
Tabla 02: Especificaciones del primer compresor de tornillo	48
Tabla 03: Especificaciones del segundo compresor de tornillo	48
Tabla 04: Especificaciones del compresor de pistón.....	48
Tabla 05: Especificaciones del condensador	49
Tabla 06: Especificaciones del tanque de amoniaco	49
Tabla 07: Especificaciones del serpentín evaporador.....	50
Tabla 08: Especificaciones del Manómetro Bourdon.....	50
Tabla 09: Especificaciones del Termómetro bimetálico	52
Tabla 10: Especificaciones del Pirómetro	52
Tabla 11: Propiedades físicas del agua.....	53
Tabla 12: Propiedades del amoniaco	54
Tabla 13: Propiedades del aire	54
Tabla 14: Planta de hielo en bloques	56
Tabla 15: Datos Ingreso para determinación de la Carga Térmica	61
Tabla 16: Datos Ingreso para determinación de la Carga Térmica	64
Tabla 17: Valores del Refrigerante en el Ciclo de Refrigeración por compresión de vapor.....	67
Tabla 18: Valores del Refrigerante en el Ciclo de Refrigeración por compresión de vapor con sistema de escala de compresores sin interfriador.....	70
Tabla 19: Valores del Refrigerante en el Ciclo de Refrigeración por compresión de vapor con sistema de escala de compresores con Interfriador	76
Tabla 20: Valores del Refrigerante en el Ciclo de Refrigeración por compresión de vapor con Interfriador	82
Tabla 21: Valores del análisis exergético del sistema de refrigeración por compresión de vapor con Interfriador	88
Tabla 22: Valores del Refrigerante en el Ciclo de Refrigera	89

Tabla 23: Valores del análisis exergético del sistema de refrigeración por compresión de vapor con escala de compresores	96
Tabla 24: Valores del Coeficiente de Performance de los sistemas de Refrigeración	97
Tabla 25: Valores de la Eficiencia Exergética de los sistemas de Refrigeración	98
Tabla 26: Valores de las Irreversibilidades de los sistemas de Refrigeración.....	99
Tabla 27: Valores de las Exergías Destruídas de los sistemas de Refrigeración.....	100
Tabla 28: Potencia de Equipos de SRCVI y SRCVEC	101
Tabla 29: Potencia Total de SRCVI y SRCVEC.....	102
Tabla 30: Comparación de SRCVI y SRCVEC	102

LISTA DE FIGURAS

Figura 01: Ubicación de las Inversiones Frigoríficas S.A.C	7
Figura 02: Organigrama de Inversiones Frigoríficas PRC. S.A.C.	9
Figura 03: Entorno y medio ambiente	14
Figura 04: Diagrama exergético - energético de un ciclo de refrigeración	18
Figura 05: Diagrama de P vs h del ciclo de refrigeración teórico del sistema de refrigeración por compresión de vapor	26
Figura 06: Esquema de interconexión de equipos de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor	27
Figura 07: Compresor de pistón, marca Vilter	28
Figura 08: Compresor de tornillo, marca Vilter	29
Figura 09: Condensadores Evaporativos	30
Figura 10: Componentes básicos de un sistema real de refrigeración por compresión de vapor	32
Figura 11: Sistemas de refrigeración con interfriamiento	33
Figura 12: Ciclo real de refrigeración con interfriamiento.....	34
Figura 13: Sistema de compresión en etapas múltiples con interfriamiento	36
Figura 14: Perfil de temperatura para la generación de hielo en bloque	39
Figura 15: Esquema de intercambiador de calor (interfriador)	43
Figura 16: Enfriamiento por inyección total	44
Figura 17: Diagrama p-h de enfriamiento por inyección total	45
Figura 18: Manómetro Bourdon.....	51
Figura 19: Termómetro bimetalico.....	51
Figura 20: Pirómetro PCE-778.....	53
Figura 21: Algoritmo de Metodología de Calculo	59
Figura 22: Distribución de la carga térmica total del ciclo de refrigeración	64
Figura 23: Distribución de equipos de ciclo de refrigeración por compresión de vapor.....	65
Figura 24: Diagrama P vs h del ciclo de refrigeración por compresión de vapor	65

Figura 25: Intercambio de flujos en el Interfriador	66
Figura 26: Distribución de equipos de ciclo de refrigeración por compresión de vapor con sistema de escala de compresores sin interfriador	69
Figura 27: Diagrama P vs h del ciclo de refrigeración por compresión de vapor con sistema de escala de compresores sin interfriador	70
Figura 28: Distribución de equipos de ciclo de refrigeración por compresión de vapor con sistema de escala de compresores con interfriador	74
Figura 29: Diagrama P vs h del ciclo de refrigeración por compresión de vapor con sistema de escala de compresores con interfriador	75
Figura 30: Comparación del análisis exergético en los procesos del sistema de refrigeración por compresión de vapor con Interfriador.....	88
Figura 31: Comparación del análisis exergético en los procesos del sistema de refrigeración por compresión de vapor con escala de compresores	96
Figura 32: Comparación del coeficiente de performance de los sistemas de refrigeración	97
Figura 33: Comparación de la Eficiencia Exergética de los sistemas de Refrigeración	98
Figura 34: Comparación de las Irreversibilidades de los sistemas de Refrigeración	99
Figura 35: Comparación de las Exergías Destruídas de los sistemas de Refrigeración	100

LISTA DE ANEXOS

Anexo 01: Ubicación geográfica de la empresa P. R. C. S.A.C.....	111
Anexo 02: Fotos de la empresa P.R.C. S.A.C.	112
Anexo 03: Historial de energía activa de la planta frigorífica P.R.C. S.A.C. - 2016.....	118
Anexo 04: Venta de hielo en bloque de la planta frigorífica P.R.C. S.A.C. - 2016	119
Anexo 05: Parámetros de operación de los compresores Vilter.....	120
Anexo 06: Datos de presión y temperatura general de los compresores Vilter.....	121
Anexo 07: Subenfriamiento e interfriamiento (Interfriador).....	122
Anexo 08: Partes importantes del Intercooler marca Vilter	123
Anexo 09: Catálogo del compresor tipo pistón – Vilter.....	124
Anexo 10: Catálogo del compresor tipo tornillo – Vilter.....	125
Anexo 11: Catálogo del condensador evaporativo – Vilter.....	126
Anexo 12: Catálogo del evaporador serpentín – Bohn.....	127
Anexo 13: Precios de tarifa MT3 / Energía eléctrica	128
Anexo 14: Selección de intercambiador de calor	129

CAPITULO I

INTRODUCCIÓN

1.1. INTRODUCCIÓN

En la refrigeración industrial las aplicaciones son más grandes en tamaño y capacidad que las comerciales, algunas aplicaciones típicas son en plantas de hielo, conservación y manipulación de alimentos, en producción de calor, almacenes refrigerados, entre otras.

Las industrias de refrigeración son grandes consumidoras de energía, deben establecer estrategias de control que las conduzcan a un marco de competitividad y producción eficiente. La producción de hielo en bloque es una de ella. Sin embargo, en estas plantas normalmente no se establece un control del proceso diferente a un temporizador de ciclo fijo que determina el final del periodo de producción.

En los diferentes sectores productivos, la variación de la demanda en función a la temporalidad hace que la producción varíe, por lo que en algunos casos es necesario aumentar la capacidad de producción, mientras que en otros simplemente, disminuir la misma.

Actualmente, la industria de producción de hielo es una industria en crecimiento, por lo que es una de las más importantes de los últimos años ya que sirve para la conservación de alimentos; uno de los campos de mayor utilización de hielo en nuestro medio es en la industria de la pesca. El hielo juega un papel clave en la preservación de la calidad del pescado de exportación, así como en su transporte interno y comercialización.

El empleo del hielo es requerido a bordo de pequeñas embarcaciones de pesca desde la captura hasta el desembarco del pescado, para evitar su descomposición debido a la acción de microorganismos que aparecen luego de la muerte del pescado, el mismo que es conservado en recipientes que contienen agua, hielo y sal.

En el caso de la planta de hielo frigorífica “PRC S.A.C.”, ubicada en el departamento de Ancash, se utiliza un sistema de fabricación de hielo de forma tradicional con baño de salmuera. Este último actúa como un refrigerante secundario, ya que de sus características y propiedades depende en gran parte la eficiencia de la planta en lo que se refiere a tiempo de congelación del agua y conservación de equipo y material en contacto con la salmuera. Este refrigerante,

es aquel que rodea a los moldes para la congelación del agua y obtención del hielo. En cuanto, al proceso de refrigeración, se utiliza como refrigerante al amoníaco en un sistema por compresión de vapor, para lo cual cuenta con una serie de maquinarias.

Por tanto, en la presente investigación, se pretende proponer las mejoras necesarias para incrementar el rendimiento de la planta de hielo “PRC S.A.C”, previo a ello se determinará la demanda futura de la empresa en estudio. Después, se realizará un diagnóstico del proceso de producción para en base a ello disminuir el tiempo de ciclo de la etapa de congelamiento del proceso de producción de bloques de hielo, luego se diseñaran las modificaciones necesarias para incrementar la capacidad de producción de la empresa y finalmente un análisis costo-beneficio de dicha propuesta de mejora, para determinar si la empresa en estudio se beneficia o no con la nueva propuesta.

1.2. REALIDAD PROBLEMÁTICA

Durante el proceso de producción de hielo en bloque de la planta frigorífica PRC S.A.C., se observa que como en todo sistema productivo, el tiempo de ciclo necesario para el proceso de congelamiento es un problema que se presenta a diario durante la temporada alta, esto debido a que se incrementa su demanda, es decir hay mayor extracción de pescado, asimismo, se tienen clientes eventuales, los cuales al no ser clientes perennes de la empresa, llegan a realizar su compra en el momento menos esperado y sin haber realizado su pedido con anticipación; por ende, la empresa para entregar sus pedidos a tiempo se ve en la necesidad de disminuir el tiempo de congelamiento ocasionando 2 cosas; la primera, que el bloque no complete su ciclo y que su calidad se vea afectada obteniendo hielo quebradizo, y la segunda, que la planta llegue al 100% de utilización de su capacidad instalada.

La planta frigorífica PRC S.A.C., actualmente utiliza tecnología tradicional para el sistema de refrigeración de bloques de hielo, es decir no cuenta con equipos que ayuden a mejorar el proceso y por ende obtener un producto terminado de calidad es casi imposible.

Así pues, debido a la multitud de aplicaciones y su relevante importancia, la planta frigorífica PRC S.A.C., en sus instalaciones de producción de frío por compresión de vapor tiene un alto porcentaje de consumo energético como también un alto impacto económico y medioambiental. Por un lado, el efecto invernadero indirecto asociado al origen de la energía utilizada, y por otro, el efecto directo asociado a las fugas de refrigerante porque se emplea refrigerantes con un elevado potencial de calentamiento mundial (PCM).

Luego de haber realizado el diagnóstico actual del proceso de producción del hielo y conocer las causas que originan los problemas de hielo quebradizo y exceso de agua utilizada durante dicho proceso, se procederá a evaluar las propuestas de mejoras, las cuales permitirán dar solución a las causas que generan los problemas antes mencionados en la planta frigorífica PRC S.A.C.

Estas soluciones generaran procesos más eficientes para la reducción de los costos de producción, ya que optar por avances tecnológicos nuevos incrementa la variabilidad de los costos, como también se disminuirá el tiempo de congelamiento en la cual esta etapa demora entre 20 a 24 horas y así empleando el menor tiempo se obtendrá hielo de mejor calidad, además de los escenarios que se presentan actualmente en nuestra región donde se compite con otros productores, en ese sentido se tiene que mejorar los sistemas para garantizar la sobrevivencia de estas.

En respuesta se pretende evaluar el mejor sistema de producción para la planta frigorífica PRC.S.A.C, empleando la herramienta de evaluación exergética y económica que permitirá dar a conocer las reversibilidades de los equipos para cuantificar la cantidad de energía que se pierde o gana en cada proceso, así como la calidad de energía que debería aprovecharse para obtener mejor COP y funcionamiento de los equipos, además analizar factores de cargas térmicas y sobre todo obtener ahorros en la producción.

1.3. ANTECEDENTES

Se tienen los siguientes estudios que sirven como antecedentes al presente informe de tesis:

- Salazar, P., y Lugo L. (2010), realizaron un análisis termodinámico a los ciclos de refrigeración por compresión de vapor de HF-134a de una, dos y tres etapas de compresión y a un ciclo simple de refrigeración por compresión de vapor de CO₂ operando a condiciones subcríticas y supercríticas. En el análisis se obtiene el coeficiente de operación, la potencia suministrada al compresor, la eficiencia exergética y las irreversibilidades para cada una de los ciclos de refrigeración.

Al comparar el ciclo de CO₂ con los ciclos con HF-134a se tiene, que debido a las altas presiones a la que se realiza el enfriamiento, las pérdidas de la disponibilidad de la energía son más significativas en el proceso de compresión y estrangulamiento, resultando con una eficiencia exergética menor al 65% que el ciclo de una etapa con R-134A.

- Núñez, S. (2006), concluye que los sistemas subenfrian el refrigerante a la salida del condensador mediante un ciclo de refrigeración por compresión mecánica de vapor más pequeño, los componentes físicos de estos sistemas son revisados, explicados y analizados para desarrollar modelos termodinámicos que permiten hacer una evaluación del COP de estos sistemas, para los cuales se desarrolló una metodología de solución. Por medio de esta metodología se pudo hacer la evaluación de estos modelos para comparar la mejoría que se obtiene al aplicar subenfriamiento mecánico con respecto al sistema simple de refrigeración. Se encontró que estos sistemas tienen una mejoría significativa en el COP del sistema en comparación con el sistema simple, pero no hay diferencia entre aplicar el sistema de subenfriamiento mecánico dedicado o el sistema de subenfriamiento mecánico integrado. Ambos sistemas se comportan de forma similar respecto al consumo de trabajo mecánico y a la mejoría del COP obtenida.

Se realizó una comparación de estos tres modelos en función de la distribución óptima de las áreas de intercambio de calor y se obtuvo que los sistemas de subenfriamiento mecánico mejoran el COP en los sistemas de refrigeración en 15% en comparación con un sistema sin subenfriamiento

- León, H., y Darío, G. (2007), analizaron con ayuda del software EES (Engineering Equation Solver) una serie de técnicas de exploración y evaluación que permitan determinar el grado de eficiencia que pueda tener una planta dedicada a suministrar frío, con el fin de obtener estrategias energéticas que representen un ahorro de energía eléctrica en los equipos del proceso.

El primer paso para lograr un mejor uso de la energía es el de realizar un diagnóstico energético, el cual consiste en efectuar una serie de técnicas de exploración y evaluación que permiten determinar el grado de eficiencia/deficiencia que tiene una planta.

El resultado final fue una herramienta computacional simple, didáctica y atractiva al usuario, cuyo objetivo bajo el ambiente del software EES, es el desarrollo de algunas estrategias para el ahorro de energía aplicable a plantas frigoríficas; ya que permite facilidad y celeridad en la obtención de los resultados.

- Rangel, R. (2003), concluye que la evaluación de las irreversibilidades se hizo para cada uno de los componentes del sistema de refrigeración (evaporador, línea de succión, compresor, línea de descarga, condensador, línea de líquido y la válvula de expansión). También se analizó la evaluación de la carga térmica que incide directamente sobre las irreversibilidades originadas en el sistema de refrigeración. Donde estas irreversibilidades totales del sistema de refrigeración se situaron entre los rangos del 85% y 97% de la energía suministrada en el compresor a través de un motor eléctrico, durante las 2 horas de experimentación. Cuando se disminuye la irreversibilidad en el compresor no se logra un ahorro de energía, ya que las irreversibilidades generadas en el condensador, evaporador y dispositivos aumentan. Lo que trate como consecuencia que la potencia suministrada al compresor no disminuya.

1.4. LUGAR DONDE SE HA REALIZADO EL ESTUDIO

1.4.1. Generalidades

- **Razón Social** : Inversiones Frigoríficas PRC S.A.C.
- **RUC** : 20445735559
- **Departamento** : Ancash
- **Provincia** : Santa
- **Distrito** : Chimbote
- **Ubicación** : Av. Enrique Meiggs 1245 A.H. Miraflores I Zona Jr. Moquegua, 444.



*Figura 01: Ubicación de las Inversiones Frigoríficas S.A.C.
Fuente: Google Map – Vía GPS*

1.4.2. Misión

En INVERSIONES FRIGORIFICAS PRC S.A.C. Nos dedicamos a la producción de hielo en bloques, ofrecemos productos que cumplan con la calidad que nuestros clientes desean, buscando siempre su satisfacción total y la seguridad para ellos y sus familias.

Así mismo, es misión de la empresa dirigir todas sus actividades con base a los valores con los que fue fundada y mantener siempre un comportamiento moral- ético, para nuestro cliente y la sociedad.

1.4.3. Visión

Basados en la experiencia y el reconocimiento en el mercado, tenemos la visión de ser una empresa líder en el mercado de hielo, siendo la calidad un factor trascendente en nuestra operación, distribución y servicio.

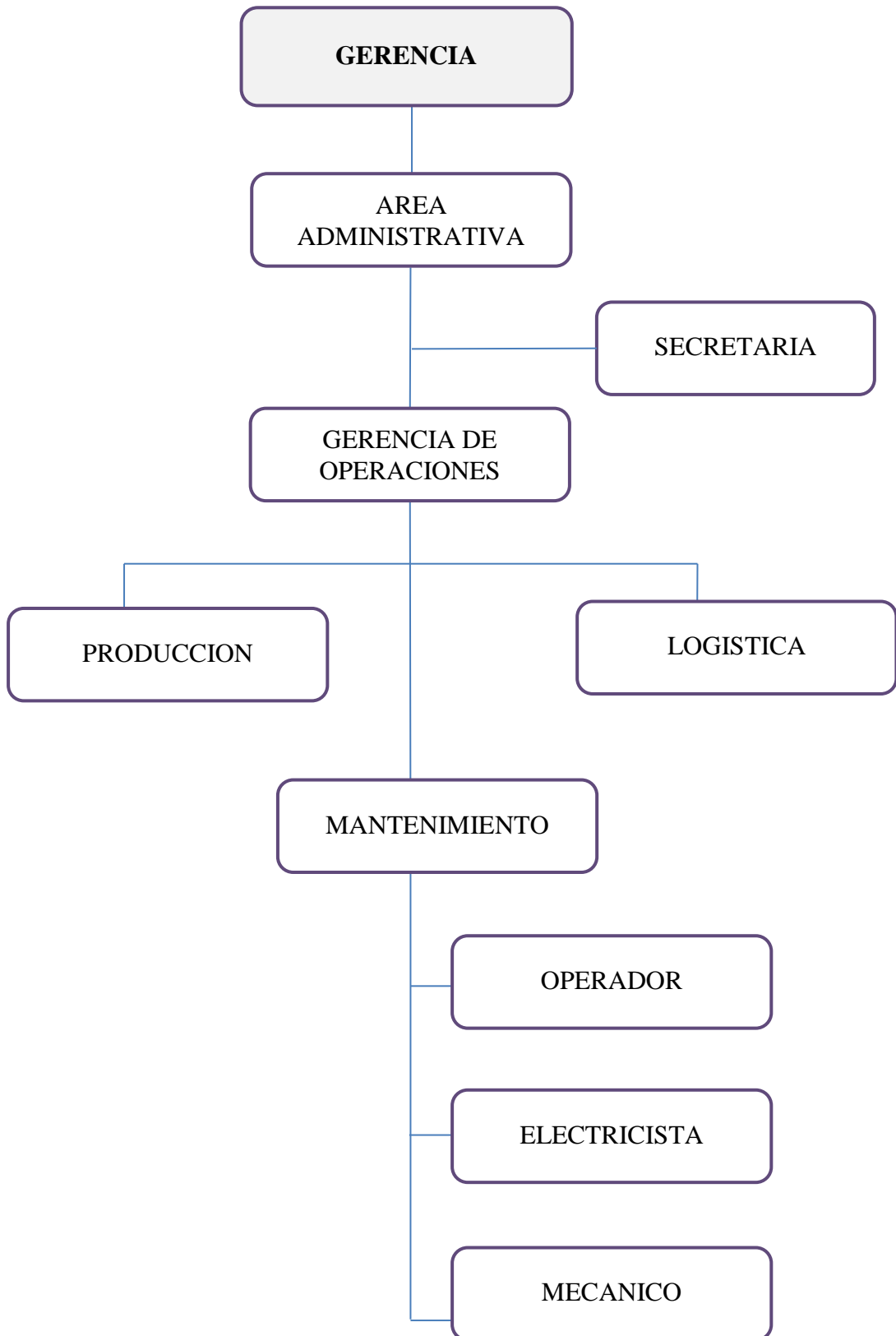
1.4.4. Descripción del Proceso

La producción bloques de hielo es una operación discontinua, una vez vaciados, los moldes se vuelven a rellenar de agua y se vuelven a colocar en el depósito de salmuera durante otro período de congelación. Sea cual sea la capacidad de la máquina de elaboración de hielo en bloques, se necesita mano de obra de forma continua para atender todas las operaciones, en concreto la extracción y manipulación del hielo.

1.4.5. Otras instalaciones

Además de la mencionada instalación, Inversiones Frigoríficas no solo cuenta la planta de hielo , en 2010 se otorgó a la empresa Inversiones Frigoríficas S.A.C. la autorización para la instalación de un establecimiento industrial pesquero para realizar las actividades de procesamiento de productos biológicos a través de plantas de congelador y harina de pescado residual de carácter accesorio y complementaria a su actividad principal , a ubicarse a la altura del Km 445 , de la Carretera Panamericana Norte ,distrito y provincia de santa , departamento de Ancash, teniendo licencia para la operación de la planta con una capacidad de 55 t/día y almacenamiento con una capacidad de 806 t.

1.4.6. Organización de la Empresa



*Figura 02: Organigrama de Inversiones Frigoríficas PRC. S.A.C.
Fuente: Elaboración propia*

1.5. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA

Teniendo en cuenta la Planta Frigorífica PRC S.A.C. que presenta un incremento de su demanda en la temporada alta y su producción se ve afectada por el proceso de congelamiento para el tiempo de ciclo necesario, habiendo indicado los criterios de la investigación.

¿Mediante la evaluación termoexergética del sistema de refrigeración por compresión de vapor en escala en qué porcentaje se incrementa el coeficiente de performance en la planta frigorífica PRC. S.A.C., 2016?

1.6. JUSTIFICACIÓN

Los sistemas de producción de frío por compresión de vapor, que han llegado a nuestros días con mejoras en su realización, estos sistemas han sido y seguirán formando parte fundamental de nuestras vidas. De esta forma, el sistema de compresión de vapor es el método más extendido a nivel mundial para la producción de frío, utilizándose en gran parte en aplicaciones de refrigeración doméstica, comercial, industrial y climatización.

Ante la necesidad de mejorar los diseños y operación de los sistemas de producción de frío, es necesario contar con sistemas más eficientes, induciendo esto a disponer de modelos. La empresa Inversiones Frigoríficas PRC SAC, cuenta con sistema de refrigeración por compresión con interfriamiento de forma tradicional con baño de salmuera, esta salmuera actúa como refrigerante que rodea a los moldes para la congelación del agua y obtención del hielo. En cuanto, al proceso de refrigeración, se utiliza como refrigerante al amoníaco en un sistema por compresión de vapor, para lo cual cuenta con una serie de maquinarias.

Esta investigación es necesaria para la planta frigorífica PRC.S.A.C., ya que gracias a la herramienta de evaluación exergética y económica permitirá dar a conocer las reversibilidades de los equipos para cuantificar la cantidad de energía que se pierde o gana en cada proceso, así como la calidad de energía que debería aprovecharse para obtener mejor COP y funcionamiento de los equipos, además analizar factores de cargas térmicas y sobre todo obtener ahorros en la producción.

1.7. HIPÓTESIS

La evaluación termoexergética del sistema de refrigeración por compresión de vapor en escala, incrementa en un 10% el coeficiente de performance en la planta frigorífica PRC S.A.C., 2016.

1.8. OBJETIVOS

1.8.1. Objetivo General:

- Aplicar una evaluación termoexergética al sistema de compresión de vapor en escala para incrementar el coeficiente de performance en el sistema de refrigeración de la planta frigorífica PRC.S.A.C.

1.8.2. Objetivos Específicos:

- Realizar un balance de energía al sistema de refrigeración por compresión de vapor con interfriador en la planta frigorífica PRC.S.A.C.
- Realizar un balance de energía al sistema de refrigeración por compresión de vapor con sistema de escala de compresores en la planta frigorífica PRC.S.A.C.
- Realizar una comparación mediante la eficiencia exergética de los sistemas de refrigeración por compresión de vapor con interfriador y de escala de compresores en la planta frigorífica PRC.S.A.C.

CAPITULO II

MARCO TEÓRICO

2.1. EXERGÍA

2.1.1. Definición

El Primer Principio de la Termodinámica dice que la energía se conserva en cualquier proceso y que no se puede crear ni destruir; la energía que acompaña a un combustible, o a los flujos de materia, etc., se puede localizar y determinar en los productos resultantes.

La exergía se puede destruir a causa de las irreversibilidades y también se puede transferir hacia o desde un sistema; la exergía es el máximo trabajo teórico que se puede realizar cuando el sistema cerrado evoluciona hasta alcanzar el equilibrio con el ambiente, (estado muerto). (Cengel, 2002).

2.1.2. Evaluación Termoexergética

El uso eficiente de los recursos energéticos va asociado a la destrucción y pérdida de exergía en los sistemas, siendo el objetivo de la evaluación termoexergética el localizar, cuantificar e identificar éstas causas. La exergía es, por lo tanto, una medida de la diferencia de temperaturas expresada en calor entre el estado de un sistema cerrado y el estado del medio ambiente.

2.1.3. Concepto de entorno y medio ambiente

Todo sistema evoluciona cuando interactúa con su entorno, por lo que es importante distinguir entre los conceptos de medio ambiente y de entorno.

Se define el entorno como todo aquello que no estando incluido en el sistema está en contacto térmico con su superficie de intercambio (medio exterior cercano), mientras que el concepto de medio ambiente es mucho más amplio y se aplica a aquella región (medio exterior lejano) en la que sus propiedades intensivas son uniformes y no cambian significativamente como resultado del proceso que se efectúe, pudiéndose considerar a efectos térmicos como un cuerpo negro.

El medio ambiente se supone libre de irreversibilidades, y se define como un sistema simple, compresible, de grandes dimensiones, que se mantiene siempre a una presión P_0 y temperatura T_0 uniformes, valores que pueden coincidir, o no, con las condiciones ambientales del entorno. Sus propiedades intensivas no se modifican, pero las extensivas como la energía interna U_a , entropía S_a y volumen

V_a , pueden variar como resultado de la interacción con otros sistemas, estando relacionadas por la ecuación: (Wark, 2001).

$$\Delta U_a = (T_0 \Delta S_a - p_0 \Delta V_a) \quad \dots \dots (1)$$

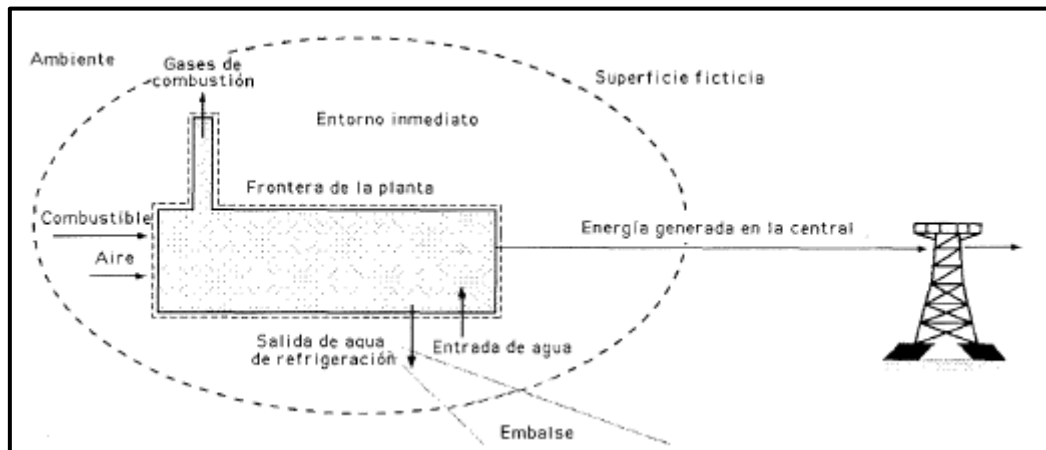


Figura 03: Entorno y medio ambiente
 Fuente: *Termodinámica (Moran & Shapiro).*

Las energías cinética y potencial se evalúan con relación al medio ambiente, pudiéndose considerar que éste siempre se encuentra en reposo con respecto a cualquier otro sistema de referencia, por lo que cualquier modificación en su energía sólo puede ser debida a una variación de su energía interna.

2.1.4. Concepto de estado muerto

Si el estado de la materia que constituye el sistema cerrado, es diferente al del medio ambiente, existe la posibilidad de generar un trabajo. Sin embargo, a medida que el sistema va evolucionando hacia el equilibrio con el medio ambiente, dicha posibilidad disminuye, desapareciendo por completo cuando se alcanza el equilibrio termodinámico; a este estado particular del sistema se le denomina estado muerto, y en esta situación el sistema cerrado se encuentra en reposo con relación al medio ambiente a la temperatura T_0 y presión P_0 . En el estado muerto, tanto el sistema cerrado como el medio ambiente poseen una cierta energía, pero el valor de su exergía es cero, ya que no es posible que se produzca un cambio espontáneo en el sistema cerrado o en el ambiente por cuanto no pueden existir interacciones entre ellos. (Cengel, 2002).

2.1.5. Cálculo de la exergía

La exergía de un sistema cerrado en un estado dado viene dada por la expresión:

$$Exerg = (E - U_o) + (pV - p_oV) - T_o(S - S_o) \quad \dots \dots (2)$$

En la que:

$E = U + E_{cinética} + E_{potencial}$, es la energía del sistema cerrado

V y S , son el volumen y la entropía del sistema cerrado

U_o , V_a y S_o , son los valores de estas propiedades para el sistema cerrado cuando éste se encuentre en su estado muerto.

La exergía es el máximo trabajo teórico que se puede realizar cuando el sistema cerrado evoluciona hasta alcanzar el equilibrio con el ambiente, (estado muerto). (Edward, 1991).

2.1.6. Balance de exergía para sistemas cerrados

Un sistema cerrado en un estado dado puede evolucionar y alcanzar nuevos estados mediante interacciones de calor y de trabajo con otros sistemas; como el valor de la exergía asociada al estado final es diferente del valor correspondiente al estado inicial, las transferencias de exergía a través de la frontera del sistema van a ser consecuencia de éstos intercambios de calor y trabajo. La variación de exergía en un sistema durante un proceso no es igual a la exergía neta transferida, ya que la exergía se puede destruir a causa de las irreversibilidades presentes en el sistema durante el proceso. (Aguer, 2004).

En un sistema cerrado, un balance de exergía se obtiene combinando los balances de energía y entropía, en la forma:

$$E_2 - E_1 = \int_1^2 dQ - T \quad \dots (3)$$

$$s_2 - s_1 = \int_1^2 \left(\frac{dQ}{T}\right)_{frontera} + \Delta s \quad \dots (4)$$

$$E_2 - E_1 = \int_1^2 dQ - T \quad \dots (5)$$

Donde T y Q representan los intercambios de trabajo y calor entre el sistema a estudiar y su entorno; el medio ambiente no tiene por qué intervenir necesariamente en estas interacciones. En el balance de entropía, T_F es la

temperatura en la porción de frontera del sistema donde se intercambia dQ , siendo ΔS la entropía generada por las irreversibilidades internas.

