

**UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN**

**Facultad de Ingeniería**

Escuela Profesional de Ingeniería Química

**EFEECTO DE LOS REFRIGERANTES R-400 Y R-500 EN  
LA REDUCCIÓN DEL CONSUMO ENERGÉTICO DEL  
CICLO DE REFRIGERACIÓN DEL ALMACÉN DE  
PRODUCTO TERMINADO DE COPERSA S. A.  
ILO – MOQUEGUA.**

**TESIS**

Presentada por:

Bach. Giulia Steffani Bonilla Pacheco

Para optar el Título Profesional de:

**INGENIERO QUÍMICO**

TACNA – PERÚ

2021

# UNIVERSIDAD NACIONAL JORGE BASADRE GROHMANN

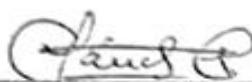
## Facultad de Ingeniería

Escuela Profesional de Ingeniería Química

### **EFFECTO DE LOS REFRIGERANTES R-400 Y R-500 EN LA REDUCCIÓN DEL CONSUMO ENERGÉTICO DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN DEL ALMACÉN DE PRODUCTO TERMINADO DE COPERSA S. A. ILO – MOQUEGUA.**

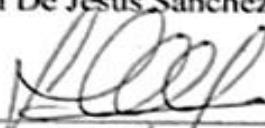
Tesis sustentada y aprobada el 18 de octubre del 2021,  
estando el Jurado Calificador integrado por:

Presidente:



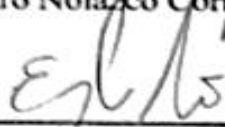
Mag. Manuel De Jesús Sánchez Rosales

Secretario:



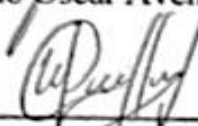
Mtro. Pedro Nolazco Cornejo del Carpio

Vocal:



Dr. Edgardo Oscar Avendaño Cáceres

Asesor:



Ing. William Edgar Torres Huayta

## **DEDICATORIA**

El presente trabajo de investigación lo dedico principalmente a Dios, por ser el inspirador y darme la fuerza para continuar en este proceso de obtener uno de mis anhelos más deseados.

A mis padres, por su amor, trabajo y sacrificio en todos estos años, gracias a ellos he logrado llegar hasta aquí y convertirme en lo que soy. Es un orgullo y un privilegio ser su hija, son los mejores padres.

A todas las personas que me han apoyado y han hecho que este trabajo se realice con éxito en especial a aquellos que me abrieron las puertas y compartieron sus conocimientos.

## **AGRADECIMIENTO**

Agradezco a Dios por todas sus bendiciones, por guiarme a lo largo de mi existencia, ser el apoyo y fortaleza en aquellos momentos de dificultad y debilidad.

Gracias a mis padres: Miguel y Nelba, por ser los principales promotores de este sueño, por confiar y creer en mis expectativas, por los consejos, valores y principios que me han inculcado.

A mis tías Cynthia y María Alicia Bonilla, a mi abuelita Alicia Robles, a mi tío Augusto Robles y a mi tío Rodolfo Pacheco, por todo el apoyo brindado desde que decidí estudiar esta hermosa carrera. A Rosa Asto, por ser esa amiga que siempre necesité.

Agradezco también a cada uno de los docentes de la E.P. de Ingeniería Química de la Universidad Nacional Jorge Basadre Grohmann, por haber compartido sus conocimientos a lo largo de los años de estudio, en especial al Ingeniero William Torres, Asesor de este proyecto de investigación, quien ha guiado con paciencia, entrega y rectitud como docente el desarrollo de esta investigación.

Al Sr. Jaime Rodríguez, Gerente General de COPERSA, por las facilidades brindadas; al Bach. Jorge Huanca por la dedicación y participación directa en la realización de este trabajo de investigación.

Y finalmente, a Charlie Acero y Renee Quispe, Operadores de la planta de Frío de la actual empresa en la que laboro, porque sin sus conocimientos técnicos y operativos no hubiera podido finalizar con éxito esta investigación.

## CONTENIDO

DEDICATORIA.....	iii
AGRADECIMIENTO.....	iv
CONTENIDO.....	v
RESUMEN.....	x
ABSTRACT.....	xi
INTRODUCCIÓN .....	1
CAPÍTULO I: PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA .....	4
1.1. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA.....	4
1.1.1. Antecedentes del Problema .....	4
1.1.2. Problemática de la Investigación.....	6
1.2. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA .....	7
1.3. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA .....	8
1.4. ALCANCES Y LIMITACIONES .....	10
1.5. OBJETIVOS.....	10
1.5.1. Objetivo General.....	10
1.5.2. Objetivos Específicos .....	11
1.6. HIPÓTESIS.....	11
1.6.1. Hipótesis nula .....	11
1.6.2. Hipótesis de la investigación .....	12
CAPÍTULO II: MARCO TEÓRICO .....	13
2.1. ANTECEDENTES DEL ESTUDIO .....	13
2.1.1. Impacto Medioambiental de los Refrigerantes .....	15
2.1.2. Convenios, Protocolos y Normativas Ambientales.....	17
2.2. BASES TEÓRICAS .....	19
2.2.1. Almacenamiento de Productos Pesqueros Congelados .....	19
2.2.2. Variaciones Físicas y Bioquímicas en el Pescado Congelado Durante su Almacenamiento. 20	
2.2.3. Consideraciones para el Diseño de una Cámara de Almacenamiento de Producto Hidrobiológico Congelado .....	21
2.2.4. Carga Térmica .....	25
2.2.5. Ciclo de Refrigeración .....	39
2.2.6. Refrigerantes .....	51
2.2.7. Clases de Refrigerantes .....	52

2.2.8.	Identificación de Refrigerantes .....	64
2.2.9.	Propiedades Termodinámicas de los Refrigerantes .....	70
2.2.10.	Diagramas de Mollier .....	76
2.3.	DEFINICIÓN DE TÉRMINOS .....	79
CAPÍTULO III: METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN .....		91
3.1.	TIPO Y DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN .....	91
3.2.	POBLACIÓN Y MUESTRA .....	93
3.2.1.	Refrigerante R-404A .....	94
3.2.2.	Refrigerante R-407C .....	95
3.2.3.	Refrigerante R-410A .....	96
3.2.4.	Refrigerante R-502 .....	97
3.2.5.	Refrigerante R-507 .....	97
3.2.6.	Refrigerante R-513A .....	98
3.3.	OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES .....	110
3.4.	TÉCNICAS E INSTRUMENTOS PARA RECOLECCIÓN DE DATOS .....	111
3.5.	PROCESAMIENTO Y ANÁLISIS DE DATOS .....	112
CAPÍTULO IV: RESULTADOS Y DISCUSIÓN .....		116
4.1.	DISTRIBUCIÓN DE FRECUENCIAS DE LAS VARIABLES INTERVINIENTES. .....	117
4.1.1.	Producto Entrante a Cámara .....	117
4.1.2.	Temperatura Ambiental .....	120
4.2.	DISTRIBUCIÓN DE PROBABILIDADES DE PARÁMETROS CLIMÁTICOS. 125	
4.2.1.	Humedad Relativa .....	125
4.3.	CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA .....	128
4.4.	CÁLCULO DE ENERGÍA EN EL CICLO DE REFRIGERACIÓN DE LA CÁMARA DE ALMACENAMIENTO .....	139
4.5.	RESULTADOS – PROGRAMACIÓN MATLAB .....	148
4.6.	ANÁLISIS ESTADÍSTICO DE LOS RESULTADOS .....	156
4.6.1.	Análisis de varianza (ANOVA) .....	158
CONCLUSIONES .....		171
REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS .....		174
ANEXOS .....		181

## ÍNDICE DE TABLAS

Tabla 1: Cambios de aire promedio en 24 horas para cuartos de almacenamiento abajo de 32°F (0°C) debido a la apertura de puertas e infiltración.....	33
Tabla 2: Calor emitido por persona según temperatura del recinto. ....	35
Tabla 3: Designación de números a los principales refrigerantes .....	68
Tabla 4: Designación de números a los principales refrigerantes. Los números entre paréntesis indican el porcentaje de cada componente de las mezclas.....	69
Tabla 5: Propiedades Físicas del Refrigerante R-404A .....	100
Tabla 6: Propiedades Termodinámicas del Refrigerante R-404A .....	101
Tabla 7: Propiedades Físicas del Refrigerante R-407C. ....	102
Tabla 8: Propiedades Termodinámicas del Refrigerante R-407C .....	103
Tabla 9: Propiedades Físicas del Refrigerante R-410A .....	104
Tabla 10: Propiedades Termodinámicas del Refrigerante R-410A .....	105
Tabla 11: Propiedades Físicas del Refrigerante R-507 .....	106
Tabla 12: Propiedades Termodinámicas del Refrigerante R-507.....	107
Tabla 13: Propiedades Físicas del Refrigerante R-513A .....	108
Tabla 14: Propiedades Termodinámicas del Refrigerante R-513A .....	109
Tabla 15: Definición operacional de las variables .....	110
Tabla 16: Transmitancia térmica del poliestireno expandido según el espesor .....	113
Tabla 17: Cambios de aire promedio en 24 horas para cuartos de almacenamiento abajo de 32°F (0°C) debido a la apertura de puertas e infiltración. ....	132
Tabla 18: Entalpía y Presión en estado líquido a diferentes temperaturas para R-407C .....	139
Tabla 19: Entalpía y Presión en estado vapor a diferentes temperaturas para R-407C .....	140
Tabla 20: Tabla 20: Entalpía y Entropía a diferentes presiones para R-407C.....	142
Tabla 21: Entalpía y Entropía a diferentes presiones para R-407C .....	143
Tabla 22: Presión y Entropía a $H_2 = 391,67$ kJ/kg .....	145
Tabla 23: Presión y Entalpía a $S_2 = 1,80$ kJ/kgK .....	146
Tabla 24: Consumo de Energía en kW-h para cada Refrigerante .....	156
Tabla 25: Notación de puntos que sirve para representar de manera abreviada cantidades numéricas que se pueden calcular a partir de los datos experimentales .....	157
Tabla 26: Tabla ANOVA para el DCA .....	159
Tabla 27: Tabla ANOVA para el DCA - Refrigerantes.....	159
Tabla 28: Tabla 28: Comparación de tratamientos – Método LSD .....	161
Tabla 29: Comparación de tratamientos – Método Turkey.....	163
Tabla 30: Orden ascendente de las medias de k tratamientos .....	165
Tabla 31: Comparación de tratamientos - Método Duncan .....	166

## ÍNDICE DE FIGURAS

Figura 1 Refrigerador .....	40
Figura 2 Ciclo ideal de Refrigeración.....	44
Figura 3 Diagrama T-s para el ciclo ideal de refrigeración. ....	44
Figura 4 Diagrama P-h.....	46
Figura 5 Ciclo de Refrigeración. ....	46
Figura 6 Diagrama T-s para el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor.....	50
Figura 7 Esquema para el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor. ....	50
Figura 8: Diagrama de Mollier – Refrigerante R-502.....	78
Figura 9: Esquema de la corrida simulada. ....	91
Figura 10: Esquema descriptivo del proceso de cálculo. ....	116
Figura 11: Distribución de Frecuencia de Ingreso de Materia Prima a la Cámara en el Mes de Enero.....	118
Figura 12: Distribución de Frecuencia de Ingreso de Materia Prima a la Cámara en el Mes de Febrero.....	118
Figura 13: Distribución de Frecuencia de Ingreso de Materia Prima a la Cámara en el Mes de Octubre.....	118
Figura 14: Distribución de Frecuencia de Ingreso de Materia Prima a la Cámara en el Mes de Noviembre.....	119
Figura 15: Distribución de Frecuencia de Temperatura Ambiental en Ilo en el Mes de Enero.....	121
Figura 16: Frecuencia de Temperatura Ambiental en Ilo en el Mes de Febrero. ....	121
Figura 17: Distribución de Frecuencia de Temperatura Ambiental en Ilo en el Mes de Junio. ....	122
Figura 18: Distribución de Frecuencia de Temperatura Ambiental en Ilo en el Mes de Julio. ....	122
Figura 19: Distribución de Frecuencia de Temperatura Ambiental en Ilo en el Mes de Octubre.....	122
Figura 20: Distribución de Frecuencia de Temperatura Ambiental en Ilo en el Mes de Noviembre.....	123
Figura 21: Distribución de Frecuencia de la Humedad Relativa en Ilo en el Mes de Enero. ....	126
Figura 22: Distribución de Frecuencia de la Humedad Relativa en Ilo en el Mes de Abril. ....	126
Figura 23: Distribución de Frecuencia de la Humedad Relativa en Ilo en el Mes de Julio. ....	127
Figura 24: Distribución de Frecuencia de la Humedad Relativa en Ilo en el Mes de Diciembre. ....	127
Figura 25: Entalpía en estado líquido en función de la temperatura .....	140
Figura 26: Presión en función de la temperatura en estado líquido para R-407C. ....	140
Figura 27: Entalpía de vapor en función de la temperatura.....	141
Figura 28: Presión en función de la temperatura en estado vapor para .....	141
Figura 29: Ecuaciones Entalpía y Entropía a diferentes presiones para R-407C. ....	142

Figura 30: Ecuaciones Entalpía y Entropía a diferentes presiones para R-407C. ....	143
Figura 31: Interfaz del Programa de Simulación Montecarlo con valores de parámetros operacionales. ....	148
Figura 32: Selección de Gráficas Resultado de la Simulación Montecarlo para el R-404A. ....	152
Figura 33: Selección de Gráficas Resultado de la Simulación Montecarlo para el R-407C. ....	153
Figura 34: Selección de Gráficas Resultado de la Simulación Montecarlo para el R-410A. ....	153
Figura 35: Selección de Gráficas Resultado de la Simulación Montecarlo para el R-502. ....	154
Figura 36: Selección de Gráficas Resultado de la Simulación Montecarlo para el R-507. ....	154
Figura 37: Selección de Gráficas Resultado de la Simulación Montecarlo para el R-513A. ....	155

## RESUMEN

El objetivo de este trabajo de investigación es determinar qué refrigerante de las gamas R-400 y R-500 genera un menor consumo de energía de la cámara de almacenamiento de producto terminado de COPERSA S.A., tomando como referencia el proyecto de inversión inicial propuesto por REFRICENTRO, que contempla el estudio preliminar: dimensionamiento, diseño y construcción.

Se utilizó la simulación MonteCarlo, en la determinación del consumo de energía, para cada refrigerante; en cada simulación se varió la temperatura ambiental y la carga mensual almacenada, según una distribución de frecuencia. Las pruebas se desarrollaron mediante un Diseño Completamente al Azar, donde las réplicas se obtuvieron modificando aleatoriamente algunos parámetros de operación y del ciclo termodinámico. Para el análisis de los resultados se utilizó un Análisis de Varianza.

Los refrigerantes que generan el menor consumo de energía son el R-410A, el R-502 y el R-513A, de acuerdo a la comparación de medias utilizando los métodos LSD, Turkey y Duncan. Se descarta el refrigerante R-502 por contener R-22 en su composición (contraviene el Protocolo de Montreal). Esto deja al R-410A y al R-513A como alternativas de uso en el ciclo de refrigeración de la cámara de almacenamiento de COPERSA S.A.

Palabras Clave: Consumo energético, Ciclo de refrigeración, Refrigerantes, Almacén de Producto Hidrobiológico Congelado.

## **ABSTRACT**

The objective of this research work is to determine which refrigerant from the R-400 and R-500 ranges generates less energy consumption in the finished product storage chamber of COPERSA SA, taking as a reference the initial investment project proposed by REFRICENTRO, which includes the preliminary study: dimensioning, design and construction.

The MonteCarlo simulation was used to determine the energy consumption for each refrigerant; In each simulation, the ambient temperature and the monthly stored load were varied, according to a frequency distribution. The tests were developed through a Completely Random Design, where the replicas were obtained by randomly modifying some operating parameters and the thermodynamic cycle. For the analysis of the results, an Analysis of Variance was used.

The refrigerants that generate the lowest energy consumption are R-410A, R-502 and R-513A, according to the comparison of means using the LSD, Turkey and Duncan methods. The R-502 refrigerant is discarded because it contains R-22 in its composition (it contravenes the Montreal Protocol). This leaves R-410A and R-513A as alternatives for use in the refrigeration cycle of the storage chamber of COPERSA S.A.

Keywords: Energy Consumption, Refrigeration Cycle, Refrigerants, Frozen Hydrobiological Product Warehouse.

## INTRODUCCIÓN

La industria del frío se ha visto forzada a realizar numerosas investigaciones para encontrar el refrigerante ideal para el funcionamiento de los equipos involucrados en el ciclo de refrigeración con la finalidad de disminuir los impactos medioambientales que éstos generen; pues actualmente existen protocolos y convenios que restringen la producción y uso de muchos refrigerantes por ser sustancias agotadoras de la capa de ozono y partícipes directos del calentamiento global y el efecto invernadero.

El Perú no es ajeno a estas regulaciones y es uno de los países que ratificaron estos acuerdos aceptando las fechas límites para el desfasamiento de ciertos refrigerantes, muchos aún vigentes y de gran uso en el país como el R-22.

COPERSA S.A., en la actualidad almacena su producto terminado en Reefers o contenedores que son diseñados para el transporte de carga refrigerada y no para un almacenamiento continuo, y cuenta con un diseño preliminar para la construcción y puesta en marcha de una cámara de almacenamiento de producto terminado que cumpla con la normativa peruana vigente en su totalidad.

Bajo ese escenario, es necesario buscar el refrigerante idóneo para el funcionamiento de dicho diseño, con la finalidad de no incrementar

drásticamente los costos de producción, y que a largo plazo no exista una nueva necesidad de modificar los equipos porque se requiera cambiar el refrigerante debido a que el seleccionado haya entrado en su etapa de desfase.

Las empresas en el país que iniciaron almacenando sus productos terminados de la misma forma en la que actualmente opera COPERSA, han ido cambiando sus instalaciones de modo que garantice la inocuidad del producto y cumplimiento de la normativa vigente, así como también aquellas que ya contaban con las instalaciones adecuadas, se han adelantado a modificar sus equipos para utilizar refrigerantes que no estén restringidos o supeditado a una fecha límite de producción y uso.

Buscar un refrigerante ideal, representar uno de los mayores inconvenientes, pues se sabe que no existe ningún refrigerante que cumpla al cien por ciento todos los requerimientos, sin embargo, es posible encontrar dentro de las nuevas generaciones de refrigerantes, alternativas que puedan reemplazar a los que actualmente vienen siendo utilizados sin causar mayores daños al medio ambiente ni elevar los costos de producción notablemente.

La presente investigación buscará las mejores opciones de refrigerantes dentro de las gamas R-400 y R-500, que garanticen un menor

consumo energético para el funcionamiento del ciclo de refrigeración del  
diseño de la cámara de almacenamiento de productos terminados de  
COPERSA S.A.

# **CAPÍTULO I**

## **PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA**

### **1.1. DESCRIPCIÓN DEL PROBLEMA**

#### **1.1.1. Antecedentes del Problema**

COPERSA es una compañía dedicada a la extracción, procesamiento y comercialización de productos hidrobiológicos congelados. Empezó sus operaciones en el año 2005 y exporta a Europa, USA y Centro América, productos congelados como: filete de pota, tentáculo de pota, aleta de pota, carne de pota, pulpo entero con ojos, baba, sin pico y sin vísceras y, filete de perico con piel.

COPERSA cuenta con una zona de recepción de materia prima, una zona primaria donde se realiza el eviscerado y corte del material, una zona secundaria donde se clasifica, se pesa y se plaquea el producto (colocarlo en placas metálicas), una zona de congelamiento, una zona de empaque y una zona de producto terminado; ésta última, en aproximadamente el 90% de las plantas del Perú (dato referencial obtenido en una entrevista con el jefe zonal de SANIPES) están diseñadas y dimensionadas de acuerdo a la

normativa peruana vigente (D.S. 040-2007-PE y D.S. 007-98-SA) que consideran un espacio climatizado para la conservación del producto terminado sin riesgo de contaminación cruzada, hasta el momento de su despacho.

Sin embargo, COPERSA utiliza reefers o contenedores para almacenar sus productos terminados; estos son diseñados para refrigerar el material mientras se transporta. Aunque estos contenedores se pueden acondicionar para un almacenamiento continuo en un espacio adecuado y aislado, no garantiza del todo la seguridad sanitaria exigida por las normas vigentes indicadas en el párrafo anterior; además que, involucra un mayor consumo energético, por lo tanto, empresas que empezaron usando contenedores como alternativa para almacenar producto terminado están en la actualidad implementando el diseño, dimensionamiento y construcción de cámaras frigoríficas para garantizar la calidad del producto, así como la seguridad sanitaria de todos sus ambientes en planta a un menor costo.

COPERSA, en el año 2012, gestionó el diseño y dimensionamiento de una cámara frigorífica que estuvo a cargo de la empresa REFRICENTRO S. A., el diseño propone

una capacidad de almacenaje de 1300 t, que es mayor a la producción anual y los embarques que esta empresa mantiene. En este diseño, el fabricante propuso las dimensiones de la cámara y sus equipos, así como el uso de refrigerantes, tales como el R-22 (monoclorodifluorometano) un HCFC, el R-134a (1,1,1,2-tetrafluoroetano) un HFC, el R-407c y R-404a (mezclas zeotrópicas), y el R-507 (mezcla azeotrópica).

#### **1.1.2. Problemática de la Investigación**

COPERSA debe realizar el cambio de almacén, y dado que ya existe un estudio preliminar que involucra las dimensiones, estructuras, equipos y capacidad, es importante definir el refrigerante a usar, considerando básicamente dos aspectos fundamentales: generar un menor consumo energético dentro del ciclo de refrigeración como consecuencia del refrigerante, y cumplir con las restricciones medioambientales.

COPERSA actualmente utiliza el R-22 y el R-133 (1,1,2-tricloro-1,2,2-trifluoroetano) como fluido refrigerante en la operación del almacén de producto terminado (ambos HCFC), otras empresas como MATARANI S.A.C. ubicada en

el puerto de Matarani, región Arequipa, han reemplazado el R-22 por el R-134a, caso que se ha repetido en la mayoría de empresas, algunas otras como FRIGORÍFICO MELANI S.R.L. ubicada en el puerto de Ilo, han optado por reemplazar al R-22 por el R-404a, una mezcla de otros refrigerantes de la gama HFC.

## **1.2. FORMULACIÓN DEL PROBLEMA**

Es inevitable la construcción de un almacén en COPERSA, porque actualmente el producto terminado (PPTT) se almacena en 18 reefers con una capacidad total de 432 t; si bien es cierto la planta ya cuenta con el diseño de un almacén para PPTT, es importante seleccionar el refrigerante adecuado a utilizar en el nuevo almacén para reemplazar los que se usan actualmente con refrigerantes de la gama R-400 o R-500, que nacieron como sustitutos a los HCFC y HFC puros, cuyas emisiones no proporcionan un impacto mayor al medio ambiente. Entonces:

¿Qué refrigerantes, de la gama R-400 o R-500, se podrían utilizar en el nuevo almacén de producto terminado de la empresa COPERSA, para conseguir un menor consumo energético dentro del ciclo de refrigeración?

### **1.3. JUSTIFICACIÓN E IMPORTANCIA**

Anteriormente se usaban como refrigerantes los CFC, cuyas emisiones dañaban directamente la capa de ozono, como alternativa a este tipo de refrigerantes, se generan los HCFC; pero al seguir conteniendo cloro, son perjudiciales para la capa de ozono, pues sus emisiones son transportadas por el viento y al llegar a la estratósfera estos gases sufren rápidamente conversiones químicas debido a la radiación ultravioleta, y se convierten en gases de halógenos reactivos que al reaccionar con el ozono lo destruyen, razón por la que los HCFC son considerados sustancias agotadoras de ozono – SAO. (Yañez, 2006)

Al aprobarse el Protocolo de Montreal en setiembre de 1987 y sus siguientes revisiones, se establecen los límites de tiempo para desaparecer las sustancias que agotan la capa de ozono, fijándose un calendario desde enero de 1996 para desaparecer los HCFC y CFC, estableciendo para determinadas fechas el porcentaje del consumo permitido. En el año 2030 el consumo debe ser cero. (Caballero, 2009)

Los HFC se crean para reemplazar a los CFC y HCFC, originando una tercera generación de gases refrigerantes, fueron considerados como refrigerantes ecológicos por no ocasionar daños

a la capa de ozono, sin embargo, al contener flúor en su estructura participan en el calentamiento global al comportarse como un gas de efecto invernadero, por lo que existen restricciones para su uso. Su Potencial de Agotamiento de Ozono es de cero, pero cuentan con valores de Potencial de Calentamiento Global muy elevados. (Yañez, 2006)

Si bien es cierto, no existe en la actualidad un refrigerante ideal, no sólo en el aspecto medioambiental, sino también por las propiedades físicas, químicas y termodinámicas, y las investigaciones en este tema no cesan, porque se necesita de un refrigerante que reúna el mayor número de las características básicas tales como: temperaturas, presión, entalpía, no ser tóxicos, no ser inflamables y otras consideraciones; ese es otro aspecto que se debe considerar, debido a que cada refrigerante tiene un comportamiento termodinámico propio, y cuando se usan mezclas de ellos se obtiene un nuevo comportamiento, con nuevas propiedades, diferentes a la de los componentes que conforman la mezcla.

No elegir un refrigerante adecuado, no sólo ocasiona problemas medioambientales, si no también pérdidas económicas, porque el sistema o el ciclo de refrigeración de la cámara de

almacenamiento no conseguiría mantener las condiciones idóneas para la conservación del producto, lo que significaría un costo elevado en el consumo energético del ciclo de refrigeración, y el desgaste de la vida útil de los equipos involucrados.

#### **1.4. ALCANCES Y LIMITACIONES**

La presente investigación tuvo las siguientes limitaciones:

- Disposición por parte de la empresa en brindar la información necesaria que se requiere para el desarrollo de este proyecto, tales como: cantidad de material producido, infraestructura y equipos de la cámara de almacenamiento de producto terminado.
- Acceso a la información confidencial de COPERSA S.A.
- Las predicciones sobre la cantidad de material producido y temperaturas ambientales en la ciudad de Ilo tendrán algún margen de error.

#### **1.5. OBJETIVOS**

##### **1.5.1. Objetivo General**

Determinar el refrigerante de la gama R-400 o R-500 que al ser utilizado en el ciclo de refrigeración para el funcionamiento de la cámara de almacenamiento de

COPERSA – Ilo – Moquegua genere un menor consumo energético.

### **1.5.2. Objetivos Específicos**

- Realizar el cálculo de la carga térmica y el ciclo de refrigeración en el funcionamiento de la cámara de almacenamiento de PPTT.
- Predecir la demanda del producto terminado, la temperatura ambiental y demás condiciones con las que operará la cámara de almacenamiento.
- Calcular mediante simulación Montecarlo el consumo de energía anual del almacén.

## **1.6. HIPÓTESIS**

### **1.6.1. Hipótesis nula**

**H<sub>0</sub>:** Cualquier refrigerante de la gama R-400 o R-500, tendrá el mismo comportamiento sobre el consumo energético en el ciclo de refrigeración, lo que indicaría que es irrelevante la selección del refrigerante para el diseño del almacén de producto terminado de la empresa COPERSA.

### **1.6.2. Hipótesis de la investigación**

**Hi:** Existe al menos un refrigerante de la gama R-400 o R-500, que reduce significativamente el consumo energético en el ciclo de refrigeración del almacén de producto terminado de la empresa COPERSA.

## **CAPÍTULO II**

### **MARCO TEÓRICO**

#### **2.1. ANTECEDENTES DEL ESTUDIO**

La tecnología del frío ha experimentado una fuerte evolución a partir de mediados del pasado siglo XX, primero con la aparición de los refrigerantes halogenados y, posteriormente, con la decidida protección del medio ambiente frente a las consecuencias derivadas del uso de los mencionados refrigerantes.

Hoy en día la industria de la refrigeración se encuentra inmersa en una fase de adaptación y cambio en las instalaciones frigoríficas, tanto a nivel de fabricantes, como de usuarios, entrado a una “revolución” en la industria del frío.

Existen diferentes estudios relacionados a los refrigerantes, desde los que se usaron inicialmente hasta los que existen hoy en día, pero estas investigaciones, en su mayoría se enfocan en los aspectos medioambientales, para encontrar el refrigerante óptimo que genere menos daño al medio ambiente, centrándose en el Convenio de Viena y en los Protocolos de Montreal y Kioto y las

restricciones que existen en los diferentes países participantes de estos acuerdos.

Lo anterior no excluye las investigaciones que se basan en el objetivo de la presente tesis, puesto que, existen diferentes estudios en los que se comparan los comportamientos termodinámicos de distintos refrigerantes con la finalidad de encontrar sustitutos ideales tanto ambientalmente como económicamente, modificando o adecuando los sistemas de frío ya existentes.

Sánchez et al. (2019) analizaron la conversión de un sistema en cascada R-134a/R744 mejorada con refrigerantes de bajo GWP R-152a, R-1234ze (E), propano (R-290) y propileno (R-1270), que opera entre 2°C y -20°C en promedio, no sólo determinando que el impacto ambiental se reduce en un 30%, si no que el consumo de energía aumenta entre un 2,5 a 17,1% con respecto al sistema sin modificaciones, y concluyen que el R-152a es la mejor opción para una actualización indirecta.

Aktemur et al. (2021) utilizan por primera vez refrigerantes para circuitos de alta temperatura tales como: R-1243zf, R-423A, R-601, R-601A, R-1233zd (E) y RE-170 mezclándolo con el R-41, utilizado en circuitos de baja temperatura con la finalidad de

conseguir un sustituto ideal para el R-423a en un sistema de refrigeración en cascada, concluyendo que El RE-170 es el mejor refrigerante alternativo al R-423A debido a su bajo detrimento ambiental y su rendimiento superior. Además, hay una mejora máxima del COP del 13,05%.

Otras investigaciones presentadas por Qin et al. (2021), Sun et. al. (2019), enfocan su investigación en encontrar nuevos sustitutos, a partir de nuevas mezclas, a los refrigerantes que quedarán desfasados con el cumplimiento de los protocolos y convenios vigentes.

### **2.1.1. Impacto Medioambiental de los Refrigerantes**

Puebla (2005) señala que, a finales de la década del 80 se había comprobado que la destrucción de la capa de ozono se debía a la presencia en la estratósfera de CFC, HCFC, y Halones que, liberados a la atmósfera, pueden ser transportados por las corrientes de aire, llegando hasta la estratósfera, descomponiéndose y liberando cloro el cual inicia el ciclo de destrucción del ozono.

El calentamiento global, por su parte, es la manifestación más evidente del cambio climático y se refiere

al incremento promedio global en la temperatura terrestre y marina. Este calentamiento depende de la presencia de algunos gases – el más importante es el CO<sub>2</sub> (dióxido de carbono). (SEMARNAT, 2014)

Puebla (2005), indica que la acumulación progresiva de dióxido de carbono en la atmósfera, aunado a la presencia de los CFC, HCFC y Halones, han acentuado notablemente la absorción del calor desprendido por la Tierra. Además, menciona que Los CFC, HCFC y los HFC, tienen altos potenciales de calentamiento, miles de veces superiores al del dióxido de carbono y el metano; son prácticamente indestructibles en la tropósfera. Por esta razón estos refrigerantes deben manejarse como sustancias peligrosas.

La refrigeración contribuye al calentamiento global en dos formas según Puebla (2005):

- Directamente: por la emisión de refrigerantes a la atmósfera debido a fugas en sistemas o por la liberación deliberada de gases refrigerantes en los procesos de reparación y puesta fuera de servicio de equipos de refrigeración.

- Indirectamente: por la cantidad de energía eléctrica consumida, la cual produce emisiones de dióxido de carbono.

### **2.1.2. Convenios, Protocolos y Normativas Ambientales**

- Convenio de Viena: Acordado en 1985 para la protección de la capa de ozono, establece el compromiso de realizar las investigaciones científicas con el objetivo de mejorar el conocimiento de los procesos atmosféricos y desarrollar posteriores protocolos para controlar las sustancias agotadoras de la capa de ozono. Actualmente 190 países han ratificado el Convenio de Viena. (Puebla, 2005)
- Protocolo de Montreal: Fue firmado en setiembre de 1987, estableciendo fechas y programas para eliminar el uso y producción de las SAO's. (Yañez, 2006)

Cuenta con tres enmiendas, que perfeccionan el listado de sustancias y el calendario de eliminación de las mismas. (Puebla, 2005)

- Protocolo de Kyoto: MVOTMA (s. f.) refiere que, el Protocolo de Kyoto es un acuerdo internacional que tiene por objetivo reducir las emisiones de seis gases provocadores del calentamiento global: dióxido de

carbono (CO<sub>2</sub>), gas metano (CH<sub>4</sub>) y óxido nitroso (N<sub>2</sub>O), además de tres gases industriales fluorados: Hidrofluorocarbonos (HFC's), Perfluorocarbonos (PFC's) y Hexafluoruro de azufre (SF<sub>6</sub>). El objetivo principal es disminuir el cambio climático de origen antropogénico cuya base es el efecto invernadero.

- Otras Normativas: Según el portal del Congreso de la República y el Ministerio de Medio Ambiente las normas más relevantes en el Perú relacionadas a la protección del medio ambiente son:

- D. S. N° 080-2002-RE, Ratifican el Protocolo de Kyoto de la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el Cambio Climático, publicado el 10 de setiembre de 2002.
- Resolución Ministerial N° 104-2009-MINAM, aprueban Directiva "Procedimiento para la evaluación y autorización de Proyectos de Emisiones de Gases de Efecto Invernadero (GEI) y Captura de Carbono), publicada el 23 de mayo de 2009.

- Resolución Legislativa N° 24931, aprueba Convenio de Viena para la protección de la capa de ozono, del 7 de noviembre 1988.
- Resolución Legislativa N° 26178, aprueba el Protocolo de Montreal relativo a las sustancias que agotan la capa de ozono, del 26 de marzo de 1993.
- Resolución Legislativa N° 27092, aprueba la Enmienda de Copenhague al Protocolo de Montreal relativo a las sustancias agotadoras de la capa de ozono, del 23 de abril de 1999.
- Resolución Legislativa N° 27824, aprueba el Protocolo de Kyoto de la Convención Marco de las Naciones Unidas sobre el cambio climático, del 9 de setiembre de 2002.

## **2.2. BASES TEÓRICAS**

### **2.2.1. Almacenamiento de Productos Pesqueros Congelados**

Los alimentos congelados que son procesados, almacenados y manipulados de forma adecuada, tienen unas características organolépticas y nutritivas muy similares a las que tenían antes de su congelación. (Gruda, 1985)

El pescado congelado constituye un producto con un período de vida útil o plazo de almacenamiento limitado. La duración del almacenamiento del pescado congelado depende del grado de protección del producto contra la oxidación y el resecamiento, de su calidad inicial y de la temperatura y condiciones de almacenamiento. (Valiente, 2001)

Cuando el pescado se ha de almacenar bastante tiempo, es común hoy emplear temperaturas de -28 a -30°C, que, desde el punto de vista de los costos, es realizable. (Hermann, 1977)

Existen factores que influyen directamente al aumento o disminución de la vida útil de los productos pesqueros congelados, que son las condiciones de temperatura y humedad de las cámaras de almacenamiento, mientras más bajas sean las temperaturas, mayor será el tiempo de vida comercial del producto y viceversa. (Hermann, 1977)

### **2.2.2. Variaciones Físicas y Bioquímicas en el Pescado Congelado Durante su Almacenamiento.**

Valiente (2001) refiere que, a pesar del buen almacenamiento de los productos pesqueros congelados,

siempre existe una pérdida de la calidad, y esto se debe a variaciones o modificaciones físicas y bioquímicas que están directamente relacionadas con el tiempo de almacenamiento: Coloración y estructura histológica, resecamiento, oxidación de la grasa, coloración amarillenta, desnaturalización de las proteínas.

### **2.2.3. Consideraciones para el Diseño de una Cámara de Almacenamiento de Producto Hidrobiológico Congelado**

Las cámaras de almacenamiento de producto hidrobiológico congelado deben estar diseñadas en base al funcionamiento de éstas, es decir, conocer no sólo la ubicación y el entorno de las cámaras, sino también el número de veces que serán abiertas las puertas, la cantidad de producto terminado que ingresará, el número de personas que entrarán, y factores como la iluminación, las condiciones climáticas, etc. Por lo general las cámaras de almacenamiento de productos congelados suelen funcionar bajo un sistema mecánico, pues utilizan máquinas o equipos que consumen energía. Las paredes y techos o cielos suelen estar contruidos de poliuretano, poliestireno expandido, poliisocianurato o de cualquier otro aislante que requiera el

diseño, además es recomendable construir un murete de medio metro aproximado alrededor de todo el perímetro de la cámara para proteger los paneles de golpes; los pisos o suelos suelen ser más calientes por tanto se considera tener más de una capa de aislamiento y acompañarlo de un sistema de tuberías por la que circula agua para evitar la congelación del suelo. (Félix y Dionisia Sanz, 2014)

Los equipos involucrados para el funcionamiento de una cámara frigorífica son:

**a) Compresor**

El proceso de refrigeración implica un circuito cerrado. El compresor aspira vapor saturado o ligeramente recalentado del evaporador. La compresión se realiza por el movimiento de un pistón, de una espiral, de un tornillo, etc. El compresor requiere de energía produciendo un trabajo, mismo que se transfiere al vapor refrigerante denominándose trabajo de compresión que depende de la presión y temperatura de la planta. (Félix y Dionisia Sanz, 2014)

Belman (2008), señala que los compresores usados en la industria del frío se clasifican en dos divisiones: *Compresores de desplazamiento positivo (volumétricos)* dentro de este grupo se encuentran los reciprocantes (alternativos), paleta, tipo scroll, tornillo. Y *Compresores de desplazamiento cinético (dinámicos)*.

Los compresores alternativos se clasifican en herméticos, semi-herméticos y de tipo abierto. Los compresores herméticos se aplican en pequeñas instalaciones: refrigeradores domésticos, congeladoras, enfriadoras, etc. Los compresores semi-herméticos y de tipo abierto se utilizan en refrigeración comercial. (Belman, 2008)

#### **b) Evaporador**

El evaporador es el equipo encargado de enfriar un determinado ambiente utilizando la vaporización de un líquido refrigerante absorbiendo el calor de dicho ambiente. Es básicamente un intercambiador de calor, que se encargará de proporcionar la temperatura requerida a través de un cambio de fase de un líquido refrigerante a una presión y temperatura determinada para

preservar las condiciones de los alimentos. (Vásquez, 2013)

### **c) Condensador**

El condensador es el equipo encargado de transformar el refrigerante de vapor a líquido, en él el gas refrigerante pierde el calor absorbido en el evaporador desde el ambiente a enfriar. Es un proceso que puede ser comparable con el proceso en el evaporador si no que en sentido contrario. (Félix y Dionisia Sanz, 2014)

### **d) Válvula de Expansión**

El propósito de un dispositivo de expansión en un sistema de refrigeración es mantener la diferencia de presiones entre el lado de la presión más baja (evaporador) y el lado de la presión más alta (condensador) para un proceso de refrigeración accionado por un compresor. Otro propósito de este componente es el de regular el flujo de refrigerante en combinación con la transferencia de calor en el evaporador. El tipo más común

de dispositivo de expansión es la válvula de expansión termostática. (Belman, 2008)

Además, son necesarios otros elementos tales como:

- Tubo capilar
- Filtro secador o deshidratador
- Visor o mirilla
- Reguladores de presión
- Manómetros
- Reguladores de Temperatura
- Termostato
- Válvula selenoide
- Válvula Check
- Separador de lubricante

#### **2.2.4. Carga Térmica**

Se define como carga térmica la cantidad de calor que debe removerse de un determinado espacio que requiere ser refrigerado a una temperatura deseada. Dicha carga térmica se elimina mediante enfriamiento y resulta de la suma de las cargas de todas las fuentes de calor involucradas. Si se desea mantener frío un espacio y todo lo que éste contenga es

necesario extraer el calor inicial y, el que pueda ir ganando el espacio, aunque se encuentre bien aislado. (Jamesson, 2012)

Según la American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers (ASHRAE), para calcular la carga térmica para espacios o cámaras de almacenamiento de alimentos son considerados los siguientes factores: transmisión de calor por la superficie, calor que el alimento debe perder para alcanzar la temperatura deseada, calor interno referente a personas, lámparas y equipamientos, infiltraciones de aire, calor de los moto-ventiladores y tiempo previsto de funcionamiento, además del coeficiente de seguridad. El requerimiento total de refrigeración,  $Q_{TOTAL}$ , puede establecerse como:

$$Q_{TOTAL} = Q_{PRODUCTO} + Q_{OTRAS FUENTES} \quad [1]$$

Donde:

$Q_{PRODUCTO}$ : es la suma de las cargas térmicas a eliminar procedente del calor sensible, del calor latente de solidificación, de las reacciones químicas del embalaje y del calor absorbido para la congelación del agua de los alimentos o productos que se desea refrigerar.

$Q_{OTRAS\ FUENTES}$ : incluye, entre otros, los flujos de calor a través de los cerramientos de la cámara por transmisión de paredes, suelo y techo, la refrigeración para el aire exterior que se introduce, la ventilación, las cargas térmicas debidas a ventiladores, bombas, iluminación eléctrica, personas que manipulan los productos, etc.

