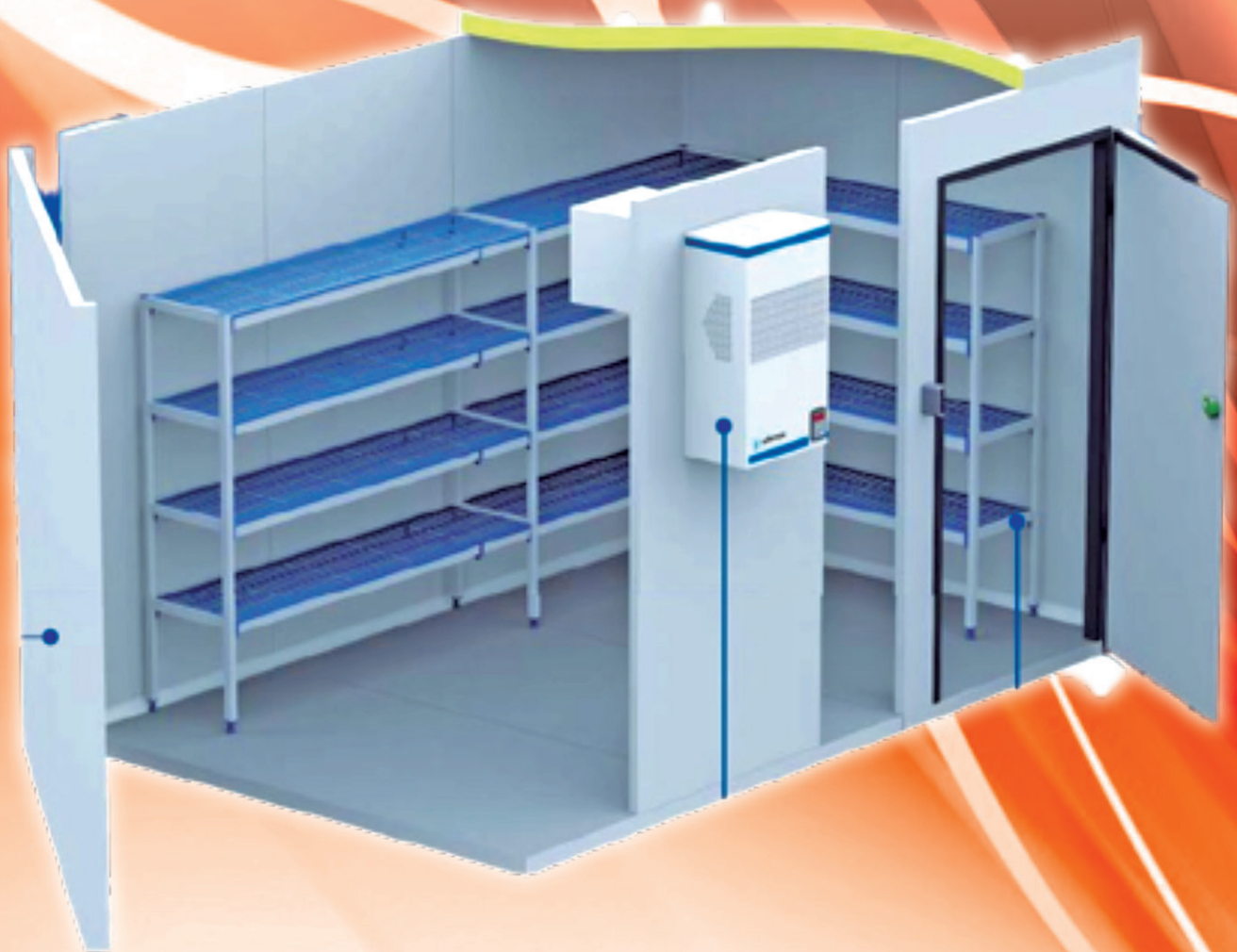


# DISEÑO DE CÁMARAS FRIGORÍFICAS



MSc. Héctor Cochise Terán Herrera  
MSc. Oscar Bladimir Arteaga López  
MSc. Wilson Edmundo Sánchez Ocaña  
Phd. Yoandrys Morales Tamayo  
Ing. Jácome Guevara Fausto Andrés



# ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS  
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA

**Diseño de cámaras frigoríficas.**

MSc. Héctor Cochise Terán Herrera; MSc. Oscar Bladimir Arteaga López; MSc. Wilson Edmundo Sánchez Ocaña; Phd. Yoandrys Morales Tamayo; Ing. Jácome Guevara Fausto Andrés

**Primera edición electrónica.** Noviembre del 2019

**ISBN:** 978-9942-765-58-1

**Revisión científica:** Idalberto Macías Socarrás PhD; Julio César Pino PhD.

**Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE**

Tern. Humberto Aníbal Parra Cárdenas, Ph. D.