El balance exergético es de la forma:

En el primer miembro de la ecuación anterior, para unos estados inicial y final determinados dados los valores de p_0 y T_0 la variación de exergía se calcula en la forma.

$$Exerg_1 - Exerg_2 = E_2 - E_1 + P_0(E_2 - E_1) - T_0(S_2 - S_1) \quad \dots (6)$$

Cuando se hace un balance de exergía hay que tener en cuenta las condiciones impuestas por el Segundo Principio a la irreversibilidad I , por lo que ésta será positiva cuando se presenten irreversibilidades en el interior del sistema durante el proceso y cero en el caso límite en que no hay irreversibilidad, es

$$\text{Decir} \quad \left\{ \begin{array}{l} I > 0, \text{ para procesos irreversibles internos} \\ I = 0, \text{ para procesos reversibles internos} \end{array} \right.$$

El valor de la irreversibilidad no puede ser negativo; sin embargo, la variación de exergía de un sistema puede ser positiva, negativa o nula. (Aguer, 2004).

Para un sistema cerrado, un balance de exergía a través de una fracción de frontera cuya temperatura es T_j , es:

$$\frac{dExerg}{dt} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) q_j - \left(T - P_0 - \frac{dV}{dt} \right) - A \quad \dots (7)$$

En la que:

- $\frac{dExerg}{dt}$, es la velocidad de la variación de la exergía contenida en el sistema
- $\left(1 - \frac{T_0}{T_j} \right) q_j$, es la velocidad de transferencia de exergía que acompaña al flujo de calor
- T , es la velocidad de transferencia de energía que acompaña al trabajo
- $\left(T - P_0 - \frac{dV}{dt} \right)$, es la velocidad de transferencia de exergía asociada
- $\frac{dV}{dt}$, es la velocidad con que varía el volumen del sistema
- A , es la velocidad de destrucción de exergía en el sistema por las irreversibilidades internas

2.1.7. Transferencia de la exergía

Si en un sistema cerrado se desarrolla un proceso en el que tiene lugar una transferencia de calor Q a través de una porción de la frontera del sistema (superficie de intercambio térmico) en la que su temperatura $T_f > T_0$ es constante, la transferencia de exergía que acompaña al calor es $\left(1 - \frac{T_0}{T_f}\right) Q$.

Esta interpretación también se puede aplicar cuando $T_f < T_0$ siendo la magnitud de la transferencia de exergía que acompaña al calor, equivalente al trabajo que se puede desarrollar por un ciclo reversible de:

Potencia que $\left\{ \begin{array}{l} \text{Recibiese calor del ambiente a la temperatura } T_0 \\ \text{Descargar } Q \text{ a la temperatura } T_f \end{array} \right.$

Hasta ahora sólo se ha considerado la magnitud de la transferencia de exergía que acompaña al calor, independientemente del sentido de la misma:

Por lo tanto, el máximo trabajo que se puede obtener del conjunto (sistema cerrado y medio ambiente) es:

$$T_c = T - p_o(v_2 - v_1) \quad \dots (8)$$

Si no existe una modificación del volumen del sistema durante el proceso, la transferencia de exergía que acompaña al trabajo T sería de la misma magnitud que éste. (Incropera, 1991).

2.1.8. Visualización de la exergía y anergia en un proceso térmico

Este análisis pretende dar a conocer desde otro punto de vista, la visualización del tema exergético y energético de un proceso térmico, en el cual se explica de una manera gráfica el proceso de calor para un ciclo de refrigeración.

Exergía y anergia asociada a la transferencia de calor en un ciclo de refrigeración

En un ciclo de refrigeración la destrucción de exergía en la zona alta y baja temperatura Ed_H (D-5) y Ed_L (3 - 4) respectivamente, ocurren de forma similar debido a la transferencia de calor producida.

Para este ciclo de refrigeración (1-B) se le entiende como el trabajo que tiene que realizar el compresor en los límites de temperatura $T_H + \Delta T_H$ y $T_l - \Delta T_L$.

Nótese que la exergía destruida total, disminuye la anergía al nivel AB e incrementa la exergía asociada al compresor a dicho nivel AB, es decir incrementa costos, como se muestra en la figura.

La minimización de la destrucción de exergía Ed_H y Ed_L ocurrida en un ciclo de refrigeración permite minimizar también el trabajo del compresor hasta el mínimo requerido (4-D) en condiciones ideales de transferencia de calor entre los límites de T_H (sumidero) y T_L (fuente). (Cengel, 2002):

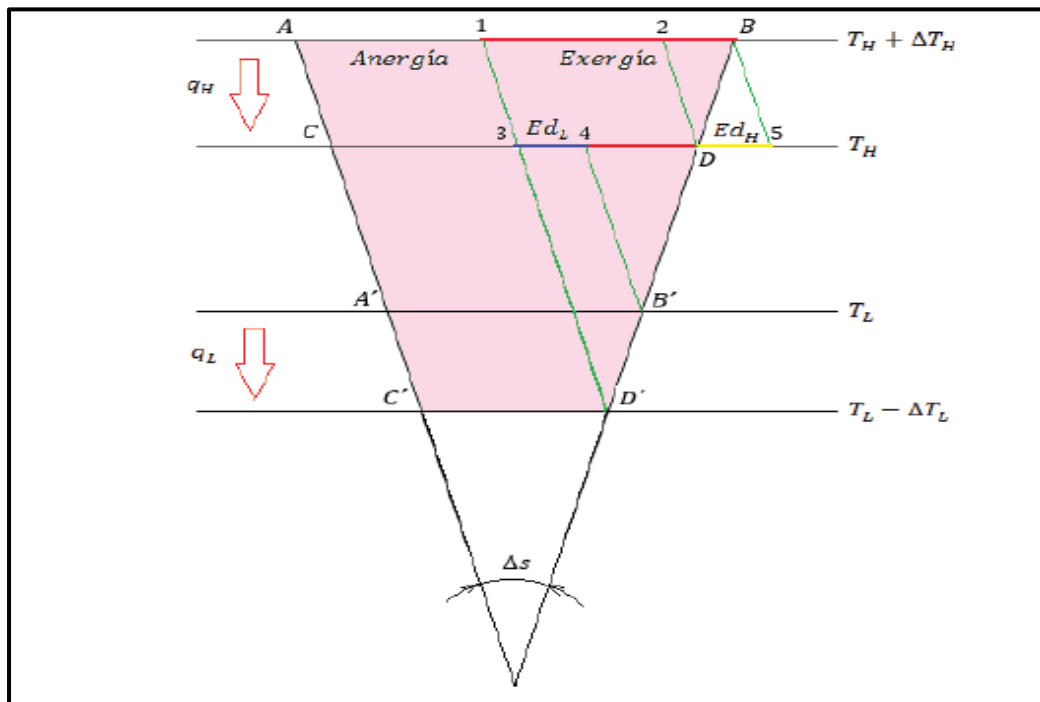


Figura 04: Diagrama exergético - energético de un ciclo de refrigeración
 Fuente: *Advanced Thermodynamics Engineering*

2.1.9. Balance de exergía de un volumen de control

La expresión general del balance de exergía en un volumen de control, a través de una frontera a la temperatura T_j .

Variación de la exergía por unidad de tiempo = Transferencia de exergía por unidad de tiempo + Exergía destruida por unidad de tiempo.

$$\left(\frac{dEx}{dt}\right)_{v.c.} = \sum \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) q_j - (T_{vc} - p_0 \frac{dV_{vc}}{dt}) + \sum_{ent}(mb) - \sum_{SAL}(mb) - Exerg_{destruida} = 0 \quad \dots (9)$$

En la que:

- $\left(\frac{dEx}{dt}\right)_{v.c.}$, es la variación de la energía acumulada en el volumen de control
- $\left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) q_j$, es la velocidad de transferencia exergía que acompaña al flujo de calor q_j
- q_j , es la velocidad de transferencia de calor por unidad de tiempo a la temperatura
- $(T_{vc} - p_0 \frac{dV_{vc}}{dt})$, es la transferencia de exergía asociada
- T_{vc} , es la velocidad de intercambio de energía debida al trabajo, excluyendo el trabajo de flujo
- $\frac{dV_{vc}}{dt}$, es la variación del volumen de control por unidad de tiempo
- $(mb)_{entrada}$ y $(mb)_{salida}$, representan la transferencia de exergía por unidad de tiempo, que acompaña al flujo de más ay trabajo de flujo a la entrada y a la salida, respectivamente.

La destrucción de exergía por unidad de tiempo es debido a las irreversibilidades internas en el volumen de control.

En régimen estacionario, el balance de exergía para este caso particular es:

$$\left(\frac{dExerg}{dt}\right)_{vol.control} = \frac{dV_{vc}}{dt} = 0 \quad \dots (10)$$

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) q_j - T_{vc} + \sum_{ent} (mb) - \sum_{SAL} (mb) - Exerg_{destruida} = 0 \quad \dots (11)$$

Que dice que, la velocidad con que se transfiere la exergía hacia el volumen de control tiene que ser mayor que la velocidad con que se transfiere la exergía desde el mismo, siendo la diferencia igual a la velocidad con que se destruye la exergía dentro del volumen de control a causa de las irreversibilidades.

Si solo existen una entrada 1 y una salida 2, se tiene: (Wark, 2001).

$$\sum \left(1 - \frac{T_0}{T_j}\right) q_j - T_{vol.control} + m(b_1 - b_2) - Exer_{destruida} = 0 \quad \dots (12)$$

En la que:

$$b_2 - b_1 = (i_1 - i_2) - T_0(S_2 - S_1) + \frac{C_1^2 - C_2^2}{2g} + (Z_1 - Z_2) \quad \dots (13)$$

2.1.10. Análisis exergetico de un ciclo real por compresión mecánica de vapor

El propósito en un análisis exergetico es usualmente determinar la exergía de cada uno de los elementos que componen un sistema y así lograr obtener sus eficiencias. Los componentes con gran destrucción de exergía son también esos con mayor potencial para lograr mejorar. La destrucción de exergía de un componente puede determinarse mediante un balance de exergía del componente. El análisis exergetico de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor es presentado a continuación. El primer paso es realizar el análisis de cada uno de los elementos por separado. Es importante recordar que los cambios en el sistema provocados por la energía cinética y potencial son despreciados.

Los ciclos reales de refrigeración por compresión mecánica de vapor difieren de los ciclos ideales por las irreversibilidades que se generan en los diferentes equipos del sistema. La fricción del refrigerante al circular por los componentes del sistema de refrigeración, que producen caídas de presión y diferencias de temperatura entre el refrigerante y el medio con el intercambiador de calor, producen irreversibilidades en el sistema de refrigeración. Las irreversibilidades, aunque no se pueden evitar, se deben de reducir a un valor mínimo, porque traen como consecuencia la necesidad del suministro de una potencia adicional, para lograr la refrigeración deseada ya que mientras las irreversibilidades aumenten sucede lo mismo con la potencia suministrada al compresor. (Aguer, 2004).

- **Análisis para el compresor**

Es la exergía asociada a una corriente material que atraviesa un volumen de control determinado. Viene dado por la siguiente ecuación.

$$\begin{aligned}
 X_{in} - X_{out} - X_{dest\ 1-2} &= 0 \\
 X_{dest\ 1-2} &= X_{in} - X_{out} \\
 X_{dest\ 1-2} &= W + X_1 - X_2 \\
 X_{dest\ 1-2} &= W + m(\psi_1 - \psi_2) \\
 X_{dest\ 1-2} &= W + m(h_1 - h_2 - T_o(s_1 - s_2)) = w - w_{rev} \quad \dots (14)
 \end{aligned}$$

O también,

$$\begin{aligned}
 X_{dest\ 1-2} &= T_o S_{gen\ 1-2} = T_o m(s_1 - s_2) \\
 n_{II,comp} &= \frac{W_{rev}}{W} = 1 - \frac{I_{dest\ 1-2}}{W} \quad \dots (15)
 \end{aligned}$$

- **Análisis para el condensador**

La Exergía que se absorbe en forma de calor viene dada por la siguiente ecuación.

$$\begin{aligned}
 X_{in} - X_{out} - X_{dest\ 2-3} &= 0 \\
 X_{dest\ 2-3} &= X_{in} - X_{out} \\
 X_{dest\ 2-3} &= X_2 - X_3 - X_{QH} \\
 X_{dest\ 2-3} &= m\psi_1 - m\psi_2 - X_{QH} \\
 X_{dest\ 2-3} &= m(h_2 - h_3 - T_o(s_2 - s_3)) - Q_H(1 - \frac{T_o}{T_H}) \quad \dots (16)
 \end{aligned}$$

O bien,

$$\begin{aligned}
 X_{dest\ 2-3} &= T_o S_{gen\ 2-3} = T_o m(s_2 - s_3 + \frac{q_H}{T_H}) \\
 n_{II,cond} &= \frac{X_{QH}}{X_2 - X_3} = \frac{Q_H(1 - \frac{T_o}{T_H})}{m(h_2 - h_3 - T_o(s_2 - s_3))} = 1 - \frac{X_{dest\ 2-3}}{X_2 - X_3} \quad \dots (17)
 \end{aligned}$$

- **Análisis para la válvula de expansión**

El rendimiento energético siempre es menor a la unidad y se calcula mediante la siguiente ecuación.

$$\begin{aligned}
 X_{in} - X_{out} - X_{dest\ 3-4} &= 0 \\
 X_{dest\ 3-4} &= X_{in} - X_{out} \\
 X_{dest\ 3-4} &= X_3 - X_4 = m\psi_3 - m\psi_4 \\
 X_{dest\ 3-4} &= m(h_3 - h_4 - T_o(s_3 - s_4)) \quad \dots (18)
 \end{aligned}$$

O bien,

$$\begin{aligned}
 X_{dest\ 2-3} &= T_o S_{gen\ 3-4} = T_o m(s_4 - s_3) \\
 n_{II, valv\ exp} &= 1 - \frac{X_{dest\ 3-4}}{X_3 - X_4} \quad \dots (19)
 \end{aligned}$$

- **Análisis en el evaporador**

La exergía que se pierde en la turbina se calcula mediante la siguiente ecuación.

$$\begin{aligned}
 X_{in} - X_{out} - X_{dest\ 4-1} &= 0 \\
 X_{dest\ 4-1} &= X_{in} - X_{out} \\
 X_{dest\ 4-1} &= X_4 - X_1 + X_{QL} \\
 X_{dest\ 4-1} &= m\psi_4 - m\psi_1 + X_{QL} \\
 X_{dest\ 4-1} &= m(h_4 - h_1 - T_o(s_4 - s_1)) + Q_L(1 - \frac{T_o}{T_L}) \quad \dots (20)
 \end{aligned}$$

De igual forma:

$$X_{dest\ 4-1} = T_o S_{gen\ 4-1} = m(s_1 - s_4 + \frac{q_L}{T_L})$$

$$n_{II, evap} = \frac{X_L}{X_4 - X_1} = \frac{Q_L(1 - \frac{T_o}{T_L})}{m(h_4 - h_1 - T_o(s_4 - s_1))} = 1 - \frac{X_{dest\ 4-1}}{X_4 - X_1} \quad \dots (21)$$

La exergía total destruida del ciclo es igual a la suma de la exergía destruida en cada uno de los componentes del ciclo, por lo tanto:

$$X_{total\ dest} = X_{dest1-2} + X_{dest2-3} + X_{dest3-4} + X_{dest4-1} \quad \dots (22)$$

La exergía total destruida, también puede ser expresada como la diferencia entre la exergía utilizada (trabajo de entrada) y la exergía recuperada (exergía extraída del medio de baja temperatura).

$$X_{total\ dest} = W - X_{QL}$$

Donde X_{QL} es:

$$X_{QL} = Q_L(1 - \frac{T_o}{T_L}) \quad \dots (23)$$

Por lo tanto, la exergía del calor extraída del medio refrigerado representa la entrada de trabajo mínimo necesario para el ciclo.

$$W_{min} = X_{qL}$$

- **Eficiencia exergética**

Al realizar un balance de energía aplicando la primera ley de la termodinámica, la cantidad de energía entrante es igual a la saliente, supuesto adiabático el proceso. Sin embargo debido a la irreversibilidad interna, la energía saliente es de más baja calidad debido a la segunda ley de la termodinámica. Calculando la exergía que entra y la exergía que sale en un sistema, se puede determinar la exergía destruida en el proceso. Por lo que además de conocer su energía se necesita su exergía, es decir la cantidad de energía que se puede obtener como trabajo útil, que será la única a la que pueda asignándosele precio, el resto de la energía (anergia) es finalmente descartada como energía de desecho y no debe ser considerada. (Cengel, 2002).

El análisis exergético permite optimizar el diseño de los distintos equipos de una instalación. Y si los equipos ya están instalados, se podría determinar el costo

exergético de los mismos, lo que es fundamental en la toma de decisiones; con pequeñas modificaciones se consiguen ahorros exergéticos y económicos importante.

$$n_{exe} = \frac{P}{F} = \frac{F-I}{F} \quad \dots (24)$$

Donde:

n_{exe} : *eficiencia exergetica*

P : *exergia utilizada en el equipo analizado (KW)*

F : *exergia suministrada (KW)*

I : *Irreversibilidades (KW)*

- **Costo exergético**

La Exergía que se aporta en la compresión del ciclo se determina mediante la siguiente ecuación.

$$K = \frac{F}{P} \quad \dots (25)$$

Donde:

K : *costo exergetico*

P : *exergia utilizada en el equipo analizado (KW)*

F : *exergia suministrada (KW)*

- **Exergía destruida**

El principio de disminución o destrucción de la exergía sostiene que la exergía de un sistema aislado (recuerde que ni calor, ni trabajo, ni masa pueden cruzar sus fronteras) durante un proceso siempre decrece o, en el caso límite de un proceso reversible, permanece constante. Esto se expresa así: Las irreversibilidades como la fricción, las reacciones químicas, la transferencia de calor debida una diferencia finita de temperaturas, la expansión libre, las mezclas, siempre generan entropía, en consecuencia siempre se destruye la exergía. Por ello la exergía destruida es proporcional a la entropía generada: El principio de disminución de la exergía puede resumirse. (Wark, 2001).

$$E_d = F - P \quad \dots (26)$$

Donde:

E_d : *exergia destruida (KW)*

P : *exergia utilizada en el equipo analizado (KW)*

F : *exergia suministrada (KW)*

- **Irreversibilidades**

Partiendo de la definición de trabajo reversible W_{rev} que es la cantidad máxima de trabajo útil que puede generarse (o el trabajo mínimo que debe suministrarse) en un sistema cuando éste experimenta un proceso entre dos estados definidos (inicial y final). Este trabajo máximo (o mínimo) se obtiene cuando el proceso entre los dos estados es totalmente reversible.

Se le llama Irreversibilidad a la diferencia entre el trabajo reversible W_{rev} y el trabajo útil W_u durante un proceso entre dos estados definidos; y es equivalente a la exergía destruida y se expresa así: La exergía destruida representa el potencial de trabajo perdido o desperdiciado. (Cengel, 2002).

El estado muerto se refiere al estado del que nos es imposible extraer trabajo de un sistema y este depende del medio ambiente que le rodea. Podemos concluir que un sistema entrega el máximo trabajo posible cuando experimenta un proceso reversible, desde el estado inicial especificado hasta el estado del ambiente que lo rodea, es decir el estado muerto. Esto representa el potencial de trabajo útil del sistema en el estado especificado y se conoce como exergía.

- **Ventajas del análisis Exergetico**

El análisis exergético permite identificar y evaluar opciones de eficiencia energética invisibles por el análisis energético. Las ventajas más importantes del análisis exergético son las siguientes:

- ✓ Permite identificar focos de ineficiencias energéticas debido al desaprovechamiento de la calidad de la energía. Por ejemplo, grandes diferencias de temperaturas entre flujos de intercambio térmico.
- ✓ Cuantifica las posibilidades de minimizar dichas ineficiencias.
- ✓ Permite especificar y evaluar opciones de eficiencia energéticas basadas en el uso eficiente de la calidad de la energía.
- ✓ Determina la cuantía de los beneficios de un mejor aprovechamiento de la calidad de la energía en un proceso. (Aguer, 2004).

2.2. SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

2.2.1. Definición

La refrigeración por compresión es un método de refrigeración que consiste en forzar mecánicamente la circulación de un refrigerante en un circuito cerrado creando zonas de alta y baja presión con el propósito de que el fluido absorba calor en el evaporador y lo ceda en el condensador. (Edward, 1991).

Dentro de sus aplicaciones tenemos:

- Conservación de productos hidrobiológicos en cámaras frigoríficas.
- Túneles de congelamiento.
- Producción de hielo.
- Dispensadores de productos.
- Procesos de licuefacción.
- Generación de agua fría.
- Sistemas de aire acondicionado.

2.2.2. Ciclo teórico de refrigeración por compresión de vapor

En el ciclo de refrigeración ideal, en los balances de energía del equipo se desprecian cualquier pérdida o ganancia de calor en las tuberías, considerando que los únicos intercambios de calor que se producen en el sistema, ocurren en el evaporador y en el condensador, a pesar de que se conoce que el fluido refrigerante presenta una temperatura diferente a la de las tuberías y que esto necesariamente produciría un intercambio de calor.

- **Proceso 1-2:** Proceso de compresión adiabático y reversible del gas refrigerante a entropía constante, en el cual, desde la presión de baja, el refrigerante se comprime incrementando su presión y temperatura y reduciendo su volumen específico, desde el estado de vapor saturado al estado de vapor sobrecalentado. Este se realiza adicionando trabajo mecánico al sistema, el cual es un compresor, que puede ser del tipo recíprocante, tornillo o hermético. En este proceso se entrega trabajo mecánico al compresor para impulsar al refrigerante; esto implica el consumo de energía eléctrica.
- **Proceso 2-3:** El gas refrigerante en estado de vapor sobrecalentado cede calor sensible y calor latente en un proceso isobárico dentro del condensador, actuando a la presión de alta del sistema. La cesión de calor se realiza a través de

un proceso de transferencia de calor con el medio externo al sistema de refrigeración, por medio de convección natural para sistemas pequeños, por intercambio de calor de forma indirecta con agua y aire en un sistema forzado. Este proceso se conoce como Calor de rechazo, y se realiza dentro de un intercambiador de calor llamado condensador evaporativo.

- **Proceso 3-4:** Dentro de la válvula de expansión el gas refrigerante cambia de presión, reduciéndose esta el valor de la presión de baja del ciclo. El proceso se inicia con el refrigerante en el estado de líquido saturado, posteriormente se expande en un proceso a entalpía constante, sin intercambio de calor, ni cesión o suministro de trabajo mecánico.
- **Proceso 4-1:** El refrigerante en el estado de vapor húmedo y a la presión de baja, absorbe el calor de la carga a refrigerar donde se produce el proceso de ebullición hasta su punto de saturación. El refrigerante absorbe el calor contenido en la carga a refrigerar reduciéndole su temperatura y así mismo manteniéndola en esas condiciones. Este proceso se realiza a presión constante, alcanzando el refrigerante finalmente el estado de vapor saturado, condiciones en las cuales se inicia el proceso de compresión. Se procesó se conoce como Efecto Refrigerante, y cuando más alto su valor numérico, el ciclo refrigerante es más eficiente. El proceso se realiza dentro de un intercambiador de calor llamado evaporador. (Dossat, 1961).

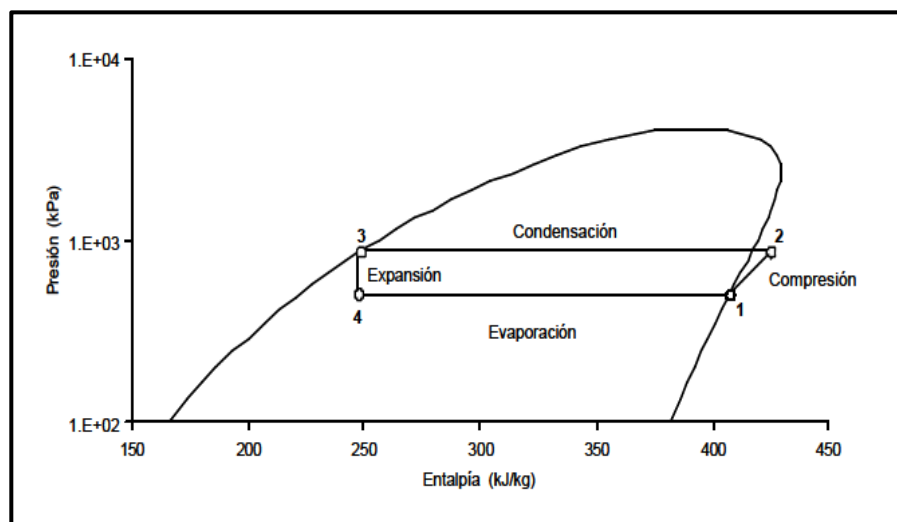


Figura 05: Diagrama de P vs h del ciclo de refrigeración teórico del sistema de refrigeración por compresión de vapor

Fuente: Manual de prácticas en refrigeración

2.3. COMPONENTES DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

2.3.1. Esquema de equipos de un sistema de refrigeración por compresión de vapor:

El Ciclo de refrigeración por compresión de vapor así como consta de 4 equipos principales, está compuesta si mismo por unos equipos auxiliares que de alguna manera garantizan el estado del refrigerante en un diagrama presión y entalpía, así tenemos el siguiente esquema: (Gracia, 1997).

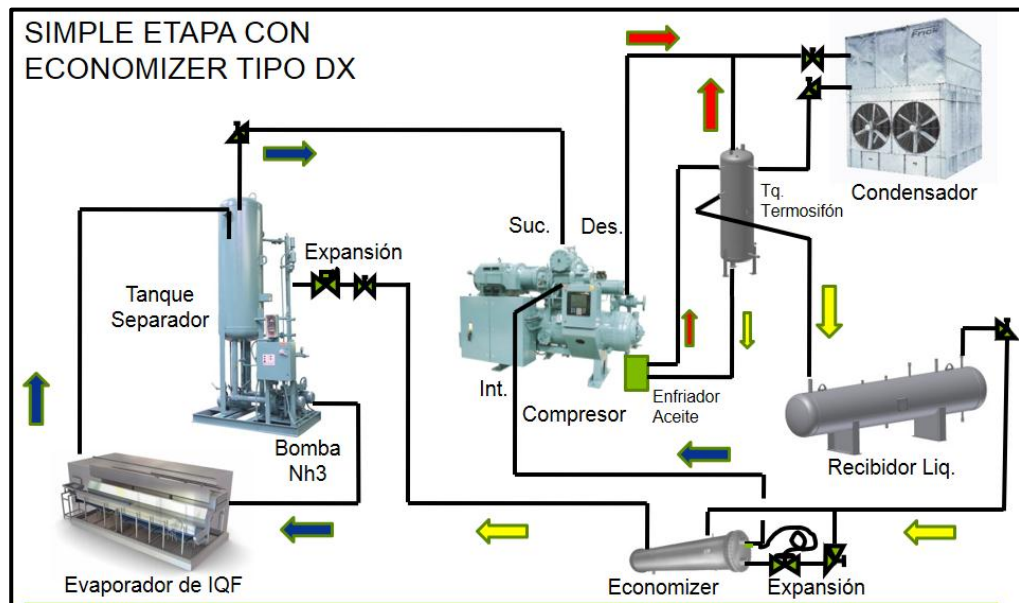


Figura 06: Esquema de interconexión de equipos de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor.

Fuente: Corporación Vilter -Sistema de Refrigeración

2.3.2. Compresores:

Un compresor es una máquina de fluido que está construida para aumentar la presión y desplazar cierto tipo de fluidos llamados compresibles, tal como gases y los vapores. Esto se realiza a través de un intercambio de energía entre la máquina y el fluido en el cual el trabajo ejercido por el compresor es transferido a la sustancia que pasa por él convirtiéndose en energía de flujo, aumentando su presión y energía cinética impulsándola a fluir.

El coeficiente politrópico varía en función del número de átomos del refrigerante, así tenemos: para gases monoatómicos el valor es 1.67 (Argón, Helio), para gases biatómicos es 1.41 (Aire, Oxígeno y Nitrógeno), para gases triatómicos es 1.32 y para gases tetraatómicos es 1.29 (Amoníaco).

a) Compresores alternativos:

Se caracterizan porque el movimiento predominante entre el pistón, principal pieza móvil, y el cilindro durante el ciclo de compresión es de tipo lineal alternativo.

Son los compresores más utilizados en refrigeración. Se instalan en sistemas de refrigeración comprendidos entre 0.8 y 700 kW, es decir en todo el espectro de acondicionado, en edificios comerciales, residenciales o industriales.

A su vez, los compresores alternativos pueden clasificarse en función de la disposición de la carcasa en:

- **Herméticos.** Disponen de una carcasa única que contiene tanto al compresor como al motor eléctrico. Son los más comunes en el rango de bajas potencias, donde interesa un compresor compacto de reducido tamaño y no merece la pena su reparación en caso de avería.
- **Abiertos.** Disponen de carcasas independientes para el motor eléctrico y para el compresor. Esta disposición es más sencilla cuando el compresor cuenta con gran número de cilindros. (Eneragen, 2007).



*Figura 07: Compresor de pistón, marca Vilter
Fuente: Corporación Vilter - Compresores*

b) Compresores rotativos:

Se clasifican en función del tipo de movimiento rotativo de sus piezas móviles y por tanto del fluido confinado por ellas. En primer lugar, si el movimiento del fluido rotativo es circular, es decir, tiene componente angular pero carece de componentes axial y radial, existen dos tipos de compresores de aplicación en sistemas de refrigeración: rotativo circular y rotativo helicoidal.

En ambos casos el rango de potencias es mucho mayor que el de los compresores rotativos circulares:

- **Compresores de doble tornillo.** Se utilizan en sistemas de refrigeración y aire acondicionado hasta 175 kW de potencia frigorífica. Se suele referir a ellos por medio del término "compresores de tornillos". Son mucho más comunes que los de monotornillo.
- **Compresores de monotornillo.** Ocupan el sector de mayor potencia de todos los compresores rotativos. Son habituales en sistemas de refrigeración o de aire acondicionado medios o grandes. Cubren un rango de potencias frigoríficas entre 53 kW y 1400 kW. (Eneragen, 2007).



*Figura 08: Compresor de tornillo, marca Vilter
Fuente: Corporación Vilter - Compresores*

c) Diferencias entre compresores de pistón y de tornillo:

• **Mejor funcionamiento**

El constante movimiento oscilante de los pistones y bielas de un compresor a pistón produce vibración, fricción y calor, restándole rendimiento al compresor en general y generando un consumo eléctrico mayor. Un compresor a tornillo utiliza elementos rotativos de menor tamaño y mejor capacidad, evitando así la vibración y fricción que provocan los pistones y alcanzando de este modo mayor eficiencia mecánica.

• **Mayor aire de salida por HP**

Gracias a su mayor eficiencia operativa, el compresor a tornillo produce más cantidad de aire por HP. Generalmente, un compresor a pistón produce 3 a 3.5 pies cúbicos minuto/HP. Un compresor a tornillo produce 4 a 5 pies cúbicos minuto/HP., superando 1; el compresor a pistón en un 30%.

- **Mayor período de trabajo bajo carga**

Debido al incremento de calor en el compresor a pistón, el período de trabajo bajo carga es de 50%-60%, con un máximo de 80%. Los compresores a tornillo están diseñados para operar con un período de trabajo bajo carga es 100%, es decir de manera continua

- **Mayor durabilidad.**

Esto es gracias a su mayor eficiencia, al funcionamiento más refrigerado y al mejor equilibrio. El compresor a tornillo posee una mayor vida útil, generalmente el doble que la del compresor a pistón. (Eneragen, 2007).

2.3.3. Condensadores:

Los condensadores son también intercambiadores de calor, cuyo requisito de diseño es que la temperatura de la superficie que baña al refrigerante que circula a su través sea inferior a la de condensación de éste, provocando así su cambio de fase, por lo general completo.

- **Enfriamiento del vapor.** En este tramo del condensador el coeficiente de transmisión por convección (o coeficiente de película) es relativamente bajo, aunque como se ha dicho, los saltos térmicos suelen ser mayores que en el resto del condensador.