En la práctica, es común para las cámaras que utilizan temperaturas de refrigeración superiores a  $0^{\circ}\text{C}$ , una duración horaria del grupo de frío en 16 h/día. Teniendo 8 h diarias para proceder al desescarche del evaporador. Cuando la temperatura de trabajo de la instalación es inferior a  $0^{\circ}\text{C}$ , la duración del equipo de frío es aproximadamente 18 h diarias.

Para mantener el ambiente refrigerado en una cámara y todo el material almacenado en su interior, es necesario extraer el calor inicial y después todo el calor pueda ganar debido a diferentes fuentes.

Es habitual en la práctica, aplicar un factor de seguridad aumentando en un 10%, para prever posibles variaciones de carga (calor del desescarche, infiltración de

aire del exterior, etc.) A consecuencia, se tiene una potencia total necesaria de:

$$Q_{\text{TOTAL}} = 1,10 Q \quad [2]$$

Como el calor generado en las 24 h del día debe extraerse en un tiempo menor, en las t horas de funcionamiento diario del grupo de frío, la potencia de la maquinaria ( $N_R$ ) deberá ser superior a la potencia calculada ( $Q_{\text{TOTAL}}$ ). Su valor será el siguiente:

$$N_R = Q_{\text{TOTAL}} \frac{24}{t} \quad [3]$$

$Q_{\text{TOTAL}}$  está calculada como potencia en W.

Los factores que intervienen son varios, por tal motivo se distribuyen en apartados denominados “partidas”, cada partida tiene en consideración el calor generado por una causa concreta.

El cálculo de las necesidades frigoríficas de una cámara es un proceso rutinario y repetitivo, ya que siempre intervienen los mismos datos y partidas. Para calcular la carga térmica, se utilizan una serie de ecuaciones matemáticas relacionadas a las diferentes partidas.

- Partidas correspondientes a  $Q_{OTROS}$

- Flujo de calor a través de los cerramientos ( $Q_{P1}$ )

Evitar el ingreso de calor por paredes, techo y suelo de la cámara no es del todo posible, sin embargo, puede reducirse con la disposición de material aislante en toda la superficie interior del espacio frío.

El cálculo del valor de esta partida debe hacerse para cada superficie por separado, sumándolas después. Consiguiendo de esta manera un resultado más exacto, excepto en el caso de que los valores de  $k$  (transmitancia) y  $\Delta t$  (diferencia de temperaturas) sean idénticos para todos los cerramientos de la cámara. La tasa total de calor que entra en la cámara debido a los cerramientos viene dada por la siguiente expresión:

$$Q_{P1} = k S \Delta t \quad [4]$$

Donde:

$Q_{P1}$ , tasa de calor en W.

$k$ , coeficiente global de transmisión de calor de pared o techo, en  $W/m^2K$

$S$ , Superficie de cada cerramiento en  $m^2$ .

$\Delta t$ , Diferencia de temperatura entre el exterior e interior de la cámara. (Existen valores que pueden hacer modificar este incremento de temperaturas, como son el color y la orientación de los cerramientos exteriores de la cámara, cuando estos están en contacto directo con los rayos del sol).

Los valores usuales de  $k$  (transmitancia) se pueden obtener por cálculo o bien utilizando tablas en las que se relacionan los materiales aislantes más comunes en estas aplicaciones, con los valores dependiendo de su espesor.

Se define el flujo de calor que traspasa los cerramientos como:

$$q = \frac{Q_{P1}}{S} \quad [5]$$

Como recomendación del reglamento de instalaciones térmicas en edificios (RITE), dependiendo del tipo de cámara (conservación o congelación), se consideran admisibles los siguientes valores:

$q = 8 \text{ W/m}^2$ , cámaras de conservación

$q = 6 \text{ W/m}^2$ , cámaras de congelación

De esta manera, se obtiene el calor de transferencia:

$$Q_{P1} = q S \quad [6]$$

Y posteriormente el coeficiente de transmisión:

$$k' = \frac{q}{\Delta t} \quad [7]$$

Se expresa  $\Delta t$  como:

$$\Delta t = t_{\text{ext}} - t_{\text{int}} + t' \quad [8]$$

$t_{\text{ext}}$ , temperatura exterior de diseño

$t_{\text{int}}$ , temperatura interior de diseño

$t'$ , factor de los rayos solares sobre las paredes de la cámara.

El valor que se utiliza para los cálculos como temperatura exterior de diseño, se obtiene según las características geográficas del terreno. Este dato, para la presente investigación, es proporcionado por SENAMHI.

La temperatura interior de diseño está determinada por las necesidades térmicas requeridas, según el tipo de producto, el tiempo de almacenaje, etc.

El suplemento de temperatura  $t'$  intenta compensar el efecto del sol sobre las paredes, que provocan una mayor pérdida de calor.

De igual modo, entre las paredes expuestas al sol causarán más pérdidas aquellas que sean de colores oscuros, dado que el color blanco tiende a reflejar la radiación solar.

Este suplemento de temperatura  $t'$  solo se aplica en las paredes que formen parte del cerramiento exterior del recinto, y que reciben una incidencia directa de radiación.

- Entrada de aire exterior a la cámara ( $Q_{P2}$ )

En el recinto refrigerado debe existir ventilación suficiente para sustituir periódicamente el aire viciado por aire fresco.

Esta ventilación se realiza con el uso de las puertas de la cámara, pero de no ser así suficiente, se debe proceder a la utilización de sistemas de ventilación. Para el cálculo de esta partida es necesario hacer una estimación de las condiciones de temperatura y humedad relativa del exterior, para poder calcular su entalpía, ya que la expresión que se aplica es:

$$Q_{P2} = n V \Delta h \quad [9]$$

$Q_{P2}$ , potencia para el enfriamiento del aire de renovación, en kJ/día.

$n$ , Número de renovaciones de aire por día.

$V$ , Volumen interior de la cámara, en  $m^3$ .

$\Delta h$ , diferencias de entalpías entre el aire del exterior e interior de la cámara, en  $kJ/m^3$ .

En la siguiente tabla se observa los valores normalmente utilizados para cámaras negativas en función de su volumen.

**Tabla 1**

*Cambios de aire promedio en 24 horas para cuartos de almacenamiento abajo de 32°F (0°C) debido a la apertura de puertas e infiltración*

Volumen (pies <sup>3</sup> )	Cambios de Aire en 24 h	Volumen (pies <sup>3</sup> )	Cambios de Aire en 24 h	Volumen (pies <sup>3</sup> )	Cambios de Aire en 24 h
<b>200</b>	33,5	2000	9,3	25000	2,3
<b>250</b>	29,0	3000	7,4	30000	2,1
<b>300</b>	26,2	4000	6,3	40000	1,8
<b>400</b>	22,5	5000	5,6	50000	1,6
<b>500</b>	20,0	6000	5,0	75000	1,3
<b>600</b>	18,0	8000	4,3	100000	1,1
<b>800</b>	15,3	10000	3,8	150000	1,0
<b>1000</b>	13,5	15000	3,0	200000	0,9
<b>1500</b>	11,0	20000	2,6	300000	0,85

**Nota: Bohn, 2005**

La entalpía del aire h puede calcularse si se conoce la temperatura t y la humedad absoluta W. La entalpía será:

$$h = C_{pa} t + W(L_0 + C_{pw} t) \quad [10]$$

Donde:

$C_{pa}$ , Calor específico del aire seco (1004 kJ/kg°C)

t, Temperatura del aire en °C.

$L_0$ , Calor latente de ebullición a 0 °C (2005,6 kJ/kg)

$C_{pw}$ , Calor específico del vapor de agua (1,86 kJ/kg°C)

W, Humedad absoluta en kg vapor/kg aire seco.

- Calor de los ventiladores del evaporador y otros motores  $Q_{P3}$

Es el calor a causa del trabajo de los motores y las máquinas en el ambiente refrigerado. El más típico es el calor causado por los motores de los ventiladores del evaporador, pero también se deben contar, por ejemplo, los motores de

carretillas elevadoras y, en suma, cualquier máquina que desarrolle su trabajo dentro de la cámara. La expresión que se aplica es la siguiente:

$$Q_{P3} = 0,2 \sum (N f) 3600 \quad [11]$$

Donde:

N, potencia de cada motor en kW.

f, tiempo de funcionamiento en h.

En [11], 3600 es el factor de conversión de horas a segundos, y 0,2 representa el porcentaje (20%) de la potencia del motor que se transforma en calor.

- Calor liberado por las personas ( $Q_{P4}$ )

El personal que almacena o manipula productos en una cámara frigorífica aporta calor, sobre todo si realiza un trabajo intenso.

$$Q_{P4} = q n t \quad [12]$$

Donde:

q, calor emitido por persona en W.

n, es el número de personas.

t, tiempo de permanencia en h/día.

El calor emitido por persona aumenta a medida que disminuye la temperatura, como se puede apreciar en la tabla siguiente:

**Tabla 2:**  
*Calor emitido por persona según temperatura del recinto*

Temperatura de la cámara (°C)	Potencia liberada por persona (W)
10	210
5	240
0	270
-5	300
-10	330
-15	360
-20	390
-25	420

Nota: López, s. f.

- Calor liberado por la iluminación ( $Q_{P5}$ ).

La potencia eléctrica de la iluminación se calcula según:

$$Q_{P5} = N_{\text{ilum}} t f \quad [13]$$

Donde:

$N_{\text{ilum}}$ , potencia de iluminación en W.

t, tiempo de funcionamiento de la iluminación en h.

f, si la iluminación es mediante fluorescentes debe multiplicarse por 1,25.

- Partidas correspondientes a  $Q_{\text{PRODUCTOS}}$ :

- Conservación del producto ( $Q_{U1}$ ).

Esta partida contempla el enfriamiento del producto desde la temperatura de entrada en la cámara hasta la

temperatura final, por encima del punto de congelación. La expresión por utilizar es la siguiente:

$$Q_{U1} = C_P m (T_e - T_f) \quad [14]$$

Donde:

$C_P$ , calor específico por encima del punto de congelación expresado en kJ/kg K.

$m$ , masa diaria de mercancía introducida en kg.

$T_e$ , temperatura del producto al entrar en la cámara en °C.

$T_f$ , temperatura del producto al final del enfriamiento en °C, esta temperatura será superior a la de congelación.

Para hacer un buen uso de esta fórmula, debe saberse que el calor específico del producto ( $C_P$ ) varía según éste se encuentre por encima o por debajo de la temperatura de congelación. Se refiere como  $C_P^+$  para temperaturas positivas y  $C_P^-$  para temperaturas negativas. Estos valores pueden ser obtenidos mediante tablas.

- Refrigeración del alimento en las diferentes etapas (antes de la congelación, calor latente de congelación y después de la congelación) ( $Q_{U2}$ ).

Esta partida comprende tres etapas de enfriamiento:

La primera etapa calcula el calor que debe ser eliminado para disminuir la temperatura del producto desde la entrada hasta la de congelación.

$$Q_{U21} = C_P m (T_e - T_f) \quad [15]$$

Los parámetros de esta fórmula fueron explicados en el apartado anterior.

La segunda etapa representa el cálculo de la cantidad de calor a eliminar con el objetivo de congelar el material, este proceso se desarrolla a temperatura constante.

$$Q_{U22} = L m \quad [16]$$

Donde:

L, calor latente de congelación en kJ/kg.

m, masa del producto a congelar en kg.

La tercera etapa consiste en disminuir la temperatura del producto desde el punto de congelación hasta la temperatura deseable para su mantenimiento. La expresión utilizada es:

$$Q_{U23} = C_P m (T_C - T_f) \quad [17]$$

Donde:

$C_P$ , calor específico por debajo del punto de congelación.

$T_f$ , temperatura final del producto en °C, inferior a la de congelación.

Una vez obtenido los valores de las diferentes etapas, la partida puede expresarse de la siguiente manera:

$$Q_{U2} = Q_{U21} + Q_{U22} + Q_{U23} \quad [18]$$

- Calor de respiración del alimento ( $Q_{U3}$ ).

Los productos pesqueros congelados aportan un calor adicional que se calcula en esta partida, generalmente son valores muy pequeños que se valoran según la siguiente ecuación:

$$Q_{U3} = L_r m \quad [19]$$

Donde:

$L_r$ , calor de respiración en kJ/kg.

- Refrigeración del embalaje ( $Q_{U4}$ ).

Esta partida contabiliza la remoción del calor que aportan los envases o envoltorios en que se almacena el producto. El embalaje del producto debe considerarse cuando constituye una parte importante de la mercancía. La expresión que permite calcular esta partida es:

$$Q_{U4} = C_e m_e (T_e - T_f) \quad [20]$$

$C_e$ , calor específico del material o del embalaje en kJ/kg K.

$m_e$ , masa del embalaje en kg.

Una vez obtenidas las partidas parciales, la carga total  $Q_{TOTAL}$ , y la potencia de la maquinaria  $N_R$  se calcularán con las ecuaciones [1] y [3].

$$Q_{PRODUCTOS} = Q_{U1} + Q_{U2} + Q_{U3} + Q_{U4} \quad [21]$$

$$Q_{OTROS} = Q_{P1} + Q_{P2} + Q_{P3} + Q_{P4} + Q_{P5} \quad [22]$$

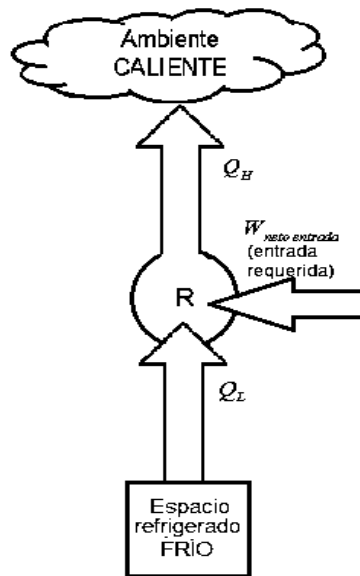
Las ecuaciones descritas anteriormente fueron expuestas por López (s.f.) y por ASHRAE.

### 2.2.5. Ciclo de Refrigeración

El calor se transfiere en dirección decreciente, es decir, de una zona de alta temperatura a una de baja. Dicha transferencia de calor sucede de forma natural sin la intervención de ningún dispositivo. Sin embargo, transferir energía desde una región fría a una más caliente, requiere de dispositivos especiales denominados refrigeradores, mismos que son dispositivos cíclicos que requieren de un fluido de trabajo llamados refrigerantes. Un refrigerador se muestra en la figura 1. Donde,  $Q_L$  es la magnitud del calor que se remueve

del espacio a refrigerar a la temperatura  $T_L$ ;  $Q_H$  es la magnitud del calor que se rechaza hacia el espacio caliente a temperatura  $T_H$ , y  $W_{\text{neto entrada}}$  es el trabajo neto que ingresa al refrigerador.  $Q_L$  y  $Q_H$  representan magnitudes, y por ello son cantidades positivas. (Cengel, 2009)

**Figura 1**  
*Refrigerador*



**Nota: Cengel, 2009**

- Ciclo ideal de refrigeración por compresión de vapor

Según el Mvotma (s. f.), en la remoción de calor de un determinado espacio donde se usa un cambio de estado,

participa la compresión mecánica, mediante la evaporación indirecta y en circuito cerrado. Los equipos que participan en un ciclo de compresión mecánica simple son: compresor, condensador, válvula de expansión y un evaporador. Para llevarse a cabo este ciclo es necesaria la interconexión de tuberías, válvulas, contenedores de refrigerante, dispositivos de control y demás elementos auxiliares. En el evaporador, el refrigerante absorbe el calor del entorno produciendo el descenso de la temperatura. En el evaporador se genera vapor, mismo que es succionado por el compresor quien se encarga de comprimirlo y enviarlo al condensador, en él se cede el calor latente de condensación y el calor sensible de recalentamiento, al medio de condensación que se encuentra a una temperatura menor, en el condensador es donde el refrigerante cambia de fase de vapor a líquido para volver a iniciar el ciclo.

Para Cengel (2009), el ciclo de refrigeración ideal por compresión de vapor resulta de eliminar muchos aspectos imprácticos tal como evaporar completamente el refrigerante antes de ser comprimido, y utilizar un

dispositivo de estrangulamiento, ya sea una válvula de expansión o un tubo capilar. Dicho ciclo se muestra esquemáticamente y en un diagrama T-s en la figura 2 y 3, respectivamente. El ciclo de refrigeración por compresión de vapor es el más común en refrigeradores y se compone de cuatro procesos:

1-2 Compresión isentrópica en un compresor.

2-3 Rechazo de calor a presión constante en un condensador.

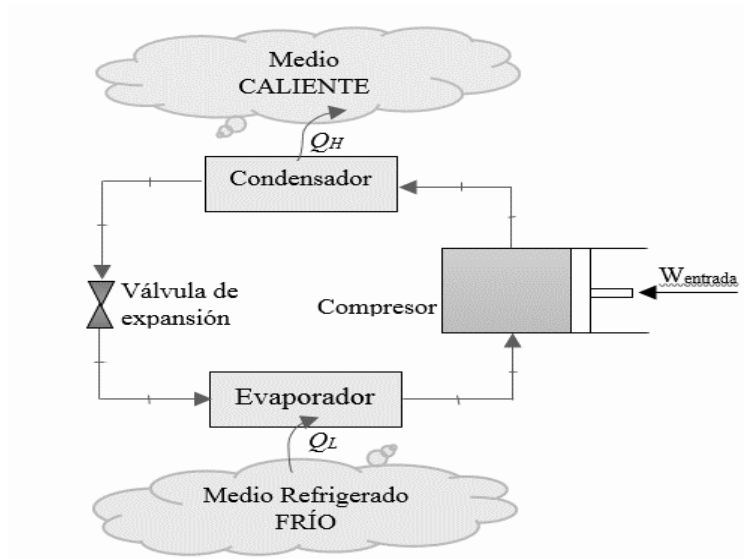
3-4 Estrangulamiento en un dispositivo de expansión.

4-1 Absorción de calor a presión constante en un evaporador.

Cengel (2009) menciona que, en un ciclo ideal por compresión de vapor, el refrigerante ingresa como vapor saturado al compresor en el estado 1 comprimiéndose isentrópicamente hasta la presión del condensador. La temperatura del refrigerante se incrementa durante este proceso, hasta alcanzar un valor superior al de la temperatura del medio circundante. Después, al condensador ingresa el refrigerante como vapor sobrecalentado en el estado 2 y sale como líquido

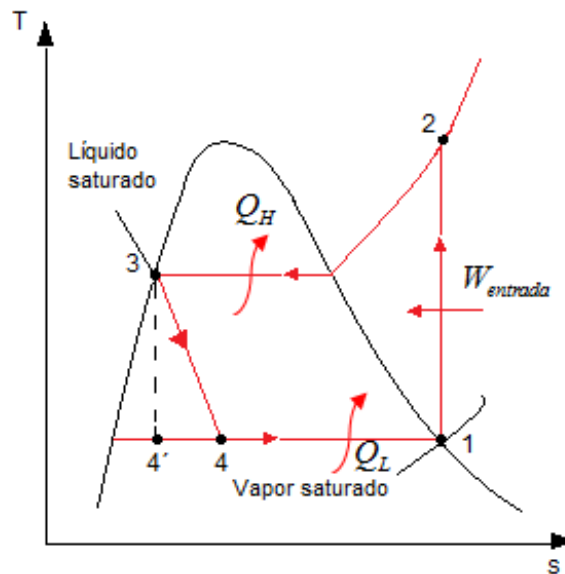
saturado en el estado 3, como resultado del rechazo de calor hacia los alrededores. En este estado, la temperatura del refrigerante se deberá mantener superior a la temperatura de los alrededores. El refrigerante líquido saturado en el estado 3 se estrangula al pasar por un dispositivo de estrangulamiento alcanzando la presión del evaporador. Durante este proceso, la temperatura del refrigerante disminuye hasta alcanzar valores debajo de la temperatura del espacio refrigerado. El refrigerante ingresa como vapor húmedo de baja calidad al evaporador en el estado 4, evaporándose completamente removiendo el calor del espacio refrigerado. El refrigerante en esta etapa ya como vapor saturado sale del evaporador volviendo a ingresar al compresor, completando el ciclo.

**Figura 2**  
Ciclo ideal de Refrigeración



Nota: Cengel (2009)

**Figura 3**  
Diagrama T-s para el ciclo ideal de refrigeración

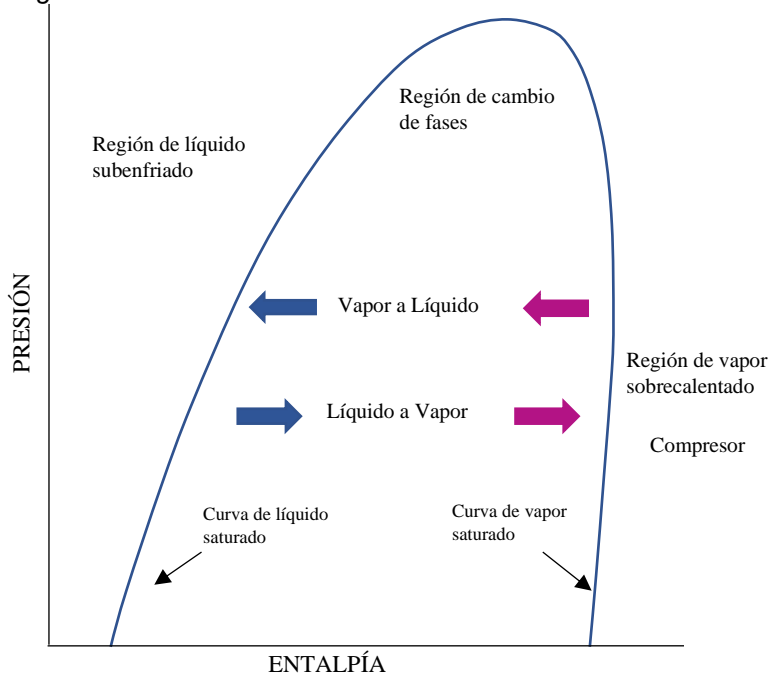


Nota: Cengel (2009)

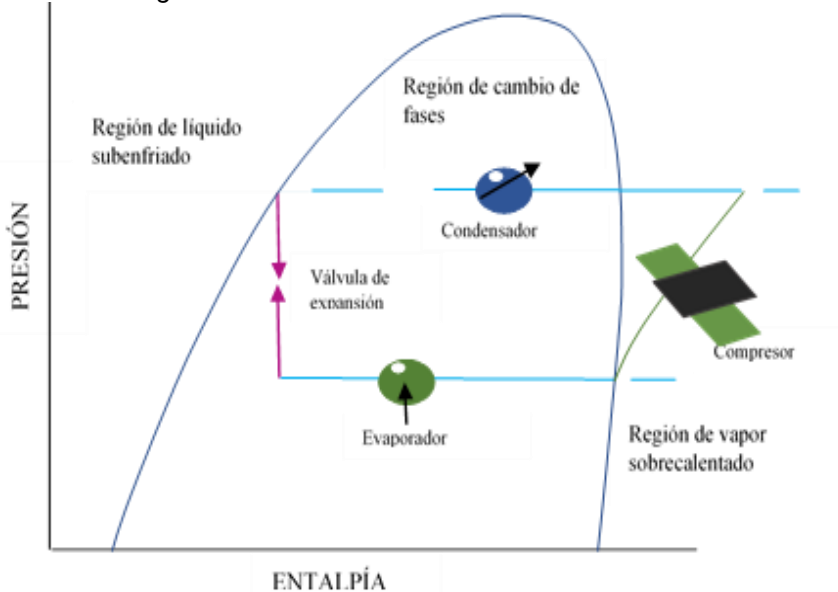
Cengel (2009) también refiere que el ciclo de refrigeración por compresión de vapor no es internamente reversible ya que dentro de él se produce el estrangulamiento siendo éste un proceso irreversible. Este proceso se mantiene en el ciclo de modo que se vuelve un modelo más realista para el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor. Si el dispositivo de estrangulamiento se reemplaza por una turbina isentrópica, el refrigerante ingresaría en el evaporador en el estado  $4'$  y no en el estado 4. Entonces, la capacidad de refrigeración aumentaría (por el área bajo la curva del proceso  $4'-4$  en la figura 5) y el trabajo neto ingresante disminuiría (por la cantidad de salida de trabajo de la turbina). Sin embargo, no es práctico sustituir la válvula de expansión por una turbina, pues el costo y la complejidad que se originan no son justificados por los beneficios adicionales.

Para analizar ciclos de refrigeración por compresión de vapor se utiliza también el diagrama P-h, como se muestra en la figura 4.

**Figura 4**  
Diagrama P-h



**Figura 5**  
Ciclo de Refrigeración



En la figura 5, se observan las cuatro partes fundamentales del proceso de refrigeración: compresión, condensación, expansión y evaporación, determinando así el ciclo de refrigeración.

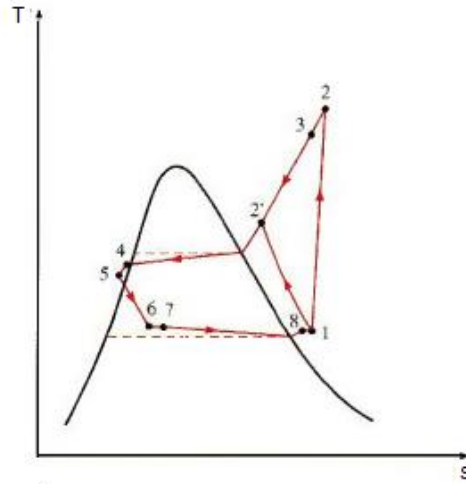
- Ciclo real de refrigeración por compresión de vapor

Un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor es distinto de uno ideal en muchos aspectos, primordialmente, a causa de las irreversibilidades que se presentan en varios componentes. Dos fuentes comunes de irreversibilidad son las caídas de presión debido a la fricción del fluido y el intercambio de calor hacia o desde los alrededores. En la figura 6 se puede observar el diagrama T-s de un ciclo real de refrigeración por compresión de vapor. En el ciclo ideal, el refrigerante sale del evaporador como vapor saturado e ingresa al compresor, sin embargo, en realidad el estado del refrigerante no puede controlarse con tanta precisión. En su lugar, es fácil diseñar el sistema de modo que, al ingreso del compresor, el refrigerante se sobrecaliente ligeramente. Este ligero sobrecalentamiento garantiza que el refrigerante se evapore completamente al entrar al

compresor. Además, la caída de presión debido a la fricción del fluido y el intercambio de calor de los alrededores al refrigerante pueden ser muy significativos pues la línea que conecta al evaporador con el compresor suele ser muy larga. El volumen específico y los requerimientos de ingreso de potencia al compresor se ven incrementados (puesto que el trabajo de flujo estacionario es proporcional al volumen específico) como resultado de la ganancia de calor en la línea de conexión (sobrecalentamiento). El proceso de compresión en el ciclo ideal es internamente reversible y adiabático y, por ende, isentrópico. Sin embargo, no sucede lo mismo en un proceso de compresión real pues se incluyen los efectos de fricción y la transferencia de calor, incrementando o disminuyendo la entropía, según la dirección. Como consecuencia, la entropía del refrigerante puede aumentar (proceso 1-2) o disminuir (proceso 1-2') durante un ciclo real, dependiendo del predominio de los efectos. El proceso de compresión 1-2' puede ser incluso más deseable que el proceso de compresión isentrópico debido a que el volumen

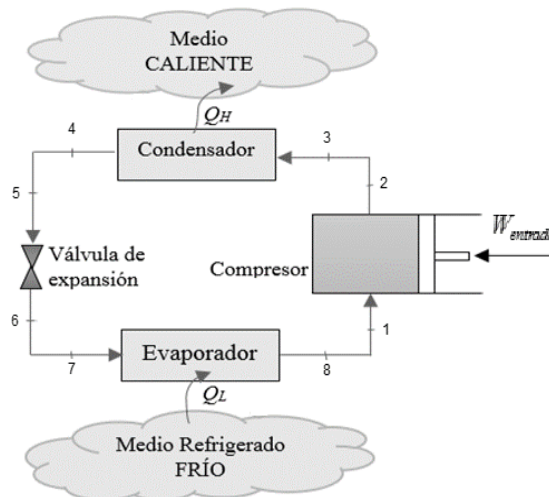
específico del refrigerante y, por consiguiente, el requerimiento de entada de trabajo es más pequeño en este caso. Se supone idealmente que el refrigerante sale como líquido saturado del condensador a la presión de salida del compresor. En la práctica, no puede evitarse tener cierta caída de presión en el condensador, así como en las líneas que lo conectan con el compresor y la válvula de estrangulamiento. Además, no es fácil ejecutar el proceso de condensación con tal precisión como para que el refrigerante sea un líquido saturado al final, y es indeseable enviar el refrigerante a la válvula de estrangulamiento antes de que se condense completamente. Por consiguiente, el refrigerante se subenfía un poco antes de que entre a la válvula de estrangulamiento. La válvula de estrangulamiento y el evaporador se localizan muy cerca el uno del otro, de modo que la caída de presión en la línea de conexión es pequeña. (Cengel, 2009)

**Figura 6**  
 Diagrama T-s para el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor



Nota: Cengel, 2009.

**Figura 7**  
 Esquema para el ciclo real de refrigeración por compresión de vapor



Nota: Cengel, 2009

### **2.2.6. Refrigerantes**

Plazas (2012), define un refrigerante como aquella sustancia que tiene la capacidad de enfriar, absorbiendo calor de otro cuerpo o sustancia. Con referencia a la refrigeración por compresión mecánica, el refrigerante puede definirse como el medio para transportar calor desde donde lo absorbe al evaporarse, a temperatura y presión bajas, hasta donde lo desprende al condensarse a temperatura y presión altas. En cualquier ciclo de refrigeración, el refrigerante es el fluido vital. Cualquier sustancia capaz de cambiar de fase líquida a fase vapor y viceversa, puede ser utilizada como agente de enfriamiento, según el rango de presiones y temperaturas a los que haga estos cambios de fases, tendrá comercialmente, una aplicación útil. Existe una variedad de refrigerantes fácilmente licuables, sin embargo, sólo algunos son usados en la actualidad. Algunos fueron muy útiles en el pasado, pero se eliminaron al desarrollar otros con ciertas ventajas y características que los hacen más apropiados.

Para Yañez (2006), un refrigerante debe cumplir dos importantes características:

- Debe rápidamente absorber el calor, a la temperatura necesaria por la carga del producto.
- El ciclo de refrigeración debe utilizar siempre el mismo refrigerante, para evitar sobrecostos y garantizar un enfriamiento continuo.

Además, refiere que no puede encontrarse un refrigerante perfecto, y que existe gran variedad de opiniones sobre cuál es el más apropiado para aplicaciones específicas.

### **2.2.7. Clases de Refrigerantes**

Existen una gran variedad de clases de refrigerantes, algunos usados comúnmente. En instalaciones de refrigeración antiguas se empleaban, por lo general, el amoníaco, dióxido de azufre, propano, etano y cloruro de etilo, los cuales aún hoy en día se usan en varias aplicaciones. Sin embargo, debido a que estas sustancias son tóxicas, peligrosas o tienen características no deseadas, han sido reemplazadas por otras sintetizadas especialmente para utilizarse en refrigeración. (Yañez, 2006)

Los fluidos refrigerantes se clasifican según su composición en:

- a) **Refrigerantes Puros;** formados por un solo compuesto químico. Son completamente estables y homogéneos, caracterizándose por ser constante su temperatura de cambio de estado. A este grupo de refrigerantes pertenece, por ejemplo, el R-22. (FENERCOM, 2013)
- b) **Refrigerante mezclas;** se obtiene por medio de la mezcla de varios refrigerantes puros, generalmente dos o tres refrigerantes. (FENERCOM, 2013)

Según su origen, existen tres tipos de refrigerantes:

- a) **Inorgánicos;** Al aparecer los primeros equipos de producción mecánica de frío, los primeros refrigerantes usados fueron el amoníaco, el dióxido de carbono y el dióxido de azufre, por ser los únicos disponibles. Pero estos refrigerantes presentaban inconvenientes de toxicidad, explosión y corrosión en las instalaciones de modo que su uso estaba restringido a usos industriales.

A excepción del amoníaco, todos estos refrigerantes fueron desfasados al generarse los denominados freones que aparecen en el mercado en 1928 y no presentan los problemas de los primeros. (Plazas, 2012)

- *Agua: H<sub>2</sub>O*: Conocida como R-718.
- *Anhídrido Sulfuroso: SO<sub>2</sub>*: conocido como R-764.
- *Anhídrido Carbónico: CO<sub>2</sub>*: conocido como R-744.
- *Amoníaco: NH<sub>3</sub>*: conocido como R-717. Es considerado el refrigerante ideal, sin tener en cuenta lo irritante de su vapor. Posee buenas características de transferencia de calor y su calor latente de vaporización es elevado. Tóxico en altas concentraciones. En presencia de aire y a concentraciones entre 15% - 25% en volumen, arde débilmente. Costo relativamente bajo. (Plazas, 2012)

**b) Orgánicos;** En la actualidad los más usados son derivados fluorados con nombres comerciales tales como, FREON, FORANE, FRIGEN, etc. (Plazas, 2012)

- *Hidrocarburos HC:*

Compuestos por carbono e hidrogeno con diferentes tipos de enlace. Son muy buenos refrigerante. No son corrosivos pero son altamente inflamables. Para mejorar las condiciones de seguridad, se sustituyen los átomos de hidrogeno por halógenos. (Plazas, 2012)

- *Hidrocarburos halogenados:*

Para Plazas (2012), éstos derivan de los hidrocarburos de bajo peso molecular, principalmente del metano y el etano en los que alguno o todos sus átomos de hidrógeno se han sustituido por halógenos normalmente flúor, cloro y bromo. En función de su composición estos refrigerantes pueden clasificarse en tres grupos: CFC (clorofluorocarbonos), HCFC (hidroclorofluorocarbonos) y HFC (hidrofluorocarbonos).

1. *Clorofluorocarbonos (CFC):* son hidrocarburos totalmente halogenados, donde todos sus hidrógenos están sustituidos por cloro y flúor. Son de baja toxicidad, no corrosivos y compatibles con otros materiales. No son inflamables ni explosivos, pero en grandes cantidades no deben ser liberados donde haya riesgo de un aumento de temperatura, pues esto puede originar la descomposición de sus elementos internos causando afecciones a la salud. Son particularmente perjudiciales para el sistema respiratorio. Los refrigerantes CFC más comunes

son: R-11, R-12, R-113, R-114 y R-115. (Plazas, 2012)

Son gases muy estables que persisten en la atmósfera muchos años originando un agotamiento en la capa de ozono, razón por la que su producción y usos fueron detenidos según lo acordado en el protocolo de Montreal. (Plazas, 2012)

2. *Hidroclorofluorocarbonos (HCFC)*: son hidrocarburos halogenados que mantienen un átomo de hidrógeno en su composición permitiendo oxidarse con mayor rapidez en la parte baja de la atmósfera siendo menor su poder de agotamiento de la capa de ozono. Son sustitutos a medio plazo de los CFC. Según el protocolo de Montreal su uso y producción deberá detenerse completamente en enero del 2030. Los HCFC como el R-22 y el R-123 son considerados refrigerantes interinos y serán utilizados hasta que se dispongan su remplazo. (Plazas, 2012)

3. *Hidrofluorocarbonos (HFC)*: derivados halogenados que no contienen cloro en su molécula oxidándose con gran rapidez en las capas bajas de la atmósfera. Los HFC son considerados con potencial nulo de daño a la capa de ozono. Tienen únicamente un ligero efecto en el calentamiento global. Son usados típicamente en los sistemas nuevos los cuales son específicamente diseñados para su uso. Estos refrigerantes requieren de aceites especiales sintéticos para la lubricación, por tanto, no deben mezclarse con aceites minerales o lubricantes con alcalilbenzeno. Se usan como remplazo de los CFC y los HCFC. Hay también otros factores que deben ser considerados, esto incluye comportamiento del sistema, cambios en los accesorios, materiales existentes, etc. Se incluyen refrigerantes tales como el R-134a y el R-124. (Plazas, 2012)

### **c) Mezclas de Refrigerantes**

Los refrigerantes que se mezclan no deben tener efectos químicos uno sobre otro. Esto no representa un problema con los refrigerantes halogenados, debido a su naturaleza ya que son similares. En sistemas herméticos, la mezcla no debe tener ningún efecto sobre el aislamiento eléctrico y ser lo suficientemente estable para no generar problemas operativos con el transcurso de los años. Como con cualquier otro refrigerante, una mezcla se desempeña mejor en el equipo que ha sido diseñado para ella. (Plazas, 2012)

Al mezclar dos o más de distintos compuestos que ya se usan individualmente como refrigerantes, se pueden formar dos tipos de soluciones: una mezcla zeotrópica (o mezcla simple) o una mezcla azeotrópica. Ambas pueden operar en equipos de refrigeración, aunque las mezclas azeotrópicas tienen ciertas ventajas. Un compuesto puro, tal como el R-134a, tiene una sola curva que define sus relaciones de presión y temperatura de saturación. Las mezclas azeotrópicas, tales como el R-502 y el R-507,

también tienen una sola relación de presión-temperatura, igual que un solo compuesto puro. (Plazas, 2012)

#### *1. Mezclas zeotrópicas:*

Son las mezclas conformadas por dos o más componentes (refrigerantes puros) de distinta volatilidad que al evaporarse o condensarse dentro del ciclo de refrigeración, su composición y su temperatura de saturación cambian. La palabra zeótropo se deriva de las palabras griegas zein = hervir, y tropos = cambiar. Al hervir esta mezcla en un evaporador, la composición del líquido remanente cambia, es decir, se evapora un porcentaje más elevado del componente más volátil. Por lo tanto, según la mezcla vaya hirviendo, el líquido remanente tiene menor concentración del componente más volátil, y mayor concentración del menos volátil. Este cambio de composición del líquido provoca a consecuencia un cambio en el punto de ebullición. La temperatura a la cual empieza a hervir el líquido (líquido saturado), se le conoce como punto de burbuja. La temperatura a la cual se evapora la última gota de líquido (vapor

saturado), se le llama punto de rocío. A una misma presión, la temperatura del punto de burbuja es más baja que la del punto de rocío para cualquier mezcla zeotrópica. Conociéndose este fenómeno como "*deslizamiento de temperatura*". (Plazas, 2012)

Este deslizamiento de temperatura también ocurre en el condensador, pero aquí, la temperatura de condensación disminuye en lugar de aumentar. El inicio de la condensación es en su punto de rocío, cuando todo el vapor se ha condensado, este es el punto de burbuja. El deslizamiento de temperatura puede variar, dependiendo de la mezcla, desde 1° o 2°C hasta varias decenas de grados centígrados. Cuando una mezcla tiene un deslizamiento menor, que no conduce a errores consecuentes en el cálculo para una aplicación en un sistema de refrigeración, se le llama "*mezcla cuasi azeotrópica*". (Plazas, 2012)

De 1990 a la actualidad, los productores de refrigerantes han creado más mezclas zeotrópicas de las que existían antes de los años 90's. Estas mezclas se desarrollaron para substituir a los refrigerantes

HCFC's, tales como el R-12, el R-22 y el R-502. Estos últimos van a dejar de fabricarse y usarse al cumplirse el calendario del Protocolo de Montreal. (Plazas, 2012)

Estas mezclas ya se encuentran disponibles comercialmente, y algunas se van a quedar permanentemente como remplazos para el R-22 y el R-502. A las mezclas zeotrópicas comerciales, se les debe asignar un número de identificación en la serie 400, indicando qué componentes se encuentran en la mezcla, pero no el porcentaje de cada uno de ellos. (Plazas, 2012)

## 2. Mezclas azeotrópicas:

Son mezclas formadas por dos o más componentes de distinta volatilidad, que al ser usadas en un ciclo de refrigeración, no cambian su composición ni su temperatura de saturación al hervir en el evaporador, o se condensan a una presión constante. La composición del líquido es la misma que la del vapor. Las mezclas azeotrópicas pueden incluso ser destiladas, sin que cambie su composición. El prefijo "a" antes de la palabra zeótropo, es de raíz

latina, y significa una negación, por lo que la palabra azeótropo se puede interpretar como "no cambia al hervir". (Plazas, 2012)

Al combinar los componentes, el comportamiento de la mezcla es como si fuera un solo refrigerante puro, con una sola temperatura de saturación correspondiente a una determinada presión. Generalmente el punto de ebullición resultante de una mezcla azeotrópica es menor o igual que el del componente con el más bajo punto de ebullición. (Plazas, 2012)

Plazas (2012), refiere también que las mezclas que contienen refrigerantes clorofluorocarbonos (CFC) como R-12, R-114, R-115, etc. desaparecerán, puesto que los CFC's dejaron de utilizarse al entrar en vigor el Protocolo de Montreal. Las mezclas que contienen refrigerantes hidroclorofluorocarbonos (HCFC) como el R-22, R-23, R-152a, R-143a, R-125, etc. permanecerán en el mercado hasta su desfasamiento programado para el año 2030 o antes.

Algunos fabricantes adelantándose al desfasamiento, han creado mezclas a base de hidrofluorocarbonos (HFC), que evitan un daño a la capa de ozono. Estas mezclas surgieron como alternativas para los HCFC's.