Rector

**Publicación autorizada por:**

Comisión Editorial de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE

Tern. Oswaldo Mauricio González, Ph. D.

Presidente

**Edición**

Lcdo. Xavier Chinga

**Diseño**

Pablo Zavala A.

Derechos reservados. Se prohíbe la reproducción de esta obra por cualquier medio impreso, reprográfico o electrónico.

El contenido, uso de fotografías, gráficos, cuadros, tablas y referencias es de **exclusiva responsabilidad del autor.**

Los derechos de esta edición electrónica son de la **Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE**, para consulta de profesores y estudiantes de la universidad e investigadores en: <http://www.repositorio.espe.edu.ec>.

**Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE**

Av. General Rumiñahui s/n, Sangolquí, Ecuador.

<http://www.espe.edu.ec>

# DISEÑO DE CÁMARAS FRIGORÍFICAS

MSc. Héctor Cochise Terán Herrera  
MSc. Oscar Bladimir Arteaga López  
MSc. Wilson Edmundo Sánchez Ocaña  
Phd. Yoandrys Morales Tamayo  
Ing. Jácome Guevara Fausto Andrés

## Contenido

Autores .....	7
Prólogo .....	9
<b>Capítulo I</b>	
Generalidades .....	10
<b>Capítulo II</b>	
Materiales y Métodos .....	51
<b>Capítulo III</b>	
Diseño y Análisis de Resultados .....	72
Tablas Anexos .....	145

ה

## *Dedicatoria*

**יהוה** ברוך אבא שברא את האדם עם חוכמה וידע.  
**קרלה** שלי אשתי ובני **זבדיאל** לתמיכה בלתי מותנית שלהם.

תודה לך על כל הזמן הזה לעבוד ביחד. אבל הניסיון שצברנו הוא יקר, הכביש לא היה קל

**יהוה**, Bendito Padre, creó al hombre con la sabiduría y el conocimiento.

A mi esposa **CARLA** y mi hijo **ZABDIEL** por su apoyo incondicional.

El camino no ha sido fácil, pero la experiencia que ganamos es invaluable. Gracias por todo este tiempo trabajando juntos.

## ה

### *Agradecimiento*

**יהודה** תודה על הרגעים הקשים, ללמד ולגדול עם השיעורים שלך גם כאשר אתה עייף ומותש, כי זה אומר שיש לך לשם שינוי. אני מודה לכם על המכשולים של החיים כי אתה להיות בעיות הברכות שלנו.

**ESPE** אוניברסיטת הכוחות המזוינים כדי לפתוח את הדלתות הידע והשירותים שלנו. תודה לאל ברוך אבא שברא את האדם עם חוכמה וידע.

**יהודה** Gracias por los momentos difíciles, por crecer con tus enseñanzas y lecciones aun cuando se está cansado y agotado, porque significa que tú has hecho un cambio. Te doy gracias por los obstáculos de la vida ya que tú los conviertes los problemas en nuestras bendiciones.

La Universidad de las Fuerzas Armadas **ESPE** por abrir las puertas a nuestros conocimientos y servicios.

## Autores

**Héctor Cochise Terán Herrera**, Ingeniero Electromecánico, Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, Magister en Gestión de Energías y Redes Industriales. Investiga en temas: Mecanizado en Máquinas Herramientas convencionales y de Control Numérico Computarizado, Procesos de soldadura, Metalurgia y Tecnología de la Fundición, Energías renovables, Automatización Industrial.

**Oscar Bladimir Arteaga López**. Ingeniero Mecánico, Escuela Politécnica del Chimborazo ESPOCH. Magister en Tecnología de la Información y Multimedia Educativa. Magister en Gestión de Energía. Investiga en temas: Diseño y Construcción de Bastidores y Carrocerías para Vehículos de competición (FORMULA STUDENT), Diseño y Construcción de vehículos blindados 4X4. Diseño y construcción de prótesis robóticas.

**Wilson Edmundo Sánchez Ocaña**, recibió el título de Ingeniero Electromecánico en 2005 en la Escuela Politécnica del Ejército, el Máster en Gestión de la Producción en el 2013 en la Universidad Técnica de Cotopaxi y el Máster en Diseño y Automatización Industrial en el 2017 en la Escuela Politécnica Nacional de Quito, Ecuador. De 1992 a 1996, trabajó para empresas privadas del sector petrolero y desde 1997 para la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, como Profesor Titular en el Departamento de Electrónica Eléctrica. Sus intereses de investigación incluyen: Modelación de sistemas físicos, mecánicos, hidráulicos y biomecánicos; Automatización de procesos industriales con énfasis en redes de comunicación industrial; Análisis y diagnóstico del clima de trabajo y su impacto en las empresas de producción y servicios.