- **Condensación.** La temperatura del refrigerante permanece condensante (salvo en caso de mezclas zeótropas), dependiendo el coeficiente de película del régimen de condensación. (Eneragen, 2007).



Figura 09: Condensadores Evaporativos
Fuente: Corporación Vilter - Condensadores

2.3.4. Válvulas de expansión:

Las funciones de las válvulas de expansión en los sistemas de refrigeración son tres:

- Reducir la presión hasta la presión de entrada al evaporador, y por tanto provocar el enfriamiento del fluido refrigerante.
- Regular el caudal de refrigerante circulante en la máquina, adaptándolo a las necesidades de refrigeración.
- Estabilizar el evaporador ante sobrecargas, manteniendo constante el sobrecalentamiento de diseño, y en consecuencia, evitando que el compresor pueda aspirar refrigerante en estado líquido. (Eneragen, 2007).

2.3.5. Evaporadores:

Los evaporadores son intercambiadores de calor, cuyo requisito de diseño es que la temperatura de la superficie que baña al refrigerante que circula a su través sea superior a la de evaporación de éste, provocando así su cambio de fase total o parcial. (Eneragen, 2007).

- **Evaporadores inundados.** Son adecuados para caudales de líquido altos, con necesidades de enfriamiento bajas.
- **Evaporadores secos.** Suelen ser de carcasa y tubos, o en el caso de bajas potencias, de tubos concéntricos, en ambos casos dispuestos contracorriente.

2.4. COMPONENTES ADICIONALES

2.4.1. Tanques de expansión.

El tanque de expansión o flash tiene como finalidad reutilizar el revaporizar o expansionar parte del refrigerante a la salida de evaporador, que por ciertas condiciones de operaciones alcanzan a la salida del evaporador el estado de vapor húmedo. (García, 1997).

2.4.2. Enfriador de aceite:

Son intercambiador de placas o coraza y tubos que tienen por finalidad enfriar el aceite que realiza la función de lubricante y refrigerante dentro del compresor, generalmente el aceite se extrae a una temperatura de 70 °C a 80 °C {valores superiores ocasionan la pérdida de propiedades del aceite}. (García, 1997).

2.4.3. Tanque de amoniaco:

Es un depósito cerrado presurizado que tiene por finalidad almacenar el refrigerante proveniente del condensador que cruza el tanque termosifón.

Son depósitos construido de acero inoxidable AISI 316L, se almacenan en una capacidad del 95% de su volumen como máximo, debe contener venteas, válvula de seguridad, presostatos. (Eneragen, 2007).

2.4.4. Bomba de amoniaco

Son bombas centrifugas de acero inoxidable que impulsan al refrigerante liquido proveniente del tanque separador y se inyectan en el condensador. (Eneragen, 2007).

2.4.5. Tanque termosifón

El efecto termosifón, efecto termosifónico o tiro térmico es un fenómeno que se produce en los fluidos cuando se calientan. Las sustancias, al calentarse se dilatan y entonces disminuye su densidad. Si se considera la masa de un fluido, la porción más caliente tiene menos densidad, de modo que asciende (dicho al modo llano, *flota*) sobre la porción de fluido más fría. (García, 1997).

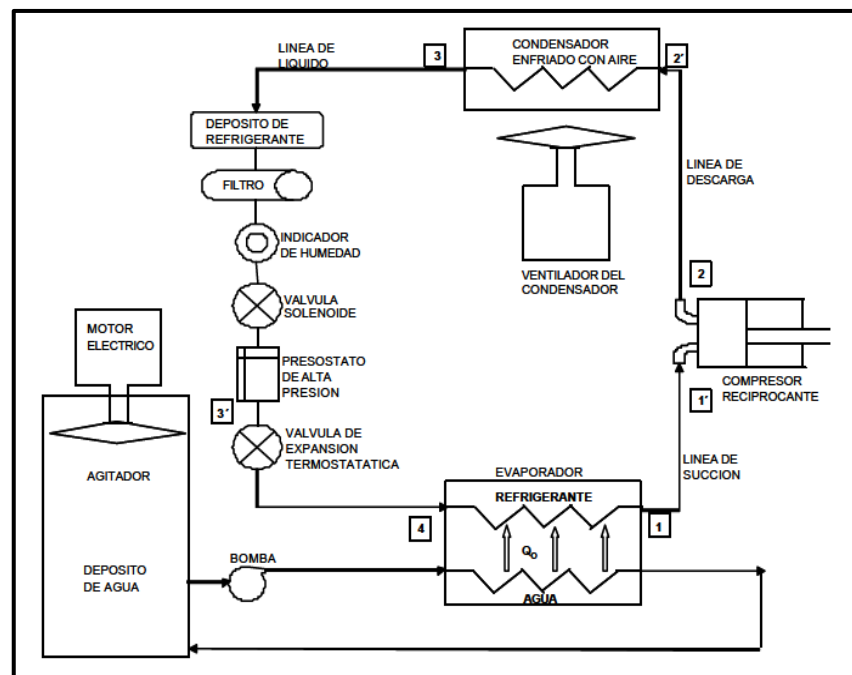


Figura 10: Componentes básicos de un sistema real de refrigeración por compresión de vapor

Fuente: Termodinámica (Wark Jr. & Donald E.)

2.5. SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN CON INTERFRIAMIENTO

Como no es posible controlar exactamente el estado del líquido del fluido que sale del evaporador, el sistema se suele diseñar para que el fluido salga como vapor ligeramente sobrecalentado en lugar de vapor saturado del ciclo ideal. Esto asegura que por el compresor el fluido siempre circula en fase vapor. Este sobredimensionamiento conlleva un aumento del volumen específico del vapor en comparación con el vapor saturado a la misma presión. Desafortunadamente, esto supone un aumento de la potencia de entrada del compresor, ya que el trabajo en régimen estacionario, es proporcional al volumen específico.

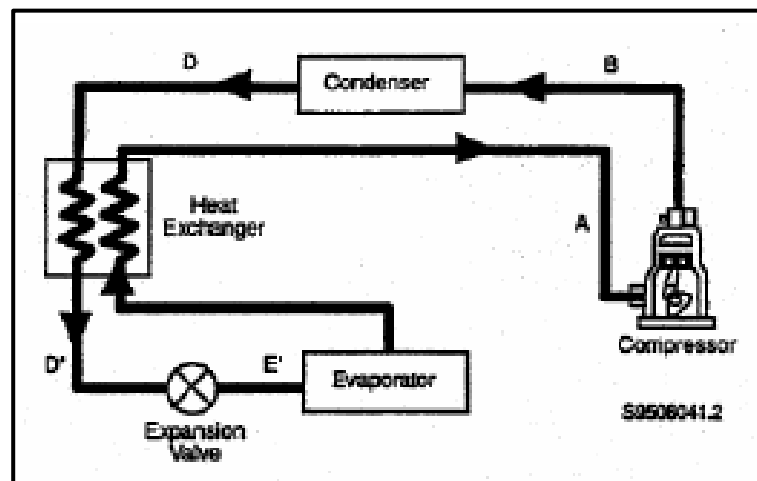


Figura 11: Sistemas de refrigeración con interfriamiento
Fuente: Frio Industrial (Octavio Armas)

2.5.1. Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor con interfriamiento

Las condiciones ideales es imposible que se cumplan, debido a una serie de variaciones consistentes en pérdidas de presión en el dimensionado de los conductos de refrigerantes, en los elementos que componen la instalación y en los intercambiadores caloríficos que se dan en ciertos lugares entre el fluido y los medios ambientes por los que atraviesa de forma natural o provocada.

Estas variaciones deben preverse a priori para establecer las condiciones lo más ajustadas posible a la que se someterá en realidad el fluido refrigerante que vaya a utilizarse y nos servirán para dimensionar los elementos de modo que las cumplan.

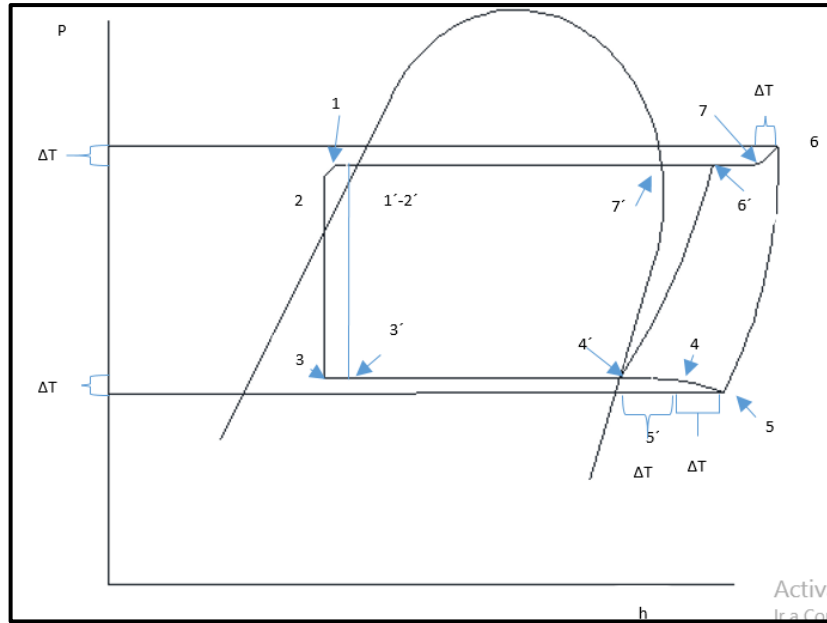


Figura 12: Ciclo real de refrigeración con interfriamiento
 Fuente: Elaboración propia

En el ciclo ideal no hay subenfriamiento del líquido ni recalentamiento del vapor, por esto se confunden los puntos 1'-2' y los puntos 4'-5'. También son el mismo punto 6'-7'.

En el ciclo real, el líquido que sale del condensador se subenfria hasta 1 y pierde presión por rozamiento al pasar de 1 a 2. En la figura se indica 1 °C, esto quiere decir que la pérdida de presión es tal que equivale a un intervalo de temperatura de 1 °C.

El vapor que sale del evaporador se recalienta hasta 4, unos 5 °C y pierde presión por rozamiento de 4 a 5 el equivalente de 2 °C, con un nuevo recalentamiento de 13 °C. La compresión es de 5 a 6. Si la compresión no estuviera sujeta a irreversibilidades, sería isoentrópica, es decir, la entropía en 5 sería igual que la entropía en 6. Como realmente no ocurre así, sabemos que entropía 6 es mayor que la entropía en 5. (Edward, 1991).

2.5.2. Recalentamiento y subenfriamiento

En primer lugar, es fácil intuir que la presión del vapor de aspiración no será constante y exactamente la que corresponde a la temperatura de evaporación, ya que se producirán unas pérdidas debidas a los rozamientos en las tuberías y accesorios necesarios para su canalización.

Si el vapor pasara directamente a la tubería de aspiración sin ningún recalentamiento podría arrastrar pequeñas partículas de líquido no vaporizado que causarían efectos negativos en la capacidad del compresor, cosa no deseable. Con el recalentamiento se elimina esta posibilidad. Esto significa que la temperatura del vapor aumenta y su volumen también, de manera que el volumen específico es mayor que el del vapor saturado, incluso en igualdad de presión. El recalentamiento supone absorción de calor que puede producirse al final del evaporador o en los tramos de tubería situados dentro o fuera del recinto refrigerado o mediante la utilización de intercambiador de calor.

Frecuentemente suele subenfriarse cuando se encuentra en el recinto de líquido, o mientras circula por la tubería cediendo parte de su calor al aire que lo rodea. Puede usarse un subenfriador consistente, si se utiliza un condensador por agua, en hacerla circular por dicho subenfriador. También puede usarse en intercambiador de calor, haciendo circular por el vapor frío del tramo de tubería de aspiración antes de entrar al compresor. (Dossat, 1961).

2.6. SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN EN CASCADA

Existen aplicaciones industriales en las que se necesitan temperaturas bajas, comprendidas en el intervalo de -25 a -75 °C. Desafortunadamente no se pueden utilizar un ciclo de compresión de vapor simple para alcanzar estas temperaturas moderadamente bajas. La diferencia de temperaturas entre el condensador y el evaporador en este caso es grande. Por tanto, la variación de la presión de vapor con la temperatura de saturación de un único refrigerante no se ajusta a los valores deseados para el evaporador y el condensador. Para superar esta dificultad sin dejar de contar con la compresión de vapor, puede utilizarse un sistema en cascada.

El ciclo en cascada es un conjunto de ciclos de compresión de vapor simples en serie, tal que el condensador de un ciclo de temperatura inferior proporciona calor al evaporador de un ciclo de temperatura mayor. Aunque solo se muestran dos unidades, si es necesario en la práctica se utilizan tres o cuatro unidades en serie. Normalmente en cada ciclo individual se utiliza un refrigerante distinto, con objeto de ajustar los intervalos de temperatura y presión. (Edward, 1991).

2.7. COMPRESIÓN EN ETAPAS MÚLTIPLES CON INTERFRIAMIENTO

Es deseable enfriar un gas cuando está comprimiendo porque esto reduce el trabajo de entrada requerido al compresor. Sin embargo, a menudo no es posible tener el enfriamiento adecuado a través de la carcasa del compresor y es necesario usar otras técnicas para lograr un enfriamiento eficaz. Una técnica es la compresión en etapas múltiples con interfriamiento, en la que el gas se comprime en etapas y se enfría entra cada una de estas pasándolo a través de un intercambiador de calor llamado interfriador. Idealmente, el proceso de enfriamiento tiene lugar a presión constante y el gas se enfría a la temperatura inicial en cada interfriador.

Otra modificación del ciclo de refrigeración por compresión de vapor consiste en incluir la compresión multietapa con refrigeración intermedia para disminuir el trabajo de entrada. En un ciclo de refrigeración, el sumidero de energía puede ser el mismo refrigerante, ya que en muchos puntos del ciclo la temperatura del refrigerante es inferior a la temperatura del ambiente. Por lo tanto, el cambiador de valor que funciona como refrigerador intermedio se convierte en un intercambiador regenerativo, ya que el calor se transfiere de forma interna en el sistema. (Edward, 1991).

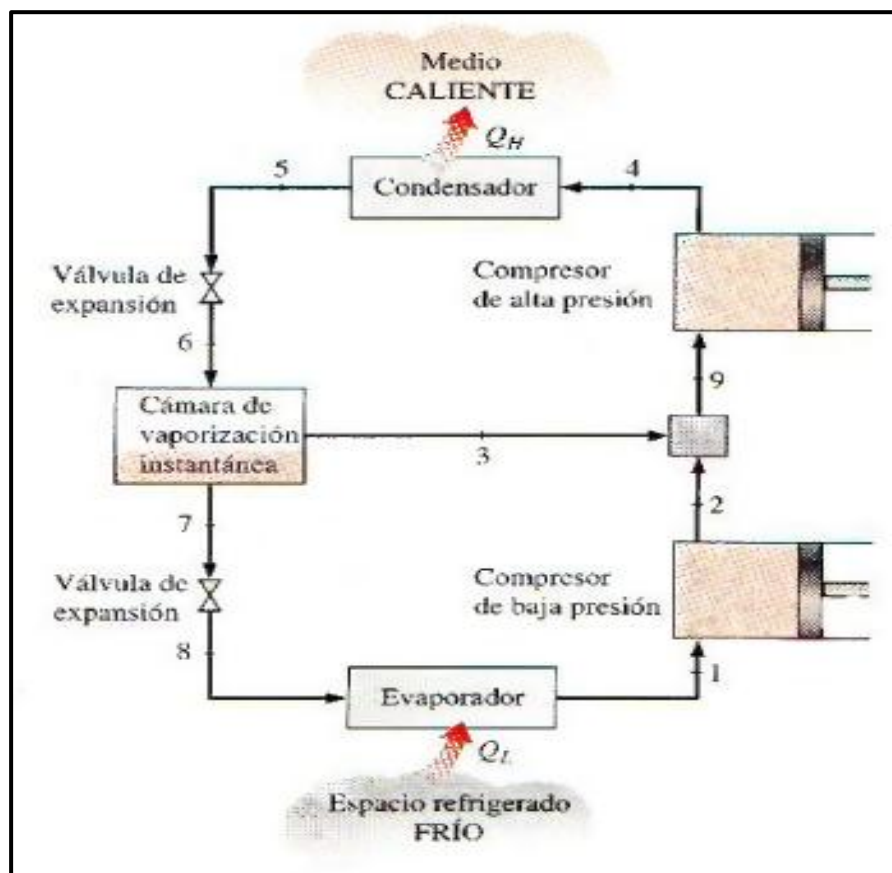


Figura 13: Sistema de compresión en etapas múltiples con interfriamiento
Fuente: Termodinámica (Wark Jr. & Donald E.)

2.8. CARGA FRIGORÍFICA EN LA GENERACIÓN DE HIELO EN BLOQUES

2.8.1. Plantas de generación de hielo en bloque:

Son instalaciones frigoríficas que tienen por finalidad la producción de hielo en bloques de 50 kg (existen plantas de generación de hielo de 25 y 100 kg por bloque), a través de un proceso de semi-inmersión de cubetas de acero inoxidable dentro de una piscina que contiene agua con un grado de salinidad de 26 o sometido a una temperatura de -5°C a -8°C . El agua de salmuera es una mezcla de agua potable y sal común la cual permanece en estado líquido a temperaturas inferiores a la de solidificación del agua (0°C). La temperatura del agua de salmuera se consigue debido a que dentro de la piscina de salmuera se encuentra inmersión un banco de evaporadores del tipo seco por donde fluye el refrigerante a baja temperatura (dentro de un rango de temperaturas de -20 a -10°C). (García, 1997).

2.8.2. Condiciones del agua de salmuera:

El Refrigerante secundario en este caso el agua de salmuera es el que se enfría por contacto con la superficie del evaporador y ya enfriado pasa al espacio que va a ser refrigerado, en nuestro caso es el que rodea a los moldes para la congelación del agua y obtención del hielo.

Una solución de cualquier sal en agua baja el punto de congelamiento de esta, siendo esta solución llamada salmuera.

Para preparar una salmuera se utiliza sal común (Na Cl), cloruro de sodio (Ca Ch) o Cloruro de magnesio (Mg Cb). Se debe evitar una mezcla de soluciones distintas ya que esto produce precipitaciones. Para evitar la presencia de lodos o incrustaciones en el sistema de refrigeración debido a la presencia de cuerpos extraños y arrastre de la sal base es preferible usar soluciones frigoríficas obtenidas industrialmente, las cuales gracias a su composición química actúan como anti corrosivas, son inodoras, no tóxicas y aseguran un mayor tiempo de servicio a la instalación frigorífica.

Como en una planta de producción de hielo es inevitable el contacto de la salmuera con el aire es de vital importancia mantener la solución en un estado, neutro. (García, 1997).

2.8.3. Balance de energía en la planta de hielo en bloques.

Para calcular la carga frigorífica o potencia frigorífica, es necesario determinar las cargas necesarias de todos los componentes inmersos en la piscina de salmuera.

A) Carga frigorífica para la fabricación de hielo en bloques:

Se determina como la suma del enfriamiento del agua desde la temperatura ambiental hasta 0 °C, la congelación y el subenfriamiento del hielo hasta -3°C.

Las ecuaciones a utilizarse son las siguientes:

- **Carga frigorífica para el del enfriamiento del agua:**

Está dado por la variación de calor sensible, y que se debe extraer al agua para pasar desde la temperatura inicial del agua hasta los 0°C:

$$P_{ew} = m_a * cp_a * (T_{ai} - T_{af}) \quad \dots (27)$$

Dónde:

P_{ew} = Carga frigorífica para enfriar el agua desde la temperatura ambiental hasta el punto de congelamiento.

m_w = Flujo másico de agua.

Cp_w = Calor específico a presión constante del agua.

T_{wi} , T_{wf} = Representan las temperaturas del agua inicial hasta la temperatura final de congelamiento a 0°C.

- **Carga frigorífica para la congelación del agua:**

Es la variación de calor latente o de cambio de fase del agua desde el estado líquido al estado sólido a presión atmosférica.

$$P_{cw} = m_a * h_{fg} \quad \dots (28)$$

Dónde:

P_{cw} = Carga frigorífica para el congelamiento o cambio de fase del agua.

h_{fg} = Calor latente del agua de fusión a 0°C.

- **Carga frigorífica para el subenfriamiento del agua:**

Es la variación de calor sensible y que se debe extraer al hielo para el subenfriamiento desde la temperatura de congelamiento hasta la temperatura de subenfriamiento de 3°C.

$$P_{sw} = m_a * cp_H * (T_{af} - T_H) \quad \dots (29)$$

Dónde:

P_{sw} =Carga frigorífica para el sub enfriamiento del agua.

Cp_H =Calor especifico a presión constante del hielo.

T_H = Temperatura final del hielo sub enfriado (-3°C }

Finalmente, la carga frigorífica para la fabricación de hielo en bloque es igual a:

$$P_{fhb} = P_{ew} + P_{cw} + P_{sw} \quad \dots (30)$$

El proceso de generación de hielo en bloque tiene un periodo de duración promedio de 20 horas por cada hilera de bloques, caracterizándose por ser un proceso continuo, en el cual, para el agua se tienen 3 procesos: dos cambios de calor sensible y un cambio de calor latente, tal como se detalla en la siguiente figura.

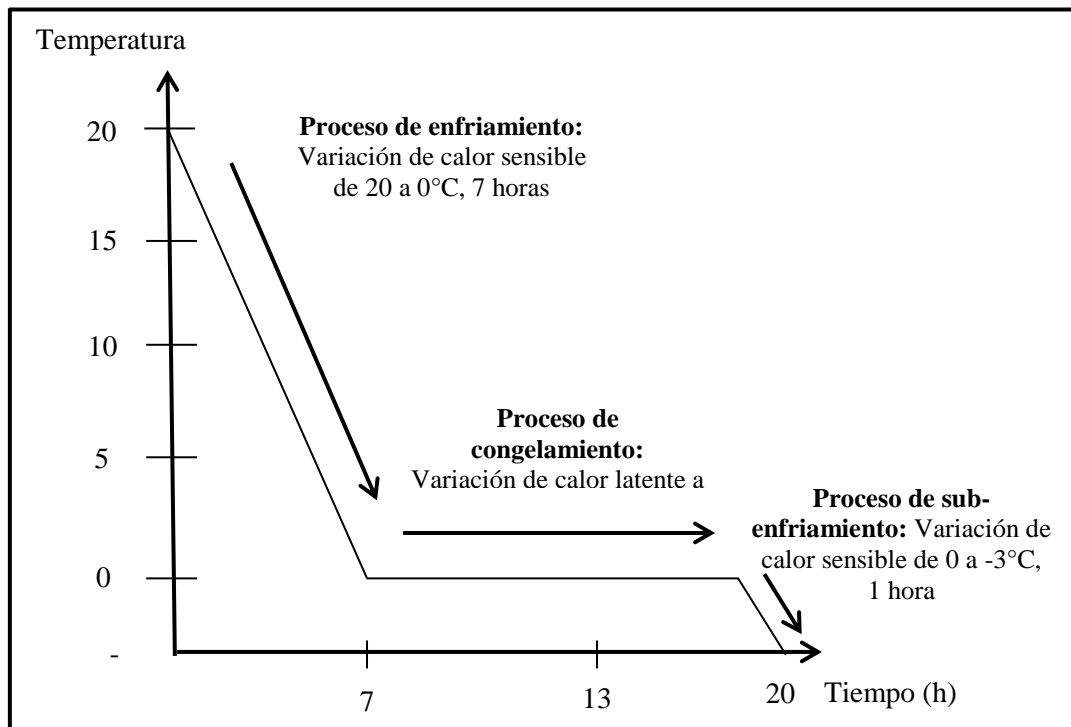


Figura 14: Perfil de temperatura para la generación de hielo en bloque

Fuente: Elaboración propia

B) Carga frigorífica para el enfriamiento de los moldes:

El agua a congelar es contenida dentro de moldes fabricados de acero inoxidable, los 1· moldes ejercen un efecto térmico en función a su calor sensible. Según la siguiente ecuación:

$$P_{em} = N_m * m_M * cp_M (T_{Mi} - T_{Mf}) \quad \dots (31)$$

Dónde:

N_m = Numero de moldes a enfriar.

m = Masa de los moldes.

Cp_m = Calor específico del material del molde.

TM_i, TM_f = Temperatura inicial y final del material del molde.

C) Carga frigorífica de los agitadores del agua de salmuera:

La carga frigorífica debido a la acción de los agitadores es igual equivalente térmico de la potencia de los mismos.

$$P_{eas} = P_{ag} * N_{ag} \quad \dots (32)$$

Dónde:

P_{eas} = Carga frigorífica por la acción de los agitadores del agua de salmuera.

P_{ag} = Potencia eléctrica del motor de cada agitador.

N_{ag} = Numero de agitadores de agua en el tanque de salmuera.

D) Carga térmica por perdida de transferencia de calor por el techo:

De manera similar al cálculo realizado para determinar el flujo de calor a través de cerramientos y paredes:

$$Area \ de \ techo = (Largo * ancho)$$

$$\dot{Q}_t = \frac{Cp \ Polietileno * A * (T_{mi} - T_{mf})}{1000} \quad \dots (33)$$

E) Carga frigorífica total para el proceso:

Finalmente, la carga frigorífica total en la planta de hielo por bloques es:

$$P_{CFT} = P_{cfa} + P_{em} + P_{eas} + Q_t \quad \dots (34)$$

F) Carga térmica del efecto refrigerante:

En función a la eficacia de transferencia de calor del sistema el Efecto refrigerante debe ser igual a:

$$P_{ER} = \frac{P_{CFT}}{\text{eficacia de transferencia de calor evaporador}} \quad \dots (35)$$

2.9. INDICADORES DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

2.9.1. Efecto refrigerante:

Mide la capacidad que tiene un refrigerante para absorber calor de un sistema, desde que ingresa al evaporador en el estado de mezcla bifásica (vapor húmedo) hasta al alcanzar el estado de vapor saturado. El efecto de refrigeración se resume como la diferencia entre el calor que contiene la mezcla (vapor+ líquido) y el calor contenido en el vapor después de pasar por el evaporador. Se evalúa en función de la siguiente ecuación:

$$ER = m_r * (h_1 - h_4) \quad \dots (36)$$

Dónde:

m_r = Es el flujo másico del refrigerante. (kg/sg)

h_1 = Es la entalpía del refrigerante a la salida del evaporador

h_4 = Es la entalpía del refrigerante a la entrada del evaporador

2.9.2. Potencia del compresor:

Mide la potencia mecánica necesaria que absorbe el compresor, para poder comprimir al refrigerante desde la presión de baja hasta la presión de alta del sistema de refrigeración por compresión de vapor, se evalúa en función de la siguiente ecuación:

$$PC = m_r * (h_2 - h_1) \quad \dots (37)$$

Dónde:

h_2 = Es la entalpía del refrigerante a la salida del compresor entrada del evaporador

El compresor es accionado por un motor eléctrico, con lo cual la Potencia suministrada por el motor eléctrico es igual a:

$$P_{mec} = n_c * n_{mec} * P \quad \dots (38)$$

Dónde:

n_c = Es la eficiencia o rendimiento mecánico del compresor, y está en función del tipo de compresor utilizado, así tenemos para compresores recíprocos es igual a 0.8 y para compresores de tornillo es de 0.85.

n_{mec} = Es la eficiencia o rendimiento del motor eléctrico que acciona al compresor.

P_{me} = Es la Potencia suministrada por el motor eléctrico.

2.9.3. Potencia térmica de rechazo:

Es la potencia térmica asociada a la energía que el fluido refrigerante debe liberar del ciclo de refrigeración hacia el medio ambiente, con la finalidad de entrar condiciones termodinámicas necesarias para poder efectuar nuevamente el efecto refrigerante. Se evalúa según la siguiente ecuación:

$$PTR = m_r * (h_2 - h_3) \quad \dots (39)$$

2.9.4. Coeficiente de performance:

Es un indicador que denota la eficiencia de un ciclo de refrigeración, y se evalúa comparando el efecto refrigerante entre la potencia absorbida por el compresor. Para los sistemas de refrigeración por compresión de vapor es un valor superior a la unidad, encontrándose en valores máximos de 3.5 a 3.7 para plantas industriales con generación de hielo en bloque y cámaras frigoríficas (Refrigeración Industrial, Ramírez Vásquez)

$$COP = \frac{\text{Efecto Refrigerante}}{\text{Calor de compresion}} \quad \dots (40)$$

Dentro de las condiciones y características para el incremento del Coeficiente de Performance tenemos lo siguiente:

- **Incremento del efecto refrigerante con sub enfriamiento y sobrecalentamiento del refrigerante:**

En el apartado anterior se ha visto que el subenfriamiento es beneficioso para la eficacia del ciclo y que el sobrecalentamiento no lo es, especialmente si no es

útil. Por ello, puede ser conveniente para aumentar la eficacia del sistema provocando un mayor subenfriamiento a costa de sobrecalentar el vapor a la salida del evaporador, pero aún dentro del recinto o fluido a enfriar, es decir, de provocar un sobrecalentamiento útil; esto último estaría limitado por la temperatura de la carga a refrigerar. (Edward, 1991).

$$c_{p_v} * (T_1 - T_B) * 0.9 = c_{p_L} * (T_a - T_3) \quad \dots (41)$$

Esta solución puede no siempre ser adecuada, ya que para lograr un determinado subenfriamiento, es necesario provocar un mayor sobrecalentamiento, con una eficiencia de 0.9, debido a que el calor específico a presión constante de la fase líquida es siempre mayor que el de la fase vapor, así tenemos que:

$$c_{p_v} < c_{p_L} \quad \dots (42)$$

- **Intercambiadores de calor líquido-vapor de admisión**

Algunos sistemas de refrigeración utilizan en la práctica intercambiadores de calor para subenfriar el líquido a la salida del condensador mediante el vapor que procede de la salida del evaporador por el conducto de admisión al compresor.

El esquema de la instalación se representa en la figura 14, donde puede observarse además el diagrama correspondiente para un salto sencillo de p-h.

El punto 3 indica la situación del líquido saturado procedente del condensador, sufre un enfriamiento hasta el punto 4, aprovechado por el vapor procedente del estado 6 para pasarlo simultáneamente al punto 1.

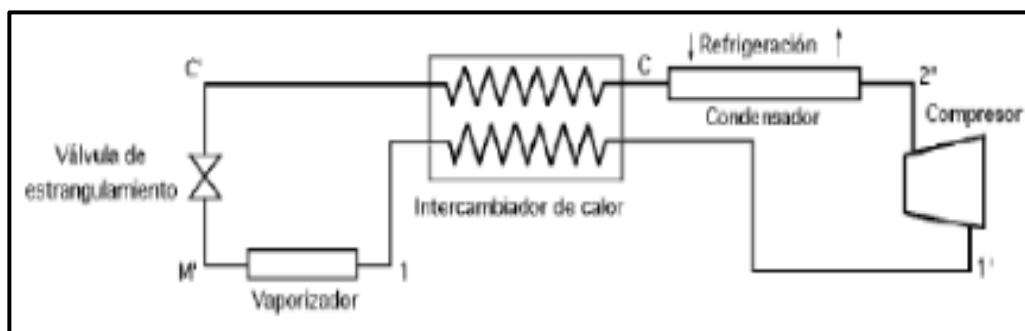


Figura. 15: Esquema de intercambiador de calor (interfrizador)

Fuente: Enciclopedia de Climatización (Refrigeración)

Puede establecerse como balance térmico, suponiendo que no existen pérdidas, el siguiente:

$$h_3 - h_4 = h_1 - h_6 \quad \dots (43)$$

Siendo el efecto refrigerante $h_6 - h_5$ en el supuesto de que no se tenga en cuenta ningún otro fenómeno. (Edward, 1991).