A las mezclas azeotrópicas que se comercialicen, deberá asignárseles un número de identificación progresiva de la serie 500.

Plazas (2012), refiere que en sistemas con evaporador tipo seco o de expansión directa, la mezcla se evapora completamente antes de salir del evaporador. La composición permanece igual a través de todo el ciclo de refrigeración, y ambas mezclas pueden utilizarse bajo estas condiciones. En sistemas con evaporadores de tipo inundado, una mezcla azeotrópica tendrá la ventaja de composición constante durante la evaporación. Con las mezclas zeotrópicas, es probable que el líquido en el evaporador sea mucho más rico en el componente de más alto punto de ebullición. Otra ventaja es el bajo punto de ebullición del azeótropo, lo que significa temperaturas de evaporación más bajas y con frecuencia, mayor capacidad. Por ejemplo, el R-500 tiene un 20% más de

capacidad que el R-12 cuando se utiliza en las mismas condiciones, con el mismo propósito y con el mismo tamaño de motor. Los refrigerantes de mezclas azeotrópicas más empleadas comercialmente son el R-500, el R-502, el R-503 y el R-507. Estos son refrigerantes patentados y el proceso productivo es bastante complejo, por lo que los técnicos de servicio no deben intentar nunca hacer sus propias mezclas.

#### **2.2.8. Identificación de Refrigerantes**

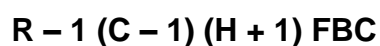
La ASHARE (American Society of Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineers) ha estandarizado la identificación de los refrigerantes, utilizando números, que indicaran su naturaleza, después la "R" que significa refrigerante.

##### *1. Orgánicos*

La denominación se realiza a partir de su fórmula química que sigue a la letra R (refrigerante) en la que:

- Hacia la derecha la primera cifra, si la estructura no contiene bromo, indicarán el número de átomos de flúor de su molécula.

- La segunda cifra, indicará el número de átomos de hidrógenos de su molécula más uno.
- La tercera cifra, indicará el número de átomos de carbono de su molécula menos uno (si resultara cero no se indicará).
- La cuarta cifra desde la derecha indica el número de enlaces no saturados del carbono en el compuesto (si resulta cero no se indicará).
- Si la molécula contiene átomos de bromo se procederá de la misma forma añadiendo luego a la derecha una B mayúscula seguida del número de átomos.
- Los derivados cíclicos se expresan según la regla general encabezando con una C mayúscula a la izquierda del número de refrigerante.



**Donde:**

**R** : Indica que es un refrigerante.

**1** : Indica si es saturado.

**(C-1)** : Átomos de Carbono menos uno.

**(H+1)** : Átomos de Hidrogeno más uno.

**F** : Átomos de Flúor.

**B** : Átomos de Bromo

**C** : Indica si es cíclico.

Cuando un refrigerante contiene un solo átomo de carbono sólo se puede asociar con los demás átomos de un mismo modo. Si la molécula contiene dos átomos de carbono existen dos formas de asociación, isómeros.

La configuración que más uniformemente distribuya los pesos atómicos ligados a cada átomo de carbono se le designará siguiendo la regla general y a la siguiente se le designará con una letra minúscula en orden alfabético. Como ejemplo ponemos el caso de los refrigerantes R-134 y R-134a.

Para moléculas con tres carbonos, dos letras minúsculas contemplan su nomenclatura. La primera designa los átomos de enlace al carbono intermedio (a para el Cl<sub>2</sub>; b para el Cl-F; c para el F<sub>2</sub>; d para el Cl-H; e para H-F; f para H<sub>2</sub>) y la segunda relaciona la simetría en peso atómico de

los carbonos extremos (los pesos más simétricos se designan con la letra 'a' y así sucesivamente).

## 2. *Inorgánicos*

La nomenclatura de los refrigerantes inorgánicos consiste en añadir al número 700 los pesos moleculares de los compuestos.

**R – 7 \_ \_**

## 3. *Mezclas*

Las *mezclas azeotrópicas*, se identifican con el número 5, seguido de la composición de sus elementos en tablas. Al final de la designación se añade una letra mayúscula 'A', 'B', 'C', en caso de estar constituida por componentes con diferente composición en masa.

**R – 5 \_ \_ (A,B,C)**

Las *mezclas no azeotrópicas* o *cuasi azeotrópicas* se denominan de la misma manera que las azeotrópicas pero precedidas en este caso por el número 4.

**R – 4 \_ \_ (A,B,C)**

En la tabla 3 y 4 podremos encontrar los refrigerantes más comunes:

**Tabla 3***Designación de números a los principales refrigerantes*

<b>No.</b>	<b>Nombre Químico</b>	<b>Fórmula Química</b>
<b>Serie Metano</b>		
10	Tetraclorometano	CCl <sub>4</sub>
11	Tricloromonofluorometano	CCl <sub>3</sub> F
12	Diclorodifluorometano	CCl <sub>2</sub> F <sub>2</sub>
13	Clorotrifluorometano	CClF <sub>3</sub>
20	Triclorometano	CHCl <sub>3</sub>
21	Diclorofluorometano	CHCl <sub>2</sub> F
22	Clorodifluorometano	CHClF <sub>2</sub>
23	Trifluorometano	CHF <sub>3</sub>
30	Diclorometano	CH <sub>2</sub> Cl <sub>2</sub>
40	Clorometano	CH <sub>3</sub> Cl
50	Metano	CH <sub>4</sub>
<b>Serie Etano</b>		
110	Hexacloroetano	CCl <sub>3</sub> CCl <sub>3</sub>
113	1,1,2-triclorotrifluoroetano	CCl <sub>2</sub> FCClF <sub>2</sub>
115	Cloropentafluoroetano	CClF <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>
123	2,2-dicloro-1,1,1-trifluoroetano	CHCl <sub>2</sub> CF <sub>3</sub>
134a	1,1,1,2-tetrafluoroetano	CH <sub>2</sub> FCF <sub>3</sub>
141b	1,1-dicloro-1-fluoroetano	CH <sub>3</sub> CCl <sub>2</sub> F
150a	1,1-dicloroetano	CH <sub>3</sub> CHCl <sub>2</sub>
152a	1,1-difluoroetano	CH <sub>3</sub> CHF <sub>2</sub>
160	Cloroetano	CH <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> Cl
170	Etano	CH <sub>3</sub> CH <sub>3</sub>

**Nota: Plazas Monroy, 2012.**

**Tabla 4:**

Designación de números a los principales refrigerantes. Los números entre paréntesis indican el porcentaje de cada componente de las mezclas

No.	Nombre Químico	Fórmula Química
<b>Hidrocarburos</b>		
290	Propano	CH <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>3</sub>
600	Butano	CH <sub>3</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>2</sub> CH <sub>3</sub>
600a	2-metilpropano	CH(CH <sub>3</sub> ) <sub>3</sub>
<b>Compuestos Inorgánicos</b>		
702	Hidrógeno	H <sub>2</sub>
704	Hielo	He
717	Amoníaco	NH <sub>3</sub>
718	Agua	H <sub>2</sub> O
720	Neón	Ne
728	Nitrógeno	N <sub>2</sub>
732	Oxígeno	O <sub>2</sub>
744	Dióxido de Carbono	CO <sub>2</sub>
764	Dióxido de Azufre	SO <sub>2</sub>
<b>Mezclas Zeotrópicas</b>		
400	R-12/114 (60/40)	
401A	R-22/152a/124 (53/13/34)	
401B	R-22/152a/124 (61/11/28)	
401A	R-22/125/290 (38/60/2)	
402B	R-22/125/290 (60/38/2)	
404A	R-125/143a/134a (44/52/4)	
407A	R-32/125/134a (20/40/40)	
407B	R-32/12/134a (10/70/20)	
407C	R-32/12/134a (23/25/52)	
408A	R-125/143a/22 (7/46/47)	
409A	R-22/124/142b (60/25/15)	
410A	R-32/125 (50/50)	
<b>Mezclas Azeotrópicas</b>		
500	R-12/152a (73.8/26.2)	
502	R-22/115 (48.8/51.2)	
503	R-223/13 (40.1/59.9)	
507	R-125/143a (50/50)	

Nota: Plazas Monroy, 2012.

## 2.2.9. Propiedades Termodinámicas de los Refrigerantes

### Propiedades de Saturación

Plazas (2012), describe las siguientes propiedades de saturación:

- *Presión*

La presión de evaporación del refrigerante debe ser lo más pequeña posible pero ligeramente más alta que la presión atmosférica, ya que, si la presión en el evaporador es negativa, existe el riesgo de que por alguna fuga ingrese aire al sistema. Tanto en el evaporador como en el condensador las presiones deben ser superiores a la presión atmosférica. Por otro lado, la presión en el condensador debe ser lo más baja posible, puesto que, si más alta sea la presión, el equipo requerido será más grande, y por consiguiente más costoso.

- *Temperatura:*

Las temperaturas más importantes para un refrigerante son: la de ebullición, la crítica y la de congelación. La temperatura de ebullición de un refrigerante siempre es referida a la presión atmosférica normal de 101,3 kPa. El punto de ebullición de un

refrigerante debe ser bajo, para que pueda tenerse una temperatura baja en el evaporador inclusive si se trabaja a presiones positivas.

Existe una relación directa entre la temperatura de ebullición y la presión, si se selecciona una presión conocida, se llega a una temperatura deseada. Para que el compresor opere eficientemente (pero no necesariamente el sistema completo), es deseable tener en el evaporador la presión más alta posible. El evaporador debe tener una temperatura más baja, que la que se requiere tener en el interior de la cámara, pues es indispensable que exista un gradiente de temperatura para que exista la transferencia de calor.

También es importante considerar la temperatura crítica al elegir un refrigerante, sobre todo para el diseño del condensador, pues ningún vapor puede condensarse a una temperatura mayor que la crítica, aunque la presión sea muy alta.

Por otra parte, la temperatura en el evaporador debe ser más alta que la temperatura de congelación de un

refrigerante. No se puede utilizar un refrigerante que se congele a la temperatura de trabajo del evaporador.

- *Volumen:*

Cuando se comparan densidades de gases, es común expresarlas en volumen específico. El volumen específico de un refrigerante en fase vapor, es el volumen que ocupará un kilogramo de refrigerante a una temperatura de 20°C y a la presión atmosférica de 101,3 kPa, es decir, a condiciones normales.

El valor más útil en ciclos de refrigeración, es el volumen específico en fase vapor, este valor debe ser lo más bajo posible, pues de éste dependerá el desplazamiento volumétrico del compresor.

- *Entalpía:*

Representa la cantidad total de energía térmica o contenido de calor, en un fluido. Para la mayoría de los refrigerantes, se considera que su entalpía es cero a una temperatura de saturación de -40°C. Entonces, el calor agregado o sustraído de un refrigerante, desde ese punto, se considera que es su entalpía total.

Entalpía del Líquido Saturado ( $h_f$ ): Es la cantidad de kilocalorías por cada kilogramo de refrigerante líquido saturado; es decir, el líquido que se encuentra a su temperatura de saturación. Sólo interesa el cambio de entalpía; esto es, la cantidad de calor que se requiere para calentar o enfriar un kilogramo de líquido, de una temperatura de saturación a otra.

Entalpía de Evaporación ( $h_{fg}$ ): Es la cantidad de calor que necesita un kilogramo de líquido, para cambiar a un kilogramo de vapor a temperatura constante. Este valor también se le conoce como "calor latente de evaporación". En los sistemas de refrigeración, este cambio de estado de líquido a vapor ocurre en el evaporador. El cambio de contenido de calor o entalpía resultante se puede considerar, como el trabajo teórico que puede realizar el refrigerante.

Tal como se mencionó antes, un refrigerante preferentemente debe tener un valor alto de calor latente de evaporación, pues así se hace posible la refrigeración. Mientras mayor sea este valor, menor será la cantidad de refrigerante necesario en el ciclo.

Una propiedad importante de un refrigerante es el calor latente de evaporación, porque se convierte en "efecto de refrigeración" que es el trabajo real generado por un refrigerante dentro del ciclo de refrigeración. Es el calor absorbido, que da como resultado un enfriamiento útil.

Entalpía del Vapor Saturado (hg): Un líquido antes de hervir, tiene calor sensible. Cuando está en ebullición, adquiere, además calor latente. Entonces, el calor total del vapor saturado debe ser igual a la suma del calor sensible del líquido, más el calor latente de evaporación.

La entalpía del vapor saturado, corresponde a la cantidad total de calor del vapor saturado del refrigerante en un evaporador, antes de ser sobrecalentado (calentado por arriba de la temperatura del evaporador).

- *Densidad:*

Gran parte de los refrigerantes en estado líquido, tienen una densidad más alta que el agua (gravidades específicas superiores a 1,0). La densidad de cada refrigerante cambia con la temperatura.

- *Entropía*

La entropía es un término de ingeniería, aplicado generalmente al proceso de compresión. Un ciclo ideal de compresión, seguiría una línea de entropía constante en el diagrama de diagrama de Mollier (presión – entalpía). Se tienen en la tabla valores a intervalos de temperatura para el líquido y para el vapor, así como para otras propiedades termodinámicas. Entonces, La entropía es la relación que describe la energía relativa en el refrigerante, y se obtiene dividiendo por su temperatura absoluta la cantidad de calor en el líquido o en el vapor. Esta propiedad es muy útil en combinación con el diagrama de Mollier para aproximar la temperatura de descarga del compresor.

1. *Propiedades de Vapor Sobrecalentado*

En un ciclo de refrigeración, el vapor saturado al salir del evaporador es sobrecalentado un poco para sobrecalentarse un poco más en la línea de succión. Cuando llega al compresor, adquiere un sobrecalentamiento adicional debido al mismo trabajo de la compresión. En el condensador, algo del calor

removido es latente, y otra parte es sensible al sobrecalentamiento.

Las tablas de propiedades del vapor sobrecalentado proporcionan esta información adicional. Y pese a que los diagramas de Mollier son más fáciles de usar, no son tan precisos como las tablas.

#### **2.2.10. Diagramas de Mollier**

Según MVOMANT (s. f.), el diagrama de Mollier, es una gráfica de mucha utilidad para realizar cálculos de ciclos de refrigeración. Como se sabe el refrigerante cambia de estado a lo largo del ciclo frigorífico. Se representa entonces sobre el diagrama p-h los diferentes cambios que sufre el refrigerante y a partir de ahí obtendremos importantes conclusiones. Cada refrigerante tiene su propio diagrama p-h. Dentro del diagrama de Mollier, se encuentra en el eje vertical la presión absoluta a escala logarítmica. Y en el eje horizontal se representa la entalpía específica en kilo Joules por kilogramo de refrigerante. La entalpía puede definirse como la cantidad de calor que tiene el refrigerante en un determinado estado. En la curva p-h se distinguen tres diferentes zonas que corresponden

a distintos estados físicos del refrigerante y que quedan delimitadas por la curva de Andrews:

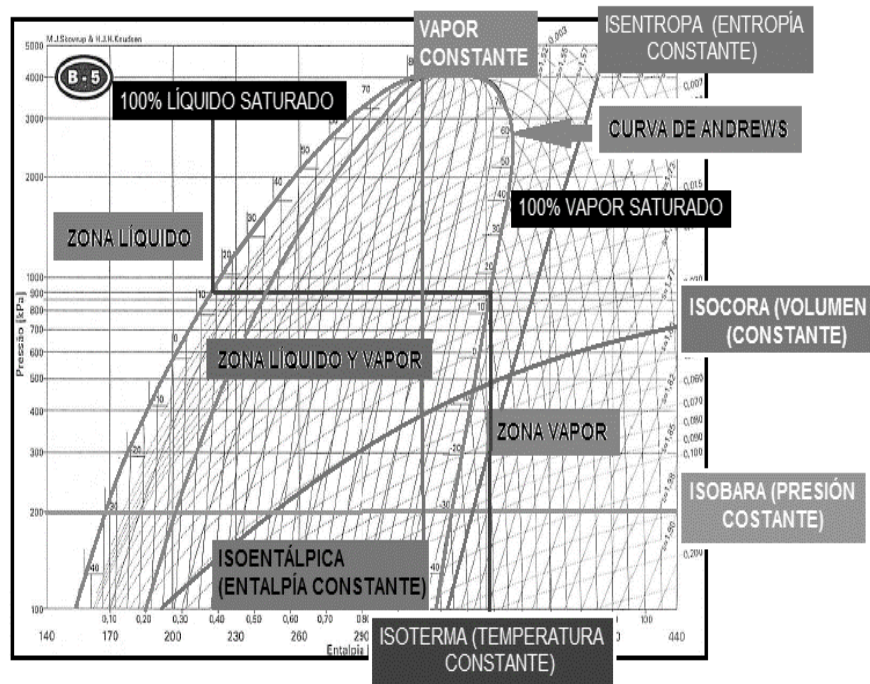
- Zona de vapor, situada a la derecha de la curva de Andrews.
- Zona de líquido y vapor, situada en el interior de la curva de Andrews.
- Zona de líquido, situada a la izquierda de la curva de Andrews.

Para MVOMANT (s. f.), El diagrama de Mollier se usa como instrumento de trabajo para identificar el comportamiento de los componentes de un ciclo de refrigeración en forma teórica permitiendo identificar los parámetros principales como la presión, temperatura, entalpia, volumen específico y entropía, así como el estado termodinámico del refrigerante, durante los procesos termodinámicos que se involucran en la producción de frío. Las condiciones reales del comportamiento del refrigerante en un ciclo de refrigeración distan de las teóricas, principalmente por las caídas de presión, así como las temperaturas exteriores del medio ambiente sobre el ciclo de refrigeración, concluyendo que el diagrama de Mollier es útil para analizar los sistemas de

refrigeración considerando que cada refrigerante tendrá su propio diagrama de Mollier, estos análisis llegan a permitir identificar cuando los parámetros de operación están fuera de los rangos de diseño, es decir, se puede llegar a diagnosticar problemas reales a través del análisis y manejo de estos diagramas.

Lo anterior puede visualizarse en la siguiente figura:

**Figura 8**  
*Diagrama de Mollier – Refrigerante R-502*



### 2.3. Definición de Términos

- *Carga Térmica*: se refiere a la cantidad de calor que debe removerse del espacio a refrigerar para reducir o mantener una determinada temperatura.
- *CFC*: Sigla de clorofluorocarbono, son derivados de los hidrocarburos saturados obtenidos mediante la sustitución de átomos de hidrógeno por átomos de flúor y/o cloro principalmente. Utilizados como agentes que producen frío y como gases propulsores en los aerosoles. Actualmente prohibido en muchos países por contribuir al ensanchamiento del agujero de la capa de ozono.
- *Contaminación Cruzada*: se origina por un mal procedimiento desde su obtención, almacenamiento, elaboración, transporte y servicio de los alimentos; donde existe la transferencia de microorganismos infecciosos (patógenos) desde alimentos crudos, hacia los que están listos para el consumo humano, que al ser ingeridos pueden causar daños a la salud o enfermedades de transmisión alimentaria.
- *HCFC*: Sigla de hidroclorofluorocarbono, son compuestos formados por átomos de cloro, flúor, hidrógeno y carbono.

Aunque son destructores de la capa de ozono, han sido introducidos temporalmente como sustitutos de los CFC. Es un gas incoloro, inodoro y no inflamable en condiciones normales.

- *HFC*: Sigla de hidrofluorocarbono, se consideran la tercera generación de gases refrigerantes, ya que han sido creados para sustituir a los CFC y los HCFC. No contienen cloro en su estructura molecular, por lo tanto, no daña la capa de ozono, pero sus emisiones contribuyen al calentamiento global.
- *PAO*: Potencial de Agotamiento de Ozono, Parámetro que mide la capacidad máxima de agotamiento del ozono de un fluido frigorífero determinado liberado a la atmósfera.
- *PCG*: Potencial de Calentamiento Global, define el efecto de calentamiento al pasar el tiempo que produce hoy una liberación de 1 kg de un gas de efecto invernadero, en comparación con el causado por el CO<sub>2</sub>.
- *Reefer*: es un contenedor que tiene un motor refrigerador que permite transportar mercancías sensibles a la temperatura, como frutas, verduras, lácteos, carnes, chocolate, vino, productos farmacéuticos, productos químicos, etc.
- *R-400*: Mezclas zeotrópicas. Se llama así a las mezclas formadas por dos o más componentes (refrigerantes puros) de diferente

volatilidad. Cuando estas mezclas se evaporan o se condensan en un ciclo de refrigeración, su composición y su temperatura de saturación cambian. La palabra zeótropo se deriva de las palabras griegas zein = hervir, y tropos = cambiar.

- *R-500*: Mezclas azeotrópicas. Se llama así a las mezclas de dos o más componentes de diferente volatilidad, las cuales, al ser usadas en un ciclo de refrigeración, no cambian su composición ni su temperatura de saturación al hervir en el evaporador, o se condensan a una presión constante. Son mezclas que no tienen un deslizamiento de temperatura, ocasionando que se comporte como una única sustancia.
- *SANIPES*: El Organismo Nacional de Sanidad Pesquera, es un organismo técnico especializado adscrito al Ministerio de la Producción, encargado de normar, supervisar y fiscalizar las actividades de sanidad e inocuidad pesquera, acuícola y de piensos de origen hidrobiológico.
- *SAO*: Sustancia Agotadora de Ozono. Sustancias químicas clorinadas, brominadas o fluorinadas producidas por el hombre con potencial para reaccionar con las moléculas de ozono de la estratosfera, provocando su rompimiento y destrucción a través de en una reacción fotoquímica en cadena. La capacidad de

destrucción de una SAO en la atmósfera puede superar los 100 años.

- *Simulación Montecarlo*: método de simulación que permite calcular estadísticamente el valor final de una secuencia de sucesos no deterministas (sujetos a variabilidad), consiste en ejecutar varias veces los diferentes sucesos variando aleatoriamente su valor en función de la función estadística que los define, dando como resultado un conjunto de valores finales. Este conjunto de valores permite calcular el valor medio y la variabilidad para el conjunto.

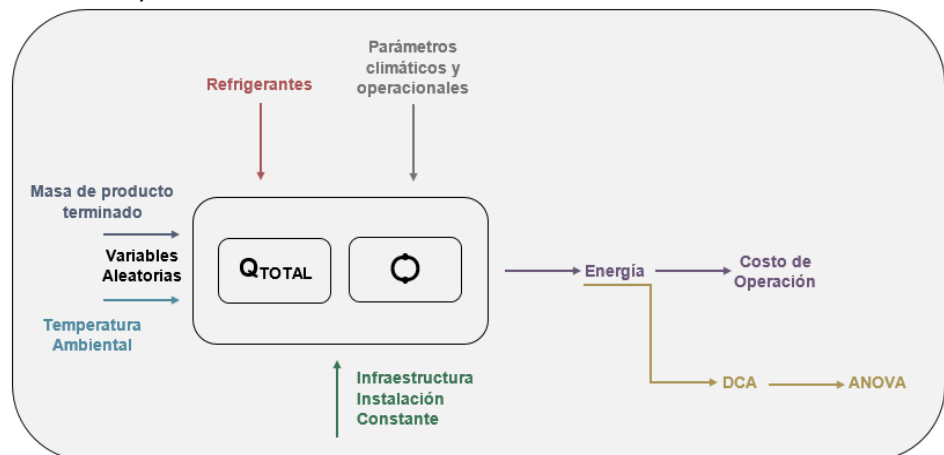
## CAPÍTULO III

### METODOLOGÍA DE LA INVESTIGACIÓN

#### 3.1. TIPO Y DISEÑO DE LA INVESTIGACIÓN

La investigación es de tipo cuantitativa y el diseño que se utilizará para el desarrollo de esta investigación será el Diseño Completamente al Azar (DCA), de todos los diseños que se usan para comparar dos o más tratamientos, el DCA es el más sencillo. Se usará el DCA porque las simulaciones del consumo de energía, para evaluar el desempeño de cada refrigerante (tratamiento), se repetirán modificando aleatoriamente algunas variables; así, si durante el estudio se hacen un total de  $n$  pruebas, éstas se corren al azar, de tal forma que los posibles efectos de las variables asociadas a términos ambientales y operacionales se vayan repartiendo equitativamente entre los tratamientos.

**Figura 9**  
*Esquema de la corrida simulada*



De la Figura 9 se puede señalar lo siguiente:

- $Q_{TOTAL}$ , representa el cálculo de la carga térmica que debe ser removida de la cámara de almacenamiento de producto terminado.
- $Q$ , representa el ciclo de refrigeración de la cámara de producto terminado.
- **Masa de producto terminado**, es una de las variables del sistema que representa la cantidad de producto congelado que ingresa a la cámara de almacenamiento.
- **Temperatura Ambiental**, es también una de las variables del sistema, representa la temperatura al exterior de la cámara de almacenamiento de producto terminado.

Las variables del sistema son elegidas aleatoriamente y dependerá de la distribución de probabilidades de éstas en un año basadas en el histórico de dichas variables. (Ver Anexo B)

- **Refrigerantes**, corresponde a la propiedades termodinámicas de cada uno de los refrigerantes de la gama R-400 y R-500 propuestos en esta investigación.
- **Parámetros climáticos y operacionales**, representan aquellos parámetros que influyen en el sistema, mismos que serán seleccionados aleatoriamente dentro de un rango establecido de operación.

- **Infraestructura e instalación**, representa el diseño y equipos propuestos por REFRICENTRO S.A. que ha sido considerado como base para el desarrollo de esta investigación.
- **Energía**, corresponde al resultado de interés de la presente investigación. Se obtendrá muchos valores que la representen y dependerá del tipo de refrigerante que se utilice. Permitirá el análisis de la efectividad del refrigerante en el ciclo de refrigeración.
- **DCA**, Diseño completamente al azar, corresponde al diseño con el que se desarrolla esta investigación, realizando n pruebas modificando aleatoriamente las variables y parámetros operacionales y climáticos.
- **ANOVA**, técnica que se utilizará para analizar los datos obtenidos de modo que permita concluir y seleccionar una de las hipótesis propuestas en esta investigación.
- **Costo de operación**, representa el valor económico del consumo de energía del ciclo de refrigeración de la cámara de almacenamiento de producto terminado. A menor consumo de energía, menor costo de operación.

### 3.2. POBLACIÓN Y MUESTRA

Población: Refrigerantes de la gama R-400 y R-500.

Muestra: R-404A, R-407C, R-410A, R-502, R-507, R-513A.

Cada refrigerante utilizado en esta investigación cuenta con su propio Diagrama de Mollier, este diagrama es fundamental para el cálculo del ciclo de refrigeración, por tanto, es esencial conocer y describir el diagrama para cada refrigerante, además de las características de éste.

### **3.2.1. Refrigerante R-404A**

El R-404A es una mezcla ternaria compuesta por R-125, R-143a y R-134a. Es el sustituto ideal del R-502 para la refrigeración en bajas y medias temperaturas por sus características termodinámicas. Este refrigerante químicamente estable y posee un bajo deslizamiento de temperatura de 0,7 °C. Es muy poco tóxico si se prolonga su exposición, los envases de este refrigerante deben almacenarse en lugares frescos y ventilados lejos de fuentes de calor. Los vapores, en caso de fuga tienden a acumularse a nivel del suelo. Está compuesto por 1,1,1,2-Tetrafluoroetano (R-134a) en un 4%; Pentafluoroetano (R-125) en un 44% y 1,1,1-Trifluoroetano (R-143a) en un 52% (peso). Las propiedades físicas y termodinámicas se pueden observar en

la tabla 5 y 6, respectivamente y el diagrama de Mollier en el anexo A1. (Ficha técnica de Gas-Servei, s. f.)

### **3.2.2. Refrigerante R-407C**

El R-407C es una mezcla ternaria no azeotrópica compuesta de R-32, R-125 y R-134a. Químicamente es estable, con buenas propiedades termodinámicas, bajo impacto ambiental y muy baja toxicidad. A pesar de que el R-32 es inflamable, la mezcla en sí no lo es. El R-407C tiene un deslizamiento de 7,2°C, lo que implica que en ciertas condiciones en que se producen fugas de este producto, la mezcla se puede fraccionar. Este refrigerante tiene un comportamiento muy parecido al del R-22. Ya que el R-407C es una mezcla no azeotrópica, para obtener su máximo rendimiento y evitar fraccionamientos del mismo, debe de cargarse siempre el producto en fase líquida. Los envases que contengan R-407C deben almacenarse en lugares frescos y ventilados, además de estar alejados de focos de calor. Su composición porcentual en peso es: 1,1,1,2-Tetrafluoroetano (R-134a) en 52%, pentafluoroetano (R-125) en 25% y Difluorometano (R-32) en 23%. Las propiedades físicas y termodinámicas se

pueden observar en la tabla 7 y 8, respectivamente y el diagrama de Mollier en el anexo A2. (Ficha técnica de Gas – Servei, s. f.)

### **3.2.3. Refrigerante R-410A**

El R410A es una mezcla casi azeotrópica compuesta de R-125 y R-32. Es químicamente estable, con un bajo deslizamiento de temperatura y baja toxicidad. A pesar del carácter inflamable del R-32, la formulación global de este refrigerante no lo es, incluso en caso de fugas. Los envases que contengan R-410A deben almacenarse en áreas frías y ventiladas lejos de fuentes de calor. En el caso de fugas los vapores se concentrarán a nivel de suelo desplazando al oxígeno del aire ambiente; en tal caso hay que tomar precauciones a la hora de evacuar el área afectada. Su composición en % en peso es Pentafluoroetano (R-125) en 50% y Difluorometano (R-32) en 50%. Las propiedades físicas y termodinámicas se pueden observar en la tabla 9 y 10, respectivamente y el diagrama de Mollier en el anexo A3. (Ficha técnica de Gas – Servei, s. f.)

#### **3.2.4. Refrigerante R-502**

El R-502 es una mezcla azeotrópica, lo que significa que mantiene un punto de ebullición máximo mínimo y constante. Se clasifica como refrigerante de clorofluorocarbono (CFS) y figura entre los refrigerantes más utilizados en la actualidad.

El R-502 es una combinación de 51,2% de R-115 y 48,8% de R-22. El R-115, es un líquido incoloro, presurizado que hierve a  $-38,89^{\circ}\text{C}$ . El R-22, es un refrigerante sintético con un punto de ebullición de  $-40,56^{\circ}\text{C}$ .

Debe utilizarse en compresores de pistón y se emplea con mayor frecuencia para vitrinas de alimentos congelados, refrigeradores alimentos congelados y equipos para procesar los alimentos congelados. Ver diagrama de Mollier, en el anexo A4. (Ficha técnica de Gas – Servei, s. f.)

#### **3.2.5. Refrigerante R-507**

El R-507 es una mezcla azeotrópica compuesta por Pentafluoroetano (R-125) en un 50% en peso y 1,1,1-Trifluoroetano (R-143a) en un 50% en peso. Sus propiedades termodinámicas lo hacen ser considerado

como el sustituto ideal del R-502, en baja y media temperatura. Es químicamente estable, con buenas propiedades termodinámicas y baja toxicidad. Deben conservarse en sitios secos, bien ventilados y lejos de fuentes de calor. Los vapores son más pesados que el aire y se pueden acumular cerca del suelo. Las propiedades termodinámicas del R-507 son muy similares a las del R-502. Las propiedades físicas y termodinámicas se pueden observar en la tabla 11 y 12, respectivamente y el diagrama de Mollier en el anexo A5. (Ficha técnica Gas-Servei, s. f.)

### **3.2.6. Refrigerante R-513A**

El gas refrigerante R-513A es una mezcla HFC+HFO. Como todos los refrigerantes HFC+HFO no daña la capa de ozono. Tiene baja toxicidad y no es inflamable. Es un "Drop-in" sustituto directo del R-134a en equipos existentes de refrigeración comercial e industrial de alta y media temperatura de desplazamiento positivo y expansión directa. También es adecuado en plantas enfriadoras de agua centrífugas (chillers) y para reemplazar al R-134a en circuitos de media temperatura de sistemas híbridos en cascada con la segunda etapa con CO<sub>2</sub>. Es compatible con

los equipos, componentes, lubricante y juntas de una instalación existente de R-134a. Tiene bajo Potencial de Calentamiento Atmosférico (GWP). Reducción del 55,87% respecto al R-134a. Los vapores de R-513A son más pesados que el aire y suelen acumularse cerca del suelo. Concentraciones atmosféricas muy altas pueden producir efectos anestésicos y asfixia. Altas exposiciones pueden ocasionar un ritmo cardíaco anómalo y pueden resultar repentinamente fatales. Los envases de R-513A deben ser almacenados en lugares frescos y ventilados lejos de focos de calor. Compuesto por 2,3,3,3-Tetrafluoroprop-1-eno en un 56% en peso y 1,1,1,2-Tetrafluoroetano (R-134a) en un 44% en peso. Las propiedades físicas y termodinámicas se pueden observar en la tabla 13 y 14, respectivamente y el diagrama de Mollier en el anexo A6. (Ficha técnica Gas-Servei, s. f.)

**Tabla 5***Propiedades Físicas del Refrigerante R-404A*

PROPIEDADES FÍSICAS	UNIDAD	R-404A
<b>Peso molecular</b>	g/mol	97,61
<b>Temperatura ebullición (1,013 bar)</b>	°C	-46,45
<b>Deslizamiento temperatura de ebullición (1,013 bar)</b>	K	0,7
<b>Temperatura crítica</b>	°C	72,07
<b>Presión crítica</b>	bar abs	37,31
<b>Densidad crítica</b>	kg/m <sup>3</sup>	484
<b>Densidad del líquido (25°C)</b>	kg/m <sup>3</sup>	1048
<b>Densidad del líquido (-25°C)</b>	kg/m <sup>3</sup>	1236
<b>Densidad del vapor saturado (1,013 bar)</b>	kg/m <sup>3</sup>	5,41
<b>Presión de vapor (25°C)</b>	bar abs	12,42
<b>Presión de vapor (-25°C)</b>	bar abs	2,49
<b>Calor latente de vaporización (1,013 bar)</b>	kJ/kg	200
<b>Calor específico del líquido (25°C) (1,013 bar)</b>	kJ/kg.K	1,64
<b>Calor específico del vapor (25°C) (1,013 bar)</b>	kJ/kg.K	0,88
<b>Conductividad térmica del líquido (25°C)</b>	W/mK	0,064
<b>Conductividad térmica del vapor (1,013 bar)</b>	W/mK	0,0143
<b>Solubilidad con el agua (25°C)</b>	ppm	Despreciable
<b>Límite de inflamabilidad (25°C)</b>	% vol	Ninguno
<b>Toxicidad (AEL)</b>	ppm	1000
<b>ODP</b>	-	0
<b>PCA (GWP)</b>	-	3922

Nota: Ficha Técnica de Gas-Servei.

**Tabla 6***Propiedades Termodinámicas del Refrigerante R-404A*

TEMP. (°C)	PRESIÓN ABSOLUTA (bar)		DENSIDAD (kg/m)		ENTALPIA (kJ/kg)		ENTROPIA (kJ/kg.K)	
	BURBUJA	ROCIO	BURBUJA	ROCIO	BURBUJA	ROCIO	BURBUJA	ROCIO
-50	0,85	0,82	1319,99	4,49	135,68	337,63	0,81	1,79
-45	1,09	1,05	1304,99	5,64	141,64	340,80	0,84	1,71
-40	1,36	1,32	1289,70	7,01	147,68	343,95	0,86	1,71
-35	1,70	1,65	1274,09	8,62	153,79	347,07	0,89	1,70
-30	2,09	2,04	1258,12	10,52	159,97	350,15	0,92	1,70
-25	2,55	2,49	1241,76	12,73	166,24	353,18	0,94	1,70
-20	3,08	3,01	1224,97	15,30	172,60	356,16	0,97	1,69
-15	3,70	3,62	1207,70	18,25	179,04	359,07	0,99	1,69
-10	4,40	4,32	1189,90	21,66	185,57	361,90	1,02	1,69
-5	5,20	5,11	1171,52	25,55	192,20	364,65	1,04	1,68
0	6,11	6,01	1152,51	30,00	198,92	367,31	1,07	1,68
5	7,13	7,03	1132,78	35,07	205,76	369,86	1,09	1,68
10	8,28	8,16	1112,27	40,38	212,70	372,28	1,11	1,68
15	9,55	9,43	1090,89	47,38	219,77	374,57	1,14	1,67
20	10,97	10,84	1068,53	54,82	226,97	376,71	1,16	1,67
25	12,54	12,40	1045,08	63,28	234,32	378,68	1,19	1,67
30	14,25	14,12	1020,38	72,89	241,82	380,47	1,21	1,67
35	16,16	16,01	994,26	83,86	249,50	382,03	1,24	1,66
40	18,23	18,08	966,50	96,39	257,39	383,35	1,26	1,66
45	20,49	20,34	936,81	110,80	265,51	384,38	1,29	1,66
50	22,95	22,80	804,81	127,46	273,91	385,08	1,31	1,66

**Nota: Ficha Técnica de Gas-Servei.**

**Tabla 7**  
*Propiedades Físicas del Refrigerante R-407C*

<b>PROPIEDADES FÍSICAS</b>	<b>UNIDAD</b>	<b>R-407C</b>
Peso molecular	g/mol	86,2
Temperatura ebullición (1,013 bar)	°C	-43,5
Deslizamiento temperatura de ebullición (1,013 bar)	K	7,2
Temperatura crítica	°C	86,74
Presión crítica	bar abs	46,2
Densidad crítica	kg/m <sup>3</sup>	527
Densidad del líquido (25°C)	kg/m <sup>3</sup>	1134
Densidad del líquido (-25°C)	kg/m <sup>3</sup>	1325
Densidad del vapor saturado (1,013 bar)	kg/m <sup>3</sup>	4,6
Presión de vapor (25°C)	bar abs	11,74
Presión de vapor (-25°C)	bar abs	2,23
Calor de vaporización a punto de ebullición	kJ/kg	245
Calor específico del líquido (25°C) (1,013 bar)	kJ/kg.K	1,54
Calor específico del vapor (25°C) (1,013 bar)	kJ/kg.K	0,83
Conductividad térmica del líquido (25°C)	W/mK	0,082
Conductividad térmica del vapor (1 atm)	W/mK	0,0131
Solubilidad con el agua (25°C)	ppm	Despreciable
Límite de inflamabilidad (25°C)	% vol	Ninguna
Toxicidad (AEL)	ppm	1000
ODP	-	0
PCA (GWP)	-	1774

Nota: Ficha Técnica de Gas-Servei.

**Tabla 8***Propiedades Termodinámicas del Refrigerante R-407C*

TEMP. (°C)	PRESIÓN ABSOLUTA (bar)		DENSIDAD (kg/m)		ENTALPIA (kJ/kg)		ENTROPIA (kJ/kg.K)	
	BURBUJA	ROCIO	BURBUJA	ROCIO	BURBUJA	ROCIO	BURBUJA	ROCIO
-40	1,23	0,86	1357,25	3,97	150,43	391,42	0,9021	1,9537
-35	1,53	1,10	1341,98	4,99	156,77	394,48	0,9289	1,9438
-30	1,90	1,39	1326,46	6,22	163,19	397,50	0,9555	1,9348
-25	2,23	1,73	1310,57	7,68	169,68	400,46	0,9818	1,9265
-20	2,82	2,15	1294,36	9,39	176,24	403,37	1,0078	1,9188
-15	3,40	2,63	1277,77	11,40	182,88	406,20	1,0336	1,9117
-10	4,07	3,19	1260,67	13,73	189,60	408,96	1,0592	1,9050
-5	4,82	3,84	1243,42	16,43	196,40	411,62	1,0845	1,8986
0	5,69	4,59	1225,36	19,55	203,29	414,18	1,1097	1,8926
5	6,66	5,45	1206,85	23,12	210,27	416,62	1,1348	1,8869
10	7,75	6,42	1187,65	27,22	217,35	418,94	1,1597	1,8813
15	8,97	7,52	1167,98	31,90	224,53	421,12	1,1845	1,8758
20	10,33	8,76	1147,48	37,25	231,83	423,15	1,2092	1,8704
25	11,84	10,14	1126,48	43,33	239,25	425,01	1,2338	1,8650
30	13,50	11,68	1103,98	50,27	246,79	426,68	1,2584	1,8595
35	15,33	13,39	1080,77	58,17	254,48	428,14	1,2830	1,8539
40	17,34	15,29	1056,45	67,18	262,33	429,37	1,3077	1,8480
45	19,52	17,37	1030,86	77,48	270,36	430,34	1,3324	1,8418
50	21,91	19,67	1003,81	89,28	278,58	431,02	1,3574	1,8352

Nota: Ficha Técnica de Gas-Servei.