**Yoandrys Morales Tamayo**, Ingeniero Mecánico, graduado Universidad de Holguín. Cuba. Master en Diseño y Fabricación Asistida por Computadora obtenido en Universidad de Holguín. Cuba. Doctor en Ciencias obtenido en la Universidad Politécnica de Madrid. España. Investiga temas relacionados con la Maquinabilidad de materiales en equipos convencionales y de Control Numérico Computarizado. Diseño de equipos y máquinas vinculados a sistemas electromecánicos. Procesos de Deformación, Soldadura y Fundición.

**Jácome Guevara Fausto Andrés**, Ingeniero Automotriz graduado en la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE, Jefe Técnico en el área de Refrigeración en MTI; Diseñador de equipos enfocados en la Industria Alimenticia, docente de la Unidad de Gestión de Tecnologías de la Universidad de las Fuerzas Armadas ESPE. Se desempeña en el área de Medios Transporte Equipo Pesado, Energía y termo fluidos, Procesos de Manufactura. Actualmente su área de investigación se enfoca en sistemas de refrigeración y acondicionamiento de aire industrial y automotriz.



## Prólogo

El presente proyecto tiene como objetivo desarrollar el diseño de la cámara frigorífica, en la cual se gestionará el almacenaje y la distribución de frutas y verduras. La necesidad energética permitirá el dimensionamiento de los diferentes elementos que componen la instalación, tales como: compresores, evaporadores, condensadores, elementos refrigerantes y otros elementos.

La problemática viene generada por las características de los productos implicados, que presentan un tiempo de degradación demasiado corto, por lo que es de vital importancia la implementación de instalaciones frigoríficas a fin de reducir los almacenamientos intermedios, mejorar la rentabilidad y la calidad de servicio en lo referente a la frescura de los productos.

El diseño de una cámara frigorífica se ve justificado por la gran demanda de productos propios de la zona Sierra, la misma es de gran ayuda, ya que es una fuente alternativa para almacenar grandes cantidades de productos y además garantiza el correcto almacenaje y distribución.

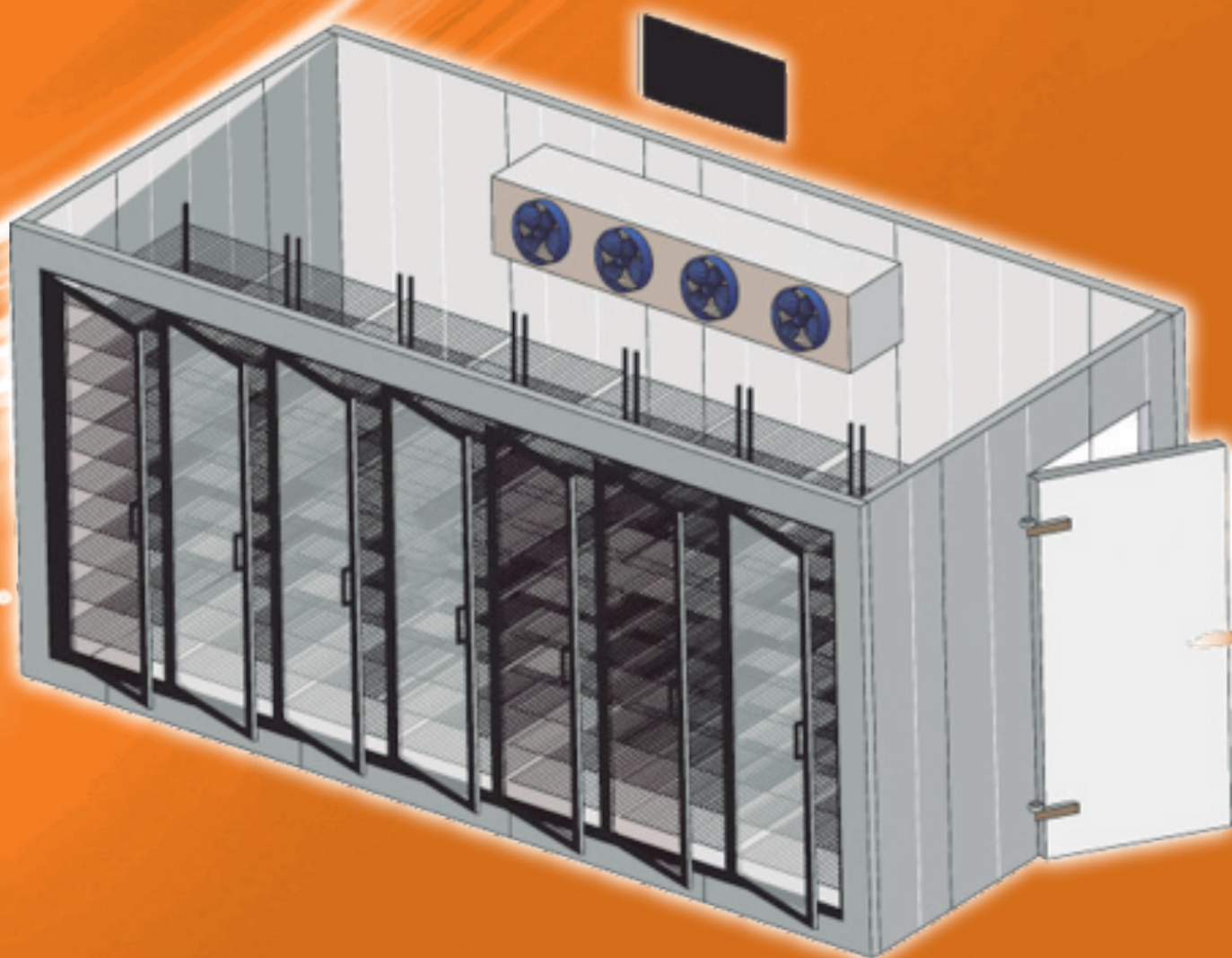
El proyecto del diseño de la cámara frigorífica es un beneficio social ya que contribuye con el crecimiento de las zonas rurales, además de generar un aspecto positivo en los habitantes, ya que ayuda a solucionar problemas del almacenamiento y distribución de productos.