- **Alteración del ciclo simple de refrigeración por compresión de vapor (sistemas de multipresión)**

Consiste en adicionar componentes, tal como número de compresores, intercambiadores de calor del tipo directo o indirecto y válvulas de expansión, así como en ciertos casos se recurre a incrementar el COP en función operar más de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor en cascada.

Básicamente existen dos ciclos de sistemas de multipresion, denominados de inyección parcial o de inyección total, que difieren fundamentalmente en que, el primer caso, es posible elegir el valor de la presión intermedia, y en el segundo caso, esta presión depende de la temperatura en que debe de utilizarse del frío producido en esta parte de la instalación, como es el caso de necesitar dos o más temperaturas bajas de valores distintos. (Madrid, 2003).

- **Sistemas de enfriar el intermedio**

Para realizar una instalación en dos etapas se emplea generalmente un circuito único, con un recipiente intermedio que se encarga de llevar a cabo el intercambiador de calor. (Dossat, 1961).

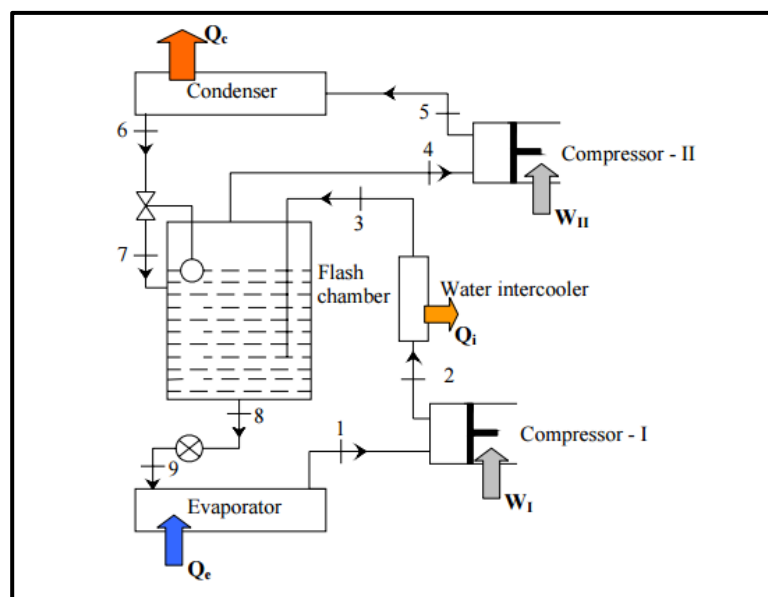


Figura 16: Enfriamiento por inyección total

Fuente: Enciclopedia de Climatización (Refrigeración)

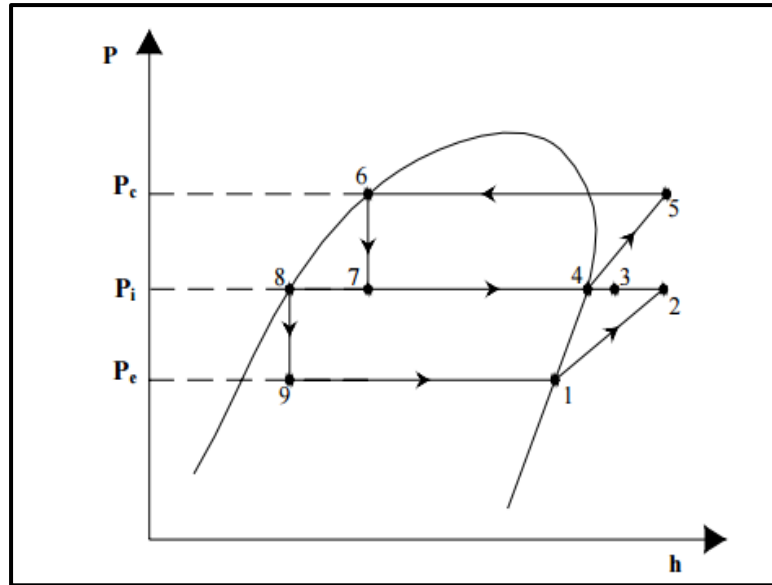


Figura 17: Diagrama p-h de enfriamiento por inyección total
Fuente: Enciclopedia de Climatización (Refrigeración)

Las diferentes formas de proceder al enfriamiento por este recipiente intermedio serían: por serpentín e inyección de líquido como se detalla a continuación:

Balance térmico y de masa con refrigeración intermedia por inyección parcial con serpentín.

Suponiendo que circula 1 kg de refrigerante en baja y (1+x) en alta. La masa de alta siempre es superior a la de baja, ya que es preciso eliminar el calor que se produce en el evaporador y el del motor del compresor de baja, y el recipiente intermedio se encuentra suficientemente aislado térmicamente y que en él no se produce ningún trabajo. (Edward, 1991).

$$h_2 + h_5(1 + x) = h_7 + h_3(1 + x) \quad \dots (44)$$

Con la teoría descrita, las formulas y las leyes que son importantes, nos dan un panorama de lo que se pretende investigar, en ese sentido, podemos dar sustento a esta investigación demostrando que ya tiene un fundamento establecido, y será desarrollado en el capítulo IV de cálculos y resultados; asimismo, con todo lo descrito anteriormente, procedemos a iniciar el capítulo III que abarca los materiales y métodos de esta investigación.

CAPITULO III

MATERIALES Y MÉTODOS

3.1. MATERIALES

Se relacionan en función a la secuencia con el propósito de ordenarlo coherentemente.

Dentro del material utilizado se tiene lo siguiente:

Tabla 01: Materiales empleados en la investigación

EQUIPOS	Propios de la investigación <ul style="list-style-type: none">✓ 2 Compresor de tornillo✓ 1 Compresor de pistón✓ 3 Condensadores✓ 1 Tanque de amoniaco✓ 1 Termosifón✓ 4 Tableros de control✓ 1 Tablero de banco de condensados✓ 3 Tableros de control de planta✓ 2 Evaporadores - serpentines (57 bancadas, 1 bancada = 22 barras) Para procesos y análisis de la información <ul style="list-style-type: none">✓ Laptop✓ Software
INSTRUMENTOS	<ul style="list-style-type: none">✓ Medidores de presión<ul style="list-style-type: none">• Manómetros de alta y baja en compresores de amoniaco.✓ Medidores de temperatura<ul style="list-style-type: none">• Termómetros en puntos del ciclo de refrigeración por compresión de vapor.• Termómetro para temperaturas de agua de salmuera.• Termómetro para temperatura ambiental.✓ Reportes de la <i>planta frigorífica PRC S.A.C.</i>✓ Características nominales y de operación de la <i>planta frigorífica PRC S.A.C.</i>
SUSTANCIAS REACTIVAS	<ul style="list-style-type: none">✓ Agua✓ Amoniaco✓ Aire✓ Salmuera

Fuente: Elaboración propia

3.1.1. Equipos

a) Compresor de tornillo

La planta frigorífica cuenta con dos compresores de tornillo; los cuales tienen los siguientes parámetros.

Tabla 02: Especificaciones del primer compresor de tornillo

Marca	Vilter
Modelo N°	VSM-401
RPM	3450
F.P.	89.5
Potencia absorbida	126 KW
HP	169
Capacidad/Cap max.	60/146 ton – 513 KW

Fuente: Elaboración propia – Catálogo Vilter

Tabla 03: Especificaciones del segundo compresor de tornillo

Marca	Vilter
Modelo N°	VSM-501
RPM	3550
F.P.	89.5
Potencia absorbida	151 KW
HP	202
Capacidad/Cap max.	60/185 ton – 651 KW

Fuente: Elaboración propia – Catálogo Vilter

b) Compresor de pistón

La planta frigorífica cuenta con un compresor de pistón; el cual tiene los siguientes parámetros.

Tabla 04: Especificaciones del compresor de pistón

Marca	Vilter
Modelo N°	4512 XL
RPM	1200
F.P.	88
N° Cilindros	12
Desplazamiento volum.	1850 m ³ /h
Potencia frigorífica max.	514 KW

Fuente: Elaboración propia – Catálogo Vilter

c) Condensador

La planta frigorífica cuenta con tres condensadores; el cual tiene los siguientes parámetros.

Tabla 05: Especificaciones del condensador

Marca	Vilter
Modelo N°	CETF 0630
Capacidad nominal	630 000 kcal/h
Bomba de circulación	
Cantidad de motores	1
Caudal	110 m ³ /h
Potencia del motor	5,5cv-4p
Ventilador	
Cantidad de motores	4
Caudal	73 200 m ³ /h
Potencia del motor	2 cv

Fuente: Elaboración propia – Catálogo Vilter

d) Tanque de amoniaco

La planta frigorífica cuenta con un tanque de amoniaco; el cual tiene los siguientes parámetros.

Tabla 06: Especificaciones del tanque de amoniaco

Material	ASTM.36
Diámetro	0.97 m
Longitud	4.50 m
Espesor	5/8"
Capacidad	3.5 m ²
Presión de alta	14.1 bar
Presión de baja	12 bar

Fuente: Elaboración propia – Catálogo Vilter

e) Evaporador – serpentín

Los serpentines evaporadores son diseñados para desempeñarse en un amplio rango de temperaturas, tanto para aire acondicionado, refrigeración y congelación.

La planta frigorífica cuenta con cuatro serpentines evaporadores; el cual tiene los siguientes parámetros.

Tabla 07: Especificaciones del serpentín evaporador

Marca	BOHM
Diámetro de tubo	3/8' y 5/16' en tubo de cobre liso y ranurado
Hileras	1, 2, 3, 4, 5, 6 y 8
Tipo de aleta	Senoidal y corrugada
Laminados	Lámina galvanizada y aluminio
Conexiones	Cobre
Aditamentos	Acumuladores, distribuidores y fundas sensoras

Fuente: Elaboración propia – Catálogo BOHM

3.1.2. Instrumentos

a) Medidores de presión

Son instrumentos de precisión fabricados para medir la presión de líquidos y gases en tuberías o tanques de almacenamiento y la presión atmosférica, a grandes rasgos, teniendo para cada uso diversos equipos disponibles de acuerdo a las necesidades.

a.1) Manómetro Bourdon

Los manómetros Bourdon miden la diferencia entre la presión interior y la exterior del tubo. Como la presión exterior suele ser la atmosférica, el manómetro indica la diferencia existente entre la presión medida y la presión atmosférica, es decir la presión manométrica.

Tabla 08: Especificaciones del Manómetro Bourdon

Marca	Wika
Tecnología	De tubo Bourdon
Sistema de visualización	Analógico
Tipo	de proceso, con señal de salida eléctrica
Presión	Mín.: 0 bar (0 psi) Máx.: 600 bar (8702.26 psi)
Precisión	0.1% – 2.0%

Fuente: Elaboración propia – Catálogo Wika



Figura 18: Manómetro Bourdon
Fuente: Catálogo Wika

b) Medidores de temperatura

Son instrumentos de precisión que miden la temperatura, ya que esta es una de las principales variables que afectan el curso de los procesos químicos, por tal razón esta variable debe ser medida con la mayor exactitud posible para poder controlarla adecuadamente.

b.1) Termómetro bimetalico

Los termómetros bimetalicos están constituidos por un tubo de acero inoxidable en cuyo interior está colocada una espiral helicoidal bimetalica. Dicha espiral está soldada por un extremo a la parte inferior del tubo y por otra a una varilla de transmisión, a su vez conectada a una aguja indicadora.

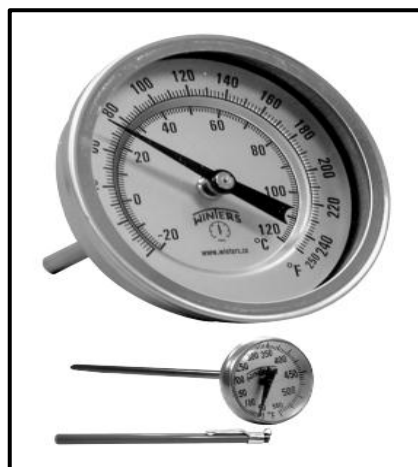


Figura 19: Termómetro bimetalico
Fuente: Catálogo Winters

Tabla 09: Especificaciones del Termómetro bimetálico

Marca	Winters
Sistema de visualización	Analógico
Caratula	1'' (25mm) a 6'' (150mm)
Caja	Acero Inoxidable 304
Tornillo Calibrador	Standard
Lentes	1" (25mm): Acrílico, los demás: vidrio standard, sellado herméticamente
Elemento Sensor	Espiral Bimetálico
Aguja	Aluminio pintada de negro
Límite de Sobrepresión	125 psi/bar
Presión de Trabajo	Máximo 75% de fondo de escala
Temperatura de Proceso	-50°C a 120°C (-58°F a 248°F)
Exactitud	1% de fondo de escala
Grado de Protección	IP68

Fuente: Elaboración propia – Catálogo Winters

b.2) Pirómetro

Es un dispositivo capaz de medir la temperatura de una sustancia sin necesidad de estar en contacto con ella. El término se suele aplicar a aquellos instrumentos capaces de medir temperaturas superiores a los 600 grados celsius. El rango de temperatura de un pirómetro se encuentra entre -50 grados celsius hasta +4000 grados celsius.

Tabla 10: Especificaciones del Pirómetro

Marca	PCE-778 Instruments
Sistema de visualización	Digital
Rango de medición	-40 a +800 °C
Resolución óptica	12 : 1
Función	MIN/MAX
Medición	Círculo láser
Lectura	Diferencial

Fuente: Elaboración propia – Catálogo PCE Instruments



Figura 20: Pirómetro PCE-778
Fuente: Catálogo PCE Instruments

3.1.3. Sustancias reactivas

a) Agua

Es una sustancia cuya molécula está formada por dos átomos de hidrógeno y uno de oxígeno (H₂O). El agua es fundamental para la producción de hielo en bloques; una vez vaciados, los moldes se vuelven a rellenar con este líquido y se vuelven a colocar en el depósito de salmuera.

Tabla 11: Propiedades físicas del agua

Estado físico	sólida, líquida y gaseosa
Color	incolora
Sabor	insípida
Olor	inodoro
Densidad	1 g./c.c. a 4°C
Punto de congelación	0°C
Punto de ebullición	100°C
Presión crítica	217,5 atm.
Temperatura crítica	374°C

Fuente: Elaboración propia – Propiedades del agua

b) Amoniaco

El amoníaco entra en el compresor a baja presión y temperatura, en forma de gas, es comprimido, aumentando su presión y su temperatura. Ahora entra en el condensador y mediante la acción de un fluido exterior (agua o aire), se le extrae calor al refrigerante, lo cual produce un enfriamiento del

mismo favoreciendo su condensación hasta alcanzar el estado líquido; a partir de aquí es impulsado de nuevo hacia la válvula de expansión donde se repite el ciclo frigorífico.

Tabla 12: Propiedades del amoníaco

Nombre IUPAC	Azano
Fórmula molecular	NH ₃
Propiedades físicas	
Apariencia	Incoloro Olor penetrante y desagradable
Densidad	0.73 kg/m ³ ; 0,00073 g/cm ³
Masa molar	17,03 g/mol
Punto de fusión	195,42 K (-78 °C)
Punto de ebullición	239,81 K (-33 °C)
Temperatura crítica	405,5 K (132 °C)
Propiedades químicas	
Acidez	9,24 pK _a
Solubilidad en agua	89,9 g/100 ml (0 °C)
Momento dipolar	1,42 D

Fuente: Elaboración propia – Propiedades del amoníaco

c) Aire

Es la mezcla homogénea de gases que constituye la atmósfera terrestre, que permanecen alrededor del planeta Tierra por acción de la fuerza de gravedad.

Tabla 13: Propiedades del aire

Temperatura ambiente	25 °C
Densidad	1,29 kg/m ³
Viscosidad absoluta	1,71 × 10 ⁻⁵ Pa s
Viscosidad cinemática	1,33 × 10 ⁻⁵ m ² /s
Constante partícula	287 J/kg K
Calor específico a presión constante	1000 J/kg K
Calor específico a volumen constante	716 J/kg K
Coefficiente de dilatación adiabática	1,40

Fuente: Elaboración propia – Propiedades del amoníaco

d) Salmuera

La salmuera es agua con una alta concentración de sal (NaCl) disuelta. Por extensión, también se llama salmuera a disoluciones altamente concentradas de otras sales. Son ejemplos de ello la salmuera de cloruro de calcio y la de dicromato sódico.

A temperaturas superiores a 0°C , el agua es el medio de transferencia más comúnmente utilizado para transportar la carga de refrigeración hasta un evaporador.

A temperaturas inferiores a 0°C (se utilizan las salmueras. Estas pueden ser:

- Una solución acuosa de sales inorgánicas, por ejemplo, cloruro de sodio o cloruro de calcio, es decir para bajas temperaturas se puede utilizar una mezcla eutéctica.
- Una solución acuosa de compuestos orgánicos, por ejemplo, alcoholes o glicoles; ejemplos las mezclas de agua y etanol o agua y metanol, el etilenglicol y el propilenglicol.
- Hidrocarburos halocarburos clorados o fluorados. Una solución de cualquier sal en agua, o en general cualquier solución, tiene una cierta concentración en la que el punto de congelación es un mínimo. Una solución de esta concentración se llama mezcla eutéctica. La temperatura a que se congela es la temperatura eutéctica. Una solución en cualquier otra concentración comienza a congelarse a temperaturas más altas.

Cuando la temperatura de una salmuera cuya concentración es inferior a la eutéctica desciende por debajo del punto de congelación, se forman cristales de hielo y la concentración de la solución residual aumenta hasta alcanzar la temperatura eutéctica. Por debajo de esta temperatura la solución se solidifica formando una mezcla de hielo y solución eutéctica solidificada.

3.1.4. Inventario de planta

Se tienen los siguientes valores de planta frigorífica PRC S.A.C.

Tabla 14: Planta de hielo en bloques

DATOS CENTRAL	ESPECIFICACIONES
Refrigerante	R717
Capacidad	230 Ton/día
COMPRESOR	Vapor saturado generado a 12.96 bares
Tipo	TORNILLO
Potencia del Motor	200 HP
Presión de Alta	188 PSIG
Presión de Baja	30 PSIG
Temperatura final del compresor	84 °C
Temperatura del aceite	76 °C
CONDENSADOR	
Tipo	Evaporativo
Potencia de Ventiladores	2HP
Temperatura del aire inicial	20
Temperatura del aire final	30
EVAPORADOR	
Tipo	Inundado con Banco de tubos de Acero inox. De 2"
Dimensiones Poza de salmuera	
Salinidad del Agua	26°
Temperatura de Salmuera	1 °C
Agitadores	10 HP

Fuente: Elaboración propia – Planta de mantenimiento

3.2. MÉTODO DE INVESTIGACIÓN

El presente trabajo de investigación emplea el método deductivo y el método analítico porque en este análisis desmembramos el sistema de refrigeración por compresión de vapor para estudiar por separado los procesos y estados que ocurren en los diversos equipos del sistema, como son el condensador, el compresor, el evaporador y la válvula de expansión; asimismo, esta investigación es del tipo cuantitativo, de naturaleza descriptiva - transversal, ya que con la evaluación termoexérgica se cuantificará la energía a través de las irreversibilidades que presentan los componentes del sistema de refrigeración de tal manera que permita medir la relación en cuando al mejoramiento del COP, reducción del tiempo en el congelamiento del hielo y el incremento de la eficiencia exérgica.

3.2.1. Operación condiciones actuales

La Empresa de Fabricación de Hielo PRC S.A.C. tiene las siguientes características para la producción de 125 Ton de hielo:

a) Producción:

- La Generación de Hielo en bloque se realiza en 2010 envases de acero inoxidable de 20 kg cada uno de ellos, las cuales se encuentran semisumergidos en una piscina de salmuera de 26° de salinidad.
- El periodo de producción es de 20 horas.
- El banco de tubos del evaporador de tipo inundado se encuentra sumergido dentro del agua de salmuera, actuando como un refrigerante primario el primero, y refrigerante secundario el segundo.
- la homogeneidad de la temperatura del agua de salmuera dentro de la piscina de generación de hielo en bloque se consigue mediante la agitación del agua a través de un agitador accionado por un motor eléctrico de 10 HP.

b) Energía:

- La generación de hielo se consigue manteniendo las presiones de alta del sistema en 12.96 bar y la presión de baja en 2.07 Bar.
- El sistema que permite la circulación del refrigerante es el Compresor Vilter accionado por un motor eléctrico de 150 KW.
- La Temperatura del tanque de la salmuera se mantiene a -5°C, mientras que la temperatura del aire al final del condensador es de 30°C.

3.2.2. Diseño de la investigación

El diseño de la investigación es del tipo descriptivo debido a que el grado de control es máximo, utiliza uno o más grupos de comparación, hace uso de los métodos, conocimientos y teorías de investigación para resolver un problema existente, en nuestro caso es el coeficiente de performance. Asimismo, es utilizado en estudios explicativos, donde se dispondrá de una muestra en quien se realizará el estudio y de donde se recoge la información relevante, el siguiente diagrama representa este diseño:



G.O.	Grupo de observación (Sistema de refrigeración)
O ₁	Coficiente de Performance antes (actual)
X	Compresión de vapor en escala
O ₂	Coficiente de Performance después

3.2.3. Procedimientos

1. Reconocimiento de los equipos propios de investigación y de los equipos para procesos y análisis de la información.
2. Identificación de los puntos de medición en las instalaciones, asimismo en las entradas y salidas de los equipos.
3. Toma de datos en los equipos propios de la investigación (presión, temperatura y otros).
4. Análisis e interpretación de los datos (utilización de programas para facilitar los cálculos).
5. Evaluación del sistema actual de refrigeración por compresión de vapor con interfriamiento.
6. Evaluación del sistema de refrigeración por compresión de vapor con sistema de escala de compresores.
7. Aplicación del modelo energético y exegético en los sistemas mencionados.
8. Evaluación termoeconómica del sistema de refrigeración por compresión en los sistemas mencionados.
9. Discusión y evaluación de la información para establecer resultados.
10. Discusión y evaluación de los resultados para comprobar la hipótesis.
11. Elaboración del informe de investigación.

3.3. METODOLOGÍA DE CÁLCULO

3.3.1. Diagrama de flujo de procedimiento

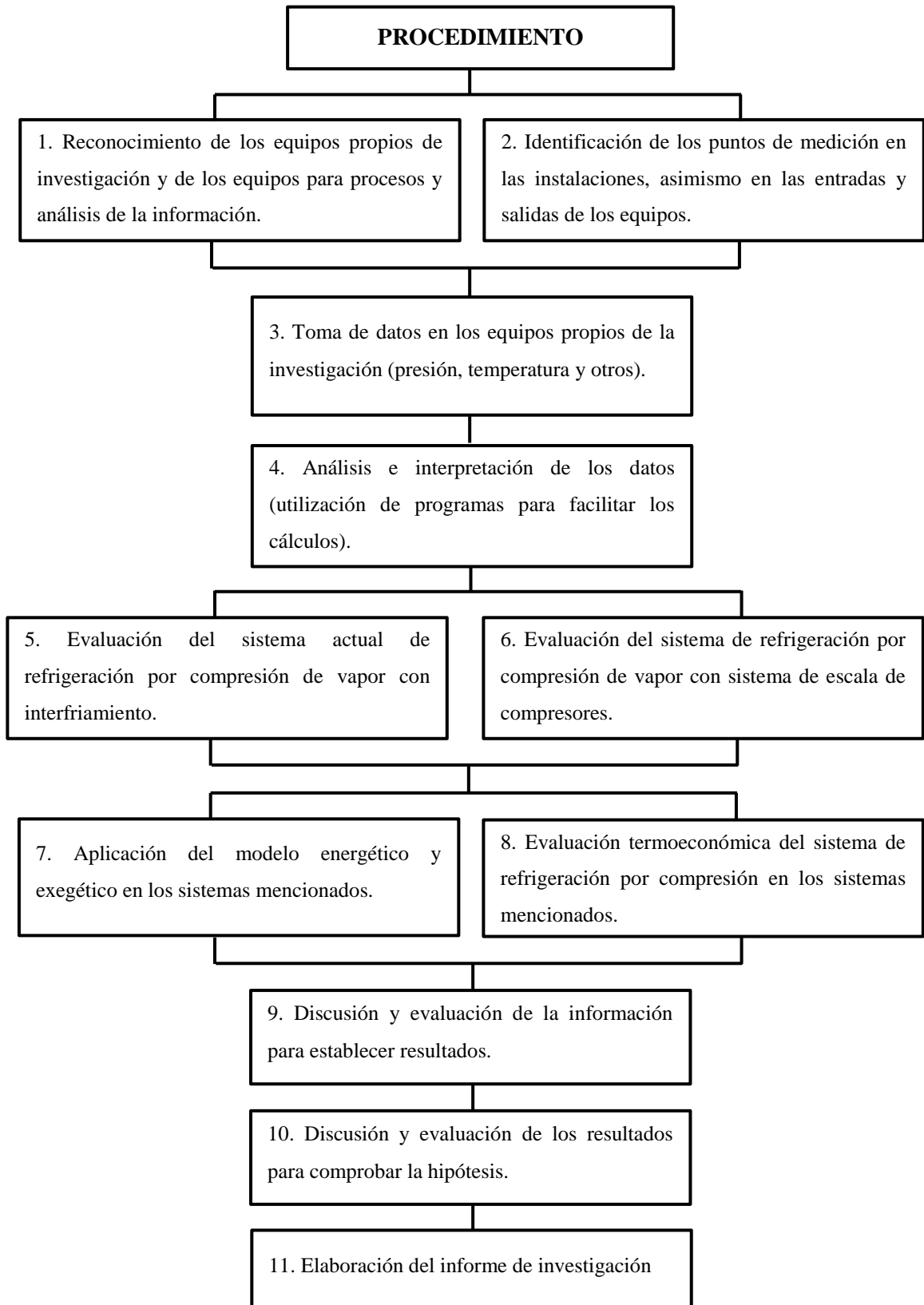


Figura 21: Algoritmo de Metodología de Calculo

Fuente: Elaboración propia

CAPITULO IV

CÁLCULOS Y RESULTADOS

4.1. CALCULOS PRELIMINARES

4.1.1. CÁLCULO DE LA CARGA TÉRMICA EN LA PLANTA DE HIELO EN BLOQUES

A. CONSIDERACIONES DE CÁLCULO - DATOS DE INGRESO

Se tienen los siguientes datos de ingreso:

Tabla 15: Datos Ingreso para determinación de la Carga Térmica

Parámetros físicos	Simbología	Especificación	Unidades
Cantidad de agua en los moldes	m_w	125	Ton/día
Numero de moldes	N_m	2010	moldes
Masa de los moldes	m_M	20	kg
Temperatura ambiente	T_a	20	°C
Temperatura del agua inicial	T_{wi}	20	°C
Temperatura final del agua	T_{wf}	0	°C
Temperatura final del hielo	T_h	-3	°C
Temperatura final de la salmuera	T_{mf}	-5	°C
Calor específico del agua	C_{pw}	4.18	kJ/kg °C
Calor fusión del agua	Δh_{fg}	334	kJ/kg
Calor específico del hielo	C_{pH}	2.1	kJ/kg °C
Calor específico de la salmuera	C_{ps}	-	kJ/kg °C
Calor específico del molde	C_{pM}	0.5	kJ/kg °C
Numero de agitadores	N_{ag}	4	moldes
Potencia de los agitadores	P_{ag}	10	HP

Fuente: Elaboración propia

B. DETERMINACIÓN DE CARGAS TÉRMICAS INTERVINIENTES:

b.1. Carga frigorífica para la fabricación de hielo en bloque

Tiene los siguientes componentes:

- **Carga frigorífica para el del enfriamiento del agua:**

Es la carga frigorífica que se debe extraer al agua para pasar desde la temperatura inicial del agua hasta los 0 °C se evalúa con la ecuación N° 27, y los valores del cuadro N° 15.

$$\dot{P}_{ew} = 125000 \frac{kg}{dia} * 4.18 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C} * (20 - 0)^\circ C * \frac{1 dia}{20 horas} * \frac{1 hora}{3600 s}$$

$$\dot{P}_{ew} = 145.14 KW$$

- **Carga frigorífica para la congelación del agua:**

Se evalúa en función a la ecuación N° 28 y los valores del cuadro N° 15.

$$\dot{P}_{cw} = 125000 \frac{kg}{dia} * 334 \frac{kJ}{kg} * \frac{1 dia}{20 horas} * \frac{1 hora}{3600 s}$$

$$\dot{P}_{cw} = 579.86 KW$$

- **Carga frigorífica para el subenfriamiento del agua**

Se evalúa según la ecuación N° 29 y los valores del cuadro N° 15.

$$\dot{P}_{sw} = 125000 \frac{kg}{dia} * 2.1 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C} * (0 - -3)^\circ C * \frac{1 dia}{20 horas} * \frac{1 hora}{3600 s}$$

$$\dot{P}_{sw} = 10.94 KW$$

Finalmente la carga térmica para la fabricación de hielo en bloque se obtiene según la ecuación N° 30.

$$\dot{P}_{fhb} = (145.14 + 579.86 + 10.94) KW$$

$$\dot{P}_{fhb} = 735.94 KW$$

b.2. Carga frigorífica para el enfriamiento de los moldes:

Los moldes ejercen un efecto térmico en función a su calor sensible y su valor se calcula según la ecuación N° 31. Además se tiene en cuenta que el Numero de moldes es N=2010 y la masa de cada uno de ellos es 20 kg. Los moldes son de acero cuyo calor específico a presión constante es:

$$\dot{P}_{em} = 2010 \text{ moldes} * 20 \text{ kg} * 0.5 \frac{\text{kJ}}{\text{kg} \text{ } ^\circ\text{C}} * (20 - -5)^\circ\text{C} * \frac{1 \text{ dia}}{20 \text{ horas}} * \frac{1 \text{ hora}}{3600 \text{ s}}$$

$$\dot{P}_{em} = 6.98 \text{ KW}$$

b.3. Carga frigorífica de los agitadores del agua de salmuera:

La carga térmica debido a la acción de los agitadores se evalúa según la ecuación N° 32.

$$\dot{P}_{eas} = 4 * 10 \text{ HP} * \frac{0.745 \text{ KW}}{\text{HP}}$$

$$\dot{P}_{eas} = 29.80 \text{ KW}$$

b.4. Carga térmica por perdida de transferencia de calor por el techo:

De manera similar al cálculo realizado para determinar el flujo de calor a través de cerramientos y paredes:

Aplicando la ecuación N° 33 y con los valores de 0.21 (W/m²C) para el polietileno de 14 mm de espesor que actúa como tapa, se tiene el siguiente cálculo:

$$\text{Area de techo} = (12 * 30) = 360 \text{ m}^2$$

$$\dot{Q}_t = \frac{0.210 * 360 * (20 - -5)}{1000}$$

$$\dot{Q}_t = 1.9 \text{ KW}$$

b.5. Carga frigorífica total para el proceso:

Aplicando la ecuación N° 34 y un conjunto de pérdidas del 5%.

$$\dot{P}_{CFT} = \frac{1.0}{0.95} * (735.94 + 6.98 + 29.80 + 1.9) = 813.39 \text{ KW}$$

b.6. Resumen de cálculos

Tabla 16: Datos Ingreso para determinación de la Carga Térmica

N°	Carga frigorífica	Potencia (kw)	Porcentaje (%)
1	Carga frigorífica para la fabricación de hielo en bloque	735.94	90.48
2	Carga frigorífica para el enfriamiento de los moldes	6.98	0.86
3	Carga frigorífica de los agitadores del agua de salmuera	29.80	3.66
4	Perdida adicionales	40.67	5
TOTAL		813.39	100