**Tabla 9***Propiedades Físicas del Refrigerante R-410A*

<b>PROPIEDADES FÍSICAS</b>	<b>UNIDAD</b>	<b>R-410A</b>
<b>Peso molecular</b>	g/mol	72,6
<b>Temperatura ebullición (1,013 bar)</b>	°C	-51,58
<b>Deslizamiento temperatura de ebullición (1,013 bar)</b>	K	0,1
<b>Temperatura crítica</b>	°C	72,13
<b>Presión crítica</b>	bar abs	49,26
<b>Densidad crítica</b>	kg/m <sup>3</sup>	488,90
<b>Densidad del líquido (25°C)</b>	kg/m <sup>3</sup>	1062
<b>Densidad del líquido (-25°C)</b>	kg/m <sup>3</sup>	1273
<b>Densidad del vapor saturado (1,013 bar)</b>	kg/m <sup>3</sup>	4,12
<b>Presión de vapor (25°C)</b>	bar abs	16,5
<b>Presión de vapor (-25°C)</b>	bar abs	3,30
<b>Calor de vaporización a punto de ebullición</b>	kJ/kg	276
<b>Calor específico del líquido (25°C) (1,013 bar)</b>	kJ/kg.K	1,84
<b>Calor específico del vapor (25°C) (1,013 bar)</b>	kJ/kg.K	0,83
<b>Conductividad térmica del líquido (25°C)</b>	W/mK	0,088
<b>Conductividad térmica del vapor (1 atm)</b>	W/mK	0,013
<b>Solubilidad con el agua (25°C)</b>	ppm	Despreciable
<b>Límite de inflamabilidad (25°C)</b>	% vol	Ninguno
<b>Toxicidad (AEL)</b>	ppm	1000
<b>ODP</b>	-	0
<b>PCA (GWP)</b>	-	1774

Nota: Ficha Técnica de Gas-Servei.

**Tabla 10***Propiedades Termodinámicas del Refrigerante R-410A*

TEMP. (°C)	PRESIÓN ABSOLUTA (bar)		DENSIDAD (kg/m)		ENTALPIA (kJ/kg)		ENTROPIA (kJ/kg.K)	
	BURBUJA	ROCIO	BURBUJA	ROCIO	BURBUJA	ROCIO	BURBUJA	ROCIO
-50	1,124	1,121	1339,6	4,54	136,46	406,4	0,8104	2,0201
-45	1,428	1,424	1323,9	5,67	143,01	409,3	0,8393	2,0066
-40	1,793	1,788	1308	7,02	149,62	412,1	0,8679	1,9941
-35	2,228	2,222	1291,8	8,62	156,31	414,9	0,8961	1,9823
-30	2,740	2,732	1275,2	10,48	163,07	417,6	0,9240	1,9712
-25	3,340	3,33	1258,3	12,65	169,91	420,2	0,9517	1,9607
-20	4,036	4,023	1241	15,15	176,83	422,7	0,9791	1,9508
-15	4,838	4,821	1223,3	18,04	183,83	425,1	1,0062	1,9413
-10	5,757	5,735	1205	21,35	190,92	427,4	1,0331	1,9321
-5	6,802	6,774	1186,3	25,13	198,11	429,5	1,0599	1,9233
0	7,984	7,95	1166,9	29,44	205,41	431,5	1,0864	1,9146
5	9,315	9,274	1146,9	34,34	212,81	433,3	1,1129	1,9061
10	10,805	10,756	1126,1	39,91	220,34	434,9	1,1392	1,8977
15	12,467	12,408	1104,5	46,22	228	436,4	1,1655	1,8892
20	14,312	14,241	1182,1	53,38	235,8	437,6	1,1918	1,8807
25	16,351	16,269	1158,6	61,5	243,77	438,6	1,2181	1,8720
30	18,598	18,502	1133,9	70,71	251,91	439,3	1,2445	1,8631
35	21,063	20,954	1108	81,18	260,26	439,7	1,2710	1,8538
40	23,760	23,636	980,48	93,12	268,84	439,8	1,2977	1,8442
45	26,701	26,563	951,26	106,8	277,69	439,5	1,3248	1,8339
50	29,899	29,745	919,95	122,6	286,87	438,7	1,3524	1,8229

**Nota: Ficha Técnica de Gas-Servei.**

**Tabla 11***Propiedades Físicas del Refrigerante R-507*

<b>PROPIEDADES FÍSICAS</b>	<b>UNIDAD</b>	<b>R-507</b>
<b>Peso molecular</b>	g/mol	98,9
<b>Temperatura ebullición (1,013 bar)</b>	°C	-46,7
<b>Deslizamiento temperatura de ebullición (1,013 bar)</b>	K	0
<b>Temperatura crítica</b>	°C	70,9
<b>Presión crítica</b>	bar abs	37,9
<b>Densidad crítica</b>	kg/m <sup>3</sup>	500
<b>Densidad del líquido (25°C)</b>	kg/m <sup>3</sup>	1050
<b>Densidad del líquido (-25°C)</b>	kg/m <sup>3</sup>	1248
<b>Densidad del vapor saturado (1,013 bar)</b>	kg/m <sup>3</sup>	5,5
<b>Presión de vapor (25°C)</b>	bar abs	12,74
<b>Presión de vapor (-25°C)</b>	bar abs	2,58
<b>Calor latente de vaporización a punto de ebullición</b>	kJ/kg	200
<b>Calor específico del líquido (25°C) (1,013 bar)</b>	kJ/kg.K	1,65
<b>Calor específico del vapor (25°C) (1,013 bar)</b>	kJ/kg.K	0,87
<b>Conductividad térmica del líquido (25°C)</b>	W/mK	0,063
<b>Conductividad térmica del vapor (1,013 bar)</b>	W/mK	0,0141
<b>Solubilidad con el agua (25°C)</b>	ppm	Despreciable
<b>Límite de inflamabilidad (25°C)</b>	% vol	Ninguno
<b>Toxicidad (AEL)</b>	ppm	1000
<b>ODP</b>	-	0
<b>PCA (GWP)</b>	-	3985

Nota: Ficha Técnica de Gas-Servei.

**Tabla 12***Propiedades Termodinámicas del Refrigerante R-507*

TEMP. (°C)	PRESIÓN ABSOLUTA (bar)		DENSIDAD (kg/m)		ENTALPIA (kJ/kg)		ENTROPIA (kJ/kg.K)	
	BURBUJA	ROCIO	BURBUJA	ROCIO	BURBUJA	ROCIO	BURBUJA	ROCIO
-50	0,88	0,87	1329,37	4,85	135,80	333,99	0,8020	1,6902
-45	1,11	1,11	1314,14	6,07	141,73	337,14	0,8282	1,6847
-40	1,40	1,40	1298,61	7,52	147,74	340,26	0,8542	1,6799
-35	1,74	1,74	1282,74	9,23	153,82	343,35	0,8799	1,6757
-30	2,14	2,14	1266,51	11,24	159,98	346,39	0,9053	1,6720
-25	2,61	2,61	1249,87	13,57	166,22	349,39	0,9306	1,6687
-20	3,16	3,16	1232,79	16,27	172,54	352,34	0,9556	1,6659
-15	3,79	3,78	1215,20	19,39	178,95	355,21	0,9805	1,6630
-10	4,51	4,50	1197,08	22,96	185,45	358,01	1,0052	1,6610
-5	5,33	5,32	1178,35	27,06	192,05	360,73	1,0298	1,6588
0	6,25	6,25	1158,96	31,73	198,75	363,34	1,0542	1,6568
5	7,30	7,29	1138,83	37,05	205,55	365,85	1,0786	1,6549
10	8,46	8,46	1117,89	43,09	212,47	368,23	1,1029	1,6530
15	9,77	9,76	1096,03	49,97	219,50	370,48	1,1276	1,6510
20	11,21	11,20	1073,16	57,77	226,67	372,58	1,1513	1,6490
25	12,81	12,80	1049,15	66,64	233,99	374,50	1,1755	1,6468
30	14,57	14,56	1023,82	76,74	241,47	376,30	1,1998	1,6444
35	16,51	16,49	997,00	88,26	249,13	377,75	1,2243	1,6417
40	18,62	18,61	968,45	101,44	256,00	379,00	1,2489	1,6385
45	20,93	20,91	937,84	116,61	265,10	379,96	1,2738	1,6349
50	23,44	23,42	904,76	134,19	273,501	380,58	1,2992	1,6306

Nota: Ficha Técnica de Gas-Servei.

**Tabla 13***Propiedades Físicas del Refrigerante R-513A*

<b>PROPIEDADES FÍSICAS</b>	<b>UNIDAD</b>	<b>R-513A</b>
<b>Peso molecular</b>	g/mol	108,4
<b>Temperatura ebullición (1.013 bar)</b>	°C	-29,2
<b>Deslizamiento temperatura de ebullición (1.013 bar)</b>	K	0
<b>Temperatura crítica</b>	°C	96,5
<b>Presión crítica</b>	Bar abs	37,67
<b>Densidad crítica</b>	kg/m <sup>3</sup>	516,75
<b>Presión de vapor (25°C)</b>	bar	7,06
<b>Límite de inflamabilidad (25°C)</b>	% vol	Ninguno
<b>ODP</b>	-	0
<b>PCA (GWP)</b>	-	631

**Nota: Ficha Técnica de Gas-Servei.**

**Tabla 14***Propiedades Termodinámicas del Refrigerante R-513A*

TEMP. (°C)	PRESIÓN ABSOLUTA (bar)		DENSIDAD (kg/m)		ENTALPIA (kJ/kg)		ENTROPIA (kJ/kg.K)	
	BURBUJA	ROCIO	BURBUJA	ROCIO	BURBUJA	ROCIO	BURBUJA	ROCIO
-50	0,359	0,355	1411,10	2,117	137,90	345,30	0,7500	1,68
-45	0,471	0,465	1397,00	2,730	143,90	348,60	0,777	1,674
-40	0,608	0,603	1382,80	3,477	149,80	351,80	0,8020	1,6690
-35	0,776	0,770	1368,30	4,378	155,90	355,10	0,8280	1,6650
-30	0,978	0,973	1353,70	5,453	161,90	358,40	0,8530	1,6610
-25	1,221	1,216	1338,80	6,725	168,10	361,60	0,8780	1,6580
-20	1,508	1,503	1323,60	8,220	174,30	364,90	0,9030	1,6560
-15	1,846	1,842	1308,20	9,965	180,60	368,10	0,9280	1,6540
-10	2,239	2,236	1292,50	11,990	187,00	371,20	0,9520	1,6520
-5	2,695	2,692	1276,40	14,326	193,50	374,40	0,9760	1,6510
0	3,219	3,217	1260,00	17,011	200,00	377,50	1,0000	1,6500
5	3,818	3,816	1243,20	20,082	206,60	380,60	1,0240	1,6490
10	4,498	4,497	1225,90	23,586	213,30	383,60	1,0470	1,6490
15	5,266	5,265	1208,20	27,571	220,10	386,50	1,0710	1,6490
20	6,129	6,129	1189,90	32,095	227,00	389,40	1,0940	1,6480
25	7,095	7,095	1170,90	37,225	234,00	392,10	1,1180	1,6480
30	8,171	8,171	1151,30	43,038	241,10	394,80	1,1410	1,6480
35	9,366	9,365	1131,00	49,624	248,30	397,40	1,1640	1,6480
40	10,686	10,685	1109,70	57,095	255,60	399,80	1,1880	1,6480
45	12,142	12,139	1087,50	65,586	263,10	402,10	1,2110	1,6480
50	13,741	13,738	1064,10	75,266	270,70	404,20	1,2340	1,6470

Nota: Ficha Técnica de Gas-Servei.

### 3.3. OPERACIONALIZACIÓN DE VARIABLES

**Tabla 15**  
*Definición operacional de las variables*

<b>Variable</b>	<b>Definición</b>	<b>Tipo de Variable según su naturaleza</b>	<b>Tipo de variables según su relación</b>	<b>Dimensión e indicador</b>
<b>Consumo energético del ciclo de refrigeración.</b>	Energía consumida por los compresores de la cámara en el período de un año.	Cuantitativa	Dependiente	Energía consumida. kW - h
<b>Refrigerantes.</b>	Sustancia que, al cambiar de estado, puede absorber y transportar grandes cantidades de calor.	Cualitativa	Independiente	R-404a, R-407c, R-410a, R-502, R-507, R-513a
<b>Cantidad de producto terminado que se almacena en la cámara.</b>	Cantidad de material procesado y empacado que ingresa a la cámara de almacenamiento.	Cuantitativa	Interviniente	Toneladas de pulpo eviscerado y congelado. 30 t – 120 t Toneladas de pota congelada. 450 t – 900 t. Toneladas de perico congelado 140 t – 260 t (producción promedio anual)
<b>Temperatura ambiental en el exterior de la cámara</b>	Temperatura ambiental que se registra en el puerto de Ilo – Moquegua.	Cuantitativa	Interviniente	Temperatura ambiental del puerto de Ilo en un año. 12°C – 27°C

### **3.4. TÉCNICAS E INSTRUMENTOS PARA RECOLECCIÓN DE DATOS**

1. Se organizarán los datos de los productos que ingresan a la cámara de almacenamiento de PPTT (información proporcionada por COPERSA) en períodos; de igual forma, se dispondrá de la temperatura ambiental registrada en la ciudad de Ilo (información proporcionada por SENAMHI), de modo que facilite una distribución probable del comportamiento de estas variables a futuro.
2. Tal como en el punto 1, se dispondrá de la humedad (información proporcionada por SENAMHI) como un parámetro operacional realizando una distribución probable para el comportamiento del misma a futuro.
3. Se implementará una herramienta computacional que permita el cálculo de la carga térmica y del consumo energético del ciclo de refrigeración.
4. Se realizarán las simulaciones correspondientes a cada refrigerante seleccionado de la gama R-400 y R-500, siguiendo la metodología denominada: Simulación Montecarlo.
5. Se analizará el consumo energético anual de cada refrigerante, a fin de comprobar la hipótesis de este proyecto.

### 3.5. PROCESAMIENTO Y ANÁLISIS DE DATOS

Como se mencionó en el Capítulo I, COPERSA gestionó el diseño y dimensionamiento de una cámara frigorífica que estuvo a cargo de la empresa REFRICENTRO S. A., el cual propone, según los estudios realizados en el área, una cámara frigorífica con las siguientes características:

Medidas de la cámara: 33 m ancho x 25 m largo x 9 m altura

Antecámara: 26 m ancho x 5 m largo x 5 m altura

Almacenaje: 18 Palletes x 18 Pallets, conformados de izquierda a derecha en 3 filas (en el ancho). En el largo se ubicarán 18 pallets, en altura 4 pallets.

Carga de pallets: Variable según el ingreso de PPTT

Lo anterior se traduce a un total de 1 296 posiciones con un almacenaje aproximado a 1 300 t.

Para los cálculos a realizar se toma en consideración el diseño de REFRICENTRO S. A. que incluye sobre todo las características de operación de los equipos.

**REFRICENTRO S. A.** propone lo siguiente:

- 1) Paneles aislantes de poliestireno expandido de 200 mm, espesor Muro y Cielo + 100 mm y 75 mm en antecámara, con una densidad de 20 kg/m<sup>3</sup>.

Paneles 200 mm = 2107 m<sup>2</sup>. (Cámara)

Muro = 1357 m<sup>2</sup>.

Cielo = 750 m<sup>2</sup>.

Paneles 100 mm = 317 m<sup>2</sup>. (Antecámara)

Paneles 75 mm = 38 m<sup>2</sup>. (Antecámara)

**Tabla 16**

*Transmitancia térmica del poliestireno expandido según el espesor*

Espesor de Panel (mm)	Temperatura de la cámara (°C)	Transmitancia térmica (W/m <sup>2</sup> °C)
50	+12	0,700
75	+5	0,467
100	0	0,350
125	-8	0,280
150	-15	0,233
175	-20	0,200
200	-25	0,175
225	-30	0,156
250	-40	0,140
300	-40	0,117

**Nota: Refricentro S. A.**

- 2) Iluminación interior con haluro metálico de 400 W cada uno. Total, quince (15) conjuntos en cámara frigorífica y siete (07) conjuntos en antecámara.

- 3) Alimentación de dos circuitos de refrigeración (2 x 50 hp) total 100 hp de 74.000 kcal/h. Con cámara a -20°C. (Unidad condensadora con motocompresor). Eficiencia al 75%.
- 4) Aislación de piso con poliestireno expandido de 75 mm, dos capas con barrera de vapor y PVC tendidos de ventilación.
- 5) Seis (06) evaporadores de 14,360 kcal/h. Separación de aletas 9 mm.

Inicialmente se dispone de la información proporcionada por COPERSA y SENAMHI, de modo que se emplea los anexos B1, B2 y B3 para predecir el comportamiento de las variables y los parámetros a futuro, distribuyéndolos en períodos mensuales (12 meses), de manera tal que se forme una distribución de la probabilidad del comportamiento de cada variable o parámetro en un determinado período durante los cinco años. Esto quiere decir, que, por cada mes se ha realizado una distribución sobre qué tan probable se repita un valor dentro un rango que se determina a partir del valor promedio y sus desviaciones; en los anexos B4, B5 y B6, puede observarse la probabilidad de repetición de las variables PPTT y temperatura ambiental y del parámetro operacional humedad relativa, esta información se introduce en un programa desarrollado en MatLab – que se verá más adelante – y que permite la

selección aleatoria y al azar de valor para dichas variables y parámetros.

Además, se consideran los parámetros climáticos y operacionales para

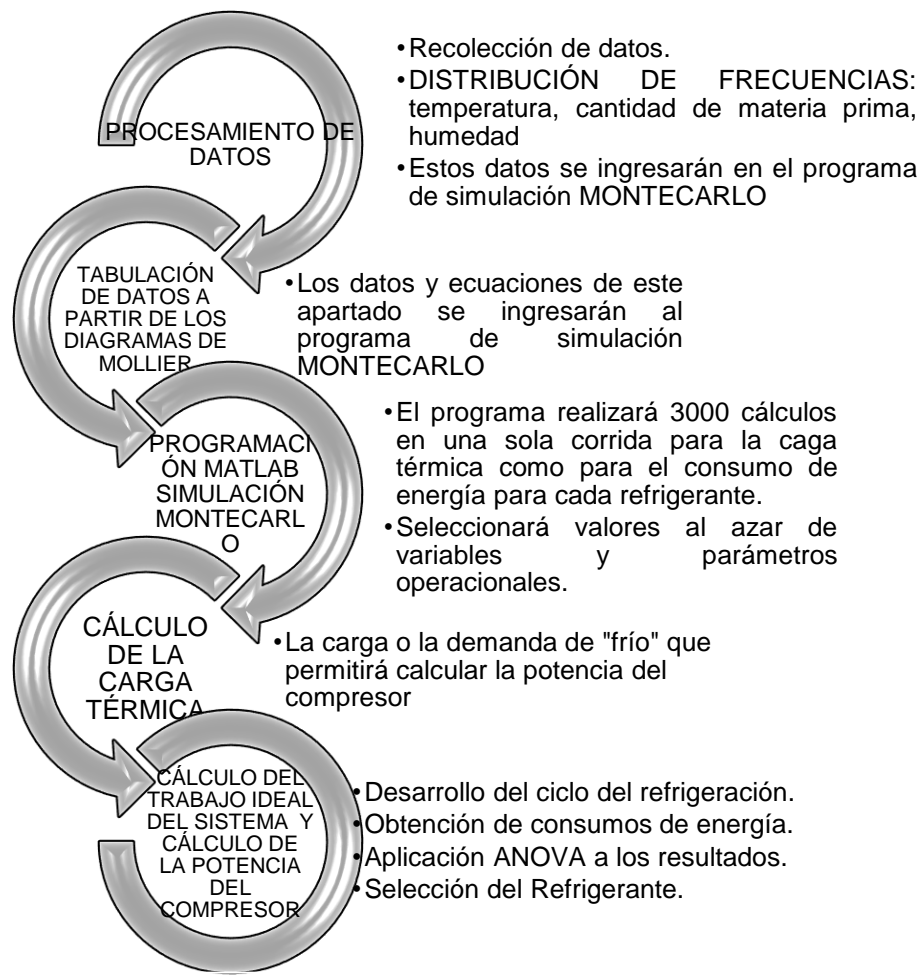
el cálculo de la carga frigorífica descritos en el anexo B7.

## CAPÍTULO IV

### RESULTADOS Y DISCUSIÓN

A fin de comprender mejor los cálculos y resultados, se muestra en la figura 10 un esquema que detalla el procedimiento a seguir:

**Figura 10**  
*Esquema descriptivo del proceso de cálculo*



#### **4.1. DISTRIBUCIÓN DE FRECUENCIAS DE LAS VARIABLES INTERVINIENTES.**

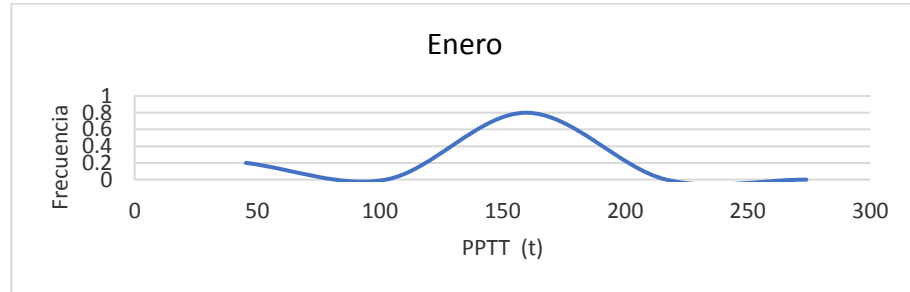
Tal como se mencionó anteriormente, se organizan los datos de productos que ingresan a la cámara y la temperatura ambiental reportada por SENHAMI en períodos y cada período corresponde a un determinado mes en un año. Esto, con la finalidad de poder predecir el comportamiento de dichas variables a futuro, evaluando la frecuencia de éstas.

##### **4.1.1. Producto Entrante a Cámara.**

En el anexo B1, puede observarse el histórico de las cantidades de producto terminado que ingresó cada mes a cámara de almacenamiento entre los años 2012 y 2016. Esta información generará diagramas de frecuencias para cada período, tal como se muestra a continuación:

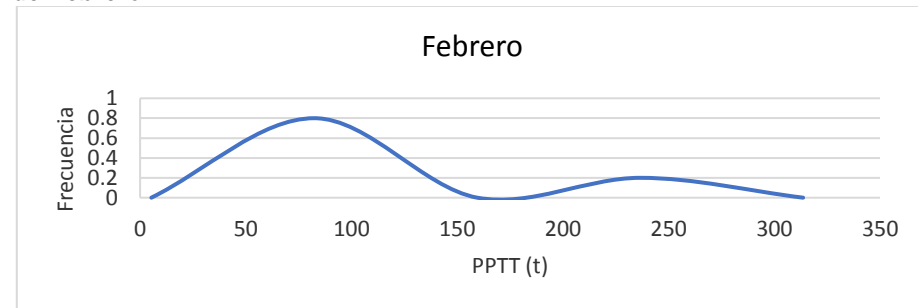
**Figura 11**

*Distribución de Frecuencia de Ingreso de Materia Prima a la Cámara en el Mes de Enero*



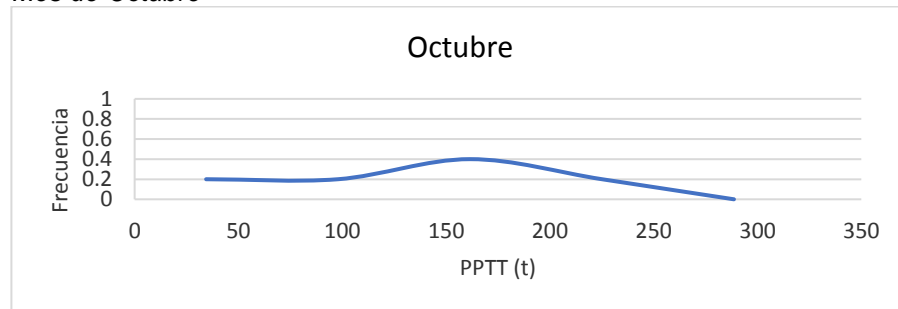
**Figura 12**

*Distribución de Frecuencia de Ingreso de Materia Prima a la Cámara en el Mes de Febrero*



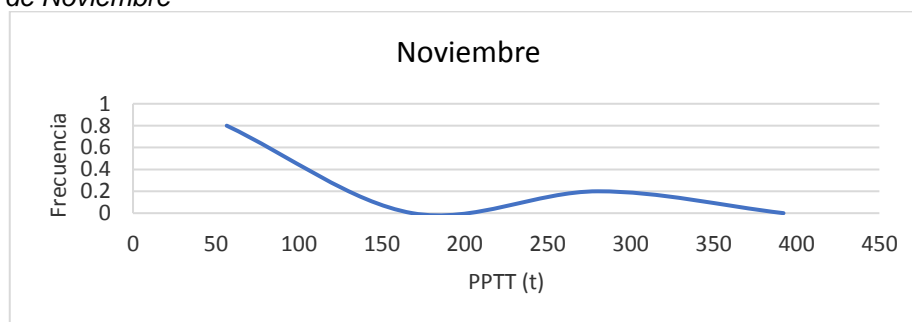
**Figura 13**

*Distribución de Frecuencia de Ingreso de Materia Prima a la Cámara en el Mes de Octubre*



**Figura 14**

*Distribución de Frecuencia de Ingreso de Materia Prima a la Cámara en el Mes de Noviembre*



Según el registro histórico que COPERSA presenta se puede observar el ingreso total de producto terminado a la cámara de almacenamiento en cada período. Las gráficas anteriores detallan que tan frecuente es la cantidad de producto terminado que puede ingresar en un período a la cámara de almacenamiento; y aunque el porcentaje de frecuencia puedan ser similares, no reflejan las mismas cantidades de producto terminado que podrá ser almacenado. En la figura 11, por ejemplo, puede observarse que la mayor frecuencia fluctúa entre 100 y 200 t de producto terminado, en la figura 12, aunque el porcentaje de frecuencia es el mismo, este fluctúa entre 0 y 100 t, lo mismo sucede en figura 14, la mayor frecuencia corresponde hasta 56 t aproximadamente, que es el

punto más alto de dicha curva. Sin embargo, también existen meses en los que la probabilidad será diferente a los otros períodos, por ejemplo, la figura 13, la mayor frecuencia fluctúa entre 140 y 180 t.

Lo descrito anteriormente no es definitivo, pues el ingreso de producto terminado depende de la producción y este a su vez, depende directamente de la biomasa marina (especialmente de la presencia de las especies más comercializadas para el consumo humano directo), de la exportación y la solicitud de los clientes nacionales como extranjeros para la compra de los recursos hidrobiológicos congelados. Aun así, es posible analizar el comportamiento de esta variable proyectando el mismo a futuro.

Dicho lo anterior, el programa diseñado en MatLab, seleccionará al azar valores entre los rangos en los cuales se encuentra la mayor frecuencia de masa de los productos que ingresan a la cámara de almacenamiento hasta su posterior venta.

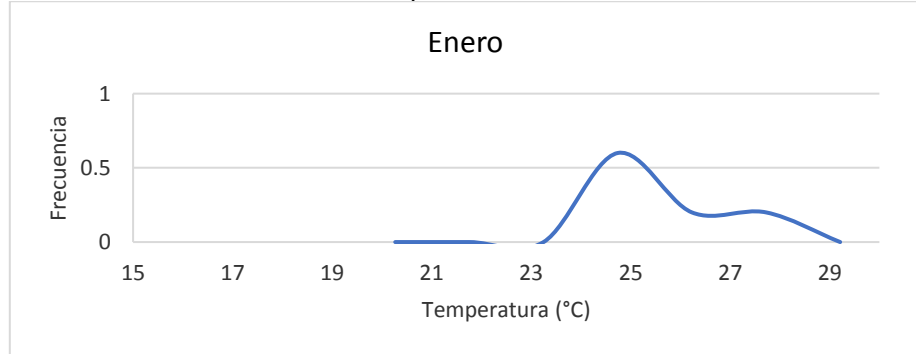
#### **4.1.2. Temperatura Ambiental**

En el anexo B2, puede observarse el histórico de las temperaturas mínimas y máximas registradas en la ciudad de Ilo entre los años 2012 y 2016, según SENHAMI.

Del mismo modo en el que se manejó la información del histórico de la materia prima, se trata los promedios mensuales de las temperaturas registradas, para generar los diagramas de frecuencias para cada período, tal como se muestra a continuación:

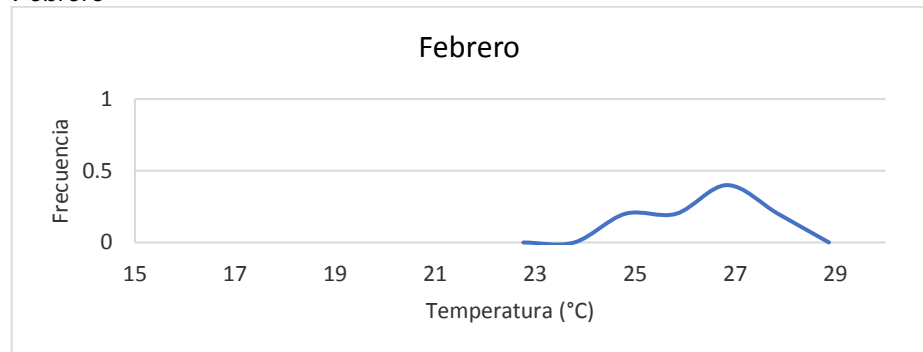
**Figura 15**

*Distribución de Frecuencia de Temperatura Ambiental en Ilo en el Mes de Enero*



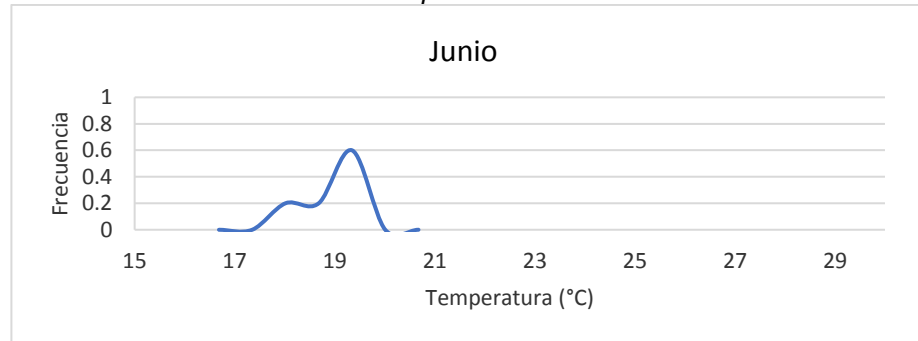
**Figura 16**

*Distribución de Frecuencia de Temperatura Ambiental en Ilo en el Mes de Febrero*



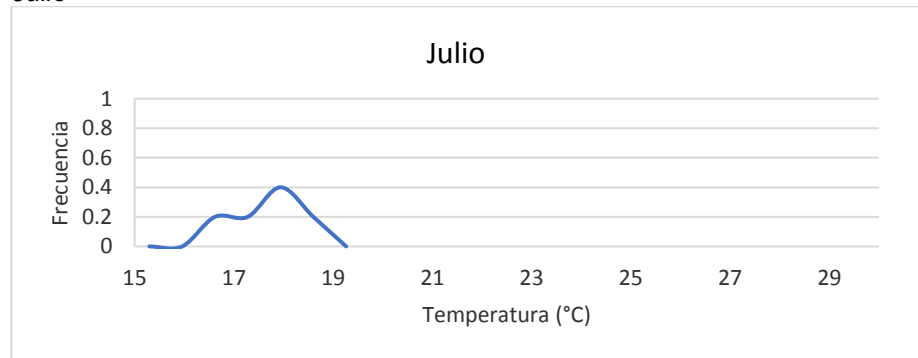
**Figura 17**

*Distribución de Frecuencia de Temperatura Ambiental en Ilo en el Mes de Junio*



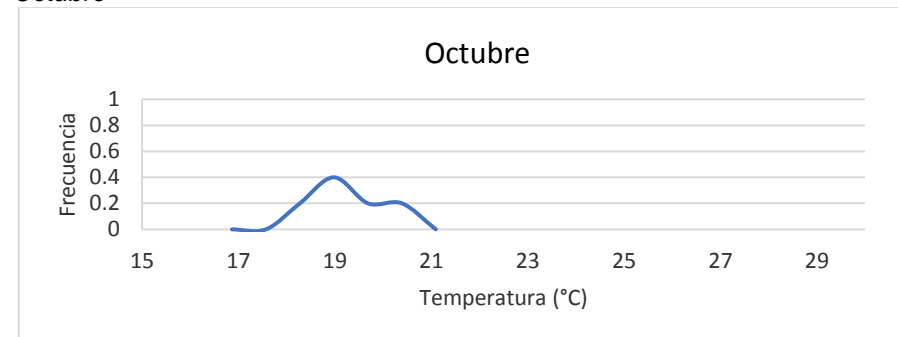
**Figura 18**

*Distribución de Frecuencia de Temperatura Ambiental en Ilo en el Mes de Julio*



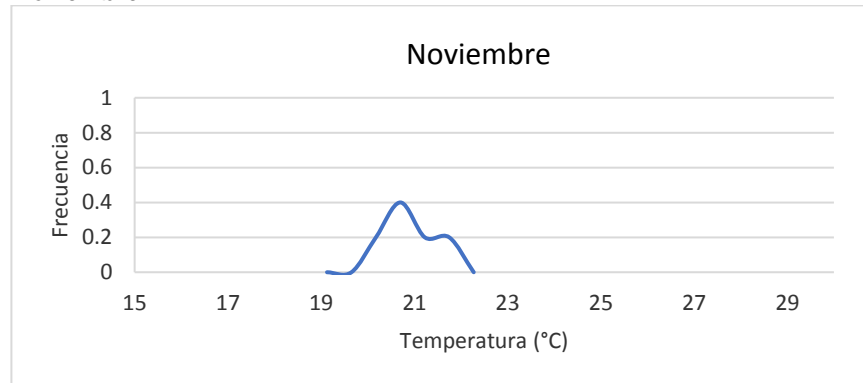
**Figura 19**

*Distribución de Frecuencia de Temperatura Ambiental en Ilo en el Mes de Octubre*



**Figura 20**

*Distribución de Frecuencia de Temperatura Ambiental en Ilo en el Mes de Noviembre*



Tal como se muestra en los gráficos anteriores, la distribución de frecuencia de temperaturas no difiere mucho período a período en comparación con la distribución de frecuencia del producto terminado que ingresa a cámara de almacenamiento.

Es posible notar la variación de esta variable según la estación del año, también depende de la ubicación geográfica de la ciudad.

Lo usual para el cálculo de la carga térmica es utilizar el valor de temperatura más alto registrado en el año, por ser el día más caliente, pues la intervención de esta variable cumple un

papel muy importante en el cálculo de la carga térmica, pues es el día que esta variable sugiere que la transferencia de calor a través de las paredes, techo y suelo hacia el interior de la cámara será mayor, por lo tanto se necesitará un mayor consumo de energía para remover la carga en la que intervenga esta variable. Sin embargo, se ha optado usar un rango de valores basados en la distribución de frecuencia de la variable período a período, así los resultados correspondientes al consumo de energía serán más próximos a la realidad, pues no todos los días se tiene una única medición de temperatura en el ambiente, si no por el contrario existen oscilaciones de valores en un solo día.

Como puede observarse en las gráficas anteriores, los meses donde es más frecuente encontrar valores de temperaturas más altas son en enero, febrero y marzo descritas en las figuras 15, 16 y Anexo B.2.1. respectivamente, que corresponden a los meses de verano con rangos de valores entre 24 y 26°C; junio, julio y agosto descritas en las gráficas 17, 18 y Anexo B.2.4, respectivamente, tiene mayor frecuencia de encontrar temperaturas por debajo de 18°C sin llegar a disminuir a menos

de 16°C; en las figuras 19, 20 y Anexo B.2.6. que corresponden a los meses de octubre, noviembre y diciembre, respectivamente, refleja un aumento de temperatura con rangos entre 19 y 24°C, sin alcanzar la temperatura de los meses de verano.

Del mismo modo que con el producto terminado que ingresa a cámara de almacenamiento, el programa diseñado en MatLab seleccionará temperaturas al azar de los rangos en donde se encuentre la mayor frecuencia de repetirse las temperaturas en un determinado período.

## **4.2. DISTRIBUCIÓN DE PROBABILIDADES DE PARÁMETROS CLIMÁTICOS**

En este apartado se tratará el parámetro más importante, la humedad relativa.

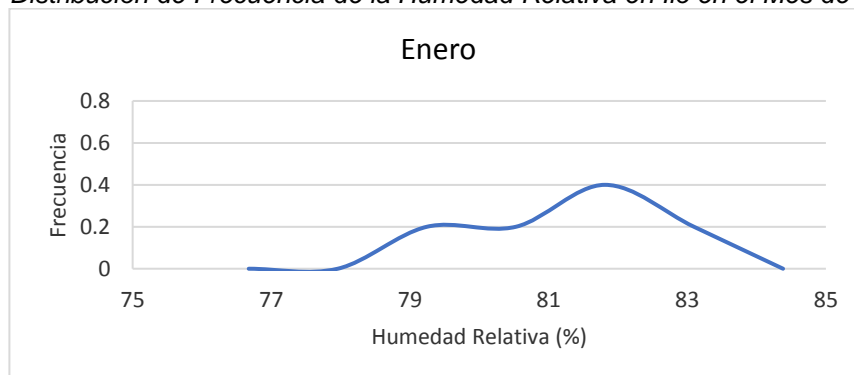
### **4.2.1. Humedad Relativa**

Este parámetro operacional ayudará a calcular la humedad absoluta del ambiente que es el parámetro que directamente influye en el cálculo de la carga térmica, dicho parámetro se considera al determinar el calor a remover por las renovaciones

de aire que se originen en la cámara de almacenamiento, al que igual que con las variables intervinientes, se analizará la distribución de frecuencia de la humedad relativa generada a través de los datos proporcionados por SENHAMI (Anexo B3), tal como se muestra a continuación:

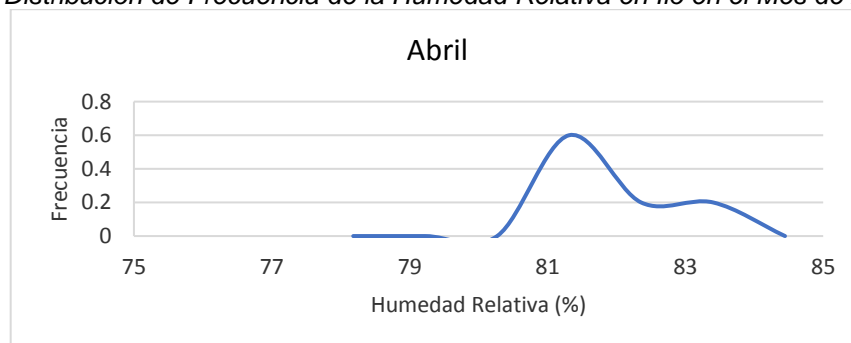
**Figura 21**

*Distribución de Frecuencia de la Humedad Relativa en Ilo en el Mes de Enero*



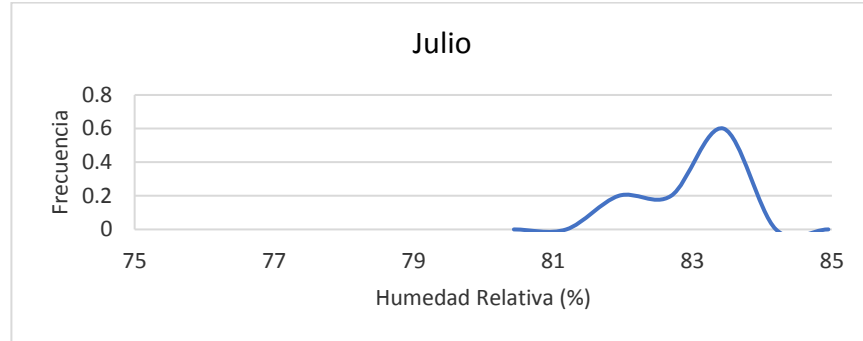
**Figura 22**

*Distribución de Frecuencia de la Humedad Relativa en Ilo en el Mes de Abril*



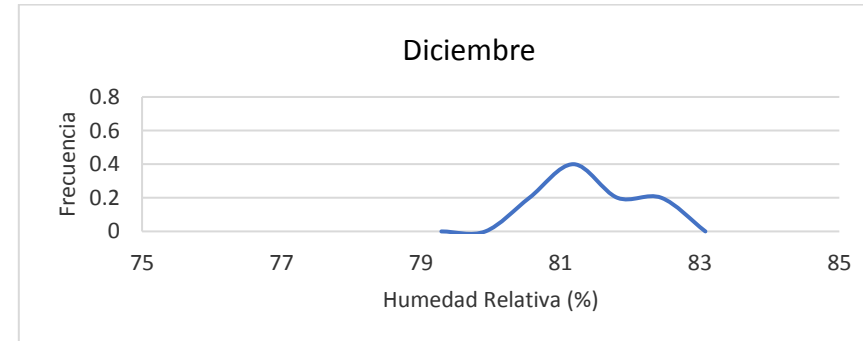
**Figura 23**

*Distribución de Frecuencia de la Humedad Relativa en Ilo en el Mes de Julio*



**Figura 24**

*Distribución de Frecuencia de la Humedad Relativa en Ilo en el Mes de Diciembre*



La distribución de este parámetro climático detalla el comportamiento de este, período a período, es posible observar que la diferencia de humedades relativas entre un período y otro no es muy grande; sin embargo, el programa diseñado en MatLab

seleccionará valores al azar entre los rangos representados en los gráficos anteriores correspondientes a cada período, que son muy próximos, pero no iguales.

### 4.3. CÁLCULO DE CARGA TÉRMICA

A partir de lo anteriormente mencionado se procede a calcular la carga térmica, los cálculos se realizan para cada refrigerante. Entonces, del capítulo II utilizando las ecuaciones de carga térmica desde la [1] a la [13] correspondiente a  $Q_{OTROS}$  permitirá calcular la cantidad de energía necesaria para remover el calor generado por los elementos de esta partida; por lo tanto, a modo de ejemplo se realizará a continuación los cálculos para el mes de enero (31 días)

#### 4.3.1. Partida $Q_{OTROS}$

a) Flujo a través de los cerramientos.

Datos:

$$Q_{P1} = k \times S \times \Delta t$$

$$k_p = 0,175 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$k_T = 0,233 \frac{W}{m^2 \cdot ^\circ C}$$

$$S_P = 1357 \text{ m}^2$$

$$S_C = 750 \text{ m}^2$$

$$S_T = 825 \text{ m}^2$$

$$t_{\text{ext}} = 26,98 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{int}} = -20 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$t_{\text{suelo}} = 26,98 + 3,5 = 30,48 \text{ }^\circ\text{C}$$

Donde:

$k_P$ , transmitancia para paredes, como el techo tiene las mismas está hecho con los mismos paneles de las paredes tendrá la misma transmitancia.

$k_T$ , transmitancia para suelo o piso.

$S_P$ , Superficie de muros.

$S_C$ , superficie cielo o techo.

$S_T$ , superficie de la cámara (Piso).

$t_{\text{ext}}$ , temperatura exterior de diseño (Ambiental).

$t_{\text{int}}$ , temperatura interior de diseño.

$t_{\text{suelo}}$ , Temperatura del suelo (entre 3 y 5 °C superior a la temperatura exterior).

Entonces se tiene:

Flujo a través de las paredes:

$$Q_{P_{1p}} = 0,175 \times 1357 \times (26,98 - (-20))$$

$$Q_{P_{1p}} = 11156,576 \text{ W}$$

Flujo a través del cielo o techo:

$$Q_{P_{1c}} = 0,175 \times 750 \times (26,98 - (-20))$$

$$Q_{P_{1c}} = 6166,125 \text{ W}$$

Flujo a través del suelo:

$$Q_{P_{1t}} = 0,233 \times 825 \times (30,48 - (-20))$$

$$Q_{P_{1t}} = 9703,518 \text{ W}$$

Por lo tanto:

$$Q_{P_1} = Q_{P_{1p}} + Q_{P_{1c}} + Q_{P_{1t}}$$

$$Q_{P_1} = 27,026 \text{ kW}$$

La energía requerida para  $Q_{P_1}$  es:

$$E_{P_1} = Q_{P_1} \times 24 \text{ h} \times \text{días del mes}$$

$$E_{P_1} = 27,026 \times 24 \times 31$$

$$E_{P_1} = 20107,506 \text{ kW} \cdot \text{h}$$

b) Entrada de aire exterior a la cámara.

$$Q_{P_2} = \frac{\eta V \Delta h \rho}{24}$$

Para calcular la humedad absoluta a partir de la humedad relativa, se necesita la presión saturada a la temperatura tanto interna como externa; entonces:

$$\ln P_{\text{sat}} = 16,387 - \frac{3885.7}{230,17 + t_{\text{int}}}$$

$$P_{\text{sat}} = 0,122$$

$$W_{\text{int}} = \left( \frac{18,015}{28,85} \right) \left( \frac{1}{10132,5 / (\psi_{\text{int}} \times P_{\text{sat}}) - 1} \right)$$

$$W_{\text{int}} = 0,0007 \text{ kg/kgas}$$

$$W_{\text{ext}} = \left( \frac{18,015}{28,85} \right) \left( \frac{1}{10132,5 / (\psi_{\text{ext}} \times P_{\text{sat}}) - 1} \right)$$

$$W_{\text{ext}} = 0,0006 \text{ kg/kgas}$$

Luego, las entalpías tanto interna como externa, serán:

Datos:

$$L_0 = 2501 \text{ kJ/kg}$$

$$Cp_a = 1,004 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

$$Cp_w = 1,86 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

$$h = C_{p_a} \times t + w \times (L_o + C_{p_w} \times t)$$

$$h_{int} = C_{p_a} \times t_{int} + w_{int} \times (L_o + C_{p_w} \times t_{int})$$

$$h_{int} = -18,407 \text{ kJ/kg}$$

$$h_{ext} = C_{p_a} \times t_{ext} + w_{ext} \times (L_o + C_{p_w} \times t_{ext})$$

$$h_{ext} = 28,666 \text{ kJ/kg}$$

La cantidad de renovaciones por día viene dado por la siguiente tabla:

**Tabla 17**

*Cambios de aire promedio en 24 horas para cuartos de almacenamiento abajo de 32°F (0°C) debido a la apertura de puertas e infiltración*

Volumen Pies <sup>3</sup>	Cambios de Aire en 24 h	Volumen Pies <sup>3</sup>	Cambios de Aire en 24 h	Volumen Pies <sup>3</sup>	Cambios de Aire en 24 h
200	33,5	2000	9,3	25000	2,3
250	29,0	3000	7,4	30000	2,1
300	26,2	4000	6,3	40000	1,8
400	22,5	5000	5,6	50000	1,6
500	20,0	6000	5,0	75000	1,3
600	18,0	8000	4,3	100000	1,1
800	15,3	10000	3,8	150000	1,0
1000	13,5	15000	3,0	200000	0,9
1500	11,0	20000	2,6	300000	0,85

**Nota: Frigus Bohn, 2005.**

$$V = 7425 \text{ m}^3 = 262211,4 \text{ pies}^3$$

$$\rho_{aire} = 1,225 \text{ kg/m}^3$$

Interpolando la tabla 17, se obtiene:

$$\eta = 0,87 \text{ reny/día}$$

Por lo tanto:

$$Q_{P2} = \frac{\eta V \Delta h \rho}{24}$$

$$Q_{P2} = 15520,774 \text{ kJ/h}$$

Así mismo, la energía requerida para remover  $Q_{P2}$ , es:

$$E_{P2} = \frac{Q_{P2} \times 24 \text{ h} \times \text{días del mes}}{3600}$$

$$E_{P2} = 3207,627 \text{ kW - h}$$

c) Calor aportado por motores.

$$Q_{P3} = 0,2 \times \sum (N f) \times 3600$$

$$N_{\text{unidad compresora-condensadora}} = 50 \text{ hp cada uno}$$

$$N_{\text{evaporadores}} = 14360 \text{ kcal/h} = 16,701 \text{ kW (6 unidades)}$$

Los únicos equipos dentro de la cámara son los evaporadores,

luego como son 6 evaporadores, se tiene:

En una hora:

$$Q_{P3} = 72147,024 \text{ kW/h}$$

horas de funcionamiento diario = 18h

horas de funcionamiento mensual = 558h

$$\Rightarrow E_{P3} = \frac{Q_{P3} \times 558 \text{ h}}{3600}$$

$$\therefore E_{P3} = 11182,788 \text{ kW - h}$$

d) Calor aportado por personas.

$$Q_{P4} = q_p \eta t$$

Se asume  $\eta = 3$  personas

A - 20°C la potencia liberada por una personas es :

$$q_p = 390 \text{ W (Ver tabla 3)}$$

horas de funcionamiento diarias = 3h

horas de funcionamiento mensual = 93h

En una hora :

$$Q_{P4} = 4212 \text{ kJ/h}$$

$$\Rightarrow E_{P4} = \frac{Q_{P4} \times 93h}{3600}$$

$$\therefore E_{P4} = 108,81 \text{ kW - h}$$

e) Calor aportado por la iluminación.

$$Q_{P5} = N_{\text{ilum}} t f$$

f = factor por fluorescente = 1

$$N_{\text{ilum}} = 6 \text{ kW}$$

horas de funcionamiento diarias = 4h

horas de funcionamiento mensual = 124h

$$Q_{P5} = 21600 \text{ kJ/h}$$

$$E_{P5} = \frac{Q_{P5} \times 124}{3600}$$

$$E_{P5} = 744 \text{ kW - h}$$

Entonces, la cantidad de energía necesaria para remover el calor de esta partida, por lo tanto, sumando todas las E, se tiene:  $E_{OTROS} = 3550,73 \text{ kW-h}$

#### 4.3.2. Partida $Q_{PRODUCTOS}$ :

Por consiguiente, de la misma forma utilizando las ecuaciones desde la [14] a la [22] correspondiente a  $Q_{PRODUCTOS}$  permitirá calcular la cantidad de energía necesaria para remover el calor generado por los elementos de esta partida; por lo tanto:

a) Conservación de la mercancía.

Debido a que el producto entra y se mantiene congelado, no se desarrolla este apartado.

$$Q_{U1} = 0$$

b) Refrigeración del alimento en diferentes etapas.

Frío necesario para disminuir la temperatura desde la entrada hasta la congelación.

$$Q_{U21} = C_p \times m \times (T_c - T_f) = 0$$

Frío invertido en la congelación.

$$Q_{U22} = L \times m = 0$$

Frío invertido para disminuir la temperatura del producto desde el punto de congelación hasta la temperatura deseable para su mantenimiento.

$$Q_{U23} = C_p \cdot m_{\text{entprod}} \cdot (T_{\text{ea}} - T_{\text{r}})$$

$$M_{\text{entprod}} = 128671,1 \text{ kg}$$

$$T_{\text{ea}} = -16,2^\circ\text{C}$$

$$T_{\text{r}} = -18^\circ\text{C}$$

$$C_p = 1,668 \text{ kJ/kg}^\circ\text{C}$$

En una hora:

$$Q_{U23} = 16096,754 \text{ kJ/h}$$

Sumando las  $Q_{U2i}$ , se tiene:

$$Q_{U2} = 16096,754 \text{ kJ/h}$$

$$E_{U2} = \frac{Q_{U2} \times \text{días del mes}}{3600}$$

$$\therefore E_{U2} = 138,610 \text{ kW-h}$$

c) Calor de refrigeración del alimento.

$$Q_{U3} = L_r \times m_{\text{car tot}}$$

$$Q_{U3} = 0$$

d) Refrigeración del embalaje.

$$Q_{U4} = C_e m_{entemb} (T_e - T_r)$$

$$C_e = 2,71 \text{kJ/kgK}$$

$$m_{pall} = 20 \text{kg}$$

cadapallet lleva 750kg

$$M_{entprod} = 128671,1 \text{kg}$$

$$M_{entpall} = \frac{M_{entprod}}{750} \times m_{pall}$$

$$M_{entpall} = 3431,229 \text{kg}$$

Cadacaja de PPTT lleva 23,5kg

$$M_{entemb} = \frac{M_{entprod}}{23,5} \times m_{emb}$$

$$M_{entpall} = \frac{M_{entprod}}{750} \times m_{pall}$$

$$M_{entpall} = 3431,229 \text{kg}$$

Cadacaja de PPTT lleva 23,5kg

$$M_{entemb} = \frac{M_{entprod}}{23,5} \times m_{emb}$$

$$M_{entemb} = 6570,439 \text{kg}$$

$$T_r = -18^\circ\text{C}$$

$$T_{ep} = 2,2^\circ\text{C}$$

$$T_{ee} = -3,3^\circ\text{C}$$

$$Q_{U4} = (C_e M_{\text{entpall}} (T_{\text{ep}} - T_{\text{r}})) + (C_e M_{\text{entemb}} (T_{\text{ee}} - T_{\text{r}}))$$

$$Q_{U4} = 449578,94 \text{ kJ/h}$$

$$\therefore E_{U4} = \frac{Q_{U4} \times \text{días del mes}}{3600}$$

$$\Rightarrow E_{U4} = 3871,374 \text{ kW - h}$$

Entonces:

$$E_{\text{productos}} = E_{U1} + E_{U2} + E_{U3} + E_{U4}$$

$$E_{\text{productos}} = 4009,99 \text{ kW - h}$$

Por lo tanto, la energía total necesaria para remover el calor aplicando el 10% de seguridad es:

$$E_{\text{TOTAL}} = (E_{\text{otros}} + E_{\text{productos}}) \times 1.1$$

$$E_{\text{TOTAL}} = 43296,79 \text{ kW - h}$$

Además, la carga que debe ser eliminada por el sistema de refrigeración es:  $Q = 58,19 \text{ kW}$

El cálculo anterior representa el posible consumo energético para el mes de enero con determinados valores de variables tales como la cantidad de producto entrante a la cámara, la temperatura ambiental y el refrigerante que se elija y parámetros operacionales como la humedad interior y exterior de diseño, la información del diseño de la cámara

entre otros. Siguiendo el mismo procedimiento se observan en los Anexos C1 y C2; un ejemplo del cálculo para un año, incluyendo además el factor de seguridad del 10%.

#### 4.4. CÁLCULO DE ENERGÍA EN EL CICLO DE REFRIGERACIÓN DE LA CÁMARA DE ALMACENAMIENTO

Una vez obtenida las necesidades frigoríficas se procede a calcular para el mismo período y un refrigerante específico, por ejemplo, se utiliza el R-407C, el consumo de energía requerido, teniendo en cuenta el correspondiente diagrama de Mollier.

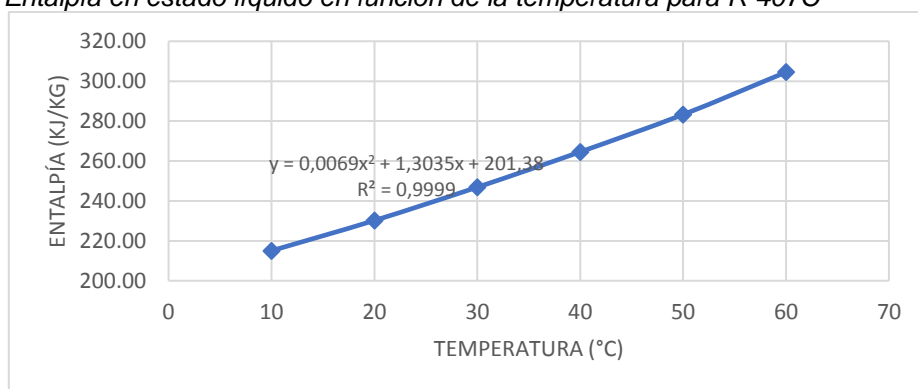
A partir del Anexo A2, se obtienen los siguientes datos:

**Tabla 18**  
*Entalpía y Presión en estado líquido a diferentes temperaturas para R-407C*

TLs (°C)	HLs (kJ/kg)	PLs (kPa)	P (Mpa)	logP
<b>10</b>	215,03	768,441	0,768441	-0,114
<b>20</b>	230,20	1026,47	1,02647	0,011
<b>30</b>	246,88	1346,56	1,34656	0,129
<b>40</b>	264,57	1734,78	1,73478	0,239
<b>50</b>	283,28	2194,86	2,19486	0,341
<b>60</b>	304,51	2751,93	2,75193	0,440

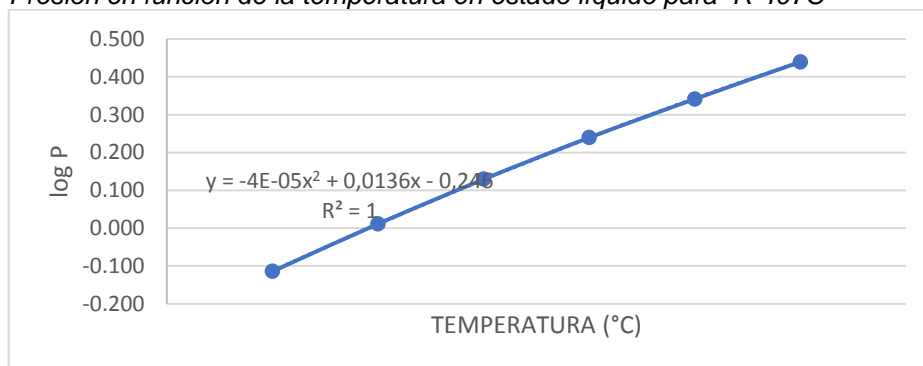
**Figura 25**

Entalpía en estado líquido en función de la temperatura para R-407C



**Figura 26**

Presión en función de la temperatura en estado líquido para R-407C

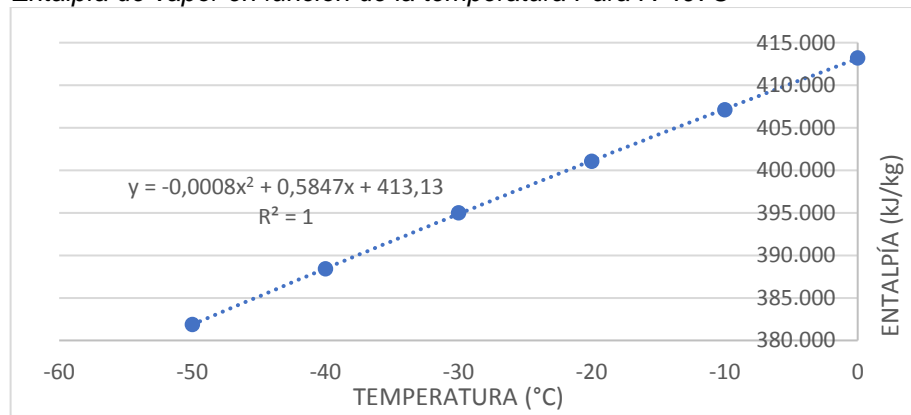


**Tabla 19**

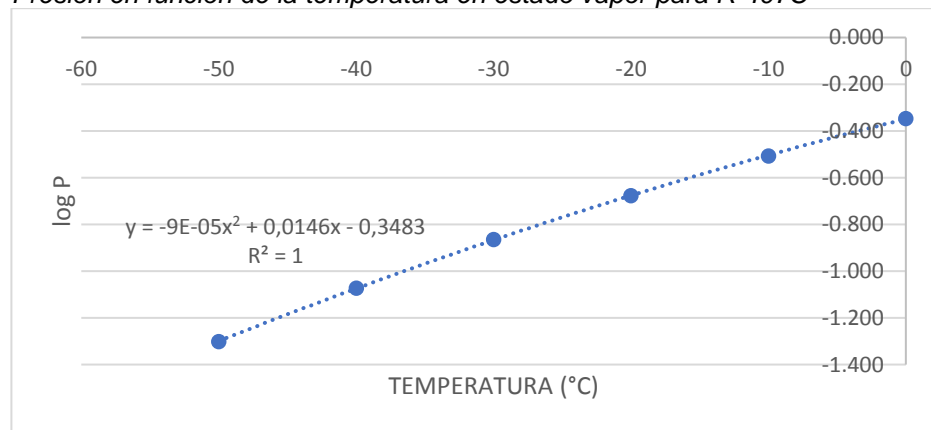
Entalpía y Presión en estado vapor a diferentes temperaturas para R-407C

TGs (°C)	HGs (kJ/kg)	PGs (kPa)	P (Mpa)	logP
-50	381,846	50	0,05	-1,301
-40	388,418	84,5022	0,0845022	-1,073
-30	394,989	136,496	0,136496	-0,865
-20	401,055	210,729	0,210729	-0,676
-10	407,121	310,945	0,310945	-0,507
0	413,187	450,592	0,450592	-0,346

**Figura 27**  
*Entalpía de vapor en función de la temperatura Para R-407C*



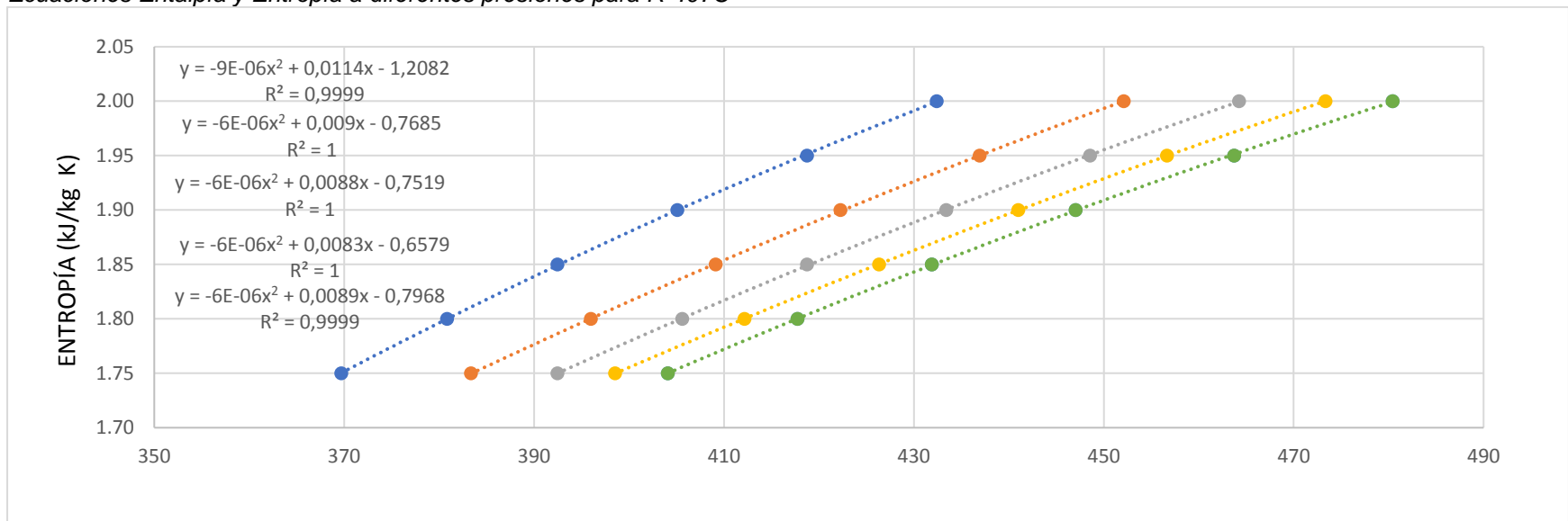
**Figura 28**  
*Presión en función de la temperatura en estado vapor para R-407C*



**Tabla 20**  
*Entalpía y Entropía a diferentes presiones para R-407C*

<b>P (kPa)</b>	<b>100</b>	<b>P (kPa)</b>	<b>200</b>	<b>P (kPa)</b>	<b>300</b>	<b>P (kPa)</b>	<b>400</b>	<b>P (kPa)</b>	<b>500</b>
<b>H (kJ/kg)</b>	S (kJ/kg K)	H (kJ/kg)	S (kJ/kg K)	H (kJ/kg)	S (kJ/kg K)	H (kJ/kg)	S (kJ/kg K)	H (kJ/kg)	S (kJ/kg K)
<b>369,714</b>	1,75	383,363	1,75	392,462	1,75	398,527	1,75	404088	1,75
<b>380,835</b>	1,80	396	1,80	405,604	1,80	412,176	1,80	417,736	1,80
<b>392,462</b>	1,85	409,143	1,85	418,747	1,85	426,33	1,85	431,89	1,85
<b>405,099</b>	1,90	422,286	1,90	433,407	1,90	440,989	1,90	447,055	1,90
<b>418,747</b>	1,95	436,945	1,95	448,571	1,95	456,659	1,95	463,736	1,95
<b>432,396</b>	2,00	452,11	2,00	464,242	2,00	473,341	2,00	480,418	2,00

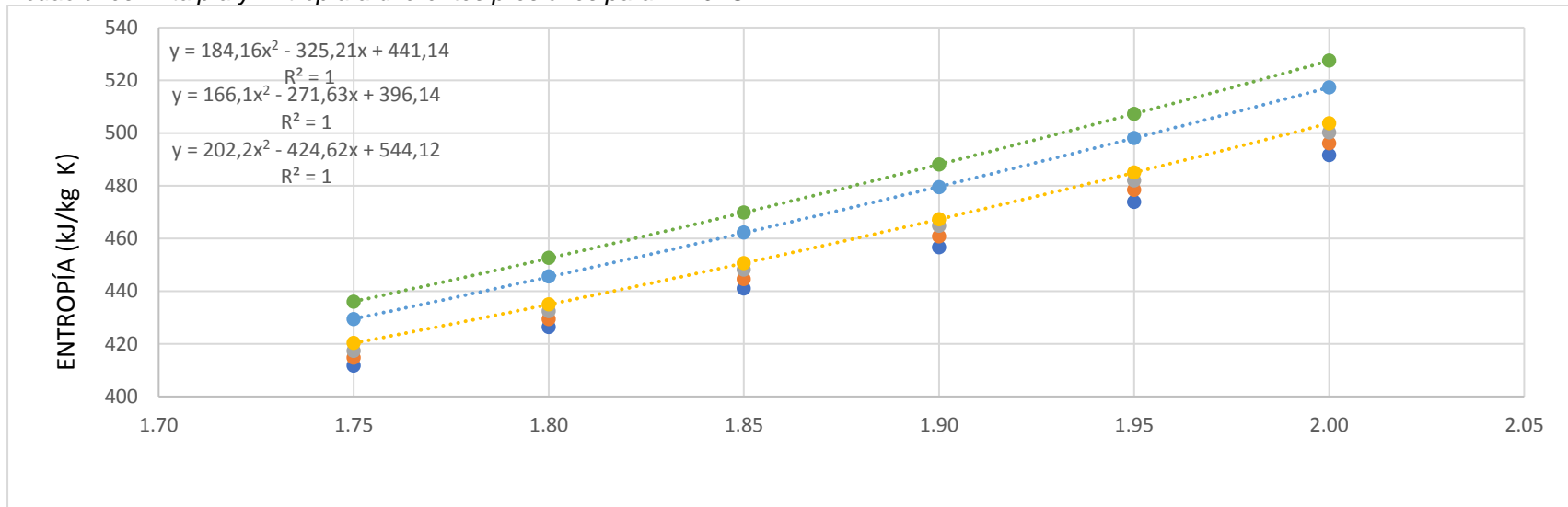
**Figura 29**  
*Ecuaciones Entalpía y Entropía a diferentes presiones para R-407C*



**Tabla 21**  
*Entalpía y Entropía a diferentes presiones para R-407C*

<b>P (kPa)</b>	<b>700</b>	<b>P (kPa)</b>	<b>800</b>	<b>P (kPa)</b>	<b>900</b>	<b>P (kPa)</b>	<b>1000</b>	<b>P (kPa)</b>	<b>1500</b>	<b>P (kPa)</b>	<b>2000</b>
<b>S (kJ/kg K)</b>	H (kJ/kg)	S (kJ/kg K)	H (kJ/kg)	S (kJ/kg K)	H (kJ/kg)	S (kJ/kg K)	H (kJ/kg)	S (kJ/kg K)	H (kJ/kg)	S (kJ/kg K)	H (kJ/kg)
<b>1,75</b>	411,67	1,75	414,703	1,75	417,231	1,75	420,264	1,75	429,363	1,75	435,934
<b>1,80</b>	426,33	1,80	429,363	1,80	432,396	1,80	434,923	1,80	445,538	1,80	452,615
<b>1,85</b>	440,989	1,85	444,527	1,85	448,066	1,85	450,593	1,85	462,22	1,85	469,802
<b>1,90</b>	456,659	1,90	460,703	1,90	464,747	1,90	467,275	1,90	479,407	1,90	488
<b>1,95</b>	473,846	1,95	478,396	1,95	481,934	1,95	484,967	1,95	498,11	1,95	507,209
<b>2,00</b>	491,538	2,00	496,088	2,00	500,132	2,00	503,67	2,00	517,319	2,00	527,429

**Figura 30**  
*Ecuaciones Entalpía y Entropía a diferentes presiones para R-407C*



Inicialmente se suponen valores de operación para asegurar la transferencia de calor, entonces:

$$\Delta T_C = 15^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_H = 8^\circ\text{C}$$

$$T_{C,\text{sat}} = T_{\text{int}} - \Delta T_C = -20 - 15 = -35^\circ\text{C}$$

$$T_{H,\text{sat}} = T_{\text{ext}} + \Delta T_H = 26,98 + 8 = 34,98^\circ\text{C}$$

$$\Delta T_2 = 10^\circ\text{C}$$

$$T_2 = T_{C,\text{sat}} + \Delta T_2 = -35 + 10 = -25^\circ\text{C}$$

$$\log P_2 = (-8,770 \times 10^{-5} \times T_2^2) + (0,015 \times T_2) + (-0,348)$$

$$\log P_2 = -0,792$$

$$P_2 = 170,13 \text{ kPa}$$

$$\Delta T_4 = 5^\circ\text{C}$$

$$T_4 = T_{H,\text{sat}} + \Delta T_4 = 34,98 + 5 = 39,98^\circ\text{C}$$

$$\log P_4 = (-3,578 \times 10^{-5} \times T_4^2) + (1,356 \times 10^{-2} \times T_4) + (-2,460 \times 10^{-1})$$

$$\log P_4 = 0,24$$

$$P_4 = 1733,93 \text{ kPa}$$

$$H_2 = (-8,124 \times 10^{-4} \times T_{C,\text{sat}}^2) + (0,585 \times T_{C,\text{sat}}) + 413,133$$

$$H_2 = 391,67 \text{ kJ/kg}$$

$$H_4 = (6,860 \times 10^{-3} \times T_{H,\text{sat}}^2) + (1,303 \times T_{H,\text{sat}}) + 201,385$$

$$H_4 = 255,37 \text{ kJ/kg}$$

$$H_4 = H_1$$

$$H_1 = 255,37 \text{ kJ/kg}$$

$$Q_C = H_2 - H_1$$

$$Q_C = 136,30 \text{ kJ/kg}$$

Para calcular la entropía a  $P_2 = 170,13 \text{ kPa}$  y  $H_2 = 391,67 \text{ kJ/kg}$ , se utiliza la figura 50 que proviene de la tabla 20 a las presiones de 100 y 200 KPa.

Entonces a  $P=100 \text{ kPa}$ , la ecuación cuadrática es:

$$S_2(P_{100}) = -9,32 \times 10^{-6} H_2^2 + 1,14 \times 10^{-2} H_2 - 1,21$$

Por lo tanto:  $S_2(P_{100}) = 1,85 \text{ kJ/kgK}$

Para  $P=200\text{kPa}$ , la ecuación cuadrática es:

$$S_2(P_{200}) = -6,47 \times 10^{-6} H_2^2 + 9,05 \times 10^{-3} H_2 - 7,68 \times 10^{-1}$$

Por lo tanto:  $S_2(P_{200}) = 1,78 \text{ kJ/kgK}$

Entonces se tiene para  $H_2 = 391,67 \text{ kJ/kg}$

**Tabla 22**

*Presión y Entropía a  $H_2 = 391,67 \text{ kJ/kg}$*

<b>Presión <i>kPa</i></b>	<b>Entropía <i>kJ/kg K</i></b>
<b>100</b>	1,85
<b>170,13</b>	$S_2(P_{170,13})$
<b>200</b>	1,78

Interpolando los valores de la tabla 22, se obtiene:

$$S_2(P_{170,13}) = 1,80 \text{ kJ/kgK}$$

Luego se calcula la entalpía en el punto 3 (ideal):

$$\Delta P_H = 50 \text{ kPa}$$

$$P_3 = P_4 + \Delta P_H$$

$$P_3 = 1783,93 \text{ kPa}$$

Para  $P_3 = 1783,93 \text{ kPa}$  y  $S_2 = 1,80 \text{ kJ/kgK}$

Se utiliza la gráfica 51 que proviene de la tabla 21 a las presiones de 1500 y 2000 kPa.

Entonces a  $P=1500$  kPa, la ecuación cuadrática es:

$$H_3(P_{1500}) = 166,10S_2^2 - 271,63S_2 + 396,14$$

Por lo tanto:  $H_3(P_{1500}) = 444,67 \text{ kJ/kg}$

Para  $P=2000$  kPa, la ecuación cuadrática es:

$$H_3(P_{2000}) = 184,16S_2^2 - 325,21S_2 + 441,14$$

Por lo tanto:  $H_3(P_{2000}) = 451,72 \text{ kJ/kg}$

Entonces se tiene para  $S_2 = 1,80 \text{ kJ/kgK}$

**Tabla 23**

*Presión y Entalpía a  $S_2 = 1,80 \text{ kJ/kgK}$*

<b>Presión kPa</b>	<b>Entalpía kJ/kg</b>
<b>1500</b>	444,67
<b>1783,93</b>	$H_{3,\text{ideal}}(P_{1783,93})$
<b>2000</b>	451,72

Interpolando los valores de la tabla 23, se obtiene:

$$H_{3,\text{ideal}} = 448,92 \text{ kJ/kg}$$

Entonces:

$$W_{\text{ideal}} = H_{3,\text{ideal}} - H_2$$

$$W_{\text{ideal}} = 57,25 \text{ kJ/kg}$$

$$\text{Eficiencia} = 0,75$$

$$W_{\text{real}} = \frac{W_{\text{ideal}}}{\text{Eficiencia}} = 76,33 \text{ kJ/kg}$$

Por lo tanto, la potencia necesaria será:

$$\text{Pot} = \frac{W_{\text{real}}}{Q_c} Q$$

$$\text{Pot} = 32,59 \text{ kW}$$

$$\therefore E_{\text{compresor}} = \text{Pot} \times \text{horas} \times \text{días del mes}$$

$$\therefore E_{\text{compresor}} = 24246,83 \text{ kW} \cdot \text{h}$$

La energía necesaria para remover la carga térmica de la cámara frigorífica en el mes de enero es 24246,83 kW · h. En el Anexo D1, puede observarse los cálculos realizados para los doce períodos de un año.

Este procedimiento se ha programado en MatLab. El programa realiza el cálculo del consumo de energía para diferentes valores de las variables indicadas en la tabla 15. La simulación Montecarlo implica realizar varias pruebas, modificando aleatoriamente la cantidad de producto que ingresa a la cámara y la temperatura ambiental, así como los parámetros climáticos y operacionales mencionados anteriormente. El número de simulaciones para cada refrigerante es de 3000. Este conjunto representa una corrida para el cálculo de consumo de energía.

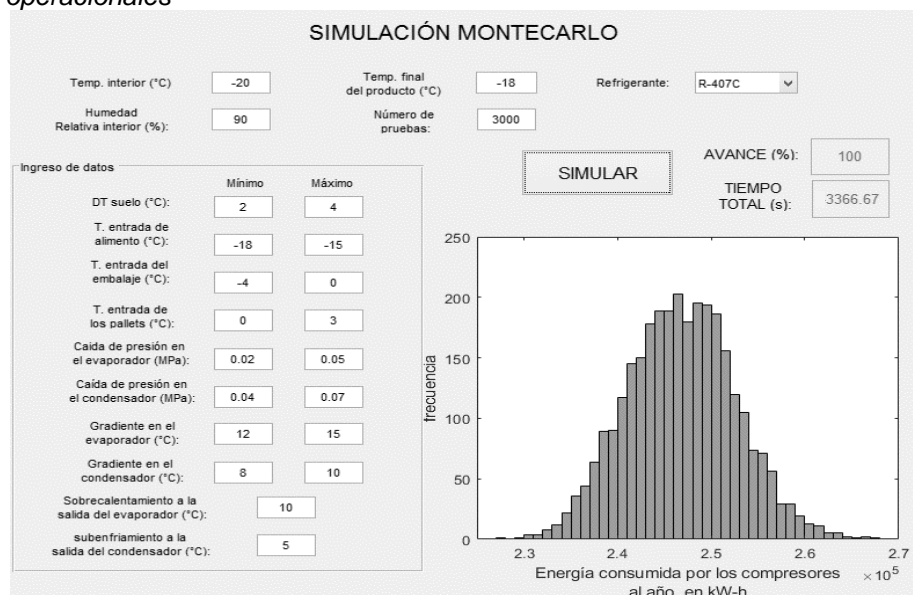
Una vez obtenidos los consumos energéticos simulados correspondientes a cada refrigerante (tratamientos) se realiza un análisis

de varianza (ANOVA); el objetivo será utilizar las varianzas para determinar si las medias son diferentes, de esta manera si el comportamiento de los refrigerantes son los mismos respecto al consumo energético del ciclo de refrigeración, quedaría aprobada la hipótesis nula; caso contrario, si al menos uno de ellos tiene un comportamiento diferente, se validaría la hipótesis de la investigación.

#### 4.5. Resultados – Programación MatLab

Los cálculos realizados anteriormente corresponden a un valor de la energía para una corrida, el programa está diseñado para realizar 3000 cálculos en una sola corrida y se han realizado 10 corridas para cada refrigerante.

**Figura 31**  
*Interfaz del Programa de Simulación Montecarlo con valores de parámetros operacionales*



Como se mencionó anteriormente, de cada corrida se tiene 3000 valores de energía, valores que varían según la elección al azar del programa de las variables y parámetros operacionales. Los valores de las variables intervinientes están detallados al inicio de este capítulo, lo mismo sucede con la humedad relativa (parámetro climático), sin embargo, existen otros parámetros que deben ser descritos.

- $DT_{\text{suelo}} = \Delta T_{\text{suelo}}$  (°C): Según el SENHAMI la temperatura del suelo en la localidad de Ilo suele variar de 2 a 4 °C respecto a la temperatura ambiental.
- Temperatura de entrada del alimento,  $T_{\text{ea}}$  (°C): En teoría este parámetro operacional debería ser -18°C, sin embargo, el producto sale de los túneles de congelamiento o congeladores de placas entre -20°C y -18°C, pero debe considerarse el tiempo que demora el producto para ser empacado y dispuesto a la cámara de almacenamiento, algunas instalaciones sugieren hermetizar y refrigerar la zona de empaque, sin embargo, COPERSA no tiene un sistema de frío para la misma, por lo tanto, este tiempo que demora el producto en ser empacado y trasladado para su almacenamiento origina un calentamiento en el producto quedando éste entre -18°C y -15°C.