Fuente: Elaboración propia

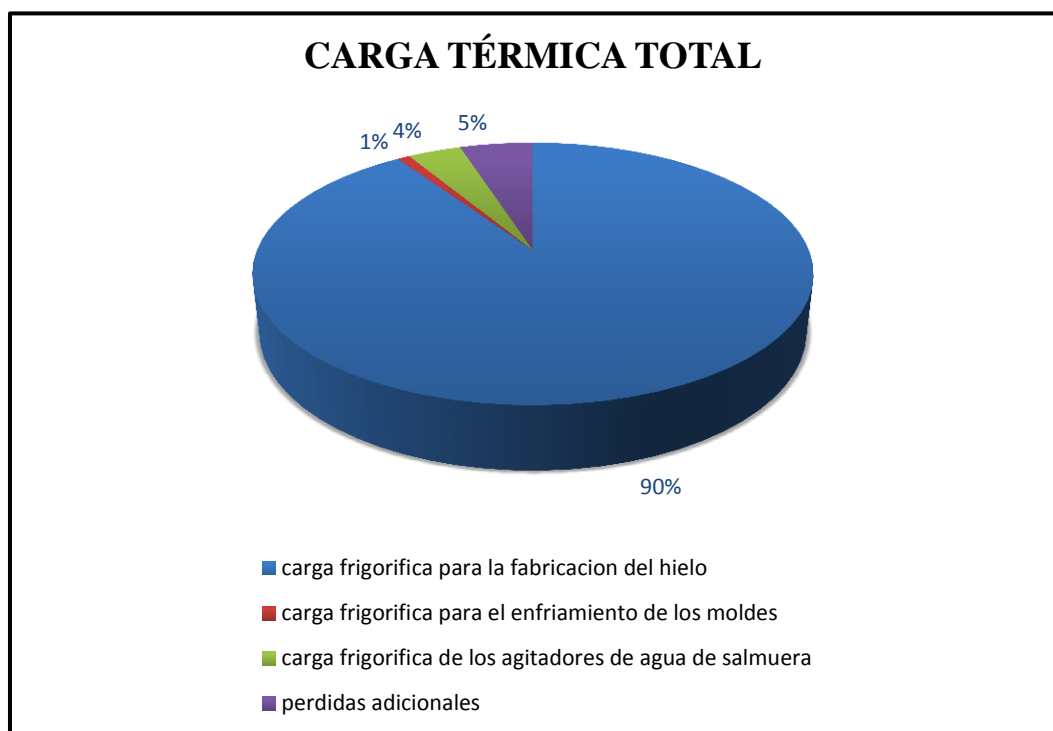


Figura 22: Distribución de la carga térmica total del ciclo de refrigeración

Fuente: Elaboración propia

4.1.2. CARACTERIZACION DEL SUBENFRIAMIENTO Y SOBRECALENTAMIENTO:

a. CONSIDERACIONES DE DISEÑO:

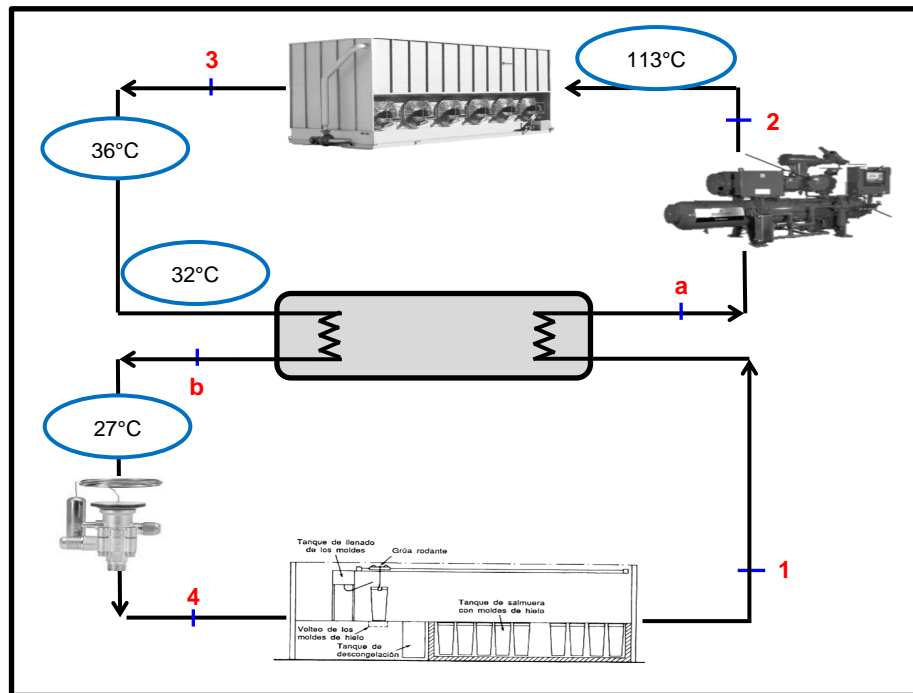


Figura 23: Distribución de equipos de ciclo de refrigeración por compresión de vapor

Fuente: Elaboración propia

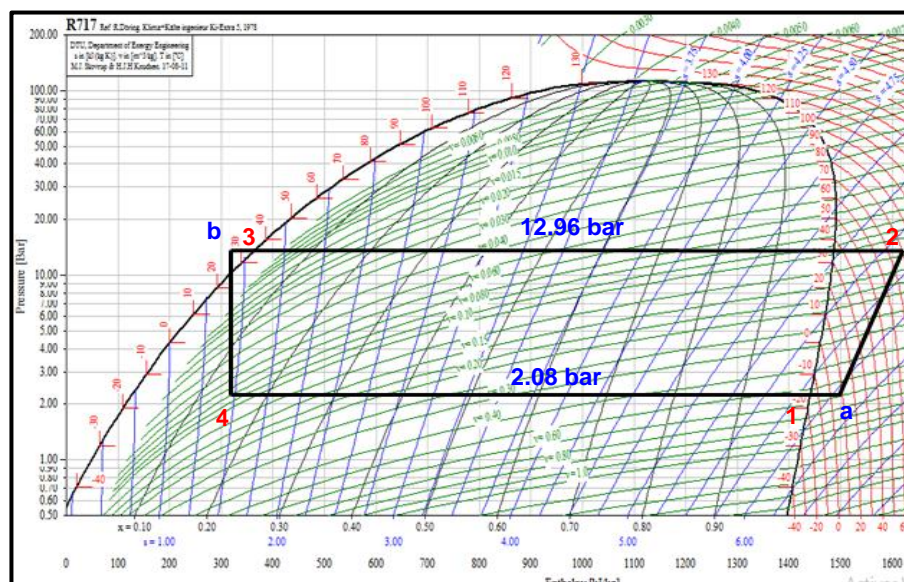


Figura 24: Diagrama P vs h del ciclo de refrigeración por compresión de vapor

Fuente: Software Coolpack

La ecuación N° 41 caracteriza el proceso de transferencia de calor en el interfriador, El intercambio de calor entre la corriente fría saliente del evaporador y la corriente caliente saliente del condensador.

$$Cp_v * (h_3 - h_b) = Cp_v * (h_a - h_1)$$

También se puede representar la ecuación en la siguiente expresión

$$\dot{m}_r * (h_3 - h_b) = \dot{m}_r * (h_a - h_1)$$

Dónde:

h_3 está referida a la entalpía a la salida del condensador (339.82 kJ/kg)

h_1 está referida a la entalpía a la salida del evaporador (1420.71 kJ/kg)

Se tiene el siguiente esquema para el Interfriador:

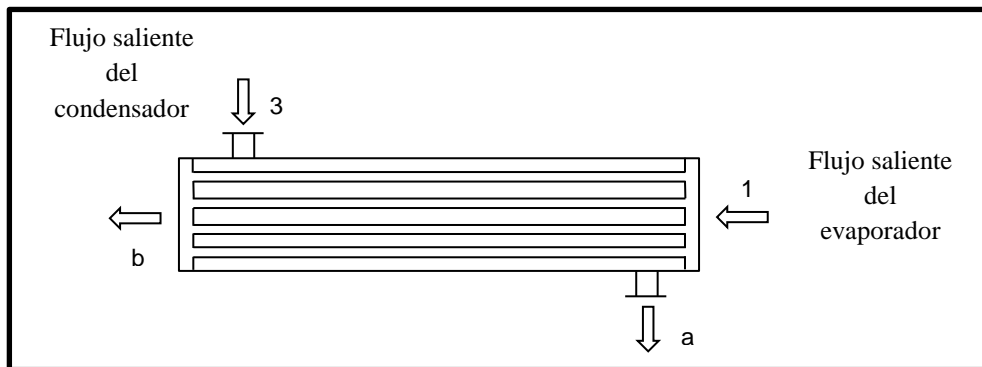


Figura 25: Intercambio de flujos en el Interfriador

Fuente: Elaboración propia

Por el lado del evaporador se determina la entalpía del fluido refrigerante, tomando como limite la temperatura del agua de salmuera que es de -5°C , por lo tanto, el valor de la temperatura del fluido refrigerante no debe superar este valor, para no afectar la estabilidad térmica durante el proceso de producción de hielo en bloques.

b. CASO APLICATIVO:

Para hallar h_b , a la presión de alta y la temperatura a la salida del condensador

$$P = 12.96 \text{ bar} / T = 28^{\circ}\text{C} / h_b = 312.72 \text{ kJ/kg}$$

Se procede a hallar h_a , que se encuentra a la salida del evaporador

$$(h_3 - h_b) = (h_a - h_1)$$

$$(339.82 - 312.72) = (h_a - 1420.71)$$

$$h_a = 1447.1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

En tablas tenemos que para esta entalpía el valor de la temperatura es -5°C , pero se tiene pérdidas de temperatura en la tubería de aspiración de 3°C debido al asilamiento de la tubería y pérdidas de temperatura en el serpentín del evaporador de 8°C , lo cual tenemos:

$$T_a = 6^{\circ}\text{C}$$

4.2. BALANCE DE ENERGÍA EN EL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR CON INTERFRIADOR:

a. VALORES TERMODINÁMICOS DE INGRESO SEGÚN PARÁMETROS DE OPERACIÓN:

Empleando la tabla de refrigeración de Moran Shapiro – R717, se determinan las propiedades del Amoníaco en cada punto del ciclo básico:

Tabla 17: Valores del Refrigerante en el Ciclo de Refrigeración por compresión de vapor

Parámetro	Simbología	Cantidad	Unidades
Presión de alta	P_a	12.96	Bar
Presión de baja	P_b	2.075	Bar
Temperatura de ingreso en el condensador	T_2	113.24	$^{\circ}C$
Temperatura final del condensador con interfriamiento	T_c	27	$^{\circ}C$
Temperatura en el evaporador	T_e	-17	$^{\circ}C$
Caída de presión a la salida del evaporador	ΔP	0.1	Bar
Valores termodinámicos			
Punto	Criterio de calculo	Cantidad	Unidades
Punto 1a	Vapor saturado a la P_{baja} con $\Delta T = 11^{\circ}C$	1447.1	KJ/kg
Punto 2R	P_{alta} y a la temperatura T_2 a la entrada del condensador	1687.96	KJ/kg
Punto 3	Líquido subenfriado a la P_{alta} con $\Delta T = 1^{\circ}C$	312.72	KJ/kg
Punto 4	Valor igual al del punto 3	312.72	KJ/kg

Fuente: Elaboración propia

b. CARACTERIZACIÓN DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR:

• FLUJO MÁSSICO DEL REFRIGERANTE AMONIACO.

Se evalúa en función al valor del Efecto refrigerante obtenido en el ítem anterior el cual es 813.39 kW y la ecuación N° 36, teniendo una

$$813.39 \frac{kJ}{s} = \dot{m}_T * (1447.1 - 312.72) \frac{kJ}{kg}$$

$$\dot{m}_T = 0.717 \frac{kg}{s}$$

- **POTENCIA DEL COMPRESOR:** Se evalúa en función de la ecuación N° 37, según el siguiente cálculo:

$$P_c = 0.717 \frac{kg}{s} * (1687.96 - 1447.11) \frac{kJ}{kg}$$

$$P_c = 172.69 \text{ kW}$$

Según la ecuación N° 38 determinamos la Potencia del Motor Eléctrico:

$$n_c = 0.8, \quad n_{me} = 0.85$$

$$P_e = \frac{172.69 \text{ KW}}{0.8 * 0.85}$$

$$P_e = 253.96 \text{ KWe}$$

- **POTENCIA TERMICA DE RECHAZO:**

En función a la ecuación N° 39, y el flujo refrigerante conocido se realiza el siguiente cálculo:

$$PTR = 0.717 \frac{kg}{s} * (1687.96 - 312.72) \frac{kJ}{kg}$$

$$PTR = 986.05 \text{ KW}$$

- **COEFICIENTE DE PERFORMANCE:**

Se determina según la ecuación N° 40

$$COP = \frac{813.39 \text{ KW}}{172.69 \text{ KW}}$$

$$COP = 4.71$$

- **TONELADA DE REFRIGERACION:**

Se determina asimismo las Toneladas de refrigeración del sistema.

$$T.R. = \frac{813.39 \text{ KW}}{3.516 \text{ KW/TON}}$$

$$T.R. = 231.34 \text{ TON}$$

4.3. BALANCE DE ENERGIA EN EL SISTEMA DE REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR CON SISTEMA DE ESCALA DE COMPRESORES

4.3.1. BALANCE DE ENERGIA EN EL SISTEMA DE REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR CON SISTEMA DE ESCALA DE COMPRESORES SIN INTERFRIADOR

a. CONSIDERACIONES DE DISEÑO:

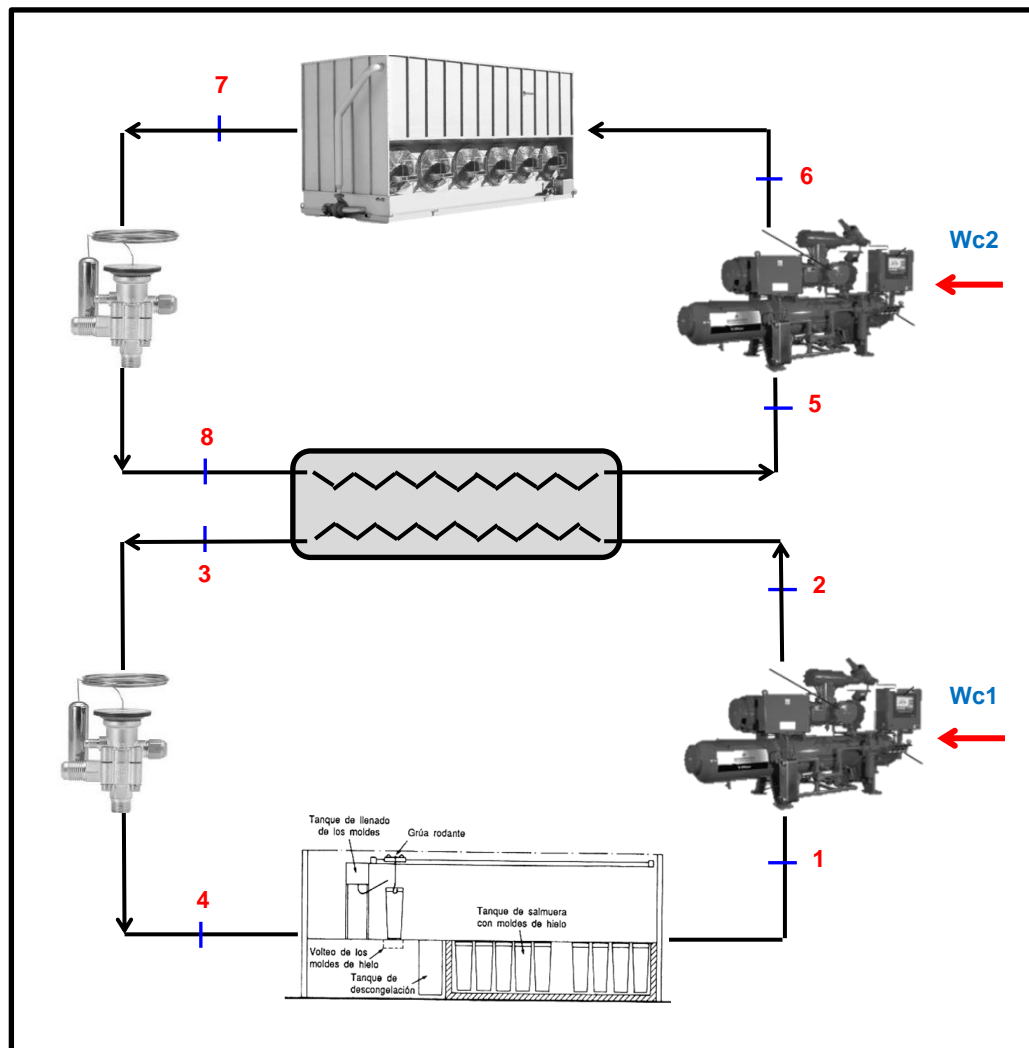


Figura 26: Distribución de equipos de ciclo de refrigeración por compresión de vapor con sistema de escala de compresores sin interfriador
Fuente: Elaboración propia

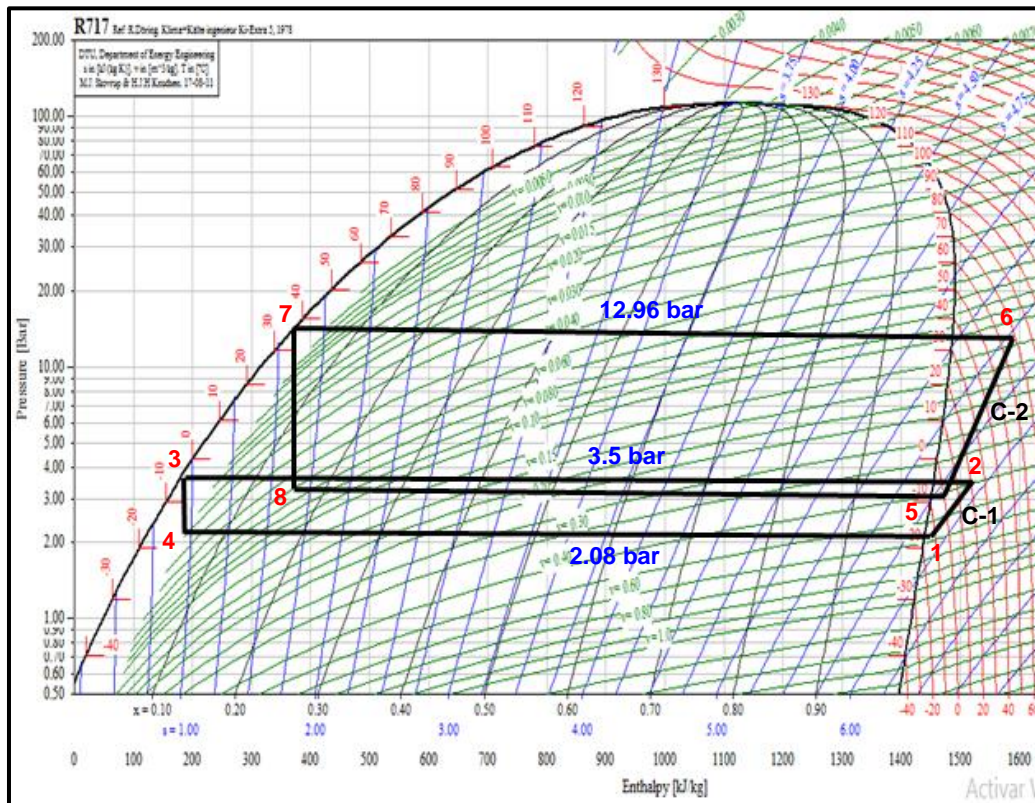


Figura 27: Diagrama P vs h del ciclo de refrigeración por compresión de vapor con sistema de escala de compresores sin interfriador

Fuente: Software Coolpack

b. VALORES TERMODINÁMICOS DE INGRESO SEGÚN PARÁMETROS DE OPERACIÓN:

Empleando la tabla de refrigeración de Moran Shapiro – T717, se determinan las propiedades del Amoniaco en cada punto del ciclo:

Tabla 18: Valores del Refrigerante en el Ciclo de Refrigeración por compresión de vapor con sistema de escala de compresores sin interfriador

Parámetro	Simbología	Cantidad	Unidades
Presión de alta	P_a	12.96	Bar
Presión de media	P_m	3.5	Bar
Presión de baja	P_b	2.075	Bar
Temperatura de ingreso en el condensador	T_2	113.24	°C
Temperatura final del condensador	T_c	27	°C
Temperatura en el evaporador	T_e	-17	°C
Caída de presión a la salida del evaporador	ΔP	0.1	Bar

Valores termodinámicos			
Punto	Criterio de calculo	Cantidad	Unidades
Punto 1	Vapor saturado a la P_{baja}	1420.71	KJ/kg
Punto 2R	P_{media} e isoentropico al punto 1	1487.09	KJ/kg
Punto 3	Liquido saturado a la P_{media} , ($T=-5.36$ °C)	155.20	KJ/kg
Punto 4	Valor igual al del punto 3, proceso isoentrópico	155.20	KJ/kg
Punto 5	Vapor saturado a la P_{media}	1436.01	KJ/kg
Punto 6	P_{alta} e isoentropico al punto 5	1615.07	KJ/kg
Punto 7	Liquido saturado a la P_{alta} , ($T=33.49$ °C)	339.48	KJ/kg
Punto 8	Valor igual al del punto 7, proceso isoentrópico	339.48	KJ/kg

Fuente: Elaboración propia

c. CARACTERIZACIÓN DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR CON SISTEMA DE ESCALA DE COMPRESORES SIN INTERFRIADOR:

• **EFFECTO REFRIGERANTE**

Se evalúa en función a la cantidad de refrigerante obtenida, en el cual se empleó el $h_3 = 155.20 \text{ kJ/kg}$, obteniendo una cantidad de $\dot{m}_{T1} = 0.734 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$; y empleando la ecuación N° 36, se tiene:

$$ER = 0.734 \frac{\text{kg}}{\text{s}} * (1420.71 - 155.20) \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$ER = 928.88 \text{ KW}$$

Incremento del efecto refrigerante:

$$\text{Incremento del ER} = 928.88 - 813.39 = 115.49 \text{ KW}$$

Porcentaje del incremento del efecto refrigerante:

$$\% \text{ Incremento del ER} = \frac{928.88 - 813.39}{928.88} * 100 \% = 12.43 \%$$

- **POTENCIA DEL PRIMER COMPRESOR:** Se evalúa en función de la ecuación N° 37, según el siguiente calculo:

$$P_{c1} = 0.734 \frac{kg}{s} * (1487.09 - 1420.71) \frac{kJ}{kg}$$

$$P_{c1} = 48.72 kW$$

Según la ecuación N° 38 determinamos la Potencia del Motor Eléctrico:

$$n_c = 0.8, \quad n_{me} = 0.85$$

$$P_e = \frac{48.72 KW}{0.8 * 0.85}$$

$$P_e = 71.65 KWe$$

- **ANÁLISIS EN EL INTERCAMBIADOR DE CALOR:**

Se emplea la siguiente ecuación para calcular la cantidad de refrigerante R717 empleado en el segundo proceso.

$$0 = \dot{m}_{T1} * (h_2 - h_3) + \dot{m}_{T2} * (h_8 - h_5)$$

$$\dot{m}_{T2} = \frac{-\dot{m}_{T1} * (h_2 - h_3)}{(h_8 - h_5)}$$

$$\dot{m}_{T2} = \frac{-0.734 * (1487.09 - 155.20)}{(339.48 - 1436.01)}$$

$$\dot{m}_{T2} = 0.892 \frac{kg}{s}$$

- **POTENCIA DEL SEGUNDO COMPRESOR:** Se evalúa en función de la ecuación N° 37, según el siguiente calculo:

$$P_{c2} = 0.892 \frac{kg}{s} * (1615.07 - 1436.01) \frac{kJ}{kg}$$

$$P_{c2} = 159.64 kW$$

Reducción de la potencia mecánica del compresor:

$$\text{Reduccion de } P_c = 176.82 - 159.64 = 17.18 \text{ KW}$$

Porcentaje de reducción de la potencia mecánica del compresor:

$$\% \text{ Reduccion de } P_c = \frac{176.82 - 159.64}{159.64} * 100 \% = 10.76 \%$$

Según la ecuación N° 38 determinamos la Potencia del Motor Eléctrico:

$$n_c = 0.8, \quad n_{me} = 0.85$$

$$P_e = \frac{159.64 \text{ KW}}{0.8 * 0.85}$$

$$P_e = 234.76 \text{ KW}$$

Reducción de la potencia del motor eléctrico del compresor:

$$\text{Reduccion de } P_c = 260.03 - 234.76 = 25.27 \text{ KW}$$

Porcentaje de reducción de la potencia del motor eléctrico del compresor:

$$\% \text{ Reduccion de } P_c = \frac{260.03 - 234.76}{234.76} * 100 \% = 10.76 \%$$

• **COEFICIENTE DE PERFORMANCE:**

Se determina según la ecuación N° 40

$$COP = \frac{928.88 \text{ KW}}{48.72 + 159.64 \text{ KW}}$$

$$COP = 4.46$$

Reducción del Coeficiente de Performance:

$$\text{Reduccion del COP} = 4.6 - 4.46 = 0.14 \text{ KW}$$

Porcentaje de reducción del Coeficiente de Performance:

$$\% \text{ Reduccion del COP} = \frac{4.6 - 4.46}{4.46} * 100 \% = 3.14 \%$$

4.3.2. BALANCE DE ENERGÍA EN EL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR CON SISTEMA DE ESCALA DE COMPRESORES CON INTERFRIADOR:

a. CONSIDERACIONES DE DISEÑO

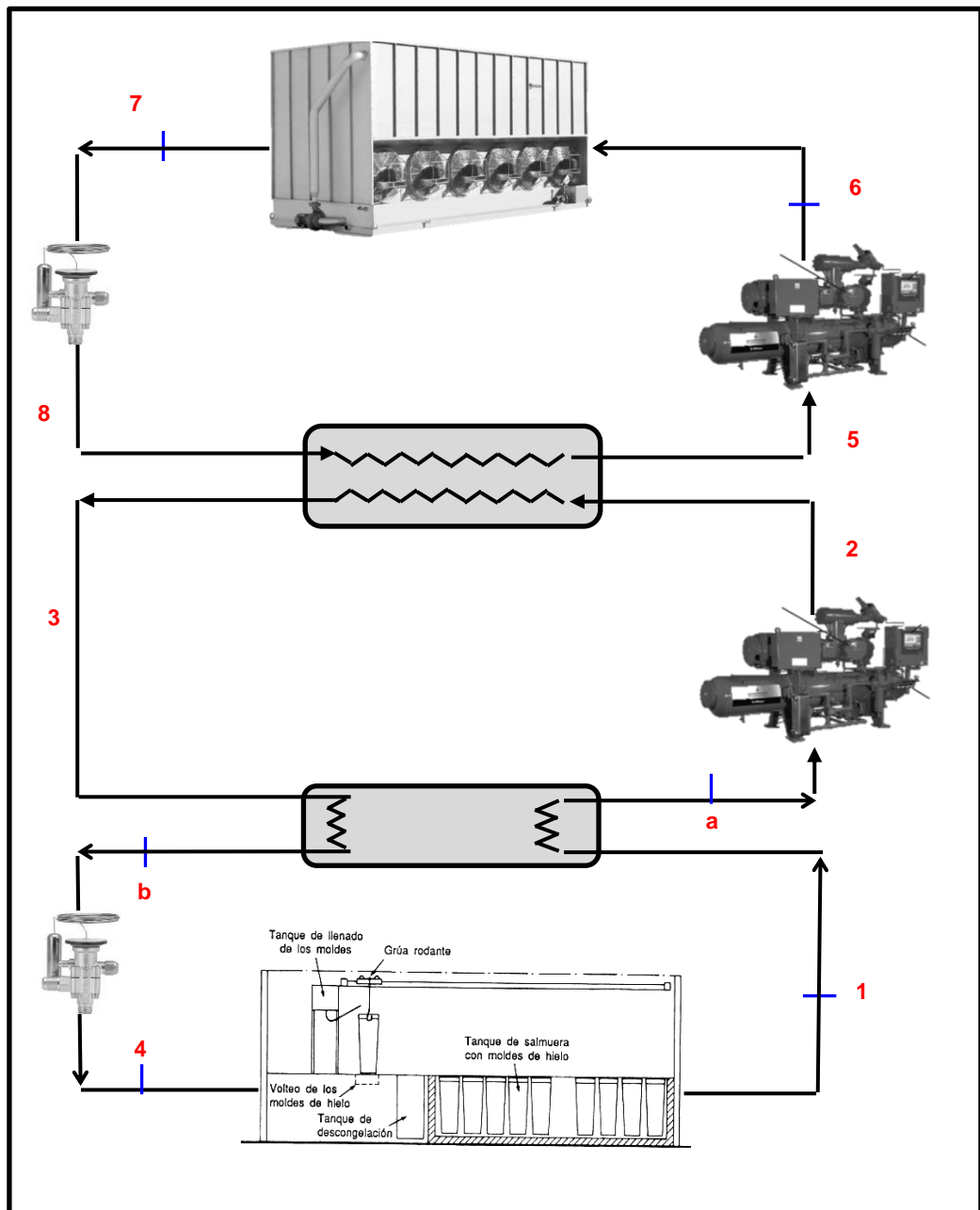


Figura 28: Distribución de equipos de ciclo de refrigeración por compresión de vapor con sistema de escala de compresores con interfriador

Fuente: Elaboración propia

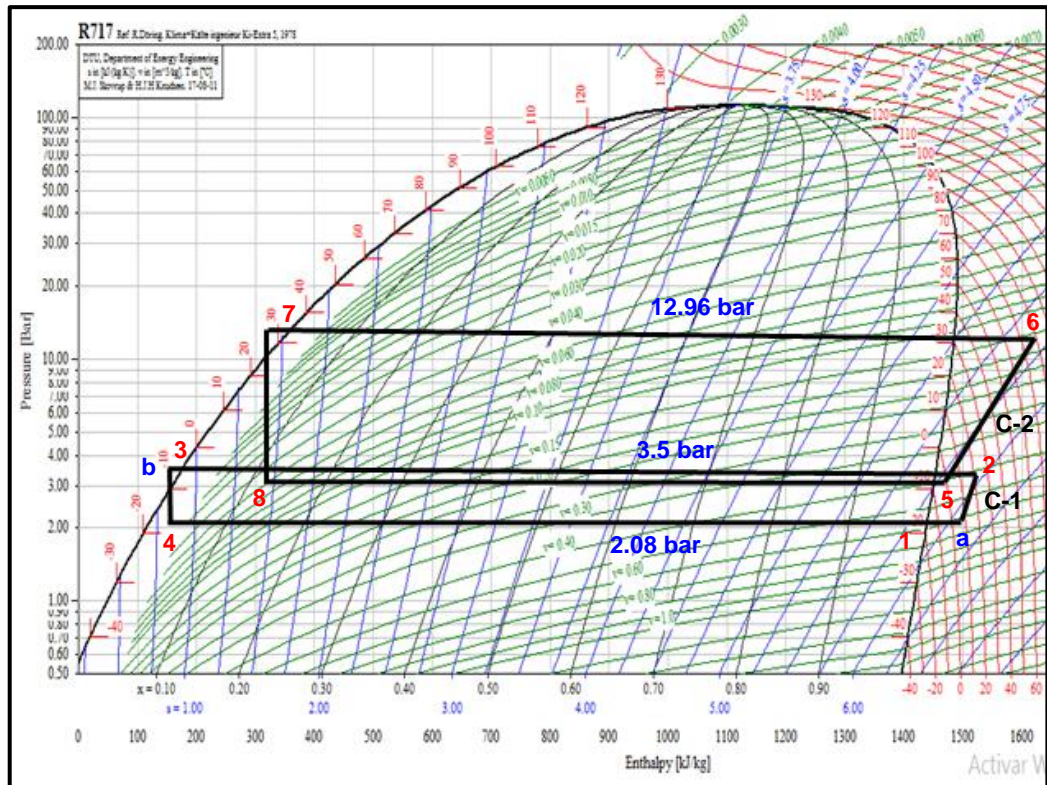


Figura 29: Diagrama P vs h del ciclo de refrigeración por compresión de vapor con sistema de escala de compresores con interfriador

Fuente: Software coolpack

Se realiza un nuevo balance en el interfriador debido a las condiciones de operación que han cambiado para el sistema de Refrigeración. Así se puede representar la ecuación en la siguiente expresión:

$$\dot{m}_r * (h_3 - h_b) = \dot{m}_r * (h_a - h_1)$$

Dónde:

h_3 está referida a la entalpía a la salida del interfriador (155.2 kJ/kg)

h_1 está referida a la entalpía a la salida del evaporador (1420.71 kJ/kg)

Se tiene el siguiente esquema para el Interfriador:

Para hallar h_b , a la presión de media y la temperatura a la salida del interfriador.