- Temperatura de entrada del embalaje,  $T_{ee}$  (°C): Usualmente los empaque o embalajes se encuentran almacenados a temperatura ambiente, pero al momento de ser utilizados y cumplir con su función, la temperatura de éstos desciende debido al tiempo que tiene en contacto con el producto final mientras se arman rumas y sean trasladado a la cámara de almacenamiento. La temperatura de los embalajes llega a oscilar entre -4°C y 0°C.
- Temperatura de entrada de pallets,  $T_{ep}$  (°C): Basada en la misma causa de disminución de temperatura en los embalajes, la temperatura de los pallets en los que se armarían las rumas oscilaría entre 0 °C y 3°C.
- Caída de presión en el evaporador,  $\Delta P_c$  (MPa): El evaporador está formado por tuberías por donde circula el refrigerante, todo fluido pierde presión al circular por tuberías, esta caída de presión será mayor a medida que se reduzca el diámetro de las tuberías o aumente la velocidad del fluido. Esta caída de presión podría estimarse considerando el tipo de evaporador, la velocidad y propiedades del fluido. Sin embargo, para fines prácticos se utilizará lo descrito por REFRICENTRO en su proyecto de inversión, ya que ellos son los fabricantes de los

equipos que proponen en dicho proyecto (0,02 MPa a 0,05 MPa)

- Caída de presión en el condensador,  $\Delta P_H$  (MPa): Bajo un escenario similar al que ocurre en el evaporador, el fluido perderá presión al pasar por el condensador, del mismo modo se usará el rango de valores propuesto por REFRICENTRO (0,04 MPa a 0,07 MPa)
- Gradiente de temperatura en el evaporador,  $\Delta T_C$  (°C) y sobrecalentamiento a la salida del evaporador  $\Delta T_2$  (°C): En un ciclo de compresión de vapor real, el refrigerante sale del evaporador sobrecalentado, es decir, recibe más calor del que necesita para pasar a su estado vapor, ese exceso de calor recalienta al refrigerante; este sobrecalentamiento puede calcularse a partir de la carga térmica, las características del evaporador, la velocidad y propiedades del refrigerante, sin embargo, se utilizarán los valores basados en la práctica de otras empresas dedicadas al mismo rubro ( $12^\circ\text{C} \leq \Delta T_C \leq 15^\circ\text{C}$  y  $\Delta T_2 = 10^\circ\text{C}$ ) que asegurarán la transferencia de calor.
- Gradiente de temperatura en el condensador  $\Delta T_H$  (°C) y subenfriamiento a la salida del condensador  $\Delta T_4$  (°C): En un ciclo de compresión de vapor real el refrigerante no sale del

condensador como líquido saturado, si no subenfriado, bajo el mismo escenario que el punto anterior, se usarán valores propuestos de forma que aseguren la transferencia de calor, basados en la práctica de otras empresas dedicadas al mismo rubro ( $8^{\circ}\text{C} \leq \Delta T_H \leq 10^{\circ}\text{C}$  y  $\Delta T_4 = 5^{\circ}\text{C}$ )

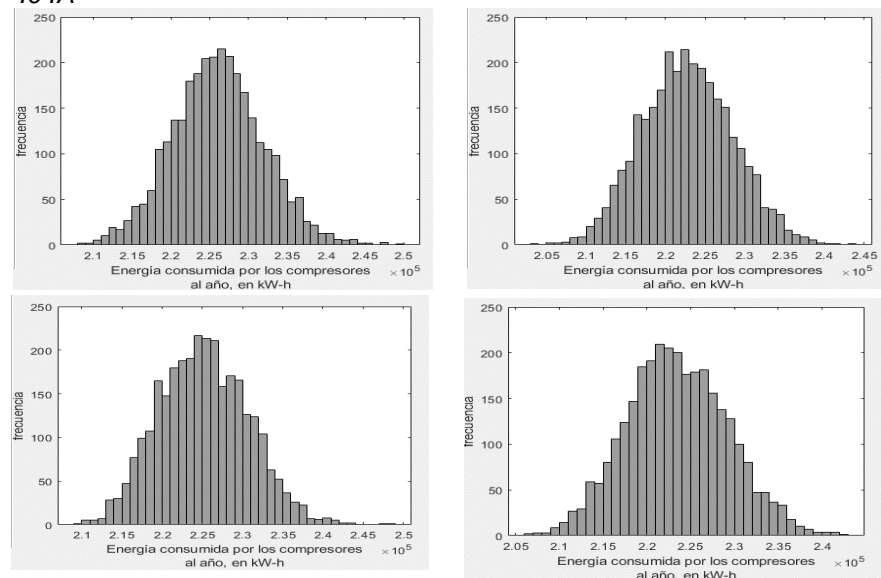
- Humedad relativa al interior del diseño,  $\Psi_{\text{int}}$ : Se utilizará el valor mayormente registrado según la práctica de otras empresas dedicadas al rubro. (90%)

Dicho lo anterior, se procede a realizar las corridas en un total de 10 para cada refrigerante, teniendo como resultado lo siguiente:

#### a) Refrigerante R-404A:

**Figura 32**

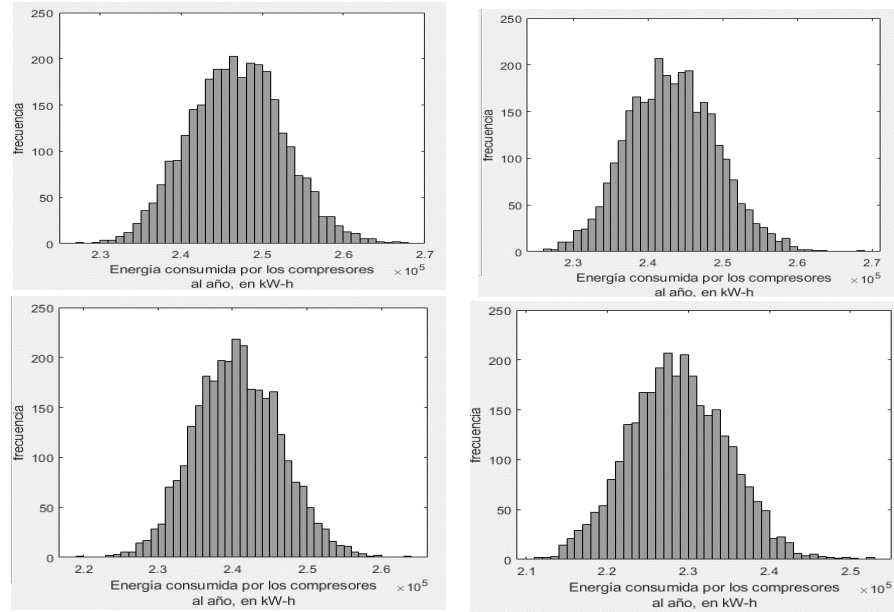
*Selección de Gráficas Resultado de la Simulación Montecarlo para el R-404A*



**b) Refrigerante R-407C:**

**Figura 33**

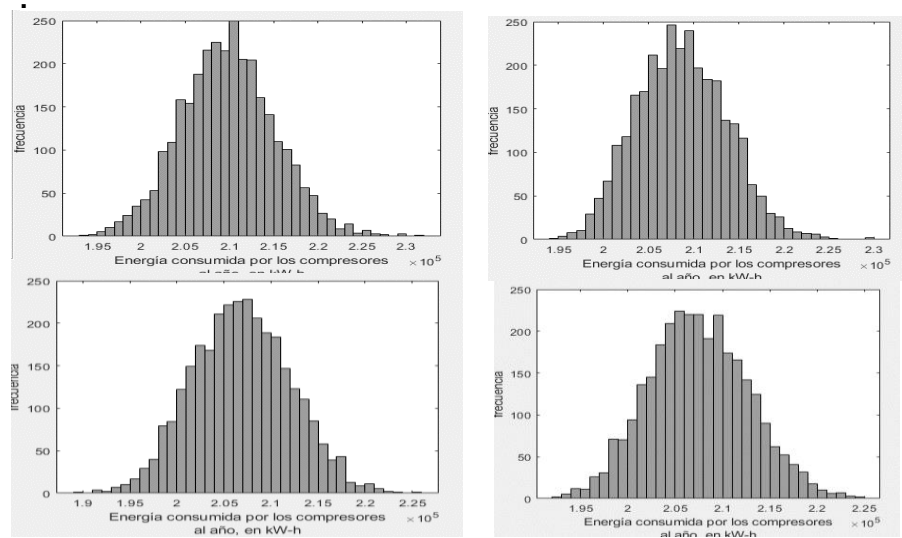
*Selección de Gráficas Resultado de la Simulación Montecarlo para el R-407C*



**c) Refrigerante R-410A:**

**Figura 34**

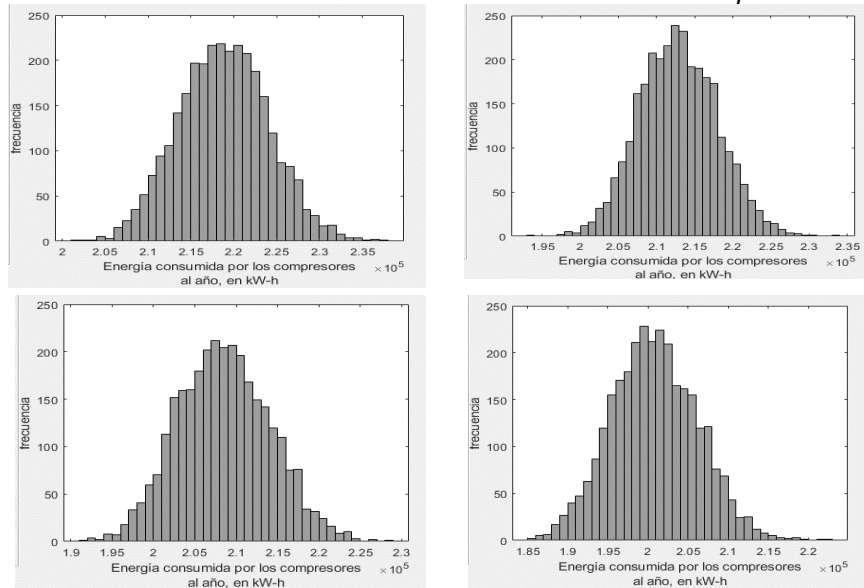
*Selección de Gráficas Resultado de la Simulación Montecarlo para el R-410A*



**d) Refrigerante R-502:**

**Figura 35**

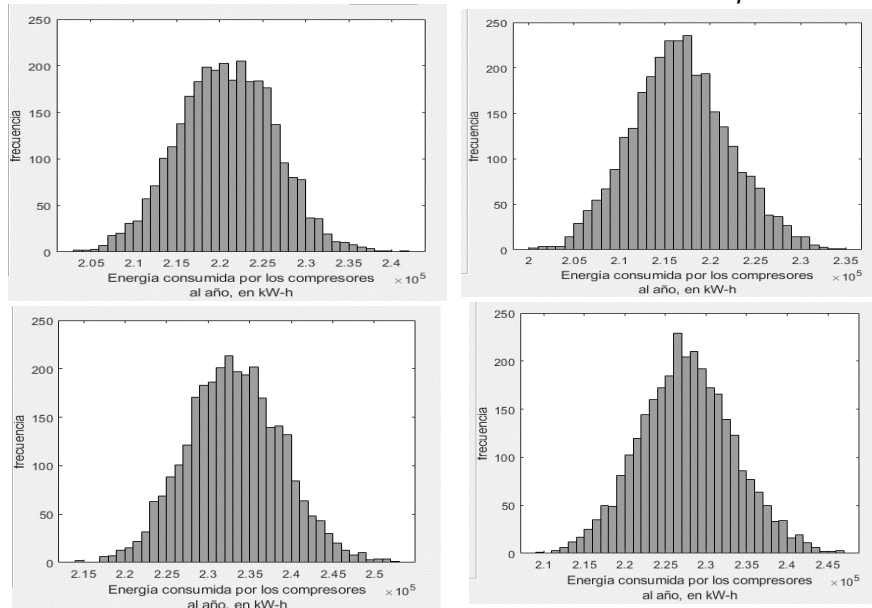
*Selección de Gráficas Resultado de la Simulación Montecarlo para el R-502*



**e) Refrigerante R-507:**

**Figura 36**

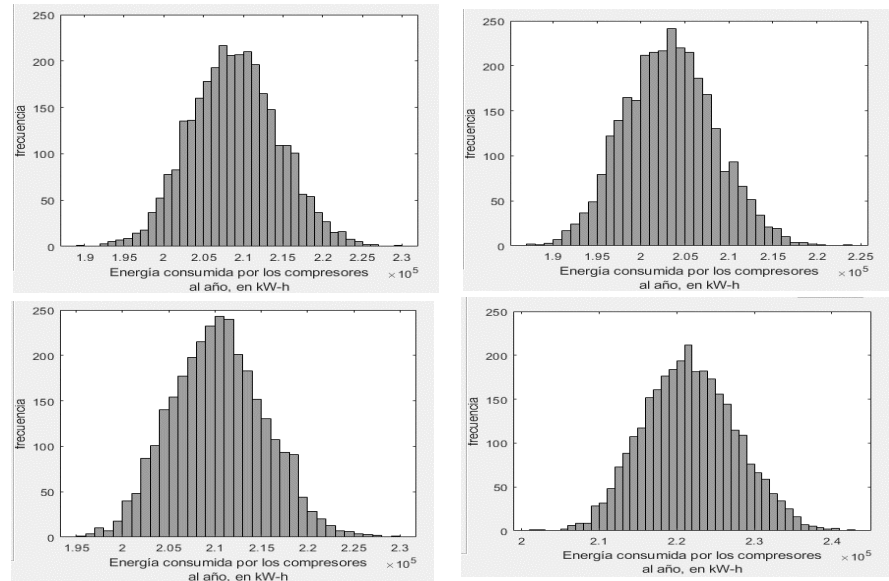
*Selección de Gráficas Resultado de la Simulación Montecarlo para el R-507*



f) Refrigerante R-513A:

**Figura 37**

*Selección de Gráficas Resultado de la Simulación Montecarlo para el R-513A*



Como puede observarse, una sola figura representa una corrida con 3000 valores como resultados al consumo energético del ciclo de compresión de la cámara de almacenamiento, los rangos entre los que oscilan los consumos de energía para cada refrigerante no tienen demasiada variación, sin embargo existen ligeras diferencias entre los 3000 valores que corresponden al consumo energético dentro de una corrida, puesto que los parámetros y variables son elegidos al azar, estas pequeñas diferencias permitirán que se pueda analizar la frecuencia dentro de los 3000 valores de consumo de energía de cada una de las

10 corridas, y así agrupar los valores de mayor frecuencia para cada corrida tal como se reflejan en la tabla 24.

**Tabla 24**  
*Consumo de Energía en kW-h para cada Refrigerante*

	<b>R404A</b>	<b>R407C</b>	<b>R410A</b>	<b>R502</b>	<b>R507</b>	<b>R513A</b>
<b>C1</b>	2,261x10 <sup>5</sup>	2,468 x10 <sup>5</sup>	2,109 x10 <sup>5</sup>	2,188 x10 <sup>5</sup>	2,208 x10 <sup>5</sup>	2,089 x10 <sup>5</sup>
<b>C2</b>	2,239 x10 <sup>5</sup>	2,455 x10 <sup>5</sup>	2,079 x10 <sup>5</sup>	2,139 x10 <sup>5</sup>	2,402 x10 <sup>5</sup>	2,043 x10 <sup>5</sup>
<b>C3</b>	2,252 x10 <sup>5</sup>	2,407 x10 <sup>5</sup>	2,087 x10 <sup>5</sup>	2,019 x10 <sup>5</sup>	2,167 x10 <sup>5</sup>	2,027 x10 <sup>5</sup>
<b>C4</b>	2,235 x10 <sup>5</sup>	2,300 x10 <sup>5</sup>	2,074 x10 <sup>5</sup>	2,096 x10 <sup>5</sup>	2,332 x10 <sup>5</sup>	2,114 x10 <sup>5</sup>
<b>C5</b>	2,276 x10 <sup>5</sup>	2,367 x10 <sup>5</sup>	2,111 x10 <sup>5</sup>	2,163 x10 <sup>5</sup>	2,276 x10 <sup>5</sup>	2,229 x10 <sup>5</sup>
<b>C6</b>	2,330 x10 <sup>5</sup>	2,444 x10 <sup>5</sup>	2,160 x10 <sup>5</sup>	2,136 x10 <sup>5</sup>	2,276 x10 <sup>5</sup>	2,139 x10 <sup>5</sup>
<b>C7</b>	2,261 x10 <sup>5</sup>	2,414 x10 <sup>5</sup>	2,100 x10 <sup>5</sup>	2,097 x10 <sup>5</sup>	2,288 x10 <sup>5</sup>	2,039 x10 <sup>5</sup>
<b>C8</b>	2,378 x10 <sup>5</sup>	2,398 x10 <sup>5</sup>	2,187 x10 <sup>5</sup>	2,034 x10 <sup>5</sup>	2,434 x10 <sup>5</sup>	2,226 x10 <sup>5</sup>
<b>C9</b>	2,205 x10 <sup>5</sup>	2,336 x10 <sup>5</sup>	2,040 x10 <sup>5</sup>	2,093 x10 <sup>5</sup>	2,426 x10 <sup>5</sup>	2,164 x10 <sup>5</sup>
<b>C10</b>	2,366 x10 <sup>5</sup>	2,502 x10 <sup>5</sup>	2,189 x10 <sup>5</sup>	2,008 x10 <sup>5</sup>	2,412 x10 <sup>5</sup>	2,111 x10 <sup>5</sup>

#### 4.6. ANÁLISIS ESTADÍSTICO DE LOS RESULTADOS

Como se mencionó anteriormente, se aplicará el análisis de varianza (ANOVA) para poder tratar los resultados de la simulación Montecarlo.

Para ello se utilizarán las ecuaciones descritas por Gutiérrez y De la Vara (2008), descritas a continuación:

$Y_i^*$  = Suma de las observaciones del tratamiento  $i$ .

$Y_i^{**}$  =Media de las observaciones del  $i$  - ésimo tratamiento.

$Y^{**}$  = Suma total de las  $N = n_1 + n_2 + \dots + n_k$  mediciones.

$Y'^{**}$  = Media global o promedio de todas las observaciones.

$$Y_{i^*} = \sum_{j=1}^{n_i} Y_{ij}; \bar{Y}_{i^*} = \frac{\sum_{j=1}^{n_i} Y_{ij}}{n_i}; Y^{**} = \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^{n_i} Y_{ij} \quad [24]$$

$$\bar{Y}_{i^*} = \frac{Y^{**}}{N}; i = 1, 2, \dots, k \quad [25]$$

Donde  $N = \sum_{i=1}^k n_i$  es el total de las observaciones.

Es así como a partir de la tabla 24 y la notación de puntos mencionados anteriormente se construye la tabla 25:

**Tabla 25**

*Notación de puntos que sirve para representar de manera abreviada cantidades numéricas que se pueden calcular a partir de los datos experimentales*

Corrida	R404A	R407C	R410A	R502	R507	R513A
<b>C1</b>	2,261x10 <sup>5</sup>	2,468 x10 <sup>5</sup>	2,109 x10 <sup>5</sup>	2,188 x10 <sup>5</sup>	2,208 x10 <sup>5</sup>	2,089 x10 <sup>5</sup>
<b>C2</b>	2,239 x10 <sup>5</sup>	2,455 x10 <sup>5</sup>	2,079 x10 <sup>5</sup>	2,139 x10 <sup>5</sup>	2,402 x10 <sup>5</sup>	2,043 x10 <sup>5</sup>
<b>C3</b>	2,252 x10 <sup>5</sup>	2,407 x10 <sup>5</sup>	2,087 x10 <sup>5</sup>	2,019 x10 <sup>5</sup>	2,167 x10 <sup>5</sup>	2,027 x10 <sup>5</sup>
<b>C4</b>	2,235 x10 <sup>5</sup>	2,300 x10 <sup>5</sup>	2,074 x10 <sup>5</sup>	2,096 x10 <sup>5</sup>	2,332 x10 <sup>5</sup>	2,114 x10 <sup>5</sup>
<b>C5</b>	2,276 x10 <sup>5</sup>	2,367 x10 <sup>5</sup>	2,111 x10 <sup>5</sup>	2,163 x10 <sup>5</sup>	2,276 x10 <sup>5</sup>	2,229 x10 <sup>5</sup>
<b>C6</b>	2,330 x10 <sup>5</sup>	2,444 x10 <sup>5</sup>	2,160 x10 <sup>5</sup>	2,136 x10 <sup>5</sup>	2,276 x10 <sup>5</sup>	2,139 x10 <sup>5</sup>
<b>C7</b>	2,261 x10 <sup>5</sup>	2,414 x10 <sup>5</sup>	2,100 x10 <sup>5</sup>	2,097 x10 <sup>5</sup>	2,288 x10 <sup>5</sup>	2,039 x10 <sup>5</sup>
<b>C8</b>	2,378 x10 <sup>5</sup>	2,398 x10 <sup>5</sup>	2,187 x10 <sup>5</sup>	2,034 x10 <sup>5</sup>	2,434 x10 <sup>5</sup>	2,226 x10 <sup>5</sup>
<b>C9</b>	2,205 x10 <sup>5</sup>	2,336 x10 <sup>5</sup>	2,040 x10 <sup>5</sup>	2,093 x10 <sup>5</sup>	2,426 x10 <sup>5</sup>	2,164 x10 <sup>5</sup>
<b>C10</b>	2,366 x10 <sup>5</sup>	2,502 x10 <sup>5</sup>	2,189 x10 <sup>5</sup>	2,008 x10 <sup>5</sup>	2,412 x10 <sup>5</sup>	2,111 x10 <sup>5</sup>
<b>(Y<sub>i</sub><sup>*</sup>)</b>	2,280 x10 <sup>6</sup>	2,409 x10 <sup>6</sup>	2,114 x10 <sup>6</sup>	2,097 x10 <sup>6</sup>	2,322 x10 <sup>6</sup>	2,118 x10 <sup>6</sup>
<b>(n<sub>i</sub>)</b>	10	10	10	10	10	10
<b>(Y<sup>'*</sup>)</b>	2,280 x10 <sup>5</sup>	2,409 x10 <sup>5</sup>	2,114 x10 <sup>5</sup>	2,097 x10 <sup>5</sup>	2,322 x10 <sup>5</sup>	2,118 x10 <sup>5</sup>
<b>(Y<sup>'**</sup>)</b>	2,223 x10 <sup>5</sup>					
<b>Desviaciones con respecto a la media global</b>	5,689 x10 <sup>3</sup>	1,856 x10 <sup>4</sup>	-1,097 x10 <sup>4</sup>	-1,260 x10 <sup>4</sup>	9,871 x10 <sup>3</sup>	-1,055 x10 <sup>4</sup>

#### **4.6.1. Análisis de varianza (ANOVA)**

Es la técnica central en el análisis de datos experimentales. cuya idea principal es separar la variación total en las partes con las que contribuye cada fuente de variación en el experimento. Para el DCA, se separan la variabilidad debida a los tratamientos y la debida al error. Cuando la primera predomina “claramente” sobre la segunda, es cuando se concluye que los tratamientos tienen efecto, es decir, que las medias son diferentes. Cuando los tratamientos no dominan contribuyen igual o menos que el error, los tratamientos no tienen efectos, por tanto, las medias son iguales. (Gutiérrez y De la Vara, 2008)

Gutiérrez (2008), señala que para probar la hipótesis dada por las relaciones de la tabla 25 mediante la técnica del ANOVA, lo primero es separar la variabilidad total de los datos en sus dos componentes: la que corresponde a los tratamientos, y la que corresponde al error aleatorio.

Para construir una tabla ANOVA, se utilizarán las ecuaciones descritas por Gutiérrez y De la Vara (2008), tal como se muestra a continuación:

**Tabla 26**  
*Tabla ANOVA para el DCA*

FV	SC	GL	CM	F <sub>0</sub>	valor - p
<b>Tratamientos</b>	$SC_{TRAT} = \sum_{i=1}^k \frac{Y_i^2}{n_i} - \frac{Y_{**}^2}{N}$	k - 1	$CM_{TRAT} = \frac{SC_{TRAT}}{(k-1)}$	$\frac{CM_{TRAT}}{CM_E}$	P(F > F <sub>0</sub> )
<b>Error</b>	$SC_E = SC_T - SC_{TRAT}$	N - k	$CM_E = \frac{SC_E}{N-k}$		
<b>Total</b>	$SC_T = \sum_{i=1}^k \sum_{j=1}^{n_i} Y_{ij}^2 - \frac{Y_{**}^2}{N}$	N - 1			

**Nota: Gutiérrez y De la Vara, 2008**

En la tabla 26, las abreviaturas significan lo siguiente: FV = fuente de variabilidad (efecto), SC = suma de cuadrados, GL = grados de libertad, CM = cuadrado medio, F<sub>0</sub> = estadístico de prueba, valor - p = significancia observada.

Entonces con los datos de la tabla 25, se obtiene:

**Tabla 27**  
*Tabla ANOVA para el DCA - Refrigerantes*

FV	SC	GL	CM	F <sub>0</sub>	F <sub>esperado</sub>	α	valor-p
<b>Tratamientos</b>	8,649x10 <sup>9</sup>	5	1,730 x10 <sup>9</sup>	37,429	2,386	0,05	2,226 x10 <sup>-16</sup>
<b>Error</b>	2,495 x10 <sup>9</sup>	54	4,621 x10 <sup>7</sup>				
<b>Total</b>	1,114 x10 <sup>10</sup>	59					

Como es mayor F<sub>0</sub> que el F<sub>esperado</sub>, y el valor-p menor que el nivel de significancia, entonces se rechaza la Hipótesis nula, y se acepta la Hipótesis de la investigación donde al menos un refrigerante de la gama R-400 o R-500, reduce significativamente

el consumo energético en el ciclo de refrigeración del almacén de producto terminado de la empresa COPERSA.

Gutiérrez y De la Vara (2008), indican que si se rechaza la hipótesis nula ( $H_0$ ) y por consiguiente se acepta la hipótesis de la investigación o hipótesis alternativa ( $H_A$ ), se requiere conocer cuales tratamientos son diferentes, o cuales provocan diferencia, estas interrogantes pueden responderse probando la igualdad de todos los posibles pares de medias, para lo que se han propuesto varios métodos, conocidos como métodos de comparaciones múltiples o pruebas de rango múltiple. La diferencia primordial entre los métodos radica en la potencia que tienen para determinar las diferencias entre las medias.

Por lo tanto, para el propósito de esta investigación se utilizaron tres métodos de comparación: Método LSD, Método Turkey y Método Duncan.

#### **a) Comparación por el Método LSD**

$$\text{LSD} = t_{\alpha/2, N-k} \sqrt{2\text{CM}_E/n} \quad [26]$$

Como  $\alpha = 0.05 \Rightarrow \alpha/2 = 0.025$  y  $N-k = 60-6 = 54$ .

$$\therefore t_{0.025, 54} = 1.9713021$$

El valor de  $t_{0.025,54}$  es el resultado de la extrapolación de la tabla A3 del texto de Gutiérrez y De la Vara (2008).

Pares de media:  $\kappa(\kappa - 1)/2 = 6(6 - 1)/2 = 15$

Por lo tanto, de la ecuación (26),  $LSD = 5,993 \times 10^3$

Entonces se tiene:

**Tabla 28**  
*Comparación de tratamientos – Método LSD*

<b>Diferencia Poblacional</b>	<b>Diferencia Muestral en valor absoluto</b>	<b>Decisión</b>
$\mu(R404A) - \mu(R407C)$	$1,287 \times 10^4 > LSD$	Significativa
$\mu(R404A) - \mu(R410A)$	$1,666 \times 10^4 > LSD$	Significativa
$\mu(R404A) - \mu(R502)$	$1,829 \times 10^4 > LSD$	Significativa
$\mu(R404A) - \mu(R507)$	$4,182 \times 10^3 < LSD$	No significativa
$\mu(R404A) - \mu(R513A)$	$1,624 \times 10^4 > LSD$	Significativa
$\mu(R407C) - \mu(R410A)$	$2,954 \times 10^4 > LSD$	Significativa
$\mu(R407C) - \mu(R502)$	$3,117 \times 10^4 > LSD$	Significativa
$\mu(R407C) - \mu(R507)$	$8,692 \times 10^3 > LSD$	Significativa
$\mu(R407C) - \mu(R513A)$	$2,911 \times 10^4 > LSD$	Significativa
$\mu(R410A) - \mu(R502)$	$1,630 \times 10^3 < LSD$	No significativa
$\mu(R410A) - \mu(R507)$	$2,084 \times 10^4 > LSD$	Significativa
$\mu(R410A) - \mu(R513A)$	$4,243 \times 10^2 < LSD$	No significativa
$\mu(R502) - \mu(R507)$	$2,247 \times 10^4 > LSD$	Significativa
$\mu(R502) - \mu(R513A)$	$2,054 \times 10^3 < LSD$	No significativa
$\mu(R507) - \mu(R513A)$	$2,042 \times 10^4 > LSD$	Significativa

Si bien es cierto el análisis de varianza ha permitido aceptar la hipótesis de esta investigación y rechazar la

hipótesis nula, es necesario conocer que tratamientos (refrigerantes) tiene diferencias significativas, el método LSD compara las diferencias de las medias de los tratamientos, con el número LSD que es la diferencia mínima entre dos medias muestrales para tomar en cuenta que los tratamientos son significativamente diferentes. Si el valor de la diferencia en valor absoluto es mayor que el valor LSD, entonces la diferencia es significativa, si es menor no será significativa. En la tabla 28, se puede observar que pares de medias tiene una diferencia significativa, esto permitirá decidir cuáles serían las tres mejores opciones de refrigerantes que garanticen un menor consumo energético en el ciclo de refrigeración de la cámara de almacenamiento de producto terminado de COPERSA S.A., estos refrigerantes serían: R-513A, R-410A y el R-502, puesto que los valores promedios de los consumos energéticos son menores y no hay diferencia significativa entre ellos.

**b) Comparación por el Método Turkey**

$$T_{\alpha} = q_{\alpha}(k, N-k) \sqrt{CM_E/n_i} \quad [27]$$

Como  $\alpha = 0,05 \Rightarrow k = 6; N = 60$  y  $N-k = 60-6=54$ .

$$\therefore q_{\alpha}(6,54) = 4,18$$

El valor de  $q_{\alpha}(6,54)$  es el resultado de la interpolación de la tabla A5 del texto de Gutiérrez y De la Vara (2008).

Por lo tanto, de la ecuación (n),  $T_{\alpha} = 8,986 \times 10^3$

Entonces se tiene:

**Tabla 29**

*Comparación de tratamientos – Método Turkey*

<b>Diferencia Poblacional</b>	<b>Diferencia Muestral en valor absoluto</b>	<b>Decisión</b>
$\mu(R404A) - \mu(R407C)$	$1,287 \times 10^4 > T_{\alpha}$	Significativa
$\mu(R404A) - \mu(R410A)$	$1,666 \times 10^4 > T_{\alpha}$	Significativa
$\mu(R404A) - \mu(R502)$	$1,829 \times 10^4 > T_{\alpha}$	Significativa
$\mu(R404A) - \mu(R507)$	$4,182 \times 10^3 < T_{\alpha}$	No significativa
$\mu(R404A) - \mu(R513A)$	$1,624 \times 10^4 > T_{\alpha}$	Significativa
$\mu(R407C) - \mu(R410A)$	$2,954 \times 10^4 > T_{\alpha}$	Significativa
$\mu(R407C) - \mu(R502)$	$3,117 \times 10^4 > T_{\alpha}$	Significativa
$\mu(R407C) - \mu(R507)$	$8,692 \times 10^3 < T_{\alpha}$	No significativa
$\mu(R407C) - \mu(R513A)$	$2,911 \times 10^4 > T_{\alpha}$	Significativa
$\mu(R410A) - \mu(R502)$	$1,630 \times 10^3 < T_{\alpha}$	No significativa
$\mu(R410A) - \mu(R507)$	$2,084 \times 10^4 > T_{\alpha}$	Significativa
$\mu(R410A) - \mu(R513A)$	$4,243 \times 10^2 < T_{\alpha}$	No significativa
$\mu(R502) - \mu(R507)$	$2,247 \times 10^4 > T_{\alpha}$	Significativa
$\mu(R502) - \mu(R513A)$	$2,054 \times 10^3 < T_{\alpha}$	No significativa
$\mu(R507) - \mu(R513A)$	$2,042 \times 10^4 > T_{\alpha}$	Significativa

Al igual que el método LSD, el método Turkey también permite comparar pares de media entre todos los tratamientos buscando cuáles de ellos tienen diferencias significativas entre

sí. El método Turkey compara las diferencias de las medias muestrales con el valor  $T_\alpha$ , dicho valor es calculado con la ecuación [27], si la diferencia de las medias es mayor que el valor  $T_\alpha$ , se puede afirmar que existe una diferencia significativa entre las medias de los tratamientos comparados, si es ésta es menor, entonces no habrá diferencia significativa entre los tratamientos. Al evaluar la tabla 29, se puede declarar que las tres mejores opciones para garantizar un menor consumo de energía en el ciclo de refrigeración de la cámara de almacenamiento de producto terminado de COPERSA S.A. serán: el R-502, el R-410A y el R-513A, pues los promedios del consumo energético proyectados son menores y no existe diferencia significativa entre ellos, lo que se reduce a que pueden tener consumos energéticos muy similares.

**c) Comparación por el Método Duncan**

$$S_{\bar{Y}_i} = \sqrt{CM_E/n} \quad [28]$$

Se ordenan ascendentemente las medias, entonces:

**Tabla 30***Orden ascendente de las medias de k tratamientos*

Refrigerante	Media	Orden
<b>R502</b>	2,097 x10 <sup>5</sup>	1
<b>R410A</b>	2,114 x10 <sup>5</sup>	2
<b>R513A</b>	2,118 x10 <sup>5</sup>	3
<b>R404A</b>	2,280 x10 <sup>5</sup>	4
<b>R507</b>	2,322 x10 <sup>5</sup>	5
<b>R407C</b>	2,409 x10 <sup>5</sup>	6

De la ecuación [28], tenemos:  $S_{\bar{Y}_r} = 2149,71$

De la tabla de Rangos significantes de Duncan dada en la tabla A6 del texto de Gutiérrez y De la Vara (2008), se obtienen los valores críticos  $r_\alpha(p,l), p = 2,3,\dots,k$ , donde  $\alpha$  es el nivel de significancia prefijado y  $l$  son los grados de libertad para el error. Con estos  $k - 1$  valores se obtienen los rangos de significancia mínima dados por:

$$R_p = r_\alpha(p,l) S_{\bar{Y}_r}; p = 2,3,\dots,k \quad [29]$$

Con la ecuación [29] se obtiene:

$$\begin{array}{ll}
 r_{.05}(2,5) = 3,64 & R_2 = 7824,96 \\
 r_{.05}(3,5) = 3,74 & R_3 = 8039,93 \\
 r_{.05}(4,5) = 3,79 & R_4 = 8147,42 \\
 r_{.05}(5,5) = 3,83 & R_5 = 8233,41 \\
 r_{.05}(6,5) = 3,83 & R_6 = 8233,41
 \end{array}
 \quad
 \begin{array}{ll}
 r_{.05}(7,54) & R_7 = 8233,41 \\
 r_{.05}(8,54) & R_8 = 8233,41 \\
 r_{.05}(9,54) & R_9 = 8233,41 \\
 r_{.05}(10,54) & R_{10} = 8233,41
 \end{array}$$

Entonces, se tiene:

**Tabla 31**  
*Comparación de tratamientos - Método Duncan*

<b>Diferencia Poblacional</b>	<b>Diferencia Muestral en valor absoluto</b>	<b>Decisión</b>
$\mu(R407C) - \mu(R502)$	$3,117 \times 10^4 > R10$	Significativa
$\mu(R407C) - \mu(R410A)$	$2,954 \times 10^4 > R9$	Significativa
$\mu(R407C) - \mu(R513A)$	$2,911 \times 10^4 > R8$	Significativa
$\mu(R407C) - \mu(R404A)$	$1,287 \times 10^4 > R7$	Significativa
$\mu(R407C) - \mu(R507)$	$8,692 \times 10^3 > R6$	Significativa
$\mu(R507) - \mu(R502)$	$2,247 \times 10^4 > R9$	Significativa
$\mu(R507) - \mu(R410A)$	$2,084 \times 10^4 > R8$	Significativa
$\mu(R507) - \mu(R513A)$	$2,042 \times 10^4 > R7$	Significativa
$\mu(R507) - \mu(R404A)$	$4,182 \times 10^3 < R6$	No significativa
$\mu(R404A) - \mu(R502)$	$1,829 \times 10^4 > R8$	Significativa
$\mu(R404A) - \mu(R410A)$	$1,666 \times 10^4 > R7$	Significativa
$\mu(R404A) - \mu(R513A)$	$1,624 \times 10^4 > R6$	Significativa
$\mu(R513A) - \mu(R502)$	$2,054 \times 10^3 < R7$	No Significativa
$\mu(R513A) - \mu(R410A)$	$4,243 \times 10^2 < R6$	No Significativa
$\mu(R410A) - \mu(R502)$	$1,630 \times 10^3 < R6$	No Significativa

El método de Duncan, al igual que los dos métodos anteriores, permite comparar las diferencias de medias muestrales y se compara con los rangos  $R_p$  descritos en la ecuación [29], y  $S_{\bar{y}_i}$ , que es el error estándar de cada promedio y se calcula a partir de la ecuación [28], inicialmente debe compararse la diferencia entre la media más grande y la más pequeña con el rango  $R_k$ , Después, se compara con el

rango  $R_{k-1}$  la diferencia entre la media más grande y la segunda más pequeña, así hasta que la media mayor se haya comparado con todas las demás, luego se sigue el procedimiento con la segunda media mayor y así sucesivamente hasta haber comparado todos los pares de media. Se puede concluir que esas medias son significativamente diferentes si la diferencia estudiada es mayor que el rango respectivo. Evaluando la tabla 31, se puede determinar que las tres mejores opciones de refrigerantes para garantizar un menor consumo energético en el ciclo de refrigeración de la cámara de almacenamiento de producto terminado son: R-513A, R-502 y R-410A, pues los valores promedios de estos refrigerantes son menos que los demás y no existe diferencia significativa entre ellos.

La búsqueda de un refrigerante con las características idóneas para la industria de la refrigeración y congelación es un tema que aún genera muchas incógnitas, realmente hablar de un refrigerante ecológico es prácticamente una falsedad, pues lograr que no exista la más mínima fuga en el sistema de refrigeración o que no exista ninguna emisión de gases es casi imposible, aun así, las alternativas hoy en día son muchas,

pero no todas generan un bajo consumo de energía. La propuesta inicial de refrigerantes en el desarrollo de este proyecto de investigación se basa principalmente en los comercialmente más usados.

Siempre que se habla de refrigerantes, se busca las opciones más económicas para que las mismas no tengan un impacto muy grande en el costo de producción, si buscamos un refrigerante termodinámicamente idóneo, el R-22 sería realmente la mejor alternativa, esta afirmación está referida a que la mayoría de sistemas de refrigeración han trabajado y aún lo hacen actualmente con este refrigerante, ya que el ciclo de refrigeración consume muy poca energía comparado con cualquier otro; incluso con su sustituto directo, el R-502; pero debido al Protocolo de Montreal y sus demás revisiones el R-22, considerado un HCFC, desaparecerá dentro de muy poco. Entonces es necesario que se realice un estudio para la selección del refrigerante que lo reemplazará tratando de encontrar un comportamiento termodinámico similar para que provoque un consumo energético muy parecido al de este HCFC.

COPERSA S. A. tal como se mencionó en capítulos anteriores, desarrolló un proyecto de inversión que consideraba cambiar su sistema de almacenamiento (Contenedores o reefers) por una cámara de almacenamiento, tomando los datos de dicho proyecto es que se ha desarrollado este trabajo de investigación.

El ANOVA ha permitido rechazar la hipótesis nula y aceptar la hipótesis de este proyecto, en que al menos uno de los refrigerantes seleccionados tiene un consumo diferente de energía. Es así que al desarrollo de este proyecto de investigación se ha podido determinar mediante métodos estadísticos que en efecto existen en nuestra selección, refrigerantes que tienen menores consumos energéticos en el ciclo de refrigeración, estadísticamente no existe diferencia significativa respecto al consumo energético entre el R-513A, R-502 y R-410A, esta afirmación de acuerdo a la comparación de medias utilizando los métodos LSD, Turkey y Duncan. Como se mencionó anteriormente, el R-502 es conocido como el sustituto directo del R-22, porque tienen un comportamiento termodinámico muy similar, pero al desarrollo de este proyecto, se determinó que el R-502 también tiene un período muy corto

de utilización, es decir, que al contener R-22 dentro de su composición, se dejará de producir cuando el R-22 desaparezca. El R-502 al tener un comportamiento termodinámico similar al R-22, se aseguraba como un candidato idóneo para garantizar un menor consumo energético del ciclo de refrigeración de la cámara de almacenamiento de producto terminado de COPERSA S.A. pero en este momento de la investigación, este refrigerante quedaría descartado, por las razones descritas líneas arriba, por lo tanto, quedan dos alternativas que pueden considerarse al implementarse la nueva cámara de almacenamiento de COPERSA S. A., el R-410A y el R-513A, de modo que el ciclo de refrigeración consumirá una menor cantidad de energía, similar al R-502, sin generar un impacto grande en el medio ambiente.

## CONCLUSIONES

- Se determinó que los refrigerantes que generan un menor consumo de energía en el ciclo de refrigeración de la cámara de almacenamiento de COPERSA S. A. son: R-502, R-410A y el R-513A, decisión basada en el análisis estadístico de los tratamientos propuestos, donde estos tres refrigerantes no tienen diferencias significativas al comparar sus medias muestrales entre sí. Cabe mencionar, que el R-502 no debe ser utilizado en el ciclo de refrigeración para el funcionamiento de la cámara de almacenamiento de COPERSA S.A. pese a que su consumo energético es óptimo como se ha demostrado en el capítulo IV, sin embargo, su producción está limitada a la producción del R-22 ya que éste forma parte de su composición y debe desaparecer según la fecha límite propuesta por el Protocolo de Montreal.
- Se realizó un modelamiento para el cálculo de la carga térmica y el ciclo de refrigeración de la cámara de almacenamiento de producto terminado de COPERSA S.A., utilizando como herramientas Excel y MatLab. Para poder calcular la energía requerida para el ciclo de refrigeración, es necesario conocer la carga térmica que se desea remover, valor que ha sido calculado la misma cantidad de veces que el consumo energético, para una

mayor precisión considerando elecciones aleatorias de las variables intervinientes y parámetros operacionales y climáticos. El resultado de la simulación se representa en la tabla 24 (Página 156) de la presente investigación.

- La data histórica de almacenamiento de producto terminado (ingreso de producto a la cámara de almacenamiento), entregado por COPERSA S.A., temperatura ambiental y humedad relativa entregados por SENHAMI, fueron utilizadas para predecir la demanda de estas variables y parámetro a futuro mediante un análisis de frecuencia de estas.
- Mediante la simulación Montecarlo se realizó el cálculo del consumo energético del ciclo de refrigeración de la cámara de almacenamiento de COPERSA S. A. que no sólo ha considerado los diagramas de Mollier de cada refrigerante, si no también, el dimensionamiento de la cámara y diseño de equipos que propone REFRICENTRO. A partir de los datos obtenidos en la tabla 24, ya antes mencionada, se obtienen los promedios del consumo energético proyectados en un año para los seis refrigerantes seleccionados en esta investigación siendo éstos:  $2,280 \times 10^5$  kW-h (R-404A),  $2,409 \times 10^5$  kW-h (R-407A),  $2,114 \times 10^5$  kW-h (R-410A),  $2,097 \times 10^5$  kW-h (R-502),  $2,322 \times 10^5$  kW-h (R-507) y

2,118x10<sup>5</sup> kW-h (R-513A), mediante comparación de medias se concluye que las mejores opciones son el R-410A y el R-513A por no existir diferencias significativas entre estos dos refrigerantes, tal como se observa en las tablas 28, 29 y 31 (Páginas 161, 163 y 166, respectivamente)

## REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

Aktemur, Tekin, Cimsit (2021): *Análisis comparativo de energía y exergía de un sistema de refrigeración en cascada subcrítico que utiliza refrigerantes de bajo potencial de calentamiento global*. Revista Ingeniería Térmica Aplicada. Volumen 184. Recuperado en: <https://doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2020.116254>

ASHRAE HANDBOOK (2010) *Refrigeration* (SI Edition). Atlanta. ASHRAE.

ASHRAE HANDBOOK (2013) *Fundamentals* (SI Edition). Atlanta. ASHRAE.

ASHRAE HANDBOOK (2014) *Refrigeration* (SI Edition). Atlanta. ASHRAE.

ASHRAE (2013) *Refrigeration Commissioning Guide for Commercial and Industrial Systems*. (SI Edition). Atlanta. ASHRAE.

Baena M. (2017) *Selección Efectiva de un Sistema de Refrigeración*. Revista Acrlatinoamerica. Recuperado en: <http://www.acrlatinoamerica.com/201709047656/articulos/refrigeracion-comercial-e-industrial/seleccion-efectiva-de-un-sistema-de-refrigeracion.html>

Bhon F. (2005) *Manual de Ingeniería*. (Boletín H-ENG-1 APM). México. BCT.

Caballero N. (2009) *Cámara frigorífica con refrigerantes de nueva generación sustitutos del R-22 y R-404A*. (Proyecto Final de Carrera). Universidad Carlos III de Madrid. Madrid.

Çengel Y. A. y Boles M. A. (2009) *Termodinámica*. Sexta Edición. México D.F. McGraw-Hill.

Del Castillo F. y Del Castillo D. (2014) *Control de Refrigeración* Primera Edición. Madrid. Universidad Nacional de Educación a Distancia.

D. S. N° 040 – 2001 – PE. *Norma Sanitaria para las Actividades Pesqueras y Acuícolas*. Lima, Perú, 2001.

D. S. N° 007 – 98 – SA. *Reglamento sobre Vigilancia y Control Sanitario de Alimentos y Bebidas*. Lima, Perú, 1998.

Emaña E. (sin fecha) *Conservación de Alimentos por Frío*. Primera Edición. Eikon Creative.

Fenercom (2013) *Manual de Manipulación de Gases Refrigerantes*. Primera Edición. Madrid.

Garza D. (sin fecha) *Seleccionando Refrigerantes*. Revista Mundo HVACR.

Recuperado

en:

<https://www.mundohvacr.com.mx/mundo/2009/01/seleccionando-refrigerantes/>

González de Oliveira R. (2010) *Consumo de Energía y Emisiones de un Sistema de Climatización: Comparación de Eficiencias del R-22 con el R-422D*. (Proyecto Final de Carrera). Universidad Carlos III de Madrid. Madrid.

Gruda Z. y Postolski J. (1985) *Tecnología de la Congelación de los Alimentos*. Primera Edición. España. Acribia.

Gutiérrez H. y De la Vara R. (2008) *Análisis y Diseño de Experimentos*. Segunda Edición. México. McGraw-Hill.

Hernandez R. y Baptista P. (sin fecha) *Metodología de la Investigación*. Sexta Edición. México. McGrawHill

Herrmann K. (1977) *Alimentos Congelados – Tecnología y Comercialización*. Primera Edición. España. Acribia.

Imperial Manufacturing Ice Cold Coolers, Inc. (sin fecha) Manual de instalación, Mantenimiento y Resolución de Problemas de Cámaras Frigoríficas y Congeladores. Portland.

Jamesson F. (2012) *Cálculo de Carga Térmica*. Foro Internacional de Refrigeración – Climatización. (Sin Lugar)

Karnes B. (2014) *Eficiencia Energética en Sistemas de Refrigeración*. Revista 0 grados. Recuperado en:

<https://www.0grados.com/eficiencia-energetica-en-sistemas-de-refrigeracion/>

Karnes B. (2013) *Elegir el Refrigerante Adecuado*. Revista 0 grados.

Recuperado en:

<https://www.0grados.com/elegir-el-refrigerante-adecuado/>

Mvotma. (sin fecha) *Manual Nacional de Buenas Prácticas de Refrigeración*.

Ministerio de Vivienda, Ordenamiento Territorial y Medio Ambiente.

Primera Edición. Uruguay: Mvotma.

Ortega J. (sin fecha) *Resumen de los Refrigerantes*. Revista Mundo HVACR.

Recuperado en:

<https://www.mundohvacr.com.mx/mundo/2007/12/resumen-de-los-refrigerantes/>

Pérez J. (sin fecha) *Refrigerantes: Aprovechamiento, Tendencias y Nuevas*

*Tecnologías*. Revista Mundo HVACR. Recuperado en:

<https://www.mundohvacr.com.mx/mundo/2010/09/refrigerantes-aprovechamiento-tendencias-y-nuevas-tecnologias-2/>

Plazas J. P. (2012) *Los Refrigerantes y el Medio Ambiente*. (Proyecto Final de Carrera). Universidad Politécnica de Catalunya. Barcelona.

Puebla J. A. (sin fecha) *Manual de Buenas Prácticas en Refrigeración*.  
Primera Edición. Venezuela. Negrin Central.

Qin, Li, Zhang, Liu (2021): *Evaluación energética y el rendimiento de exergía de un sistema de refrigeración en cascada automático de tres etapas utilizando bajo PCA refrigerantes alternativos*. Revista Internacional de Refrigeración. Volumen 126. Recuperado en: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2021.01.028>

Sánchez, Cabello, Llopio, Catalán-Gil, L y Nebot-Andrés (2019): *Evaluación Energética y Análisis de Impacto Ambiental de una planta de refrigeración en cascada R-134a/R-744 mejorada con refrigerantes de bajo GWP R-152a, R-1234ze (E), propano (R-290) y propileno (R-1270)*. Revista Internacional de Refrigeración. Volumen 104. Recuperado en: <https://doi.org/10.1016/j.ijrefrig.2019.05.028>.

SEMARNAT (2014) *Buenas Prácticas en el Uso de Sustancias Alternativas a los Hidroclorofluorocarbonos*. Secretaría del Medio Ambiente y Recursos Naturales. Primera Edición. México: SEMARNAT.

Sun, Wang, Xie, Liu, Su, Cui (2019): *Análisis de energía y exergía de refrigerantes de bajo GWP en sistemas de refrigeración en cascada*. Revista Energía. Volumen 170. Recuperado en: <https://doi.org/10.1016/j.energy.2018.12.055>

Valiente O. (2001) *Refrigeración y Congelado de Pescado*. Primera Edición.  
Perú. Ciencia y Técnica EIRL

Whitman W. C. y Johnson W. M. (sin fecha) *Tecnología de la Refrigeración  
y Aire Acondicionado – Refrigeración Comercial*. Tomo II. Edición.  
Paraninfo Thomson Learning.

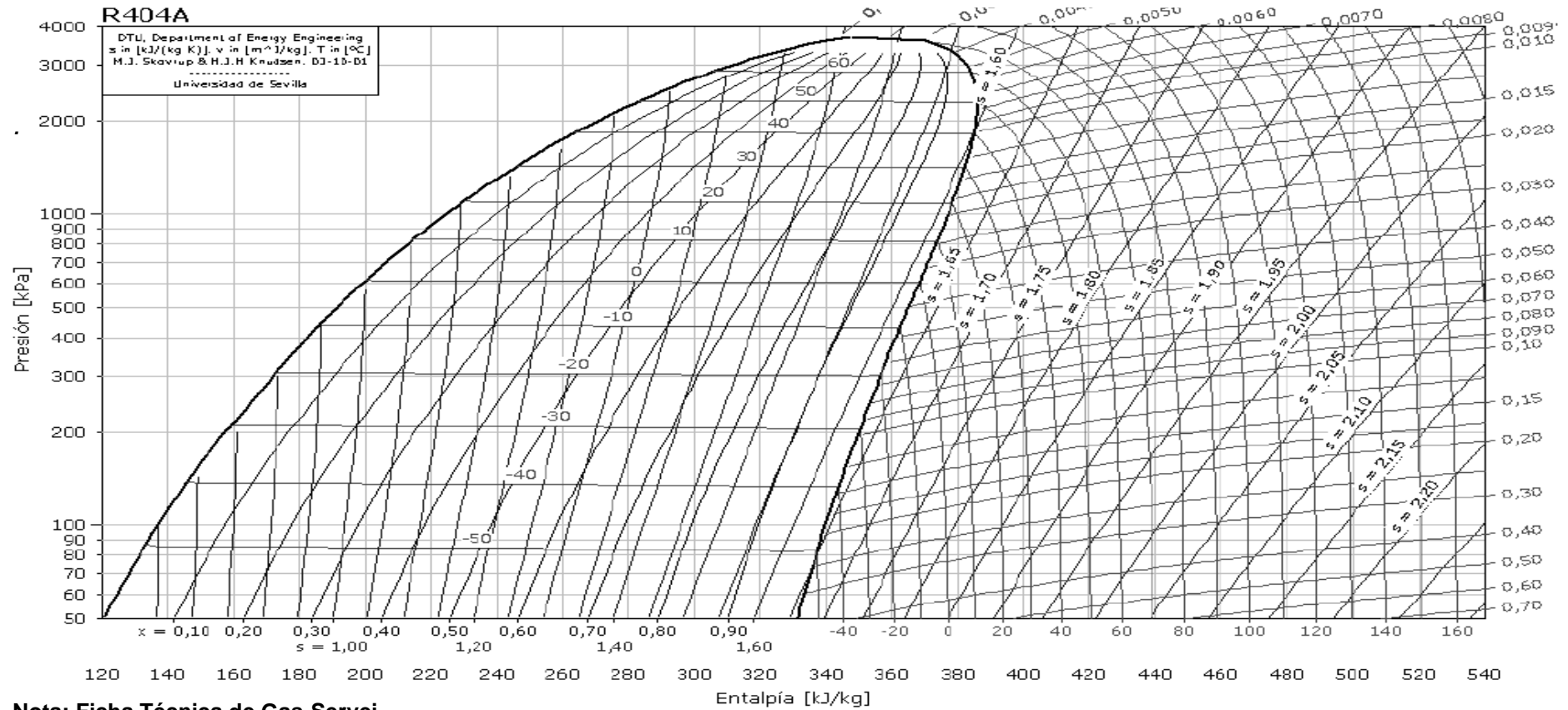
Yañez, Giraldo (2006) *Buenas Prácticas en Sistemas de Refrigeración y Aire  
Acondicionado*. Primera Edición. México: SEMARNAT.

## ANEXOS

### ANEXO A: DIAGRAMA DE MOLLIER DE LOS REFRIGERANTES.

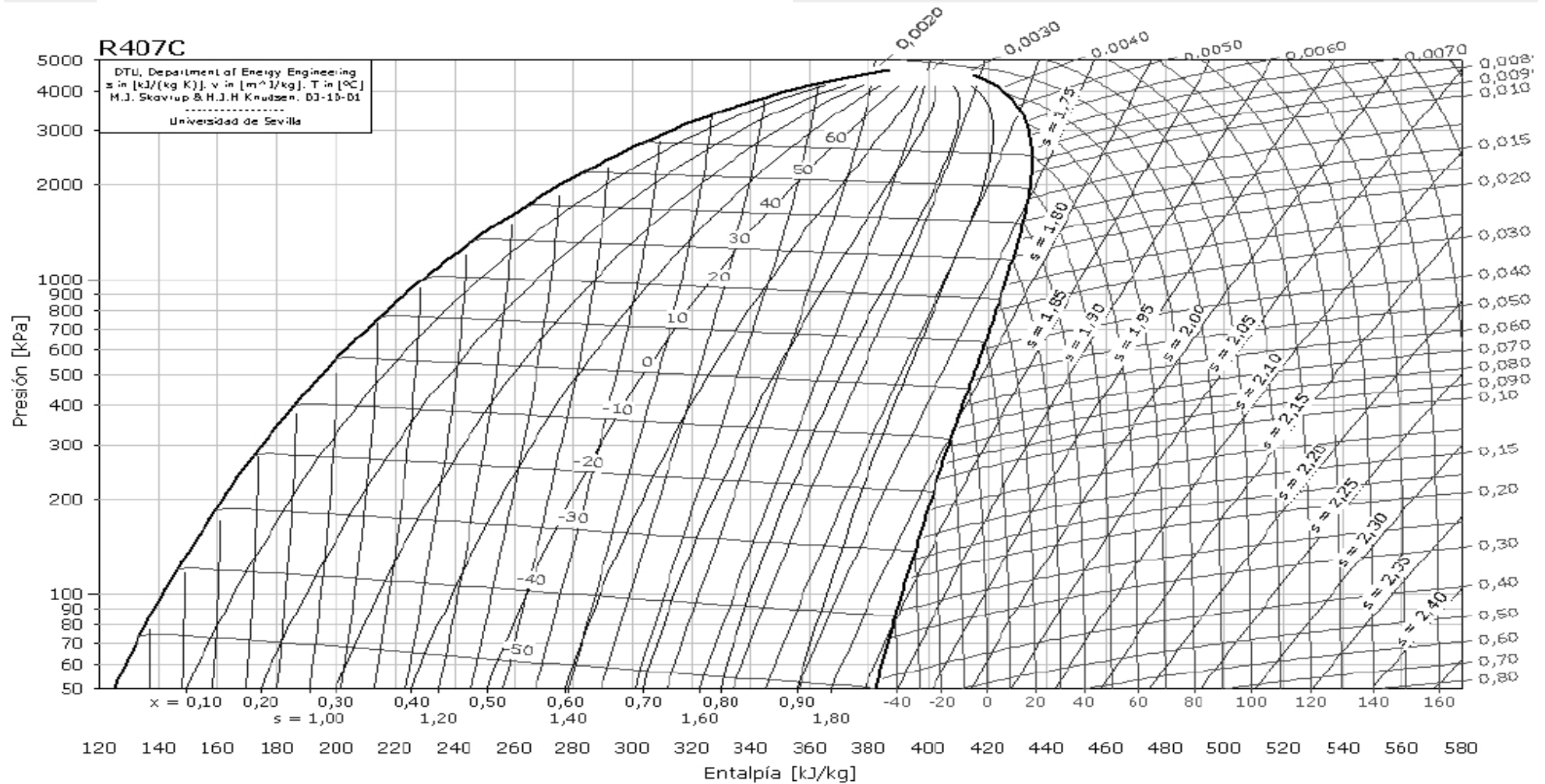
#### Anexo A 1

Diagrama de Mollier del Refrigerante R-404A



## Anexo A 2

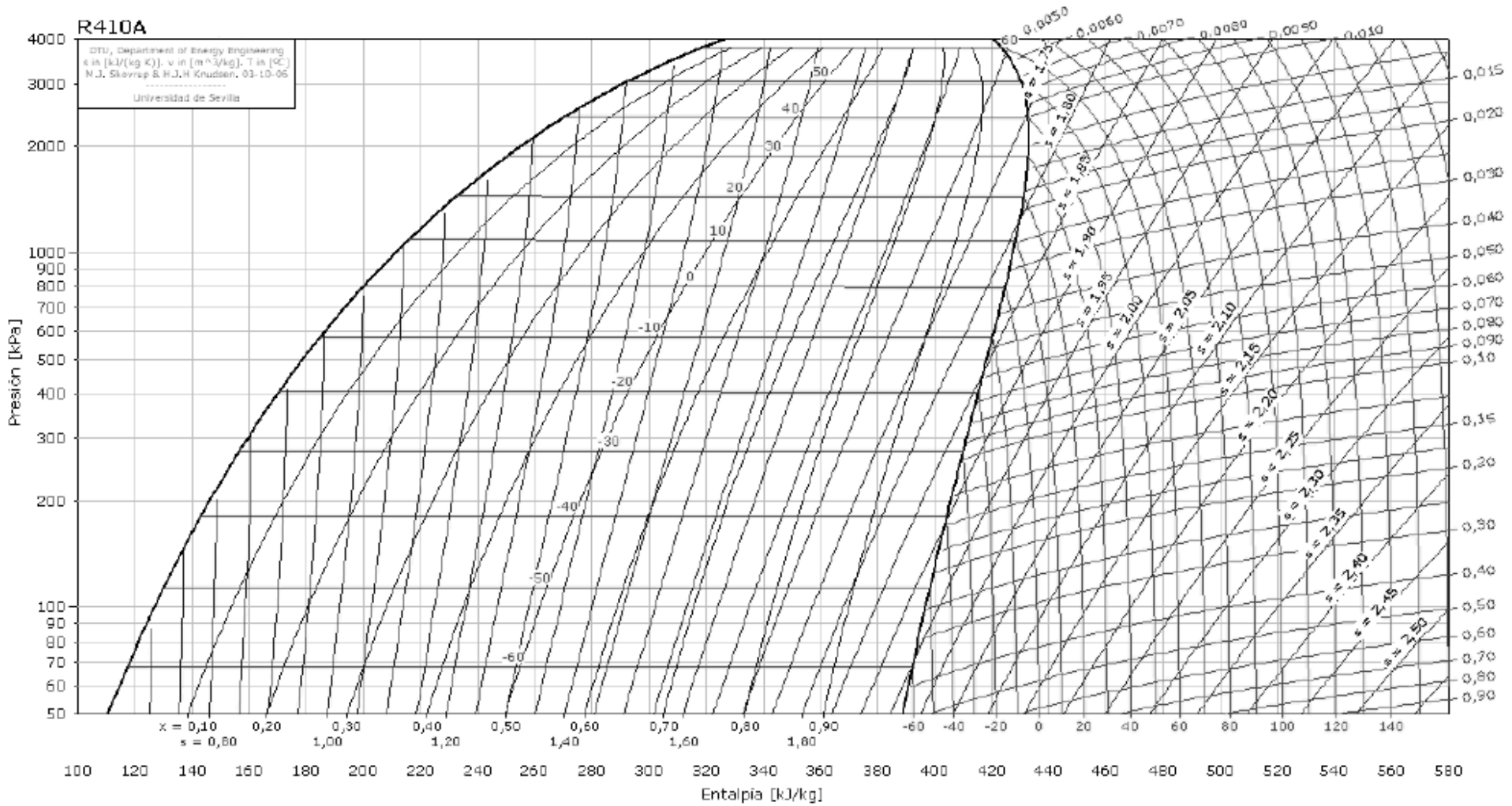
### Diagrama de Mollier del Refrigerante R-407C



Nota: Ficha Técnica de Gas-Servei.

### Anexo A 3

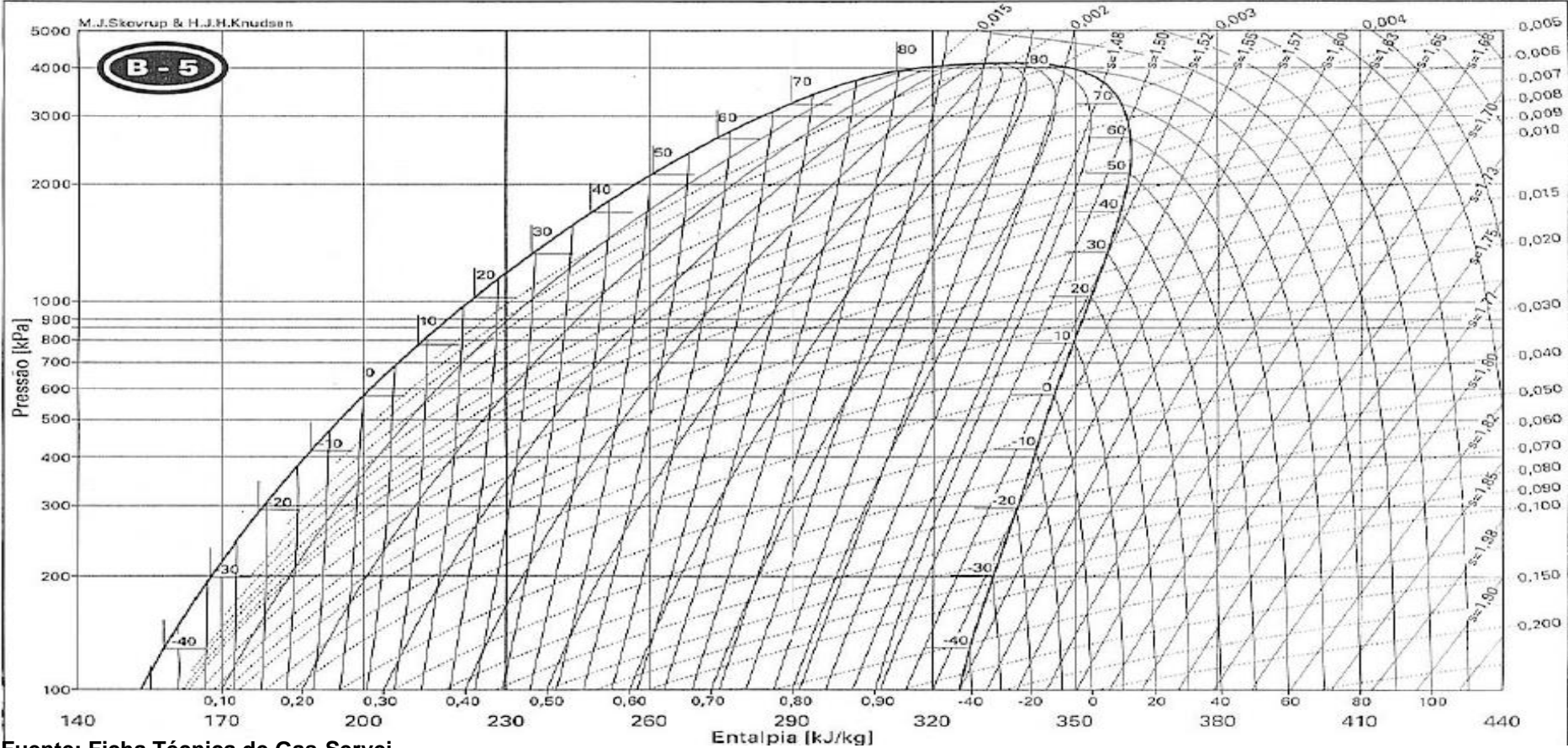
### Diagrama de Mollier del Refrigerante R-410A



**Nota: Ficha Técnica de Gas-Servei.**

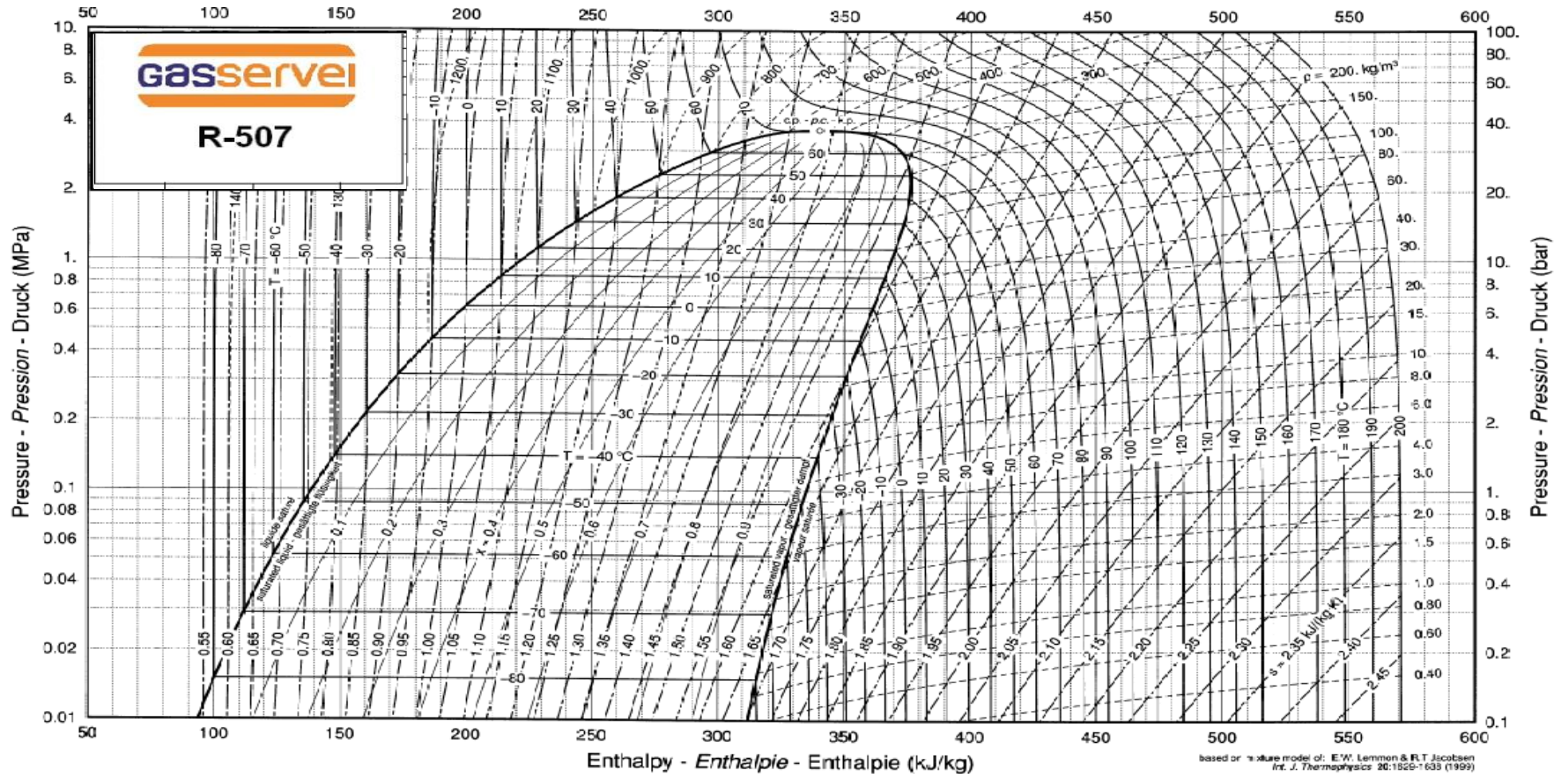
**Anexo A 4**

*Diagrama de Mollier del Refrigerante R-502*



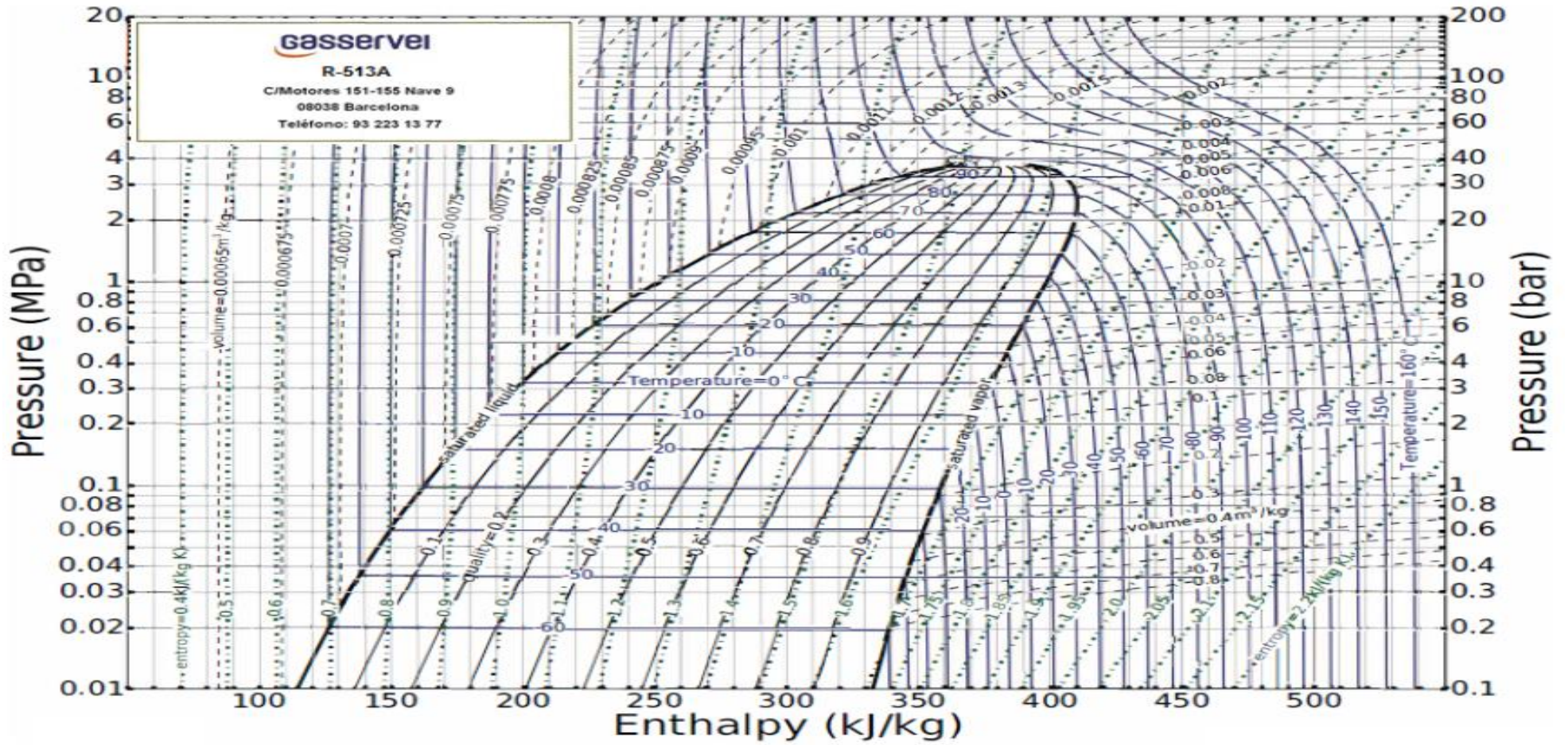
Fuente: Ficha Técnica de Gas-Servei.

Anexo A 5  
 Diagrama de Mollier del Refrigerante R-507A



Nota: Ficha Técnica de Gas-Servei.

Anexo A 6  
 Diagrama de Mollier del Refrigerante R-513A



Nota: Ficha Técnica de Gas-Servei.

**ANEXO B: TABLAS DE INFORMACIÓN DE VARIABLES Y PARÁMETROS  
OPERACIONALES.**

**Anexo B 1**

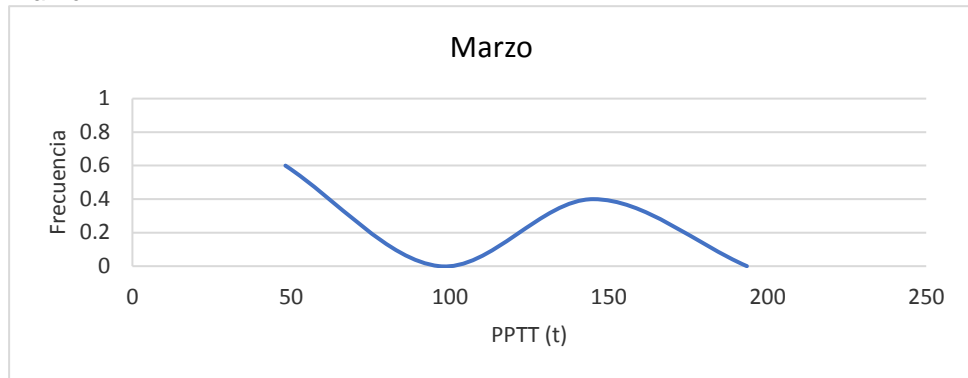
*Ingresos mensuales de PPTT terminado a los reefers de almacenamiento desde el año 2012 al 2016*

MES	AÑO 2012	AÑO 2013	AÑO 2014	AÑO 2015	AÑO 2016
	PPTT (kg)	PPTT (kg)	PPTT (kg)	PPTT (kg)	PPTT (kg)
ENERO	130569,3	133544,44	128671,1	119019,87	760
FEBRERO	78844,7	71538,59	212512,69	26166,22	22931,5
MARZO	99833,1	99912,14	31680	5960	3580
ABRIL	104540	101960	63480	17720	4500
MAYO	53320	89600	312920	9360	0,0
JUNIO	177180	236260	297620	68400	1374
JULIO	191420	224780	15380	127060	6894
AGOSTO	251000	349840	9120	142460	6196
SETIEMBRE	92020	111820	77100	227020	1834
OCTUBRE	80120	100860	168680	138240	1990
NOVIEMBRE	8600	3340	256440	14080	0,0
DICIEMBRE	87258,80	106590,67	102844,27	0,0	0,0

**Nota: COPERSA**

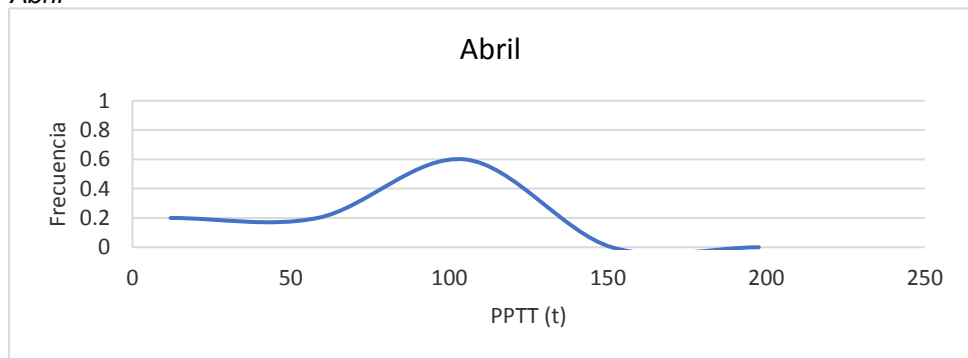
**Anexo B. 1. 1**

*Distribución de Frecuencia de Ingreso de Materia Prima a la Cámara en el Mes de Marzo*



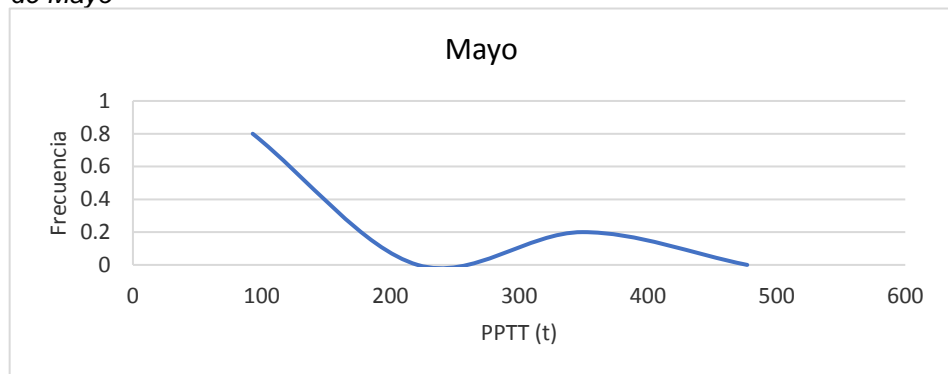
**Anexo B. 1. 2**

*Distribución de Frecuencia de Ingreso de Materia Prima a la Cámara en el Mes de Abril*



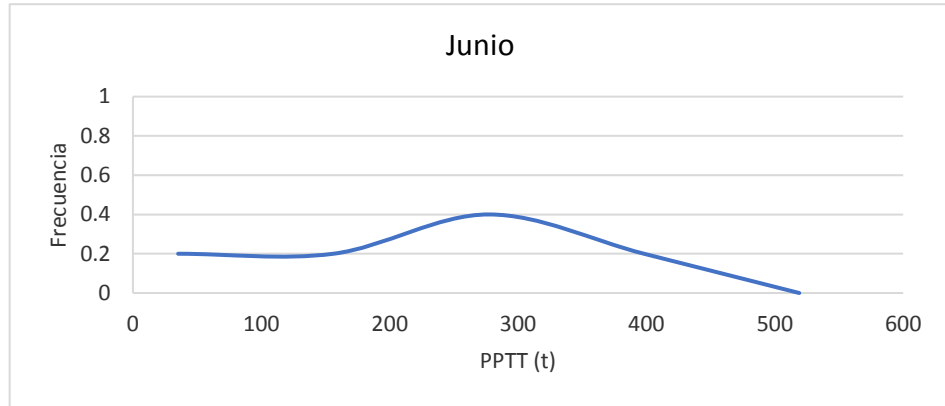
**Anexo B. 1. 3**

*Distribución de Frecuencia de Ingreso de Materia Prima a la Cámara en el Mes de Mayo*



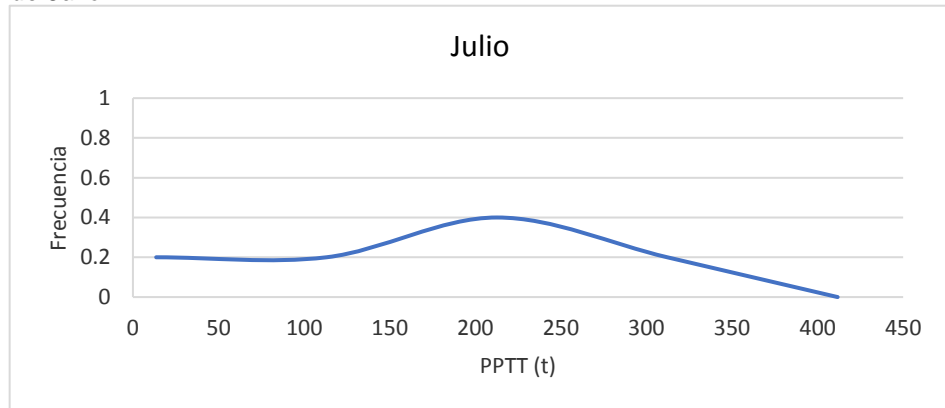
**Anexo B. 1. 4**

*Distribución de Frecuencia de Ingreso de Materia Prima a la Cámara en el Mes de Junio*



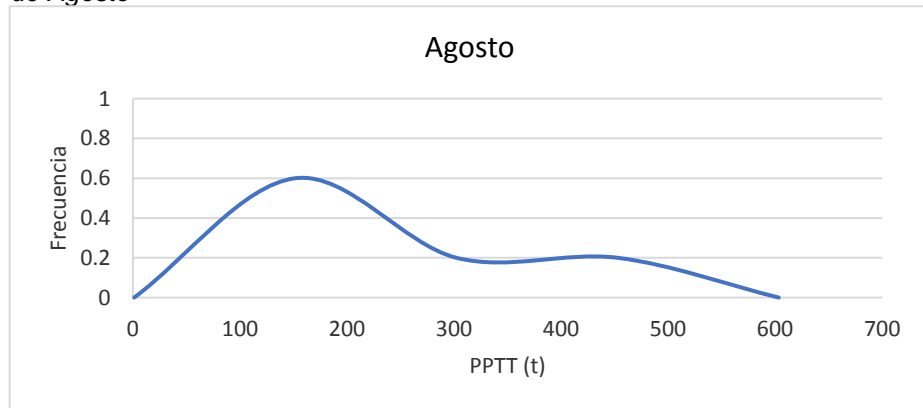
**Anexo B. 1. 5**

*Distribución de Frecuencia de Ingreso de Materia Prima a la Cámara en el Mes de Julio*



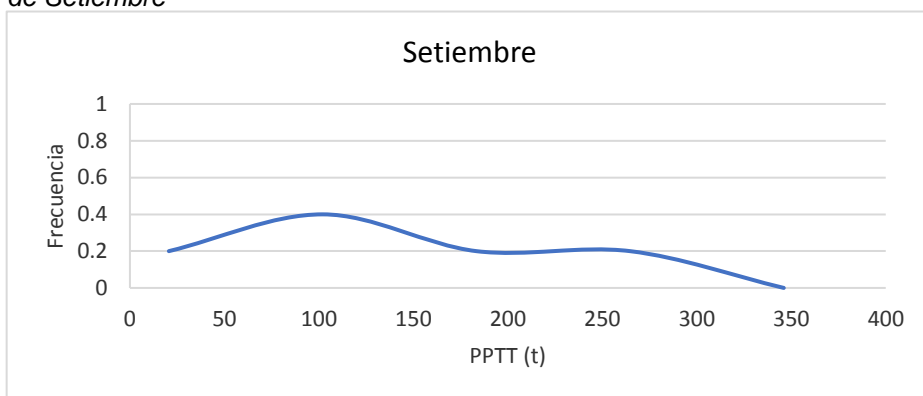
**Anexo B. 1. 6**

*Distribución de Frecuencia de Ingreso de Materia Prima a la Cámara en el Mes de Agosto*



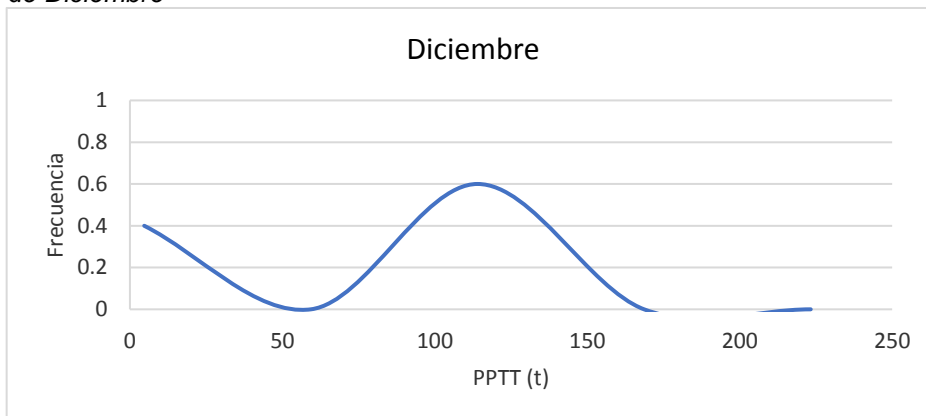
**Anexo B. 1. 7**

*Distribución de Frecuencia de Ingreso de Materia Prima a la Cámara en el Mes de Setiembre*



**Anexo B. 1. 8**

*Distribución de Frecuencia de Ingreso de Materia Prima a la Cámara en el Mes de Diciembre*