Se procede a hallar h_a , que se encuentra a la salida del evaporador

$$T = 6^\circ\text{C} / h_b = 1447.1 \text{ kJ/kg}$$

$$(h_3 - h_b) = (h_a - h_1)$$

$$(155.2 - h_b) = (1447 - 1420.71)$$

$$h_b = 128.2 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

En tablas tenemos que para esta entalpia el valor de la temperatura es -5°C , pero se tiene disminución de temperatura de -5 y variación de presión de 0.5 bar debido a que el interfriador está operando a una presión menor. Lo cual se obtiene.

$$T_a = -10^{\circ}\text{C}$$

b. VALORES TERMODINÁMICOS DE INGRESO SEGÚN PARÁMETROS DE OPERACIÓN:

Empleando la tabla de refrigeración de Moran Shapiro - R717, se determinan las propiedades del Amoniaco en cada punto del ciclo básico:

Tabla 19: Valores del Refrigerante en el Ciclo de Refrigeración por compresión de vapor con sistema de escala de compresores con Interfriador

Parámetro	Simbología	Cantidad	Unidades
Presión de alta	P_a	12.96	Bar
Presión de media	P_m	3.5	Bar
Presión de baja	P_b	2.075	Bar
Temperatura de ingreso en el condensador	T_2	90.15	$^{\circ}\text{C}$
Temperatura final del condensador	T_c	27	$^{\circ}\text{C}$
Temperatura en el evaporador	T_e	-17	$^{\circ}\text{C}$
Caída de presión a la salida del evaporador	ΔP	0.1	Bar
Valores termodinámicos			
Punto	Criterio de calculo	Cantidad	Unidades
Punto 1	Vapor saturado a la P_{baja} con $\Delta T = 11^{\circ}\text{C}$	1447.9	KJ/kg
Punto 2R	P_{media} e isoentrópico al punto 1 con $\Delta P = 0.5bar$	1495.01	KJ/kg
Punto 3	Liquido subenf. a la P_{media} , (con $\Delta T = -5^{\circ}\text{C}$)	137.04	KJ/kg
Punto 4	Valor igual al del punto 3, proceso isoentrópico	137.04	KJ/kg
Punto 5	Vapor saturado a la P_{media} con $\Delta P = 1bar$	1450.8	KJ/kg
Punto 6	P_{alta} e isoentrópico al punto 5 con temperatura de condensación	1630.01	KJ/kg
Punto 7	Liquido subenf. a la P_{alta} , con $\Delta = 1^{\circ}\text{C}$	312.72	KJ/kg
Punto 8	Valor igual al del punto 7, proceso isoentrópico	312.72	KJ/kg

Fuente: Elaboración propia

c. CARACTERIZACION DEL CICLO DE REFRIGERACION POR COMPRESIÓN DE VAPOR CON SISTEMA DE ESCALA DE COMPRESORES CON INTERFRIADOR:

• **EFECTO REFRIGERANTE**

Se evalúa en función a la cantidad de refrigerante obtenida en el ítem 4.2.b, en el cual se obtuvo una cantidad de $\dot{m}_{T1} = 0.717 \frac{kg}{s}$; y empleando la ecuación N° 36, se tiene:

$$ER = 0.717 \frac{kg}{s} * (1447.9 - 137.04) \frac{kJ}{kg}$$
$$ER = 939.88 KW$$

Incremento del efecto refrigerante:

$$Incremento\ del\ ER = 939.88 - 813.39 = 126.49 KW$$

Porcentaje del incremento del efecto refrigerante:

$$\% Incremento\ del\ ER = \frac{939.88 - 813.39}{939.88} * 100 \% = 13.46 \%$$

- **POTENCIA DEL PRIMER COMPRESOR:** Se evalúa en función de la ecuación N° 37, según el siguiente calculo:

$$P_{c1} = 0.717 \frac{kg}{s} * (1495.01 - 1447.9) \frac{kJ}{kg}$$
$$P_{c1} = 33.21 kW$$

Según la ecuación N° 38 determinamos la Potencia del Motor Eléctrico:

$$n_c = 0.8, \quad n_{me} = 0.85$$

$$P_e = \frac{33.21KW}{0.8 * 0.85}$$

$$P_e = 48.83 KWe$$

- **ANALISIS EN EL INTERCAMBIADOR DE CALOR:**

Se emplea la siguiente ecuación para calcular la cantidad de refrigerante R717 empleado en el segundo proceso.

$$0 = \dot{m}_{T1} * (h_2 - h_3) + \dot{m}_{T2} * (h_8 - h_5)$$

$$\dot{m}_{T2} = \frac{-\dot{m}_{T1} * (h_2 - h_3)}{(h_8 - h_5)}$$

$$\dot{m}_{T2} = \frac{-0.717 * (1495 - 137.04)}{(312.72 - 1450.8)}$$

$$\dot{m}_{T2} = 0.856 \frac{kg}{s}$$

- **POTENCIA DEL SEGUNDO COMPRESOR:** Se evalúa en función de la ecuación N° 37, según el siguiente calculo:

$$P_{c2} = 0.8559 \frac{kg}{s} * (1630.01 - 1450.89) \frac{kJ}{kg}$$

$$P_{c2} = 153.04 kW$$

Reducción de la potencia mecánica del compresor:

$$Reduccion de P_c = 172.69 - 153.038 = 19.65 KW$$

Porcentaje de reducción de la potencia mecánica del compresor:

$$\% Reduccion de P_c = \frac{172.69 - 153.038}{153.038} * 100 \% = 12.84\%$$

Según la ecuación N° 38 determinamos la Potencia del Motor Eléctrico:

$$n_c = 0.8, \quad n_{me} = 0.85$$

$$P_e = \frac{153.038 KW}{0.8 * 0.85}$$

$$P_e = 225.055KWe$$

Reducción de la potencia del motor eléctrico del compresor:

$$Reduccion de P_c = 253.96 - 225.055 = 28.905 KW$$

Porcentaje de reducción de la potencia del motor eléctrico del compresor:

$$\% Reduccion de P_c = \frac{253.96 - 225.055}{225.055} * 100 \% = 12.84 \%$$

- **COEFICIENTE DE PERFORMANCE:**

Se determina según la ecuación N° 40

$$COP = \frac{939.88 \text{ KW}}{33.21 + 153.038 \text{ KW}}$$

$$COP = 5.10$$

Aumento del Coeficiente de Performance:

$$\text{Aumento del COP} = 5.10 - 4.71 = 0.40$$

Porcentaje de Aumento del Coeficiente de Performance:

$$\% \text{ Aumento del COP} = \frac{5.10 - 4.71}{4.71} * 100 \% = 8.28 \%$$

d. CALCULO DEL TIEMPO DE CONGELAMIENTO DEL HIELO EN EL CICLO DE REFRIGERACION POR COMPRESIÓN DE VAPOR CON SISTEMA DE ESCALA DE COMPRESORES CON INTERFRIADOR:

Con el resultado del efecto refrigerante o carga térmica obtenida en el apartado 4.1.1 procederemos a realizar el proceso inverso para determinar el tiempo de congelamiento del hielo empleando el ciclo de refrigeración por compresión de vapor con sistema escala de compresores.

$$ER = 939.88KW$$

El efecto refrigerante es determinado por la suma de las distintas cargas térmicas que se presenta a continuación.

- a. Carga frigorífica para la fabricación del hielo en bloque.
 - Carga frigorífica para el enfriamiento del agua (\dot{P}_{ew})
 - Carga frigorífica para la congelación del agua (\dot{P}_{cw})
 - Carga frigorífica para el subenfriamiento del agua (\dot{P}_{sw})
- b. Carga frigorífica para el enfriamiento de los moldes. (\dot{P}_{em})
- c. Carga frigorífica de los agitadores del agua de salmuera. (\dot{P}_{eas}) (Constante)

En el apartado 4.1.1. se calculó la carga frigorífica de los agitadores y se obtuvo el siguiente resultado.

$$\dot{P}_{eas} = 29.80 \text{ KW}$$

- d. Carga térmica por pérdida de transferencia de calor por el techo. (\dot{Q}_t)
(Constante)

En el apartado 4.1.1. se calculó la carga térmica por pérdida de transferencia de calor por el techo y se obtuvo el siguiente resultado.

$$\dot{Q}_t = 1.9 \text{ KW}$$

Al efecto refrigerante le quitaremos la Carga frigorífica de los agitadores del agua de salmuera (\dot{P}_{eas}) y la Carga térmica por pérdida de transferencia de calor por el techo (\dot{P}_{eas})

$$ER - \dot{P}_{eas} - \dot{P}_{eas}$$

$$939.88 - 29.80 - 1.9$$

$$\mathbf{908.18 \text{ KW}}$$

Posteriormente, el resultado obtenido 908.18 KW debe ser igual a la suma de (\dot{P}_{ew}) + (\dot{P}_{cw}) + (\dot{P}_{sw}) + (\dot{P}_{em}):

$$908.18 \text{ KW} = \dot{P}_{ew} + \dot{P}_{cw} + \dot{P}_{sw} + \dot{P}_{em}$$

En el apartado 4.1.1. se describen los datos pertenecientes a las distintas cargas frigoríficas.

- a. Carga frigorífica para la fabricación del hielo en bloque.

- Carga frigorífica para el enfriamiento del agua (\dot{P}_{ew})

$$\dot{P}_{ew} = 125000 \frac{\text{kg}}{\text{dia}} * 4.18 \frac{\text{kJ}}{\text{kg } ^\circ\text{C}} * (20 - 0)^\circ\text{C} * \frac{1 \text{ dia}}{t \text{ horas}} * \frac{1 \text{ hora}}{3600 \text{ s}}$$

$$\dot{P}_{ew} = \frac{\mathbf{2902.78}}{t} \text{ KW} * \text{ hora}$$

- Carga frigorífica para la congelación del agua (\dot{P}_{cw})

$$\dot{P}_{cw} = 125000 \frac{\text{kg}}{\text{dia}} * 334 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} * \frac{1 \text{ dia}}{t \text{ horas}} * \frac{1 \text{ hora}}{3600 \text{ s}}$$

$$\dot{P}_{cw} = \frac{11597.22}{t} KW * hora$$

- Carga frigorífica para el subenfriamiento del agua (\dot{P}_{sw})

$$\dot{P}_{sw} = 125000 \frac{kg}{dia} * 2.1 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C} * (0 - -3)^\circ C * \frac{1 dia}{t horas} * \frac{1 hora}{3600 s}$$

$$\dot{P}_{sw} = \frac{218.75}{t} KW * hora$$

- b. Carga frigorífica para el enfriamiento de los moldes. (\dot{P}_{em})

$$\dot{P}_{em} = 2010 moldes * 20 kg * 0.5 \frac{kJ}{kg \text{ } ^\circ C} * (20 - -5)^\circ C * \frac{1 dia}{20 horas} * \frac{1 hora}{3600 s}$$

$$\dot{P}_{em} = \frac{139.58}{t} KW * hora$$

Las cargas frigoríficas antes mencionadas quedan expresadas en función del tiempo.

Reemplazamos los datos en la siguiente expresión y determinaremos el tiempo de congelamiento del hielo.

$$908.18 KW = \dot{P}_{ew} + \dot{P}_{cw} + \dot{P}_{sw} + \dot{P}_{em}$$

$$908.18 KW = \frac{1}{t} * (2902.78 + 11597.22 + 218.75 + 139.58) KW * hora$$

$$t = 16.36h$$

Equivalente a:

$$t = 16 h y 21min$$

Reducción del Tiempo de Congelamiento:

$$Tiempo de congelamiento = 20 - 16.21 = 3.79 horas$$

Porcentaje de reducción del Tiempo de Congelamiento:

$$\% Reduccion del Tiempo de Congelamiento = \frac{20 - 16.36}{16.36} * 100 \% = 22.25 \%$$

4.4. ANÁLISIS EXERGÉTICO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR

4.4.1. ANÁLISIS EXERGETICO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR CON INTERFRIADOR:

Para el análisis exergético se considera los siguientes datos, teniendo en cuenta las propiedades termodinámicas de los estados del ciclo termodinámico.

Tabla 20: Valores del Refrigerante en el Ciclo de Refrigeración por compresión de vapor con Interfriador

PUNTO	CRITERIO DE CALCULO	T (°C)	P (bar)	h (kj/kg)	S (kj/kgK)
Punto 1a	Vapor a la P _{baja} con Δ = 11°C	6	2.075	1447.1	5.8147
Punto 2R	P _{alta} y a la temperatura T ₂ a la entrada del condensador	113	12.96	1687.96	5.6163
Punto 3b	Liquido suben. a la P _{alta} con Δ = 1°C	28	12.96	312.72	1.1686
Punto 4R	Valor igual al del punto 3	-15	2.075	312.72	1.238
a	estado muerto	25			

Fuente: Elaboración propia

Estado Muerto: Vapor: $h_0 = 1463 \text{ KJ/kg}$, $s_0 = 5.0238 \text{ KJ/kg. K}$

Liquido: $h_0 = 296.275 \text{ KJ/kg}$, $s_0 = 1.1208 \text{ KJ/kg. K}$

- ANÁLISIS EXERGÉTICO DEL SISTEMA DE COMPRESIÓN:**

Los compresores recíprocos que conforman el sistema de refrigeración tienen enfriamiento y su funcionamiento puede ser considerado como una primera etapa de compresión con el rozamiento correspondiente y una segunda etapa de enfriamiento para llegar al estado final del refrigerante a partir de su estado inicial.

Exergía entálpica a la succión: De acuerdo al cuadro N°20 se obtuvo en las entalpías del refrigerante en estado de sobrecalentamiento y estado muerto.

$$e_1 = (h_1 - h_a) - T_a * (s_1 - s_a)$$

$$e_1 = (1447.1 - 1463.65) - 298 * (5.8147 - 5.0238)$$

$$e_1 = -252.238 \frac{\text{KJ}}{\text{kg}}$$

Exergía entálpica a la descarga: De acuerdo al cuadro N°20 se obtuvo en las entalpías del refrigerante en estado de sobrecalentamiento y estado muerto.

$$e_2 = (h_2 - h_a) - T_a * (s_2 - s_a)$$

$$e_2 = (1687.96 - 1463.65) - 298 * (5.6163 - 5.0238)$$

$$e_2 = 47.745 \frac{KJ}{kg}$$

Irreversibilidad en el compresor – motor eléctrico:

Teniendo en cuenta la Ec. 14 se obtuvo:

$$I_{comp-ME} = W_{entr,elect} + m_{r,real} * (e_1 - e_2)$$

$$I_{comp-ME} = 253.96 + 0.717 * (-252.238 - 47.745)$$

$$I_{comp-ME} = 38.87 \text{ KW}$$

Eficiencia exergética del sistema de compresión:

Con la Ec. N° 15, se procedió a realizar el siguiente cálculo:

$$n_{II} = \frac{P}{F} = \frac{W_{rev}}{W_{entr}}$$

Reemplazando datos (obtenido anteriormente), tenemos:

$$W_{rev} = I_{comp-ME} = 38.87 \text{ Kw}$$

Para obtener el $W_{entrada}$ se tuvo en cuenta $m_{r,real}$ del refrigerante NH_3 y sus entalpías a las condiciones de sobrecalentamiento debido al efecto de interfriador, que ingresa el fluido a la salida del evaporador.

$$W_{entrada} = m_{r,real} (h_2 - h_1)$$

$$W_{entrada} = 0.717 * (1687.96 - 1447.1)$$

$$W_{entrada} = 172.69 \text{ kw}$$

$$n_{II} = \frac{P}{F} = \frac{W_{rev}}{W_{entr}} * 100\%$$

$$n_{II} = \frac{38.87}{172.69} * 100\%$$

$$n_{II} = 23\%$$

Reemplazado tenemos:

$$E_d = F - P$$

$$E_d = 172.69 - 38.87$$

$$E_d = 133.82 \text{ kw}$$

Costo exergético unitario del sistema de compresión:

$$K = \frac{F}{P}$$

$$K = \frac{172.69}{38.87}$$

$$K = 4.44$$

• **ANALISIS EXERGETICO DEL SISTEMA DE CONDENSACION:**

Exergía entalpica del refrigerante a la entrada del sistema de condensación: Esta exergía se obtuvo anteriormente hallado en la salida del sistema de compresión el cual tuvo un valor de:

$$e_2 = 47.745 \frac{KJ}{kg}$$

Exergía entalpica del refrigerante a la salida del sistema de condensación:

$$e_3 = (h_3 - h_a) - T_a * (s_3 - s_a)$$

$$e_3 = (312.72 - 296.275) - 298 * (1.1686 - 1.1208)$$

$$e_3 = 2.2006 \frac{KJ}{kg}$$

Eficiencia exergética del sistema de condensación:

Con la Ec. N° 17, se procedió a realizar el siguiente cálculo:

$$n_{II} = \frac{P}{F} \times 100\%$$

$$n_{II} = \frac{m_{r,real} \cdot (e_2 - e_3)}{m_{r,real} \cdot (e_2 - e_3) + \left(m_{r,real} \cdot (s_3 - s_2) + \frac{Qh}{T_{H20,central}} \right)} \times 100\%$$

$$n_{II} = \frac{0.717 \cdot (47.745 - 2.2006)}{0.717 \cdot (47.745 - 2.2006) + \left(0.717 \cdot (1.1686 - 5.6163) + \frac{0.717 \cdot (1687.96 - 312.72)}{293} \right)}$$

$$n_{II} = 38\%$$

Irreversibilidades en el condensador:

Teniendo en cuenta la Ec. N° 16 se obtuvo:

$$I_{condensador} = h_2 - h_3 + T_0(s_2 - s_3)$$

$$I_{condensador} = 0.717 \frac{Kg}{s} \times (1687.9 - 312.7 + (25 + 273) \times (5.6163 - 1.1686)) \frac{KJ}{kg}$$

$$I_{cond.} = 35.72 \text{ KW}$$

Exergía destruida: Con la Ec. N° 26 se obtuvo:

$$E_d = F - P$$

$$E_d = 85.21 - 32.66$$

$$E_d = 52.55$$

Costo exergético unitario del sistema de compresión: Con la Ec. N° 25.

$$K = \frac{F}{P}$$

$$K = \frac{85.21}{32.66}$$

$$K = 2.61$$

- **ANALISIS EXERGETICO DEL SISTEMA DE EXPANSION:**

Exergía entalpica del refrigerante a la entrada de la válvula de expansión: Esta exergía se obtuvo anteriormente hallado en la salida del sistema de condensación el cual tuvo un valor de:

$$e_3 = 2.2006 \frac{KJ}{kg}$$

Exergía entalpica del refrigerante a la salida de la válvula de expansión:

$$e_4 = (h_4 - h_a) - T_a * (s_4 - s_a)$$

$$e_4 = (312.72 - 296.275) - 293 * (1.2389 - 1.1208)$$

$$e_4 = -18.758 \frac{KJ}{kg}$$

Eficiencia exergética de la válvula de expansión:

Con la Ec. N° 19, se tuvo que en el proceso de estrangulación su producto o Exergía recuperada es cero:

$$n_{II} = \frac{P}{F} = 0 \%$$

Exergía Destruída: Con la Ec. N° 18 se obtuvo:

$$E_d = m_{r,real} \cdot x (e_3 - e_4)$$

$$E_d = 0.717 \times (2.2006 - (-18.758))$$

$$E_d = 15.02 \text{ kw}$$

- **ANALISIS EXERGETICO DEL SISTEMA DE EVAPORACION**

Exergía entalpica del refrigerante a la entrada del sistema de evaporación: Esta exergía se obtuvo anteriormente hallado en la salida del sistema de expansión el cual tuvo un valor de:

$$e_4 = 18.758 \frac{KJ}{kg}$$

Exergía entalpica del refrigerante a la salida del sistema del sistema de evaporación: Sabiendo que la exergía de salida del sistema de evaporación es igual a la exergía entalpica de succión en el sistema de compresión, se tiene:

$$e_1 = -252.238 \frac{KJ}{kg}$$

Exergía entalpica del agua de enfriamiento del sistema de evaporación:

$$e_{1H2O} = C_p \cdot (T_{sal.,H2O \text{ evapo}} - T_a) - T_a \cdot (C_p \cdot \ln(\frac{T_{entr H2O \text{ evap}}}{T_a}))$$

$$e_{1H2O} = 4.18 \cdot ((-3 + 273) - 298) - 298 \cdot (4.18 \cdot \ln(\frac{(-3 + 273)}{298}))$$

$$e_{1H2O} = 5.86 \frac{KJ}{kg}$$

Irreversibilidades en el evaporador:

Teniendo en cuenta la Ec. N° 20 se obtuvo:

$$I_{evaporador} = e_4 - e_1 + q_{evap} \cdot x \left(1 - \frac{T_0}{T_F}\right)$$

$$I_{evap.} = 0.717 \times ((18.75 - (-252.23)) + 0.717 \times (1447.1 - 312.72) \times \left(1 - \frac{25 + 273}{-3 + 273}\right))$$

$$I_{evap.} = 109.95 \text{ KW}$$

Eficiencia exergética del sistema de evaporación:

Con la Ec. N° 21, se procedió a realizar el siguiente cálculo:

$$n_{II} = 1 - \frac{\text{Irreversibilidades}}{\text{exergía suministrada}} \times 100\%$$
$$n_{II} = 1 - \frac{109.95}{0.717 \times (18.758 - (-252.238))} \times 100\%$$
$$n_{II} = 43.41\%$$

Exergía Destruída: Se tiene en cuenta la Exergía utilizada y Exergía consumida: De acuerdo al resultado anterior para la exergía de agua de enfriamiento y la carga frigorífica para en el enfriamiento del agua obtenida, tenemos:

$$P = m_{r,H2O}(e_{1,H2O}) + P_{ea}$$
$$P = 1.4468 \frac{kg}{s} \times \left(5.89 \frac{KJ}{kg} \right) + 145.14 kW$$
$$P = 153.49 KW$$
$$F = m_{r,H2O}(e_{1,H2O}) + P_{ea}$$
$$P = 1.4468 \frac{kg}{s} \times \left(5.89 \frac{KJ}{kg} \right) + 145.14 kW$$
$$P = 153.49 KW$$

Exergía destruida: Con la Ec. N° 26 se obtuvo:

$$E_d = F - P$$
$$E_d = 194.30 - 153.49$$
$$E_d = 40.812 KW$$

Costo exergético unitario del sistema de evaporación: Con la Ec. N° 25 se obtuvo,

$$K = \frac{F}{P}$$
$$K = \frac{153.49}{194.30}$$
$$K = 1.26$$

➤ **RESUMEN DE ANALISIS EXERGETICO DEL SISTEMA DE REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR CON INTERFRIADOR**

Tabla 21: Valores del análisis exergético del sistema de refrigeración por compresión de vapor con Interfriador

Sistema de Refrigeración por Compresión de Vapor con Interfriador			
PROCESO	$n_{exergética}$ %	Irreversibilidades kw	Exergía destruida kw
Sistema de Compresión	23	38.87	133.82
Sistema de Condensación	38	35.72	55.52
Sistema de Expansión	-	15	15
Sistema de Evaporación	43.41	109.59	40.81

Fuente: Elaboración propia

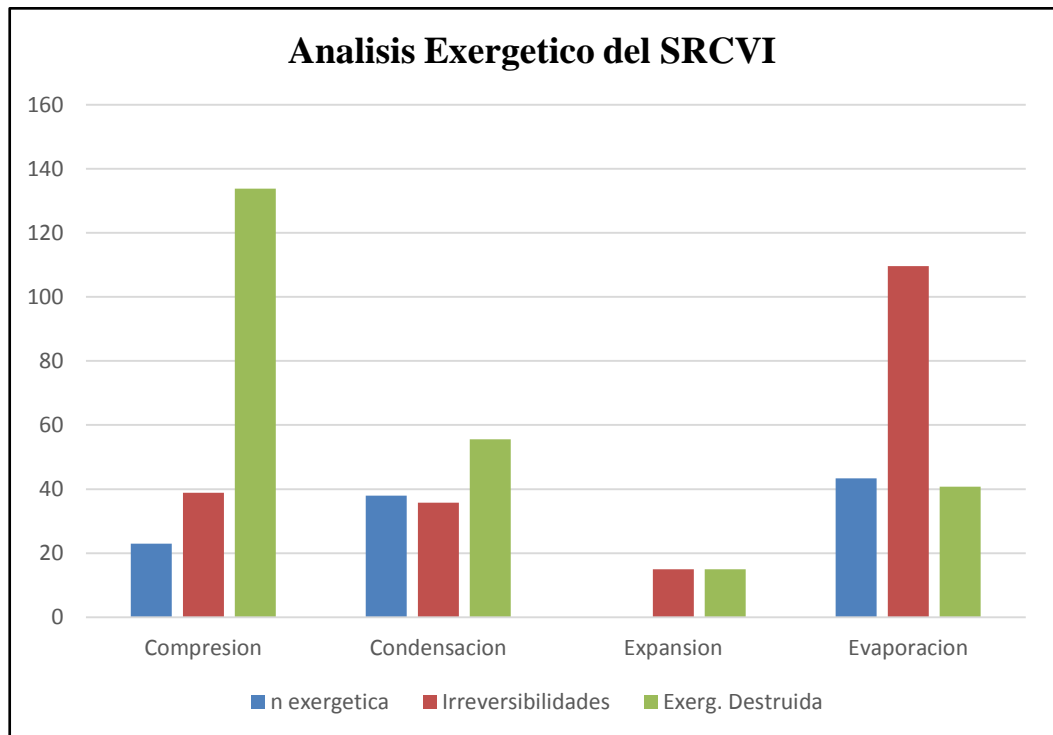


Figura 30: Comparación del análisis exergético en los procesos del sistema de refrigeración por compresión de vapor con Interfriador

Fuente: Elaboración propia

4.4.2. ANÁLISIS EXERGETICO DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR CON ESCALA DE COMPRESORES

Para el análisis exerético se considera los siguientes datos, teniendo en cuenta las propiedades termodinámicas de los estados del ciclo termodinámica.

Tabla 22: Valores del Refrigerante en el Ciclo de Refrigeración por compresión de vapor con escala de compresores

PUNTO	CRITERIO DE CALCULO	T (°C)	P (Bar)	h (kJ/kg)	S (kJ/kgK)
Punto 1a	Vapor saturado a la P_{baja} con $\Delta T = 11^{\circ}C$	6	2.075	1447.1	5.8147
Punto 2R	P_{media} e isoentrópico al punto 1 , con $\Delta P = 0.5bar$	20	3.5	1495	5.8147
Punto 3b	Líquido saturado a la P_{media} , (con $\Delta T = -5^{\circ}C$)	-5	3.5	137.4	0.552
Punto 4	Valor igual al del punto 3, proceso isoentrópico	-15	2.075	137.4	0.5545
Punto 5	Vapor saturado a la P_{media} con $\Delta P = 1bar$	-3.5	3.5	1450	5.2273
Punto 6	P_{alta} , vapor sobrecalentado , con temperatura de condensación	90	12.96	1630	5.3924
Punto 7	Líquido subenf. a la P_{alta} , con $\Delta = 1^{\circ}C$	28	12.96	312.72	1.1686
Punto 8	Valor igual al del punto 7, proceso isoentrópico	-10	3.5	312.72	1.3817

Fuente: Elaboración propia

➤ ANÁLISIS EXERGETICO DEL SISTEMA DE COMPRESIÓN:

Los compresores reciprocantes que conforman el sistema de refrigeración tienen enfriamiento y su funcionamiento puede ser considerado como una primera etapa de compresión con el rozamiento correspondiente y una segunda etapa de enfriamiento para llegar al estado final del refrigerante a partir de su estado inicial.

Exergia entalpica a la succión: De acuerdo al cuadro N°22 se obtuvo en las entalpias del refrigerante en estado de sobrecalentamiento debido al efecto de interfriador donde se obtuvo:

$$e_1 = (h_1 - h_a) - T_a * (s_1 - s_a)$$

$$e_1 = (1447.1 - 1463.65) - 298 * (5.8147 - 5.0238)$$

$$e_1 = -252.23 \frac{KJ}{kg}$$

Exergía entálpica a la descarga: De acuerdo al cuadro N°22 se obtuvo en las entalpías del refrigerante en estado de sobrecalentamiento, el cual ingresara al intercambiador de calor ALFA NOVA.

$$e_2 = (h_2 - h_a) - T_a * (s_2 - s_a)$$

$$e_2 = (1495 - 1463.65) - 298 * (5.6123 - 5.0238)$$

$$e_2 = -204.34 \frac{KJ}{kg}$$

Irreversibilidad en el compresor – motor eléctrico:

Teniendo en cuenta la Ec. 14 se obtuvo:

$$I_{comp-ME} = W_{entr,elect} + m_{r,real} * (e_1 - e_2)$$

$$I_{comp-ME} = 48.83 + 0.717 * (-252.23 - (-204.34))$$

$$I_{comp-ME} = 14.49 \text{ KW}$$

Eficiencia exergética del sistema de compresión:

Con la Ec. N° 15, se procedió a realizar el siguiente cálculo:

$$n_{II} = \frac{P}{F} \times 100 \% = \frac{W_{rev}}{W_{entr}}$$

Reemplazando datos, tenemos:

$$W_{rev} = I_{comp-ME} = 14.49 \text{ KW}$$

Para obtener el $W_{entrada}$ se tuvo en cuenta $m_{r,real}$ del refrigerante NH_3 y sus entalpías a la condiciones de sobrecalentamiento debido al efecto de interfriador, que ingresa el fluido a la salida del evaporador.

$$W_{entrada} = m_{r,real} (h_2 - h_1)$$

$$W_{entrada} = 0.717 * (1495 - 1447.1)$$

$$W_{entrada} = 34.34 \text{ kw}$$

$$n_{II} = \frac{P}{F} = \frac{W_{rev}}{W_{entr}} \times 100\%$$

$$n_{II} = \frac{14.49}{34.34} \times 100\%$$

$$n_{II} = 42.2\%$$

Exergía Destruída: Con la Ec. N° 26:

$$E_d = F - P$$

$$E_d = 34.34 - 14.49$$

$$E_d = 19.96 \text{ kw}$$

Costo exergético unitario del sistema de compresión: Con la Ec. N° 25 se obtuvo:

$$K = \frac{F}{P}$$

$$K = \frac{34.34}{14.49}$$

$$K = 2.37$$

➤ **ANALISIS EXERGETICO DEL SISTEMA DE CONDENSACION:**

Exergía entalpica del refrigerante a la entrada del sistema de condensación: Esta exergía se obtuvo anteriormente hallado en la salida del sistema de compresión de la segunda etapa, el cual tuvo un valor de:

$$e_6 = (h_6 - h_a) - T_a * (s_6 - s_a)$$

$$e_6 = (1630 - 1463.65) - 298 * (5.3924 - 5.0238)$$

$$e_6 = 56.507 \frac{KJ}{kg}$$

Exergía entalpica del refrigerante a la salida del sistema de condensación:

$$e_7 = (h_7 - h_a) - T_a * (s_7 - s_a)$$

$$e_7 = (312.72 - 296.27) - 298 * (1.1686 - 1.1208)$$

$$e_7 = 2.2 \frac{KJ}{kg}$$

Eficiencia exergética del sistema de condensación:

Con la Ec. N° 17, se procedió a realizar el siguiente cálculo:

$$n_{II} = \frac{P}{F} \times 100\%$$

$$n_{II} = \frac{m_{r,real} \cdot (e_6 - e_7)}{m_{r,real} \cdot (e_6 - e_7) + \left(m_{r,real} \cdot (s_7 - s_6) + \frac{Qh}{T_{H20,central}} \right)} \times 100\%$$

$$n_{II} = \frac{0.856 \times (56.51 - 2.2)}{0.85 \times (56.51 - 2.2) + \left(0.856 \times (1.1686 - 5.392) + \frac{0.856 \times (1630 - 312.7)}{293} \right)}$$

$$n_{II} = 40\%$$

Exergía Destruída: Con la Ec. N° 26:

$$E_d = F - P$$

$$E_d = 115.87 - 46.48$$

$$E_d = 69.39$$

Irreversibilidades en el condensador:

Teniendo en cuenta la Ec. 16 se obtuvo:

$$I_{condensador} = h_6 - h_7 - T_0(s_6 - s_7)$$

$$I_{condensador} = 0.856 \frac{Kg}{s} \times (1630 - 312.7 + (25 + 273) \times (5.3924 - 1.1686)) \frac{KJ}{kg}$$

$$I_{cond.} = 50.15KW$$

Costo exergético unitario del sistema de compresión: Con la Ec. N° 25 se obtuvo

$$K = \frac{F}{P}$$

$$K = \frac{115.87}{46.48}$$

$$K = 2.49$$

➤ ANALISIS EXERGETICO DEL SISTEMA DE EXPANSION:

Sistema de Expansión en 2 Etapa (ciclo superior):

Exergía entalpica del refrigerante a la entrada de la válvula de expansión 2 etapa:

Esta exergía se obtuvo anteriormente hallado en la salida del sistema de condensación el cual tuvo un valor de:

$$e_7 = 2.2 \frac{KJ}{kg}$$

Exergía entalpica del refrigerante a la salida del sistema de la válvula de expansión 2 etapa: Se en estado vapor-liquido debido al efecto del intercambiador de calor ALFA NOVA.

$$e_8 = (h_8 - h_a) - T_a * (s_8 - s_a)$$

$$e_8 = (312.72 - 296.27) - 293 * (1.3817 - 1.1208)$$

$$e_8 = 61.30 \frac{KJ}{kg}$$

Eficiencia exergética de la válvula de expansión:

Con la Ec. N° 19, se tuvo que en el proceso de estrangulación su producto o Exergía recuperada es cero.

$$n_{II} = \frac{P}{F} = 0 \%$$

Exergía Destruída: Con la Ec. N° 18 se obtuvo:

$$E_d = m_{r,real} \cdot x (e_3 - e_4)$$
$$E_d = 0.8559 \frac{Kg}{s} \cdot x (2.2 - 61.30) \frac{KJ}{kg}$$
$$E_d = -50.6 \text{ kw}$$

Sistema de Expansión en 1 Etapa (Ciclo inferior):

Exergía entalpica del refrigerante a la entrada de la válvula de expansión 1 etapa, se encuentra en estado subenfriado debido al efecto del interfriador, con los valores del cuadro N° 22, se calculó y teniendo en cuenta para para exergía entalpica:

$$e_3 = (137.4 - 296.27) - 298 * (0.552 - 1.1208)$$
$$e_3 = 10.62 \frac{KJ}{kg}$$

Exergía entalpica del refrigerante a la salida de la válvula de expansión 1 etapa: Teniendo en cuenta que se encuentra en estado vapor-liquido.

$$e_4 = (137.4 - 296.27) - 293 * (0.5545 - 1.1208)$$
$$e_4 = 9.88 \frac{KJ}{kg}$$

Eficiencia exergética de la válvula de expansión de ciclo inferior:

Con la Ec. N° 19, se tuvo que en el proceso de estrangulación su producto o Exergía recuperada es cero.

$$n_{II} = \frac{P}{F} = 0 \%$$

Exergía Destruída: Con la Ec. N° 18 se obtuvo:

$$E_d = m_{r,real} \cdot x (e_3 - e_4)$$

$$E_d = 0.8559 \frac{Kg}{s} \times (10.62 - 9.88) \frac{KJ}{kg}$$

$$E_d = 0.53 \text{ kw}$$

➤ **ANALISIS EXERGETICO DEL SISTEMA DE EVAPORACION**

Exergía entalpica del refrigerante a la entrada del sistema de evaporación: Esta exergía se obtuvo anteriormente hallado en la salida del sistema de expansión de la primera etapa (ciclo inferior) el cual tuvo un valor de:

$$e_4 = 9.88 \frac{KJ}{kg}$$

Exergía entalpica del refrigerante a la salida del sistema del sistema de evaporación: Sabiendo que la exergía de salida del sistema de evaporación es igual a la exergía entalpica de succión en el sistema de compresión, se tiene:

$$e_1 = -252.23 \frac{KJ}{kg}$$

Irreversibilidades en el evaporador:

Teniendo en cuenta la Ec. 20 se obtuvo:

$$I_{evaporador} = e_4 - e_1 + q_{evap} \cdot x \left(1 - \frac{T_0}{T_F}\right)$$

$$I_{evap.} = 0.717 \times (9.88 - (-252.23)) + 0.717 \times (1447.1 - 137.4) \times \left(1 - \frac{25 + 273}{-3 + 273}\right)$$

$$I_{evap.} = 90.56 \text{ KW}$$

Eficiencia exergética del sistema de evaporación:

Con la Ec. N° 21, se procedió a realizar el siguiente cálculo:

$$n_{II} = 1 - \frac{\text{Irreversibilidades}}{\text{exergia suministrada}} \times 100\%$$

$$n_{II} = 1 - \frac{90.56}{0.717 \times (9.88 - (-252.238))} \times 100\%$$

$$n_{II} = 51.82\%$$

Exergía Destruída: Se tiene en cuenta la Exergía utilizada y Exergía consumida: De acuerdo al resultado anterior para la exergía de agua de enfriamiento y la carga frigorífica para en el enfriamiento del agua obtenida de acuerdo al nuevo tiempo de congelamiento que es de 16.35 h, tenemos:

$$P = m_{r,H2O}(e_{1H2O}) + P_{ea}$$

$$P = 1.4468 \frac{kg}{s} \times \left(5.86 \frac{KJ}{kg} \right) + 177.43 kW$$

$$P = 185.49 KW$$

$$F = m_r(e_4 - e_1)$$

$$F = 0.717 \frac{Kg}{s} \times (9.88 - (-252.24)) \frac{KJ}{kg}$$

$$F = 187.94 KW$$

Exergía destruida: Con la Ec. N° 26 se obtuvo:

$$E_d = F - P$$

$$E_d = 187.94 - 185.49$$

$$E_d = 2.45 KW$$

Costo exergético unitario del sistema de evaporación: Con la Ec. N° 25 se obtuvo:

$$K = \frac{F}{P}$$

$$K = \frac{187.94}{185.49}$$

$$K = 1.01$$

➤ **RESUMEN DE ANALISIS EXERGETICO DEL SISTEMA DE REFRIGERACION POR COMPRESION DE VAPOR CON ESCALA DE COMPRESORES**

Tabla 23: Valores del análisis exergético del sistema de refrigeración por compresión de vapor con escala de compresores

Sistema de Refrigeración por Compresión de Vapor con Escala de Compresores			
PROCESO	$n_{exergética}$ %	Irreversibilidades kw	Exergía destruida kw
Sistema de Compresión	42	14.49	19.86
Sistema de Condensación	40	50.14	69.3
Sistema de Expansión	-	0.5	0.5
Sistema de Evaporación	51.8	90.56	2.45

Fuente: Elaboración propia

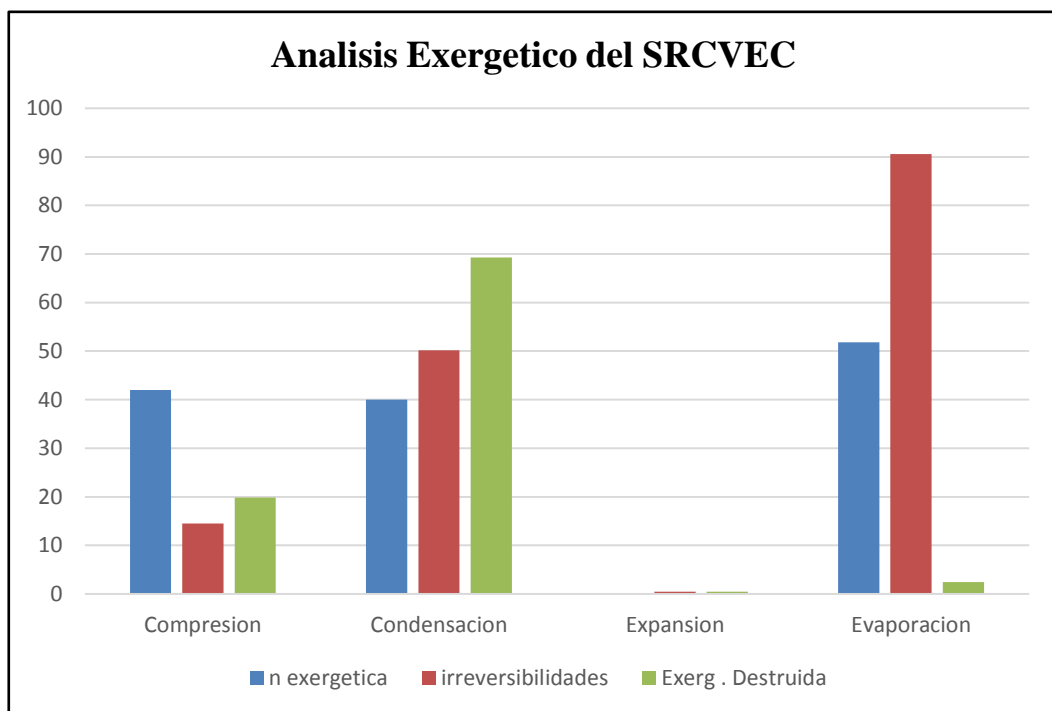


Figura 31: Comparación del análisis exergético en los procesos del sistema de refrigeración por compresión de vapor con escala de compresores

Fuente: Elaboración propia

4.4.3. COMPARACIÓN DE LOS DIVERSOS SISTEMAS DE REFRIGERACION

a. COMPARACIÓN DEL COEFICIENTE DE PERFORMANCE (COP) DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACION MOSTRADOS A CONTINUACIÓN:

Tabla 24: Valores del Coeficiente de Performance de los sistemas de Refrigeración

CASO	SISTEMAS	COP
A	Sistema de refrigeración por compresión de vapor con Interfriador	4.71
B	Sistema de refrigeración por compresión de vapor con sistema de escala de compresores sin Interfriador	4.46
C	Sistema de refrigeración por compresión de vapor con sistema de escala de compresores con Interfriador	5.10

Fuente: Elaboración propia

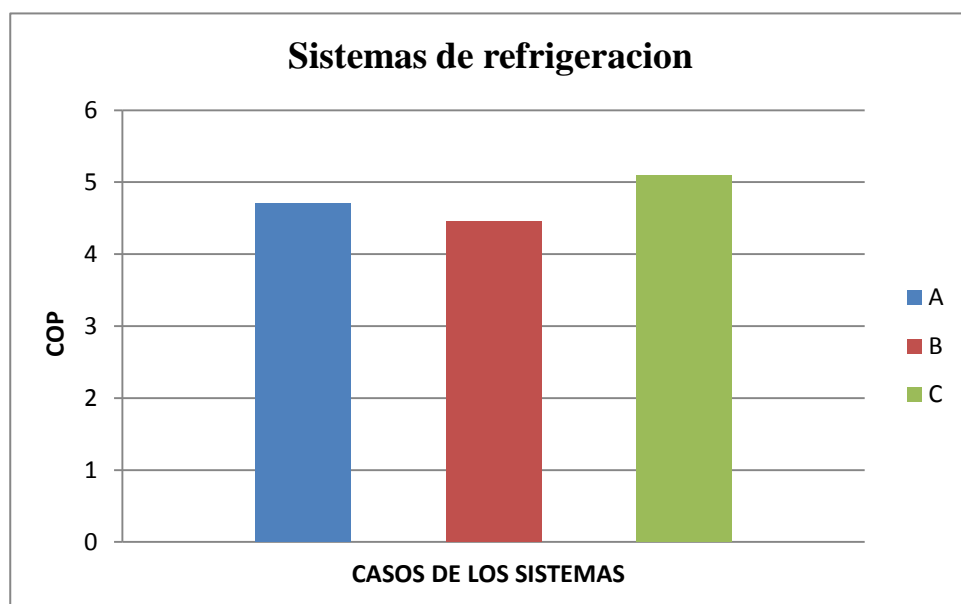


Figura 32: Comparación del coeficiente de performance de los sistemas de refrigeración

Fuente: Elaboración propia

En la Fig. 32 se puede observar que el caso C, el cual corresponde al Sistema de refrigeración por compresión de vapor con sistema de escala de compresores con Interfriador, presenta un mayor COP con un valor de 5.10.

b. COMPARACIÓN DEL ANALISIS EXERGETICO DE LOS SIGUIENTES SISTEMAS DE REFRIGERACION:

➤ **COMPARACIÓN DE LA EFICIENCIA EXERGÉTICA**

Tabla 25: Valores de la Eficiencia Exergética de los sistemas de Refrigeración

SISTEMAS	A	B
	Sistema de refrigeración por compresión de vapor con Interfriador	Sistema de refrigeración por compresión de vapor con escala de compresores
PROCESO	$n_{exergética}$ (%)	$n_{exergética}$ (%)
Sistema de Compresión	23	42
Sistema de Condensación	38	40
Sistema de Expansión	-	-
Sistema de Evaporación	43.41	51.8

Fuente: Elaboración propia

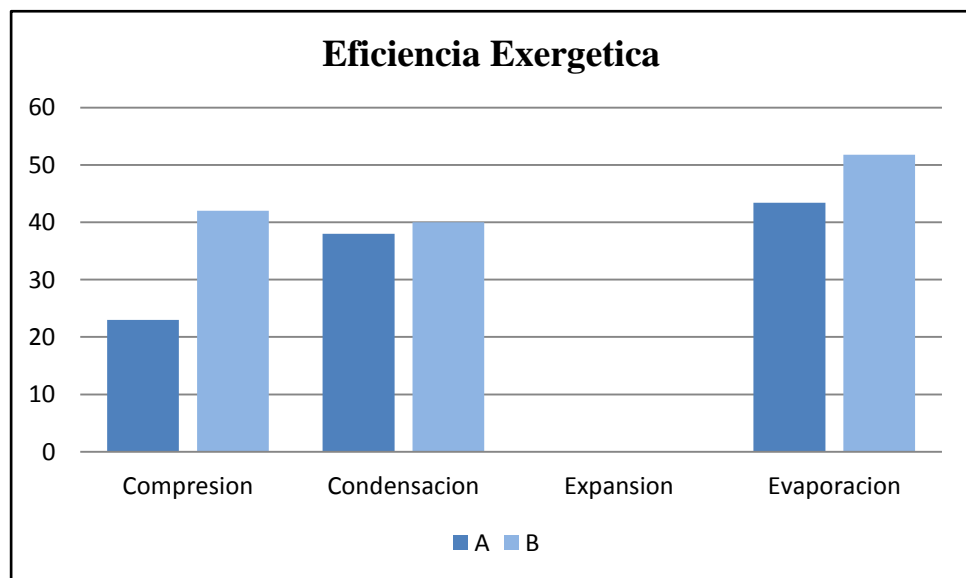


Figura 33: Comparación de la Eficiencia Exergética de los sistemas de Refrigeración

Fuente: Elaboración propia

La eficiencia exergética correspondiente al Sistema de refrigeración por compresión de vapor con sistema de escala de compresores con Interfriador, presenta un incremento en todos los procesos.

➤ **COMPARACIÓN DE LAS IRREVERSIBILIDADES**

Tabla 26: Valores de las Irreversibilidades de los sistemas de Refrigeración

SISTEMAS	A	B
	Sistema de refrigeración por compresión de vapor con Interfriador	Sistema de refrigeración por compresión de vapor con escala de compresores
PROCESO	<i>Irreversibilidades (kw)</i>	<i>Irreversibilidades (kw)</i>
Sistema de Compresión	38.87	14.49
Sistema de Condensación	35.72	50.14
Sistema de Expansión	15	0.5
Sistema de Evaporación	109.59	90.56

Fuente: Elaboración propia

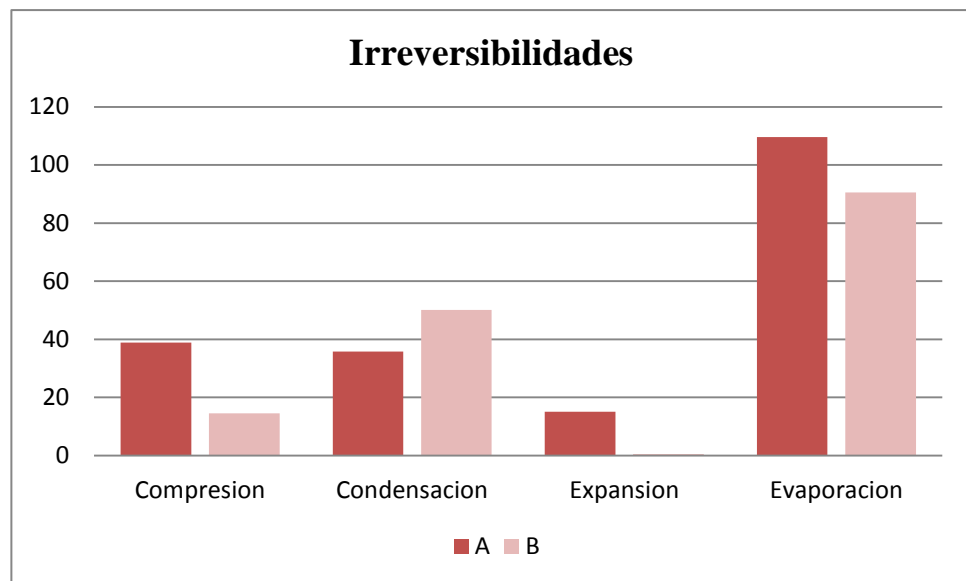


Figura 34: Comparación de las Irreversibilidades de los sistemas de Refrigeración

Fuente: Elaboración propia

Las Irreversibilidades correspondiente al Sistema de refrigeración por compresión de vapor con sistema de escala de compresores con Interfriador, presenta una reducción con excepción del condensador en la cual surge un pequeño incremento, pero de todas estas irreversibilidades las más importantes son la disminución en la compresión y evaporación.

➤ **COMPARACIÓN DE LAS EXERGIAS DESTRUIDAS**

Tabla 27: Valores de las Exergías Destruídas de los sistemas de Refrigeración

SISTEMAS	A	B
	Sistema de refrigeración por compresión de vapor con Interfriador	Sistema de refrigeración por compresión de vapor con escala de compresores
PROCESO	<i>Exergia destruida (kw)</i>	<i>Exergia destruida(kw)</i>
Sistema de Compresión	133.82	19.86
Sistema de Condensación	55.52	69.3
Sistema de Expansión	15	0.5
Sistema de Evaporación	40.81	2.45

Fuente: Elaboración propia

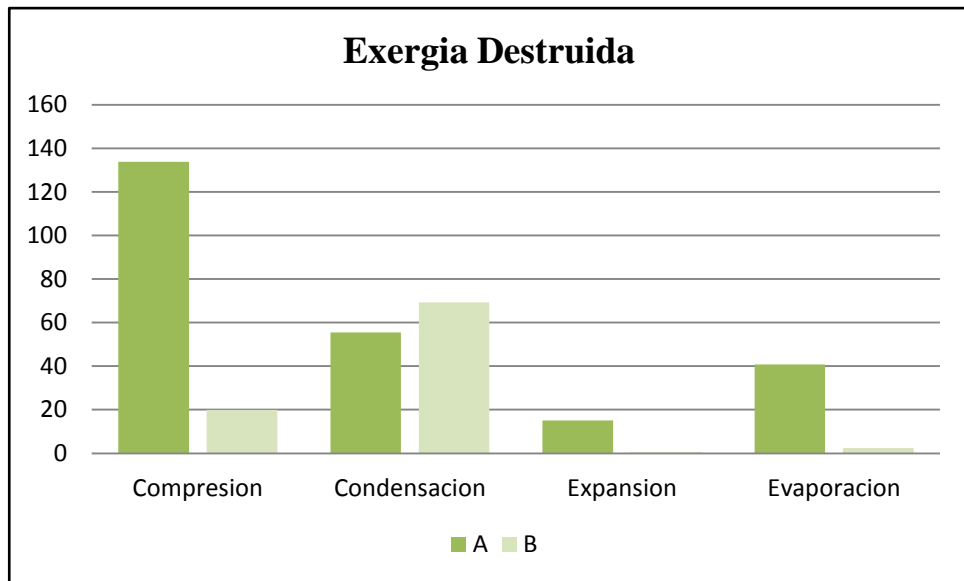


Figura 35: Comparación de las Exergías Destruídas de los sistemas de Refrigeración

Fuente: Elaboración propia

La exergía destruida correspondiente al Sistema de refrigeración por compresión de vapor con sistema de escala de compresores con Interfriador, presenta una reducción abismal con excepción del condensador, en la cual surge un pequeño incremento, pero de todas estas irreversibilidades, las más importantes son la disminución en la compresión y evaporación.

4.5. EVALUACIÓN TERMOECONÓMICA DE LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

La evaluación termoeconómica se realizó en función del COP obtenido tanto para el sistema de refrigeración por compresión de vapor con interfriamiento y el sistema de refrigeración por compresión de vapor con escalas de compresores, el cual se hace uso de las horas promedio de funcionamiento de los equipos que componen la planta durante un día de operación, de acuerdo al tiempo de congelamiento para cada sistema de refrigeración, obteniendo un costo energético de su consumo de electricidad para cada caso como se observa a continuación.

Tabla 28: Potencia de Equipos de SRCVI y SRCVEC

Equipos	Uso	Potencia (HP)	Con interfriador		Escala de compresores	
			horas uso/día	POT. Total	horas uso/día	POT. Total
2 Compresor	Sistema para llevar el refrigerante	300	20	6000	16.5	4950
4 Motor eléctrico	Agitadores (recirculación de salmuera)	40	20	800	16.5	660
2 Bomba	Bombeo de agua de cisterna y torre de enfriamiento (lluvia)	4	20	80	16.5	66
5 Motor	Ventiladores en torre de enfriamiento (condensadores evaporativos)	10	20	200	16.5	165
2 Motor	Molino de hielo	80	6	480	6	480
2 Motor	Grúa elevadora de molde de hielo (bancada)	20	6	120	6	120
2 Motor	sistema hidráulico-neumático	20	6	120	6	720
3 Bomba	condensadores evaporativos	16.5	20	330	16.5	272.25

Fuente: Elaboración propia

Se observa a continuación las potencias consumida para cada caso del Sistema de Refrigeración por Compresión con Interfriamiento (SRCVI) y Sistema de Refrigeración por Compresión con Escala de Compresores (SRCVEC):

Tabla 29: Potencia Total de SRCVI y SRCVEC

Caso	Potencia	
	HP-hr	KW-hr
SRCVI	8130	6061.72
SRCVEC	7633	5691.18

Fuente: Elaboración propia

$$\text{Ahorro Energía Eléctrica} = 370.54 \frac{\text{Kw-hr}}{\text{día}}$$

Si el costo de Energía Eléctrica Activa es: $0.21 \frac{\text{S/.}}{\text{kw-hr}}$ según OSINERGMIN para Chimbote (Obtenido del anexo 8) sabiendo que la Planta Frigorífica P.R.C. S.A.C. se encuentra en Tarifa MT3 en media tensión, tenemos:

Tabla 30: Comparación de SRCVI y SRCVEC

Sistema de refrigeración	COP	TO (h/día)	Consumo de Energía Eléctrica (kW-h)	Ahorro Energía Eléctrica	Ahorro por día (S/. / día)	Ahorro anual (S/. / año)
Con Interfriador	4.7	20	6061.73	1273.0	77.8	28 000.5
Con Escala de Compresores	5.12	16.5	5691.35	1195.2		

Fuente: Elaboración propia

$$\text{Ahorro económico} = \text{Ahorro electricidad} \left(\frac{\text{Kw} - \text{hr}}{\text{día}} \right) \times 0.21 \frac{\text{S/.}}{\text{kw} - \text{hr}}$$

$$\text{Ahorro económico} = 370.54 \frac{\text{Kw} - \text{hr}}{\text{día}} \times 0.21 \frac{\text{S/.}}{\text{kw} - \text{hr}} \times \frac{360 \text{ días}}{1 \text{ año}}$$

$$\text{Ahorro Económico} = 28\ 000.5 \frac{\text{S/.}}{\text{año}}$$

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

V. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

5.1 CONCLUSIONES

- Se aplicó una evaluación termoexérgica tanto al sistema de refrigeración por compresión de vapor con Interfriador y al sistema de refrigeración por compresión de vapor con escala de compresores en planta frigorífica PRC. S.A.C.; nos damos cuenta que en este último tanto las irreversibilidades como las exergías destruidas son menores; y se puede observar que en el compresor y en el evaporador estas caen abismalmente; en ese sentido se obtiene un mejoramiento del Coeficiente de Performance (COP) del 8.28%.
- Se realizó un balance de energía al sistema actual de refrigeración por compresión de vapor con Interfriador obteniéndose un Coeficiente de Performance de 4.71, para una presión baja de 2.08 Bar y una presión de alta de 12.96 Bar, lo cual permite una producción de 125 ton/día de hielo en bloque, con un efecto refrigerante de 813.39 KW.
- Se realizó un balance de energía al sistema de refrigeración por compresión de vapor con sistema de escala de compresores sin y con Interfriador, para una presión baja de 2.08 Bar, una presión intermedia de 3.5 Bar y una presión de alta de 12.96 Bar. Obteniéndose en el primer caso un Coeficiente de Performance de 4.46 y un efecto refrigerante de 928.88 KW, y en el segundo caso un COP de 5.10 y un efecto refrigerante de 939.88 KW, siendo este valor superior al actual se calculó el nuevo tiempo de congelamiento del hielo, resultando que este se reduce en 3 horas y 45 minutos, equivalente al 22.25% del tiempo empleado inicialmente.
- Se determinó la eficiencia exérgica a ambos sistemas de refrigeración; se observa que en el primer caso la eficiencia exérgica en la todos los procesos del ciclo de refrigeración es menor, destacando la eficiencia exérgica del compresor de 23% y del evaporador de 43.41%, sin embargo, en el segundo caso la eficiencia exérgica del compresor es de 42% y del evaporador 51.8%. Por consecuencia, en el sistema de refrigeración por compresión de vapor con escala de compresores se obtienen los mejores resultados.

5.2. RECOMENDACIONES

- La implementación de este proyecto debe realizarse lo más pronto posible debido a las mejoras que se presentan para la planta frigorífica PRC. S.A.C. tanto las mejora energéticas como la obtención de ahorros en la producción.
- Colocar medidores de presión y temperatura en puntos estratégicos del sistema de refrigeración, para poder registrar con mejor precisión los datos y obtener mejores resultados en el futuro.
- Implementar tecnologías más eficientes en los materiales del condensador y del evaporador que permitan estrecharse los límites de temperatura máximo y mínimo del refrigerante, tal como el uso de condensadores valorativos o evaporadores de placas.
- Darle mayor prioridad al control de los sistemas de refrigeración para la producción de hielo puesto que el ahorro de energía es considerable y se disminuirá los costos de producción.
- Al realizar la evaluación termoeconómica al sistema de refrigeración por compresión de vapor con escala de compresores, se obtiene un ahorro en electricidad de 77.77 S/. /día, equivalente a 28 000.00 S/. /año. Siendo este dinero muy beneficioso para la planta frigorífica PRC.S.A.C.

BIBLIOGRAFÍA

VI. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

6.1. Fuentes bibliográficas

- Aguer, M., y Jutglar, L. (2004). *El ahorro Energético*. Madrid, España: Editorial Díaz de Santos S.A.
- Cengel, Y. (2002). *Termodinámica*. Monterrey, México: Editorial Mc Graw Hill, 6º edición.
- Dossat, R. (1961). *Principios de Refrigeración*. C.V., México: Editorial Continental S.A.
- Edward, G. (1991). *Principios y Sistemas de Refrigeración*. C.V., México: Editorial Continental S.A.
- Eneragen. (2007). *Rendimiento de las Instalaciones Frigoríficas y demanda energética de los edificios*. Ayuntamiento de Pamplona, España.
- Garcia, A. (1997). *Instalaciones de refrigeración y aire acondicionado*. Madrid, España: Editorial Marcombo, 1º Edición.
- Holman, J. (1998). *Transferencia de Calor*. Madrid, España: Editorial Mc Graw Hill, 8º edición.
- Incropera. (1999). *Fundamentos de Transferencia de Calor*. México: Editorial Prentice Hall.
- Madrid, J. (2003). *Refrigeración, conservación y envasado de alimentos*. Madrid, España: Editorial Vicente, 1º edición.
- Wark, K. (2001). *Termodinámica*. Monterrey, México: Editorial Mc Graw-Hill, 6º Edición.

6.2. Fuentes de tesis

- Carranza, K. (2011). *Determinación de los parámetros energéticos para el dimensionamiento óptimo de una planta de congelado de 55 ton/día en el distrito de Santa* (tesis de grado). Escuela Académica Profesional de Ingeniería en Energía, Universidad Nacional del Santa, Perú.
- Eduardo, N. (2006). *Análisis de Subenfriamiento Mecánico como Propuesta para Mejorar el Uso de la Energía en Sistemas de Refrigeración por Compresión Mecánica de Vapor* (tesis de postgrado). Escuela Superior de Ingeniería Mecánica y Eléctrica. Instituto Politécnico Nacional, México.
- Jara, P. (2013). *Incremento de la Productividad de la planta de frío del desembarcadero artesanal pesquero de Chimbote con el reemplazo de los 1 refrigerantes R-404A y R-22 por R-717* (tesis de grado). Escuela Académica Profesional de Ingeniería en Energía, Universidad Nacional del Santa, Perú.
- León, H., y Darío, G. (2007). *Estudio y análisis de estrategias de ahorro de energía usando el Software EES (Engineering Equation Solver) para la empresa frigorífico de Pereira S.A.* (tesis de grado). Universidad Tecnológica de Pereira, Colombia.
- Núñez, S. (2006). *Análisis de subenfriamiento mecánico como propuesta para mejorar el uso de la energía en sistemas de refrigeración por compresión mecánica de vapor* (tesis de postgrado). Instituto Politécnico Nacional, México.
- Paredes, Q., y Cordova, V. (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 de grado). Escuela Académica Profesional de Ingeniería en Energía, Universidad Nacional del Santa, Perú.
- Rangel, R. (2003). *Análisis de las irreversibilidades en un sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor con refrigerante 134A* (tesis de postgrado). Escuela Académica de Ingeniería Mecánica, Instituto Politécnico Nacional, México.