## Anexo B 2

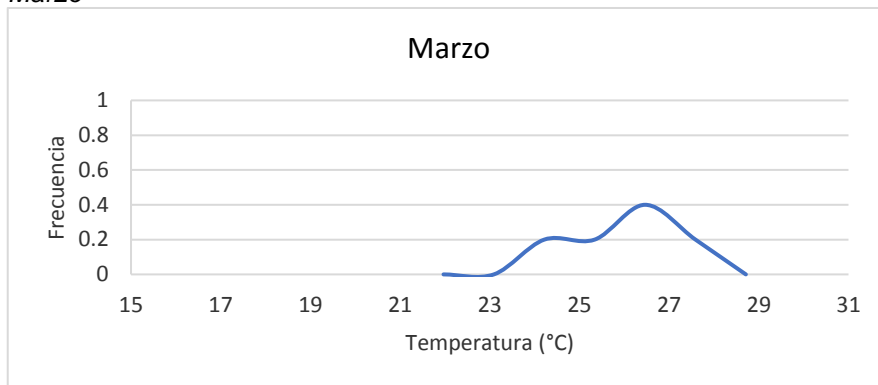
Registro de temperaturas mínimas y máximas mensuales en la ciudad de Ilo desde el año 2012 al 2016

MES	AÑO 2012		AÑO 2013		AÑO 2014		AÑO 2015		AÑO 2016	
	TEMPERATURA MÍNIMA	TEMPERATURA MÁXIMA	TEMPERATURA MÍNIMA	TEMPERATURA MÁXIMA	TEMPERATURA MÍNIMA	TEMPERATURA MÁXIMA	TEMPERATURA MÍNIMA	TEMPERATURA MÁXIMA	TEMPERATURA MÍNIMA	TEMPERATURA MÁXIMA
ENERO	18,17	29,01	19,17	31,45	17,97	28,55	18,98	30,11	21,15	32,81
FEBRERO	18,63	31,73	18,57	30,88	19,84	31,97	20,35	31,49	21,31	33,39
MARZO	18,03	30,44	18,60	29,93	19,65	31,44	19,83	31,81	21,26	32,61
ABRIL	16,32	28,55	17,42	27,28	18,23	28,99	17,99	28,54	18,14	29,70
MAYO	15,15	25,84	15,25	24,75	16,47	26,27	15,95	26,10	17,06	26,70
JUNIO	13,58	23,10	13,64	21,66	14,58	23,52	14,05	23,87	15,69	23,00
JULIO	11,81	21,52	12,08	20,85	13,25	22,29	12,07	22,68	14,40	21,60
AGOSTO	11,24	21,04	11,93	20,71	12,47	21,44	12,37	22,35	13,66	21,34
SETIEMBRE	11,68	21,44	13,46	20,75	12,91	23,10	13,58	23,45	13,55	20,85
OCTUBRE	13,34	23,14	14,30	23,21	14,67	23,44	15,47	24,78	14,75	22,63
NOVIEMBRE	15,20	25,60	16,04	25,55	16,58	24,84	15,47	27,54	15,44	24,76
DICIEMBRE	17,46	28,37	16,90	26,78	17,51	28,13	17,49	29,31	17,18	27,88

**Nota: SENAMHI**

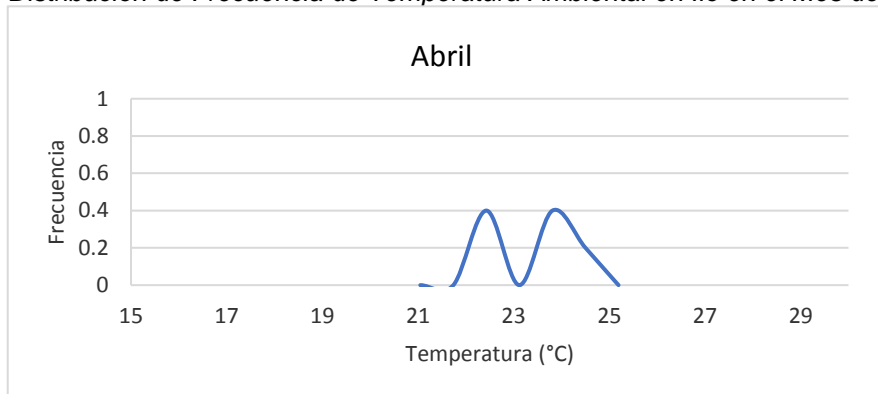
**Anexo B. 2. 1**

*Distribución de Frecuencia de Temperatura Ambiental en Ilo en el Mes de Marzo*



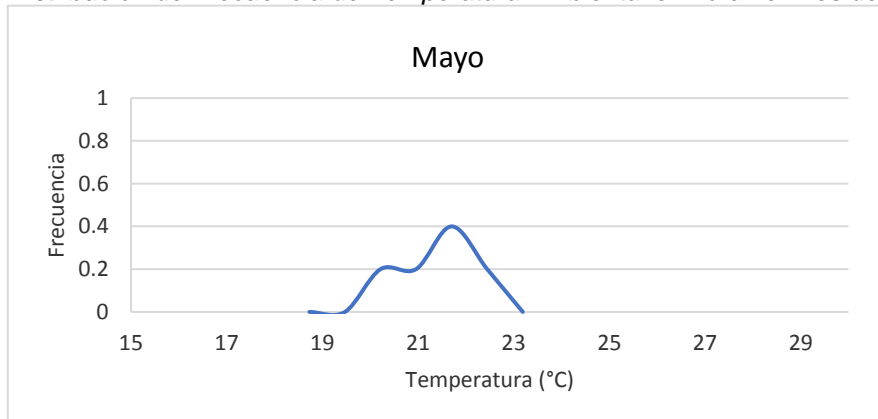
**Anexo B. 2. 2**

*Distribución de Frecuencia de Temperatura Ambiental en Ilo en el Mes de Abril*



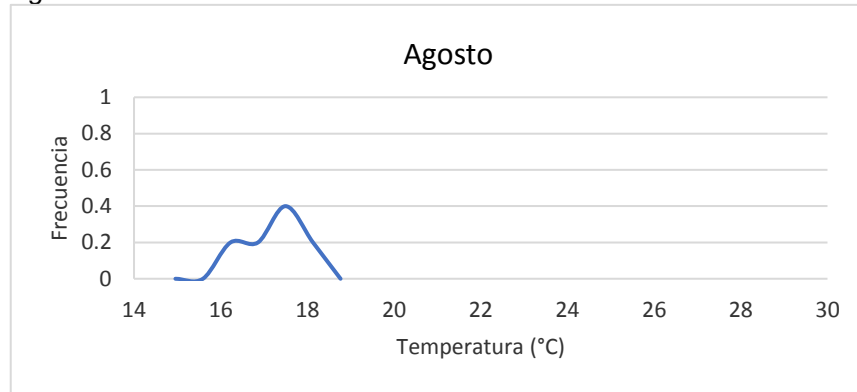
**Anexo B. 2. 3**

*Distribución de Frecuencia de Temperatura Ambiental en Ilo en el Mes de Mayo*



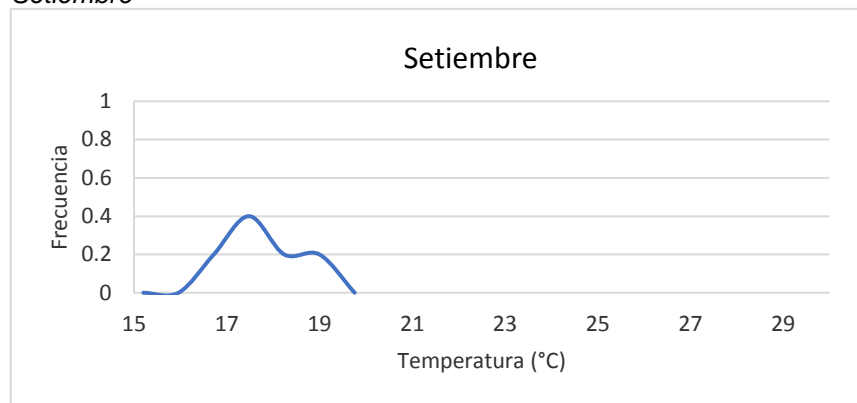
**Anexo B. 2. 4**

*Distribución de Frecuencia de Temperatura Ambiental en Ilo en el Mes de Agosto*



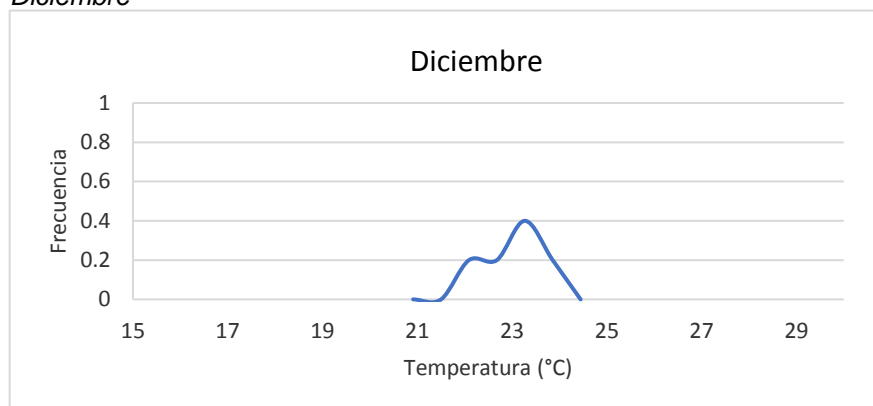
**Anexo B. 2. 5**

*Distribución de Frecuencia de Temperatura Ambiental en Ilo en el Mes de Setiembre*



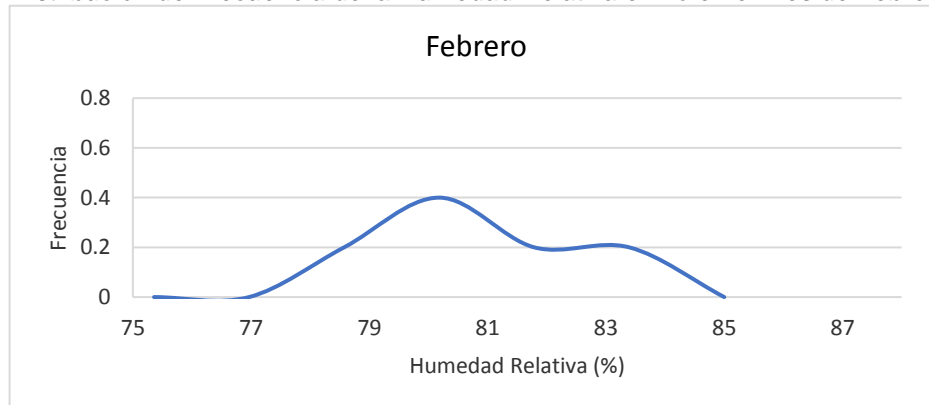
**Anexo B. 2. 6**

*Distribución de Frecuencia de Temperatura Ambiental en Ilo en el Mes de Diciembre*



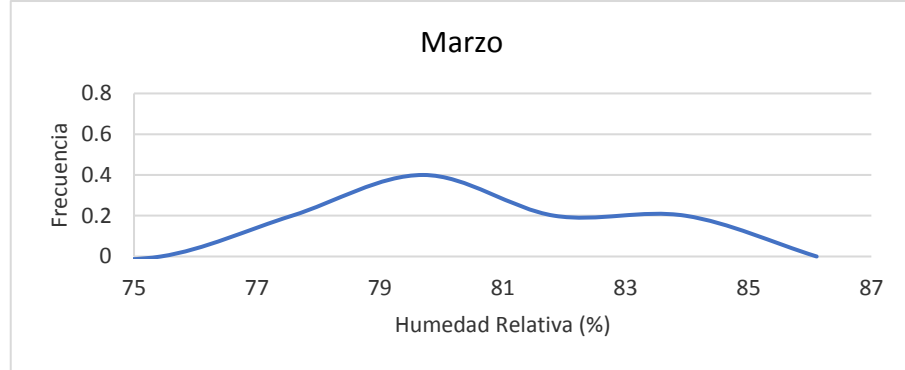
**Anexo B 3***Registro de humedades relativas promedio mensual en la ciudad de Ilo desde el 2012 al 2016*

MES	AÑO 2012	AÑO 2013	AÑO 2014	AÑO 2015	AÑO 2016
	HUMEDAD RELATIVA PROM %	HUMEDAD RELATIVA PROM %	HUMEDAD RELATIVA PROM %	HUMEDAD RELATIVA PROM %	HUMEDAD RELATIVA PROM %
ENERO	78,69	79,85	80,89	81,21	82,00
FEBRERO	78,13	80,78	80,00	79,51	82,48
MARZO	78,69	80,95	79,56	76,87	82,46
ABRIL	80,49	82,14	80,29	80,98	82,67
MAYO	82,41	82,61	80,99	82,46	82,68
JUNIO	81,54	83,26	82,47	82,99	82,70
JULIO	81,55	83,06	82,34	83,10	83,42
AGOSTO	81,74	82,92	82,74	82,96	82,77
SETIEMBRE	81,78	83,39	82,30	81,95	82,88
OCTUBRE	81,47	82,64	82,50	82,31	83,37
NOVIEMBRE	79,84	81,71	82,61	81,98	82,66
DICIEMBRE	80,30	81,01	81,72	81,87	81,03

**Nota: SENAMHI****Anexo B. 3. 1***Distribución de Frecuencia de la Humedad Relativa en Ilo en el Mes de Febrero*

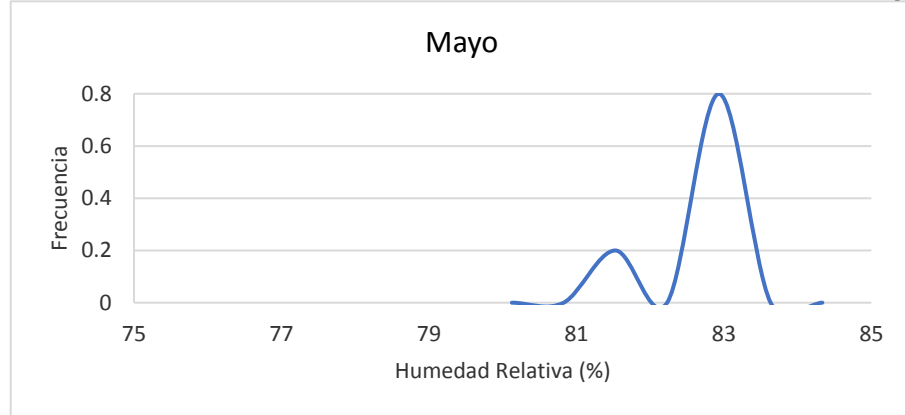
**Anexo B. 3. 2**

*Distribución de Frecuencia de la Humedad Relativa en Ilo en el Mes de Marzo*



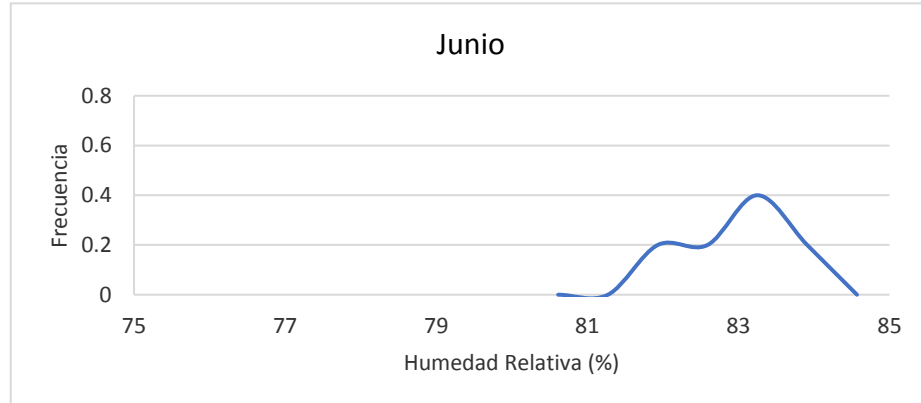
**Anexo B. 3. 3**

*Distribución de Frecuencia de la Humedad Relativa en Ilo en el Mes de Mayo*



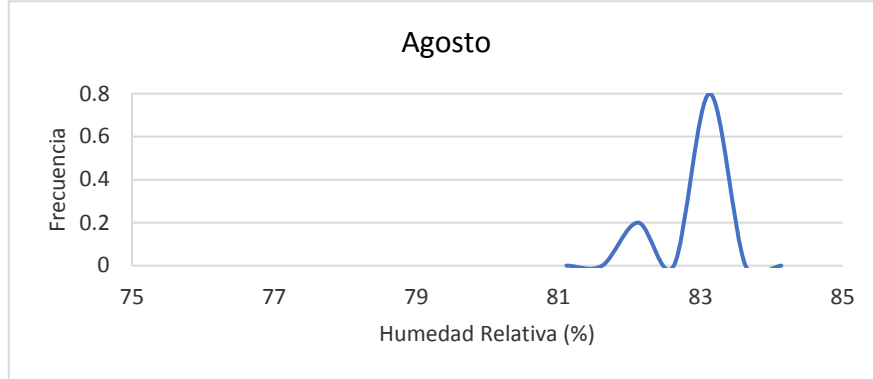
**Anexo B. 3. 4**

*Distribución de Frecuencia de la Humedad Relativa en Ilo en el Mes de Junio*



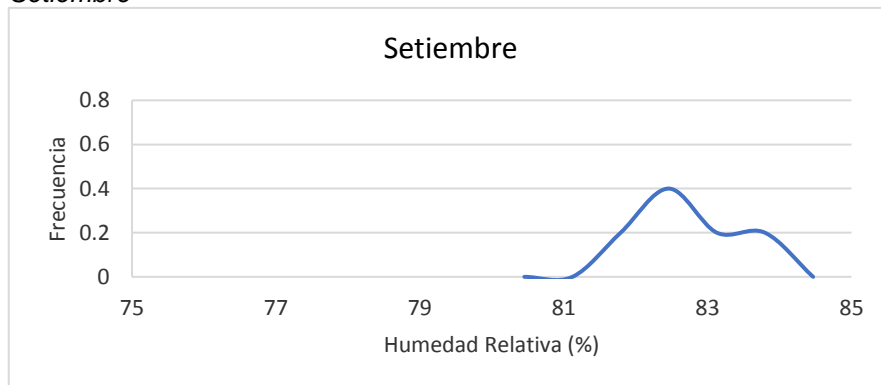
**Anexo B. 3. 5**

*Distribución de Frecuencia de la Humedad Relativa en Ilo en el Mes de Agosto*



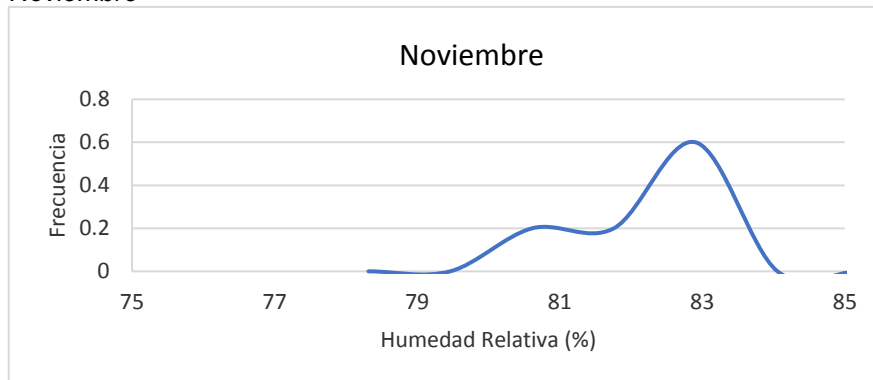
**Anexo B. 3. 6**

*Distribución de Frecuencia de la Humedad Relativa en Ilo en el Mes de Setiembre*



**Anexo B. 3. 7**

*Distribución de Frecuencia de la Humedad Relativa en Ilo en el Mes de Noviembre*



## Anexo B 4

Rangos y valores de variables y parámetros operacionales y climáticos para el cálculo de la carga frigorífica

	Variables y Parámetros	Valores	Unidades
$T_{int}$	= Temperatura interior de diseño	= -20	°C
$T_{ext}$	= Temperatura exterior de diseño (Ambiental)	= Anexo D5	°C
$T_{suelo}$	= Temperatura del suelo	= Entre 2 y 4 °C más que $t_{ext}$	°C
$\Psi_{int}$	= Humedad relativa interior de diseño	= 90	%
$\Psi_{ext}$	= Humedad relativa exterior de diseño	= Anexo D5	%
$L_o$	= Calor latente de ebullición del agua	= 2501	kJ/kg
$C_{pa}$	= Calor específico del aire seco	= 1,004	kJ/kg °C
$C_{pw}$	= Calor específico del vapor de agua	= 1,86	kJ/kg °C
$V$	= Volumen de la cámara	= 7425	m <sup>3</sup>
$S_T$	= Superficie de la cámara	= 825	m <sup>2</sup>
$M_{carga\ total}$	= Capacidad de carga	= 1300000	Kg
$M_{ent\ prod}$	= Masa producto de entrada	= Anexo D4	kg/mes
$M_{pallets}$	= Masa de pallets	= 20	kg (cada uno)
$M_{emb}$	= Masa de embalaje	= 1,2	Kg
$M_{ent\ emb}$	= Masa entrada embalaje	= 65000	Kg
$M_{emb\ pall}$	= Masa entrada pallets	= En relación a $M_{ent\ prod}$	Kg
$C_e$	= Calor específico cartón	= 2,71	kJ/kg K
$C_{p+}$	= Calor específico pescado ( $t > 0^\circ$ )	= 0,85	kCal/kg °C
$C_{p-}$	= Calor específico pescado ( $t < 0^\circ$ )	= 0,4	kCal/kg °C
$L$	= Calor de congelación	= 60	Kcal/kg
$L_r$	= Calor de respiración	= 0	-
$T_{ea}$	= Temperatura entrada alimentos	= -18 a -15	°C
$T_{ee}$	= Temperatura entrada embalajes	= -4 a 0	°C
$T_{ep}$	= Temperatura entrada pallets	= 0 a 3	°C
$q$	= Flujo de calor admisible	= 6	W/m <sup>3</sup>
$\rho_{aire}$	= Densidad del aire	= 1,225	kg/m <sup>3</sup>
$S_p$	= Superficie muro o paredes	= 1357	m <sup>2</sup>
$S_c$	= Superficie cielo o techo	= 750	m <sup>2</sup>
$T_f$	= Temperatura final alimento	= -18	°C

## ANEXO C: CÁLCULO DE LA ENERGÍA NECESARIA POR MES PARA REMOVER EL CALOR APORTADO EN LA CÁMARA FRIGORÍFICA.

### Anexo C 1

*Cálculo de la energía necesaria por mes para remover el calor aportado por motores, personas, iluminación, renovaciones de aire y a través de los cerramientos*

MESES		ENE	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SET	OCT	NOV	DIC
<b>DÍAS POR MES</b>		31	28	31	30	31	30	31	31	30	31	30	31
<b>tint</b>	°C	-20,0	-20,0	-20,0	-20,0	-20,0	-20,0	-20,0	-20,0	-20,0	-20,0	-20,0	-20,0
<b>text</b>	°C	26,98	27,35	26,9350	23,9200	21,8800	19,3450	18,0000	17,5000	17,2000	18,6900	20,1000	22,5300
<b>tsuelo</b>	°C	30,48	30,85	30,4350	27,4200	25,3800	22,8450	21,5000	21,0000	20,7000	22,1900	23,6000	26,0300
<b>In psat</b>		-2,10	-2,10	-2,10	-2,10	-2,10	-2,10	-2,10	-2,10	-2,10	-2,10	-2,10	-2,10
<b>psat</b>		0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12	0,12
<b>Wint</b>	kg/kg as	0,00067	0,00067	0,00067	0,00067	0,00067	0,00067	0,00067	0,00067	0,00067	0,00067	0,00067	0,00067
<b>Wext</b>	kg/kg as	0,00062	0,00061	0,00060	0,00059	0,00061	0,00061	0,00060	0,00061	0,00062	0,00061	0,00060	0,00060
k pared	W/m <sup>2</sup> °C	0,175	0,175	0,175	0,175	0,175	0,175	0,175	0,175	0,175	0,175	0,175	0,175
k suelo	W/m <sup>2</sup> °C	0,233	0,233	0,233	0,233	0,233	0,233	0,233	0,233	0,233	0,233	0,233	0,233
S paredes	m <sup>2</sup>	1357	1357	1357	1357	1357	1357	1357	1357	1357	1357	1357	1357
S cielo	m <sup>2</sup>	750	750	750	750	750	750	750	750	750	750	750	750
ST(de la cámara)	m <sup>2</sup>	825	825	825	825	825	825	825	825	825	825	825	825
Qp1 pared	W	11156,57	11244,44	11145,88	10429,90	9945,45	9343,45	9024,05	8905,31	8834,07	9187,90	9522,74	10099,81
Qp1 techo	W	6166,12	6214,68	6160,21	5764,5	5496,75	5164,03	4987,5	4921,87	4882,5	5078,06	5263,12	5582,06
Qp1 suelo	W	9703,51	9774,64	9694,86	9115,31	8723,17	8235,88	7977,33	7881,22	7823,55	8109,97	8381,01	8848,11
Qp1	kW	27,026	27,23	27,00	25,30	24,16	22,74	21,99	21,71	21,54	22,37	23,16	24,52
Ep1	kW-h	20107,51	18301,09	20088,72	18222,99	17979,03	16375,22	16359,73	16151,05	15508,89	16647,70	16680,15	18250,31

## Anexo C 1

### Continuación

Lo	kJ/kg	2501	2501	2501	2501	2501	2501	2501	2501	2501	2501	2501	2501
Cpa	kJ/kg °C	1,004	1,004	1,004	1,004	1,004	1,004	1,004	1,004	1,004	1,004	1,004	1,004
Cpw	kJ/kg °C	1,86	1,86	1,86	1,86	1,86	1,86	1,86	1,86	1,86	1,86	1,86	1,86
$\eta$	renv/día	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87	0,87
V	m <sup>3</sup>	7425	7425	7425	7425	7425	7425	7425	7425	7425	7425	7425	7425
paire	kg/m <sup>3</sup>	1,225	1,225	1,225	1,225	1,225	1,225	1,225	1,225	1,225	1,225	1,225	1,225
h int	kJ/kg	-18,40	-18,40	-18,40	-18,40	-18,40	-18,40	-18,40	-18,40	-18,40	-18,40	-18,40	-18,40
h ext	kJ/kg	28,66	29,01	28,58	25,53	23,53	20,98	19,59	19,13	18,84	20,31	21,70	24,16
Qp2	kJ/h	15520,77	15637,04	15493,15	14487,62	13827,39	12987,89	12531,41	12378,96	12282,69	12768,29	13226,73	14037,11
Ep2	kW-h	3207,62	2918,91	3201,91	2897,52	2857,66	2597,57	2589,82	2558,31	2456,53	2638,78	2645,34	2901,00
hrs de funcionamiento	h	558	504	558	540	558	540	558	558	540	558	540	558
Ne vaporadores	kW	16,70	16,70	16,70	16,70	16,70	16,70	16,70	16,70	16,70	16,70	16,70	16,70
Qp3	kJ/h	72147,02	72147,02	72147,02	72147,02	72147,02	72147,02	72147,02	72147,02	72147,02	72147,02	72147,02	72147,02
Ep3	kW-h	11182,78	10100,58	11182,78	10822,05	11182,78	10822,05	11182,78	11182,78	10822,05	11182,78	10822,05	11182,78
horas de funcionamiento	h	93	84	93	90	93	90	93	93	90	93	90	93
$q_p$	kW	0,39	0,39	0,39	0,39	0,39	0,39	0,39	0,39	0,39	0,39	0,39	0,39
$\eta$	personas	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3	3
Qp4	kJ/h	4212	4212	4212	4212	4212	4212	4212	4212	4212	4212	4212	4212
Ep4	kW-h	108,81	98,28	108,81	105,3	108,81	105,3	108,81	108,81	105,3	108,81	105,3	108,81
hrs de funcionamiento	h	124	112	124	120	124	120	124	124	120	124	120	124
$N_{itum}$	kW	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6	6
$f$	Factor	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1	1
Qp5	kJ/h	21600	21600	21600	21600	21600	21600	21600	21600	21600	21600	21600	21600
Ep5	kW-h	744	672	744	720	744	720	744	744	720	744	720	744
<b>E otros</b>	<b>kW-h</b>	<b>35350,73</b>	<b>32090,87</b>	<b>35326,24</b>	<b>32767,87</b>	<b>32872,30</b>	<b>30620,16</b>	<b>30985,16</b>	<b>30744,98</b>	<b>29612,78</b>	<b>31322,08</b>	<b>30972,86</b>	<b>33186,92</b>

## Anexo C 2

*Cálculo de la energía necesaria por mes para remover el calor aportado el producto congelado y empacado*

Ment prod	kg	128671,1	212512,69	31680	63480	312920	297620	15380	9120	77100	168680	256440	102844,27
Ment emb	kg	6570,44	10851,71	1617,70	3241,53	15978,89	15197,62	785,36	465,70	3937,02	8613,45	13094,81	5251,62
Ment pall	kg	3431,23	5667,01	844,8	1692,8	8344,53	7936,53	410,13	243,2	2056	4498,13	6838,4	2742,51
Tf'	°C	-18	-18	-18	-18	-18	-18	-18	-18	-18	-18	-18	-18
Tea	°C	-16,2	-17,9	-15,1	-16,2	-17,6	-17,5	-16,3	-15,9	-16,4	-16,7	-17,7	-17,9
Tee	°C	-3,3	-2,1	-2	-4,2	-3,5	-3,7	-3,9	-2,4	-3,5	-3,4	-2,9	-2,1
Tep	°C	2,2	2,4	2,8	3,4	4	2,6	3,9	3,8	4	3,8	3,9	4
Ce	kJ/kg K	2,71	2,71	2,71	2,71	2,71	2,71	2,71	2,71	2,71	2,71	2,71	2,71
Qu2	kJ/h	16096,75	1476,96	6385,10	7941,35	8699,18	10342,29	1817,15	1331,06	8573,52	15240,24	5346,77	714,77
Eu2	kW-h	138,61	11,49	54,98	66,18	74,91	86,19	15,65	11,46	71,45	131,24	44,56	6,155
Qu4	kJ/h	449578,94	780884,12	117763,25	219399,05	1125391,70	1032018,16	54350,46	34055,79	277283,97	606540,36	941704,86	389795,83
Eu4	kW-h	3871,37	6073,54	1014,07	1828,33	9690,87	8600,15	468,02	293,26	2310,69	5222,99	7847,54	3356,57
E productos	kW-h	4009,99	6085,03	1069,06	1894,50	9765,78	8686,34	483,67	304,72	2382,15	5354,22	7892,10	3362,73
<b>E Total</b>	<b>kW-h</b>	<b>43296,79</b>	<b>41993,49</b>	<b>40034,83</b>	<b>38128,61</b>	<b>46901,89</b>	<b>43237,14</b>	<b>34615,70</b>	<b>34154,67</b>	<b>35194,42</b>	<b>40343,93</b>	<b>42751,45</b>	<b>40204,61</b>
<b>Q</b>	<b>kW</b>	<b>58,19</b>	<b>62,49</b>	<b>53,81</b>	<b>52,96</b>	<b>63,04</b>	<b>60,05</b>	<b>46,53</b>	<b>45,91</b>	<b>48,88</b>	<b>54,23</b>	<b>59,38</b>	<b>54,04</b>

## ANEXO D: CÁLCULO DE LA ENERGÍA NECESARIA PARA LA REMOCIÓN DE CALOR EN LA CÁMARA FRIGORÍFICA (CICLO DE REFRIGERACIÓN)

### Anexo D 1

*Cálculo del ciclo de refrigeración*

CICLO DE REFRIGERACIÓN	R-407C											
MES	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Set	Oct	Nov	Dic
DTc	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15	15
DTH	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8	8
Tc,sat	-35	-35	-35	-35	-35	-35	-35	-35	-35	-35	-35	-35
TH,sat	34,98	35,35	34,94	31,92	29,88	27,35	26,00	25,50	25,20	26,69	28,10	30,53
DT <sub>2</sub>	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10	10
T <sub>2</sub>	-25	-25	-25	-25	-25	-25	-25	-25	-25	-25	-25	-25
log P <sub>2</sub>	-0,77	-0,77	-0,77	-0,77	-0,77	-0,77	-0,77	-0,77	-0,77	-0,77	-0,77	-0,77
P <sub>2</sub> (kPa)	170,13	170,13	170,13	170,13	170,13	170,13	170,13	170,13	170,13	170,13	170,13	170,13
DT <sub>4</sub>	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00	5,00
T <sub>4</sub>	39,98	40,35	39,94	36,92	34,88	32,35	31,00	30,50	30,20	31,69	33,10	35,53
log P <sub>4</sub>	0,24	0,24	0,24	0,21	0,18	0,16	0,14	0,13	0,13	0,15	0,16	0,19
P <sub>4</sub> (kPa)	1733,93	1749,79	1732,01	1606,75	1525,88	1429,68	1380,52	1362,58	1351,90	1405,58	1457,84	1551,31
H <sub>2</sub> (kJ/kg)	391,67	391,67	391,67	391,67	391,67	391,67	391,67	391,67	391,67	391,67	391,67	391,67
H <sub>4</sub> (kJ/kg)	255,37	256,03	255,29	249,98	246,46	242,16	239,91	239,08	238,59	241,06	243,43	247,57
H <sub>1</sub> (kJ/kg)	255,37	256,03	255,29	249,98	246,46	242,16	239,91	239,08	238,59	241,06	243,43	247,57
Qc	136,30	135,64	136,38	141,69	145,21	149,51	151,76	152,59	153,08	150,61	148,24	144,10

Anexo D1

Continuación

CICLO DE REFRIG.	R-407C												
	MES	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Set	Oct	Nov	Dic
<b>P<sub>2t</sub> =</b>	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100	100
<b>a</b>	-9,32x10 <sup>-6</sup>	-9,32x10 <sup>-6</sup>	-9,32x10 <sup>-6</sup>	-9,32x10 <sup>-6</sup>	-9,32x10 <sup>-6</sup>	-9,32x10 <sup>-6</sup>	-9,32x10 <sup>-6</sup>	-9,32x10 <sup>-6</sup>	-9,32x10 <sup>-6</sup>	-9,32x10 <sup>-6</sup>	-9,32x10 <sup>-6</sup>	-9,32x10 <sup>-6</sup>	-9,32x10 <sup>-6</sup>
<b>b</b>	1,14 x10 <sup>-2</sup>	1,14 x10 <sup>-2</sup>	1,14 x10 <sup>-2</sup>	1,14 x10 <sup>-2</sup>	1,14 x10 <sup>-2</sup>	1,14 x10 <sup>-2</sup>	1,14 x10 <sup>-2</sup>	1,14 x10 <sup>-2</sup>	1,14 x10 <sup>-2</sup>	1,14 x10 <sup>-2</sup>	1,14 x10 <sup>-2</sup>	1,14 x10 <sup>-2</sup>	1,14 x10 <sup>-2</sup>
<b>c</b>	-1,21 x10	-1,21 x10	-1,21 x10	-1,21 x10	-1,21 x10	-1,21 x10	-1,21 x10	-1,21 x10	-1,21 x10	-1,21 x10	-1,21 x10	-1,21 x10	-1,21 x10
<b>Para H<sub>2</sub> ----- S(P<sub>2t</sub>=100)</b>	1,85 x10	1,85 x10	1,85 x10	1,85 x10	1,85 x10	1,85 x10	1,85 x10	1,85 x10	1,85 x10	1,85 x10	1,85 x10	1,85 x10	1,85 x10
<b>P<sub>2t</sub> =</b>	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200	200
<b>a</b>	-6,47 x10 <sup>-6</sup>	-6,47 x10 <sup>-6</sup>	-6,47 x10 <sup>-6</sup>	-6,47 x10 <sup>-6</sup>	-6,47 x10 <sup>-6</sup>	-6,47 x10 <sup>-6</sup>	-6,47 x10 <sup>-6</sup>	-6,47 x10 <sup>-6</sup>	-6,47 x10 <sup>-6</sup>	-6,47 x10 <sup>-6</sup>	-6,47 x10 <sup>-6</sup>	-6,47 x10 <sup>-6</sup>	-6,47 x10 <sup>-6</sup>
<b>b</b>	9,05 x10 <sup>-3</sup>	9,05 x10 <sup>-3</sup>	9,05 x10 <sup>-3</sup>	9,05 x10 <sup>-3</sup>	9,05 x10 <sup>-3</sup>	9,05 x10 <sup>-3</sup>	9,05 x10 <sup>-3</sup>	9,05 x10 <sup>-3</sup>	9,05 x10 <sup>-3</sup>	9,05 x10 <sup>-3</sup>	9,05 x10 <sup>-3</sup>	9,05 x10 <sup>-3</sup>	9,05 x10 <sup>-3</sup>
<b>c</b>	-7,68 x10 <sup>-1</sup>	-7,68 x10 <sup>-1</sup>	-7,68 x10 <sup>-1</sup>	-7,68 x10 <sup>-1</sup>	-7,68 x10 <sup>-1</sup>	-7,68 x10 <sup>-1</sup>	-7,68 x10 <sup>-1</sup>	-7,68 x10 <sup>-1</sup>	-7,68 x10 <sup>-1</sup>	-7,68 x10 <sup>-1</sup>	-7,68 x10 <sup>-1</sup>	-7,68 x10 <sup>-1</sup>	-7,68 x10 <sup>-1</sup>
<b>Para H<sub>2</sub> ----- S(P<sub>2t</sub>=200)</b>	1,78 x10	1,78 x10	1,78 x10	1,78 x10	1,78 x10	1,78 x10	1,78 x10	1,78 x10	1,78 x10	1,78 x10	1,78 x10	1,78 x10	1,78 x10
<b>S<sub>2</sub> (kJ/kg K)</b>	1,80	1,80	1,80	1,80	1,80	1,80	1,80	1,80	1,80	1,80	1,80	1,80	1,80
<b>DPH (kPa)</b>	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50	50
<b>P<sub>3</sub> (kPa)</b>	1783,93	1799,79	1782,01	1656,75	1575,88	1479,68	1430,52	1412,58	1401,90	1455,58	1507,84	1601,31	
<b>P<sub>3t</sub> =</b>	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000	1000
<b>a</b>	202,20	202,20	202,20	202,20	202,20	202,20	202,20	202,20	202,20	202,20	202,20	202,20	202,20
<b>b</b>	-424,62	-424,62	-424,62	-424,62	-424,62	-424,62	-424,62	-424,62	-424,62	-424,62	-424,62	-424,62	-424,62
<b>c</b>	544,12	544,12	544,12	544,12	544,12	544,12	544,12	544,12	544,12	544,12	544,12	544,12	544,12
<b>Para S<sub>2</sub> ----- H(P<sub>3t</sub>=1000)</b>	434,26	434,26	434,26	434,26	434,26	434,26	434,26	434,26	434,26	434,26	434,26	434,26	434,26

Anexo D 1

Continuación

CICLO DE REFRIG, MES	R-407C											
	Ene	Feb	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sep	Oct	Nov	Dic
<b>P(1500)</b>	1500	1500	1500	1500	1500	1500	1500	1500	1500	1500	1500	1500
<b>a</b>	166,1	166,1	166,1	166,1	166,1	166,1	166,1	166,1	166,1	166,1	166,1	166,1
<b>b</b>	-271,63	-271,63	-271,63	-271,63	-271,63	-271,63	-271,63	-271,63	-271,63	-271,63	-271,63	-271,63
<b>c</b>	396,14	396,14	396,14	396,14	396,14	396,14	396,14	396,14	396,14	396,14	396,14	396,14
<b>Para S<sub>2</sub> --- H(P<sub>3t</sub>=1500)</b>	444,67	444,67	444,67	444,67	444,67	444,67	444,67	444,67	444,67	444,67	444,67	444,67
<b>P3t =</b>	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000	2000
<b>a</b>	184,16	184,16	184,16	184,16	184,16	184,16	184,16	184,16	184,16	184,16	184,16	184,16
<b>b</b>	-325,21	-325,21	-325,21	-325,21	-325,21	-325,21	-325,21	-325,21	-325,21	-325,21	-325,21	-325,21
<b>c</b>	441,14	441,14	441,14	441,14	441,14	441,14	441,14	441,14	441,14	441,14	441,14	441,14
<b>Para S<sub>2</sub> --- H(P<sub>3t</sub>=2000)</b>	451,72	451,72	451,72	451,72	451,72	451,72	451,72	451,72	451,72	451,72	451,72	451,72
<b>H<sub>3</sub> ideal</b>	448,92	449,13	448,89	447,10	445,88	444,32	443,45	443,13	442,93	443,90	444,79	446,27
<b>Wideal</b>	57,25	57,46	57,22	55,43	54,21	52,65	51,78	51,45	51,26	52,22	53,12	54,60
<b>Eficiencia</b>	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75	0,75
<b>Wreal</b>	76,33	76,62	76,29	73,91	72,27	70,19	69,04	68,61	68,35	69,63	70,83	72,80
<b>Potencia (kW)</b>	32,59	35,30	30,10	27,62	31,38	28,19	21,17	20,64	21,82	25,07	28,37	27,30
<b>E compr (kW-h)</b>	<b>24246,83</b>	<b>23721,16</b>	<b>22396,55</b>	<b>19889,06</b>	<b>23343,24</b>	<b>20298,84</b>	<b>15747,26</b>	<b>15356,54</b>	<b>15713,14</b>	<b>18652,19</b>	<b>20426,66</b>	<b>20311,09</b>