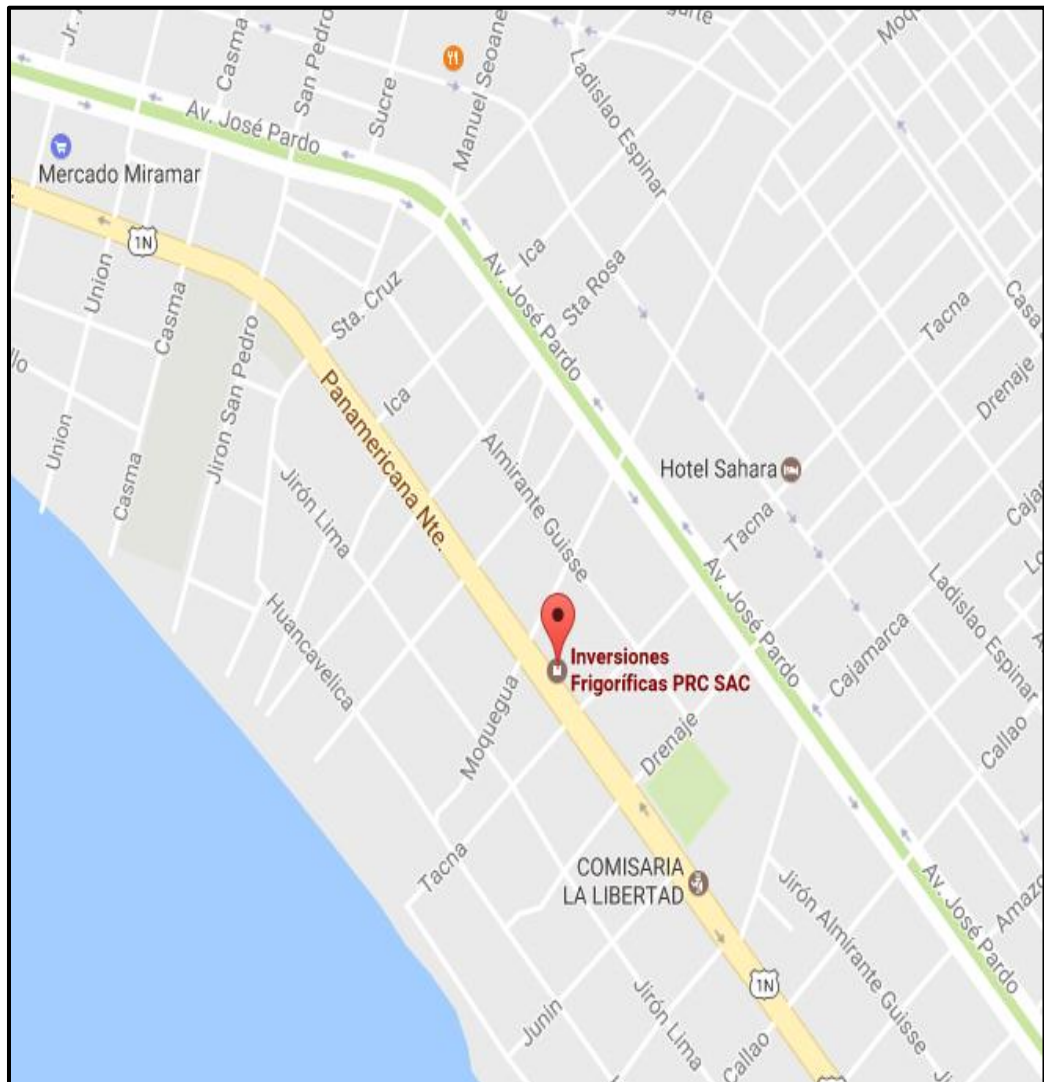
- Salazar, L. (2015). *Mejora de la Producción de la Fábrica de Hielo Sarita Colonia S.A.C.* (tesis de grado). Facultad de Ingeniería, Universidad Católica Santo Toribio de Mogrovejo, Lambayeque, Perú.
- Salazar, P., y Lugo, L. (2010). *Análisis termodinámico de los ciclos de refrigeración con R-134A y de una etapa con CO₂* (tesis de grado). Ingeniería Mecánica e Industrial, Universidad Nacional Autónoma, México.

6.3. Citas web

- Buenaño, S., y Esparza, M. (15 de febrero del 2016). *Diseño y construcción de un sistema de refrigeración de conservación para alimento.* Ecuador, 2010. Recuperado de:
<http://dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/394/1/15T00445.pdf>
- Cajo, F., y Yucta, J. (15 de febrero del 2016). *Elaboración de un manual de mantenimiento y procedimientos para el arranque, operación y parada de equipos de refrigeración industrial con amoníaco, en el área Avícola.* Ecuador, 2009. Recuperado de:
<http://dspace.esPOCH.edu.ec/bitstream/123456789/1643/1/25T00133.pdf>
- Castillo, C., y Puente, R. (15 de febrero del 2016). *Estudio termodinámico de un sistema de refrigeración no frost con R600a.* Ecuador, 2014. Recuperado de:
<http://dspace.ups.edu.ec/bitstream/123456789/6223/1/UPS-CT002826.pdf>
- Castro, C., y Jimenes, C. (15 de febrero del 2016). *Estudio comparativo para la debida selección del refrigerante utilizado en la cámara frigorífica para refrigerar manzanas, localizada en acatlan Puebla.* Mexico, 2008. Recuperado de:
<http://tesis.ipn.mx/bitstream/handle/123456789/2589/TESIS%20FINALceuvascastro.pdf?sequence=1>

ANEXOS

1. UBICACIÓN GEOGRÁFICA DE LA EMPRESA P.R.C. S.A.C.



Anexo 1: Ubicación Geográfica de la Empresa P.R.C. S.A.C.

Fuente: Google Earth

2. FOTOS DE LA EMPRESA P.R.C. S.A.C.



Anexo 2.1: Condensador evaporativo 1
Fuente: Área de Mantenimiento



Anexo 2.2: Condensador Evaporativo 2
Fuente: Área de Mantenimiento



Anexo 2.3: Agitadores
Fuente: Área de Mantenimiento



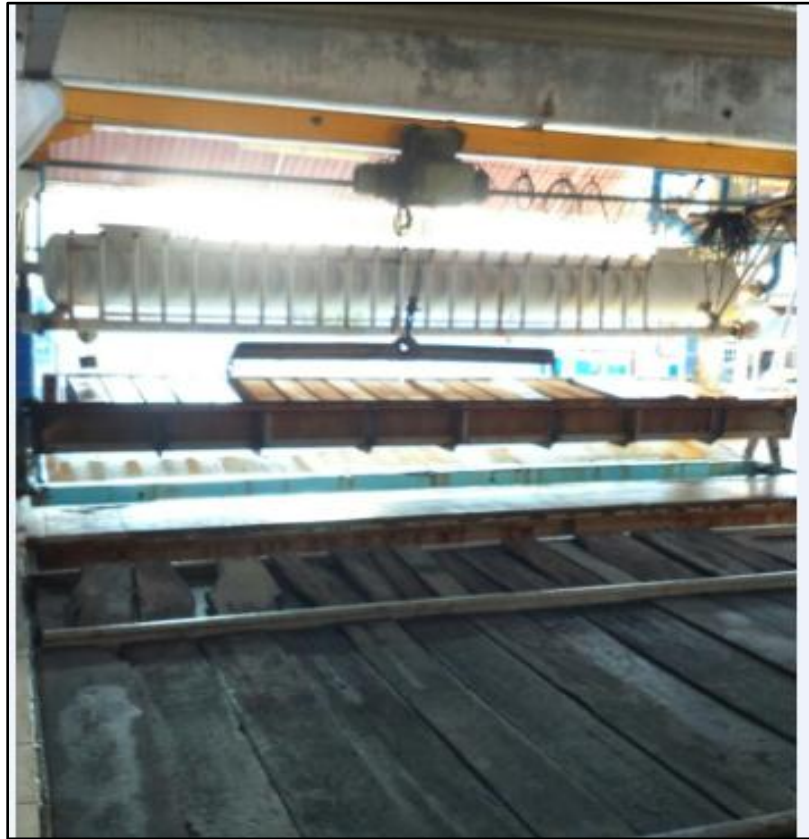
Anexo 2.4: Molino de Hielo
Fuente: Área de Mantenimiento



Anexo 2.5: Sistema de ablandamiento de Agua
Fuente: Área de Mantenimiento



Anexo 2.6: Interfriador y recipiente de almacenamiento
Fuente: Área de Mantenimiento



Anexo 2.7: Moldes de hielo y grúa elevadora
Fuente: Área de Mantenimiento



Anexo 2.8: Recipiente de Amoniaco
Fuente: Área de Mantenimiento



Anexo 2.9: Compresor Vilter
Fuente: Área de Mantenimiento



Anexo 2.10: Compresor Vilter
Fuente: Área de Mantenimiento



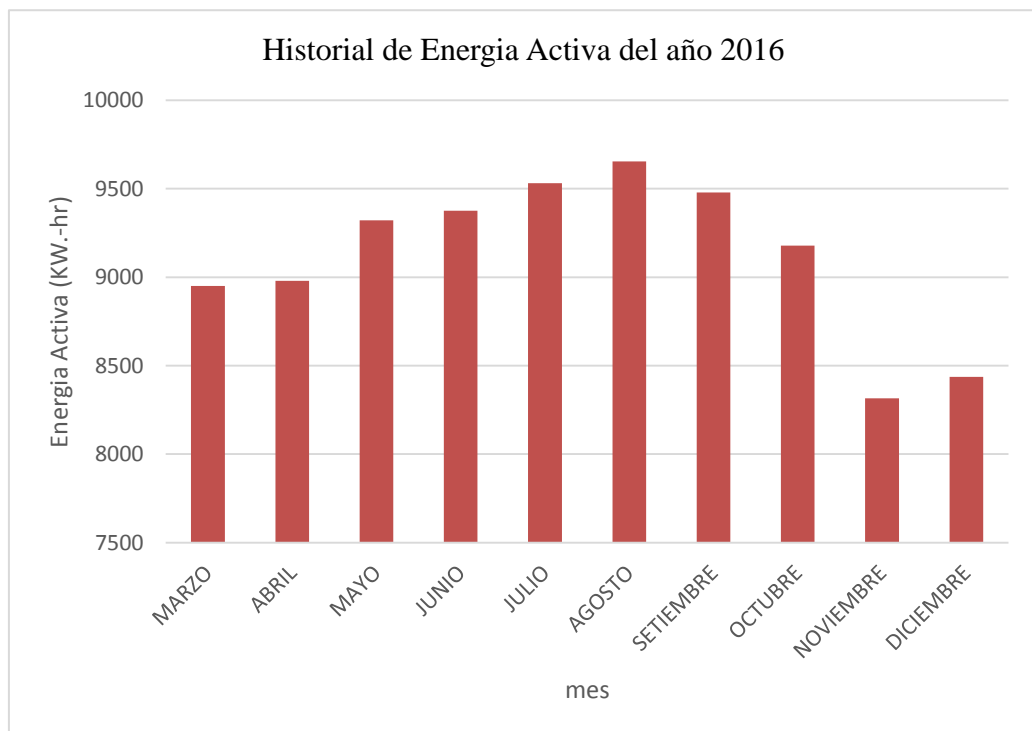
Anexo 2.11: Anomalías de aislamiento de tuberías
Fuente: Área de Mantenimiento

3. HISTORIAL DE ENERGÍA ACTIVA DE LA PLANTA FRIGORÍFICA P.R.C. S.A.C. - 2016

Anexo 3.1: Energía activa y reactiva acumulada - 2016

MES	ENERGIA ACTIVA ACUMULADA	ENERGIA REACTIVA ACUMULADA	FP
	KW-hr	KVA-hr	
Marzo	8949.54	1304.19	0.85
Abril	8978.93	1360.99	0.92
Mayo	9321.14	2022.89	0.98
Junio	9374.83	2036.35	0.91
Julio	9531.79	2066.23	0.98
Agosto	9653.79	2068.76	0.96
Setiembre	9478.86	1810.95	0.99
Octubre	9178.32	1645.78	0.99
Noviembre	8314.94	1171.28	0.98
Diciembre	8436.06	1190.89	0.98

Fuente: Área de Mantenimiento – Elaboración propia



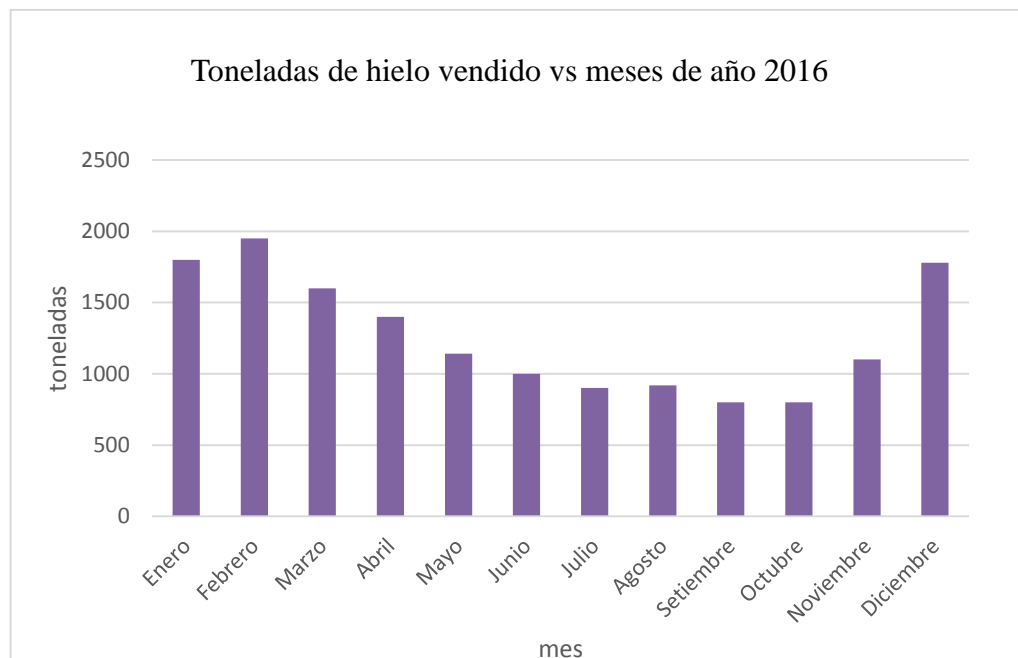
Anexo 3.2: Historial de Energía activa - 2016

Fuente: Área de Mantenimiento – Elaboración propia

**4. VENTA DE HIELO EN BLOQUE DE LA PLANTA FRIGORÍFICA
P.R.C. S.A.C. - 2016**

Anexo 4.1: Venta de hielo en bloque - 2016

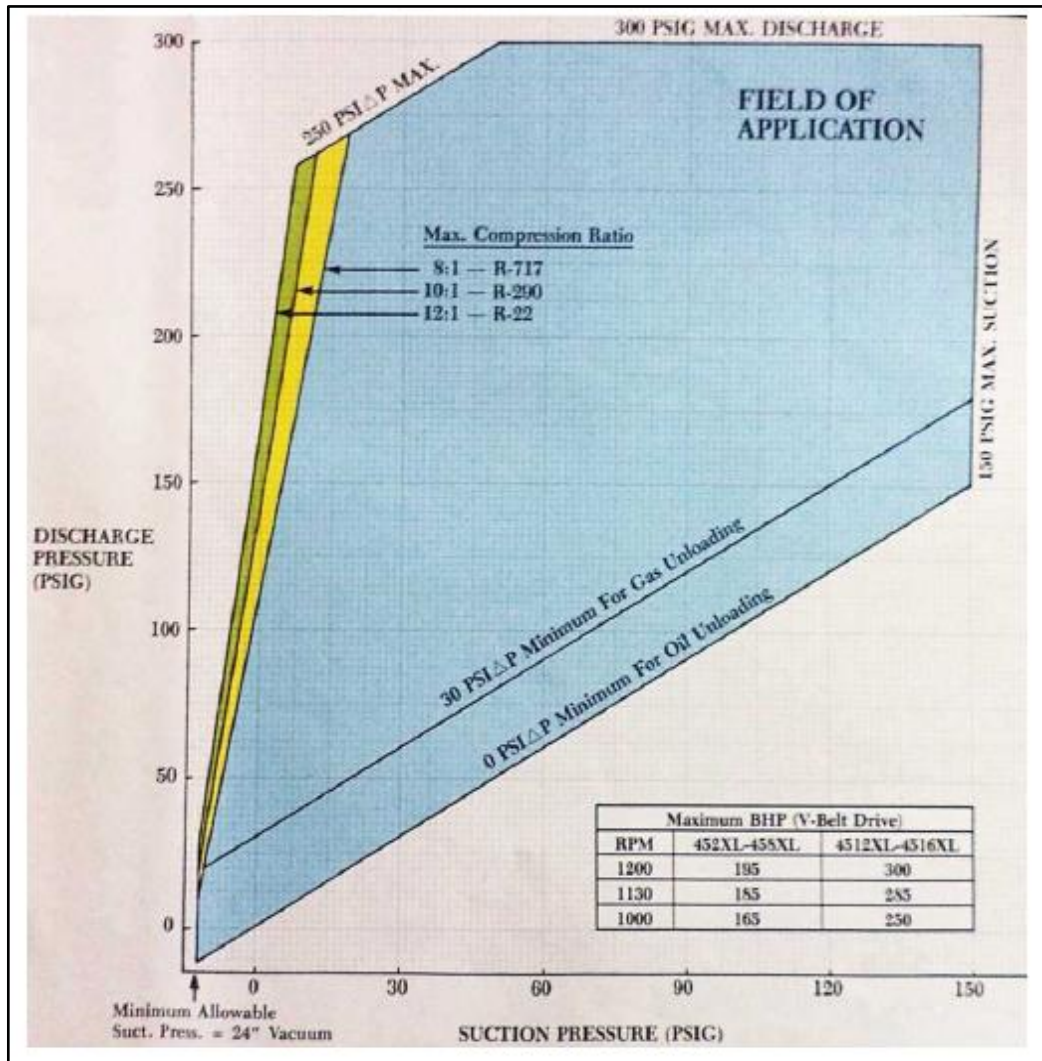
MES	VENTA (Ton./mes)
Enero	1800
Febrero	1950
Marzo	1600
Abril	1400
Mayo	1141
Junio	1000
Julio	900
Agosto	920
Setiembre	800
Octubre	800
Noviembre	1100
Diciembre	1780



Anexo 4.2: Toneladas de hielo vendido vs meses del año - 2016

Fuente: Área de Mantenimiento – Elaboración propia

5. PARÁMETROS DE OPERACIÓN DE LOS COMPRESORES VILTER



Anexo 5: Grafica de presión de descarga vs. Presión de succión del compresor marca Vilter

Fuente: Catalogo de compresores recíprocos marca VILTER, PRONACA.

6. DATOS DE PRESIÓN Y TEMPERATURA GENERAL DE LOS COMPRESORES RECIPROCANTES

Anexo 6: Datos de presión y temperatura general de los compresores Vilter

PRESION Y TEMPERATURA GENERAL DEL SISTEMA DE REFRIGERACION				
<i>n° mediciones</i>	<i>Presión de succión (bar)</i>	<i>Presión de descarga (bar)</i>	<i>Temperatura de succión (°C)</i>	<i>Temperatura de descarga (°C)</i>
1	2.15	13.4	-23.9	96
2	2.083	12.98	-23.05	92.9
3	2.068	12.9	-22.09	92.1
4	2.1	13.1	-22.9	93
5	1.98	12.01	-19	85
6	2.2	12.99	-22.8	93.1
7	1.903	12.9	-21.8	93
8	2.071	13.1	-21.9	92.8
9	1.97	12.98	-22	92.5
10	2.13	13.2	-22.1	91.9
Promedio	2.075	12.96	-22.15	92.23

Fuente: Área de Mantenimiento – elaboración propia

7. SUBENFRIAMIENTO E INTERFRIAMIENTO DEL INTERCAMBIADOR DE CALOR

El refrigerante líquido a presión alta llega a los equipos del proceso de Subenfriamiento que se desarrolla en dos etapas:

- 1) El refrigerante se subenfía desde la temperatura de saturación en el SNAM100 y posibilita vapor a la succión del compresor de alta.
- 2) El refrigerante que ha sido subenfriado en el equipo SNAM100 se subenfía nuevamente.

En la siguiente tabla se indican los datos técnicos de los equipos que actúan en el proceso.

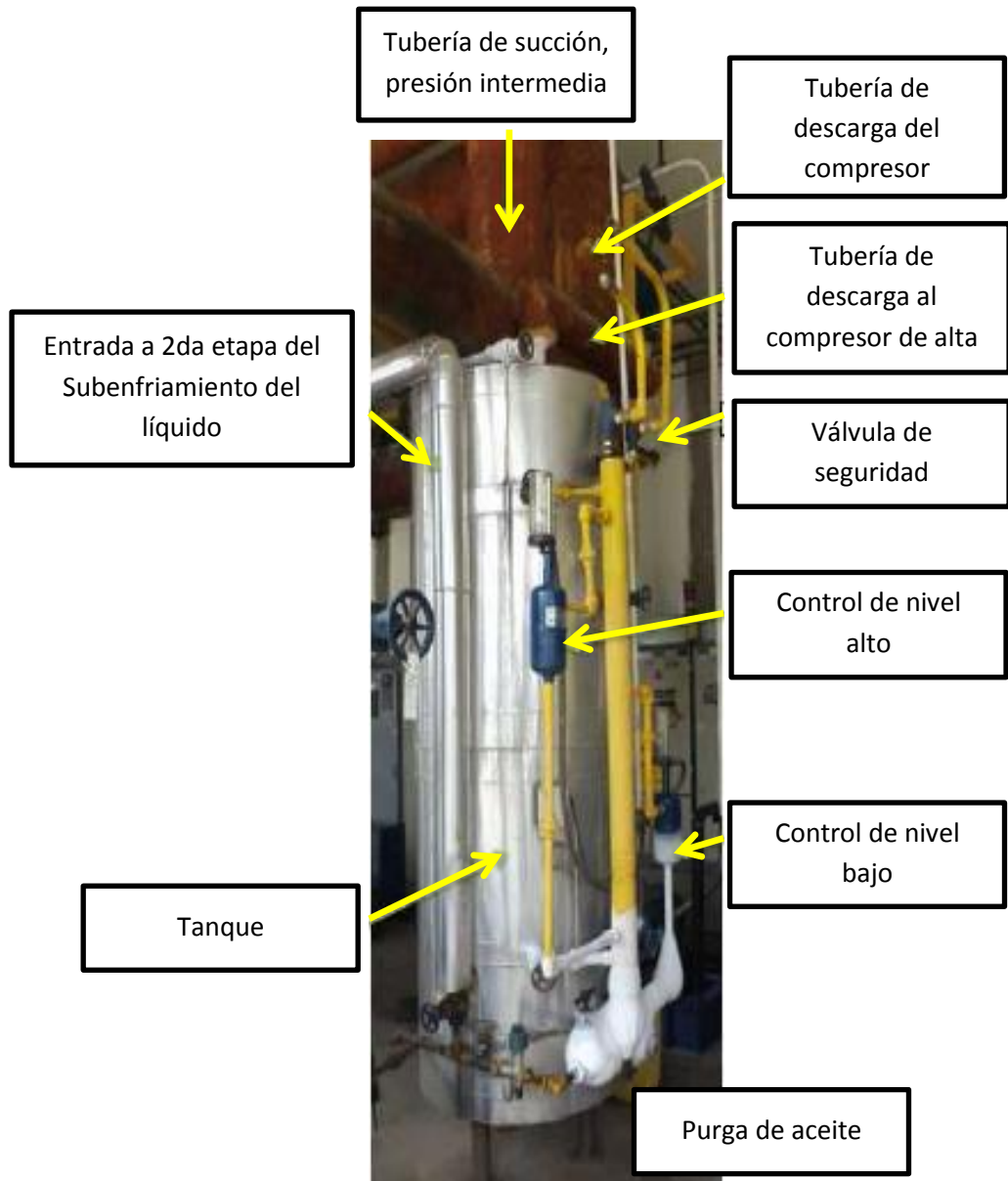
Desde la temperatura de saturación del líquido se puede bajar 5 °C para el Subenfriamiento

Anexo 7: Datos técnicos del vaporizador de 24 pulgadas

Datos de placa		
Código	SNAM1000	SNAM3000
Marca	Vilter	Vilter
Modelo	39945	39735
Serie	H18782	H15537-2
Presión máx. Admisible	250 Psig a 400 ° F	250 Psig a 400 ° F
Presión máx. Admisible	-40 °F a 250 Psig	-40 °F a 250 Psig
Rango de subenfriamiento	5 °C *	5 °C *
Dimensiones	Diámetro= 24 pulg	Diámetro= 16 pulg
Función	Subenfriador, Interenfriador	Subenfriador

Fuente: Datos de placa de vaporizador de 24 pulg. PRONACA, 1993

8. PARTES IMPORTANTES DEL INTERCOOLER MARCA VILTER.



*Anexo 8: Partes importantes del intercooler de D=24 pulgadas, marca Vilter
Fuente: Elaboración propia*

9. CATÁLOGO DEL COMPRESOR TIPO PISTÓN - VILTER



Anexo 9: Catálogo del compresor tipo pistón - Vilter

Fuente: Catálogo del compresor tipo pistón - Vilter

10. CATÁLOGO DEL COMPRESOR TIPO TORNILLO - VILTER



Anexo 10: Catálogo del compresor tipo tornillo- Vilter

Fuente: Catálogo del compresor tipo tornillo - Vilter

11. CATÁLOGO DEL CONDENSADOR EVAPORATIVO - VILTER

CONDENSADORES EVAPORATIVOS
Aplicações Aplicações



Os Condensadores Evaporativos Mebrafe são fabricados em 22 modelos atendendo as capacidades de 75.000 Kcal/h à 3.000.000 Kcal/h e modelos especiais sob consulta, com base em TBU=24°C e TC=36°C (ver tabela de correção).

Los Condensadores Evaporativos Mebrafe son fabricados en 22 modelos atendiendo a las capacidades desde 75.000 kcal/h hasta 3.000.000 kcal/h y modelos especiales a consulta, basados en TBU=24°C y TC=36°C (mirar la tabla de corrección).

Anexo 11: Catálogo del condensador evaporativo - Vilter

Fuente: Catálogo del condensador evaporativo - Vilter

12. CATÁLOGO DEL EVAPORADOR SERPENTÍN - BOHN



Anexo 12: Catálogo del evaporador serpentín - Bohn

Fuente: Catálogo del evaporador serpentín - Bohn

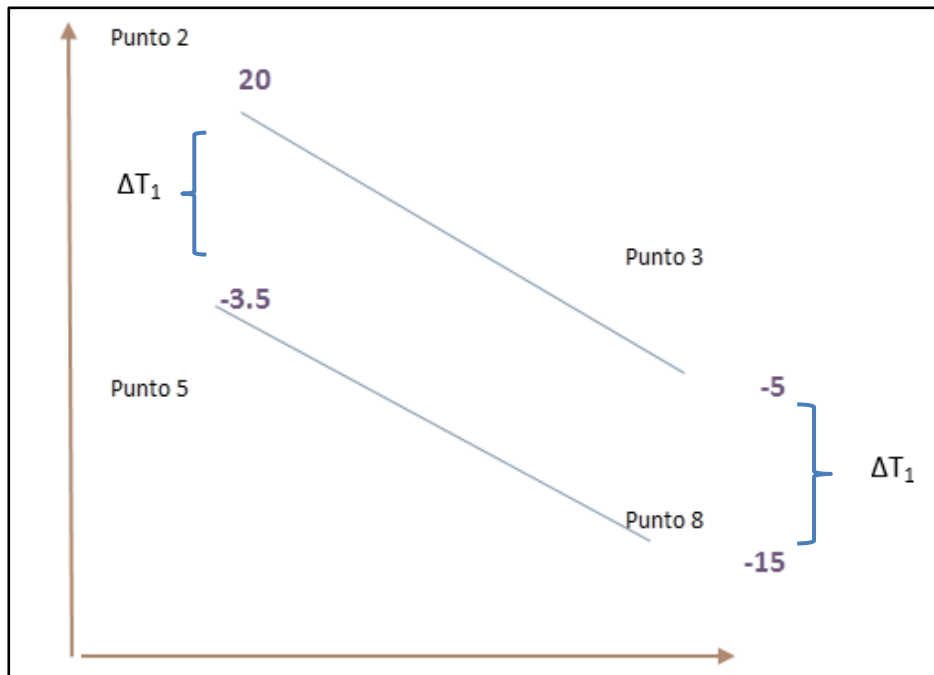
13. PRECIOS DE TARIFA MT3 / Energía Eléctrica

Pliego	Vigencia	Sector	
CHIMBOTE	4/May/2017	2	
MEDIA TENSIÓN		UNIDAD	TARIFA
			Sin IGV
TARIFA MT2:	TARIFA CON DOBLE MEDICIÓN DE ENERGÍA ACTIVA Y		
	CONTRATACIÓN O MEDICIÓN DE DOS POTENCIAS 2E2P		
	Cargo Fijo Mensual	S./mes	6.51
	Cargo por Energía Activa en Punta	ctm. S./kW.h	20.41
	Cargo por Energía Activa Fuera de Punta	ctm. S./kW.h	16.28
	Cargo por Potencia Activa de Generación en HP	S./kW-mes	50.57
	Cargo por Potencia Activa de Distribución en HP	S./kW-mes	12.17
	Cargo por Exceso de Potencia Activa de Distribución en HFP	S./kW-mes	13.59
	Cargo por Energía Reactiva que exceda el 30% del total de la Energía Activa	ctm. S./kVar.h	4.21
TARIFA MT3:	TARIFA CON DOBLE MEDICIÓN DE ENERGÍA ACTIVA Y		
	CONTRATACIÓN O MEDICIÓN DE UNA POTENCIA 2E1P		
	Cargo Fijo Mensual	S./mes	6.51
	Cargo por Energía Activa en Punta	ctm. S./kW.h	20.41
	Cargo por Energía Activa Fuera de Punta	ctm. S./kW.h	16.28
	Cargo por Potencia Activa de generación para Usuarios:		
	Presentes en Punta	S./kW-mes	47.10
	Presentes Fuera de Punta	S./kW-mes	23.25
	Cargo por Potencia Activa de redes de distribución para Usuarios:		
	Presentes en Punta	S./kW-mes	13.18
	Presentes Fuera de Punta	S./kW-mes	13.39
	Cargo por Energía Reactiva que exceda el 30% del total de la Energía Activa	ctm. S./kVar.h	4.21
TARIFA MT4:	TARIFA CON SIMPLE MEDICIÓN DE ENERGÍA ACTIVA		
	Y CONTRATACIÓN O MEDICIÓN DE UNA POTENCIA 1E1P		
	Cargo Fijo Mensual	S./mes	6.51
	Cargo por Energía Activa	ctm. S./kW.h	17.30

Anexo 13: Precio de Tarifa MT3

Fuente: OSINERGMIN

14. SELECCIÓN DE INTERCAMBIADOR DE CALOR



Anexo 14: Temperatura media logarítmica

Fuente: Elaboración propia

Calculo de LMTD:

$$\Delta LMTD = \frac{\Delta T_1 - \Delta T_2}{\ln\left(\frac{\Delta T_1}{\Delta T_2}\right)}$$

$$\Delta LMTD = 15.8 \text{ } ^\circ\text{C}$$

Calculamos la transferencia de calor que hay a lo largo del equipo, para luego calcular el área del intercambiador:

$$Q = m_{NH_3} \times (h_2 - h_3)$$

- ✓ Q : calor transferido
- ✓ m_a : flujo masico de refrigerante
- ✓ h_2 : Entalpia en estado sobrecalentado
- ✓ h_3 : Entalpia en estado subenfriado

Reemplazando los datos y dividiendo entre 3600 (1hr = 3600 segundos)

$$Q = 0.717 * \frac{kg}{hr} \times (1495 - 137) \frac{KJ}{kg}$$

$$Q = 973.686 \text{ kw}$$

has been delivered
successfully.”



Performance: 2 x PW75 – 900 KW
Cascade Heat Exchanger
1 x PW17 – 10 KW
Emergency Cooler

	<i>Plate side</i>	<i>Shell side</i>
Medium:	CO2	NH3
Pressure:	-1/40 bar	-1/16 bar
Temperature:	-20/50°C	-20/50°C

Dimensions: length 6000 mm
width 3200 mm
height 5770 mm
weight 14.833 kg

SUPERMAX® SPW	
Temperature	-50°C to +350°C, C-steel -200°C to +900°C, SS & special material
Plate material	1.4404, Titanium & special material
Pressure	16/25/40 max. 100 bar