El presente proyecto tiene como alcance el estudio en la provincia de Cotopaxi, ya que es una de las principales provincias que tiene un gran índice de exportación al exterior de los productos típicos de la zona Sierra.

Los Autores

# CAPÍTULO 1

## GENERALIDADES



# CAPÍTULO 1

## Generalidades

### 1.1. Introducción

El presente proyecto tiene como alcance el estudio en la provincia de Cotopaxi, ya que es una de las principales provincias que tiene un gran índice de exportación al exterior de los productos típicos de la zona Sierra.

### 1.2. La conservación de alimentos a través de la Historia

Las escasas oportunidades de obtener alimento para el primer hombre primitivo, lo orillaban sólo a la caza. Pero es una prioridad para todo ser humano alimentarse diariamente y con frecuencia (3 veces al día); con una escasez de alimentos, surge la necesidad a mantener o conservar la comida por más días en los casos donde no había alimentos que recolectar o animales que cazar.

Ante aquella necesidad de almacenar alimentos y que los productos no se mantenían frescos por mucho tiempo, de forma empírica comenzó a evolucionar la forma de mantener la frescura de los productos, esta técnica poco a poco fue evolucionando debido a la gran masa de personas y con ello, la demanda de más alimento, es así que en la actualidad para la conservación de alimentos, se pueden encontrar diversos métodos muy avanzados en todo el mundo.

Para alcanzar un avance tecnológico, estos métodos comenzaron desde utilizar alimentos para conservar otros (como la sal, producto que mantiene en buen estado a la carne durante mucho tiempo), luego evoluciona hacia modernas formas de preparar la comida y conservarla, como es el ahumado. En la actualidad, toda familia posee en su hogar es un refrigerador, no muy complejo como los industriales, pero apto para el uso doméstico.

En la Tabla 1, podemos visualizar las formas de mantener los alimentos frescos, desde la forma empírica hasta la tecnología usada en nuestro tiempo, así como también su desarrollo en algunos sitios donde no existe la forma de tener un refrigerador y siguen aplicando métodos pasados, pero la mayoría se va

acoplado según va avanzado la modernización tecnológica en la preservación alimenticia.

**Tabla 1**

*Los métodos de la conservación de alimentos a través de la historia*

ÉPOCA	FORMA DE MANTENER ALIMENTOS FRESCOS
<b>Tiempo de Nómadas</b>	Utilización de sal en grano, hielo, aire.
<b>Civilización Egipcia</b>	En esta civilización se utilizaba el aceite, los derivados del vinagre y miel.
<b>Reino de los Persas</b>	Utilización solo de azúcar.
<b>Nación Griega</b>	Grajeado de frutas y hortalizas.
<b>Antigua Roma</b>	(SO <sub>2</sub> ) al vino
<b>Antes de 1500</b>	Abodo de las carnes
<b>Siglo XVIII</b>	Usaban en bórax
<b>Siglo XIX</b>	Aplicación de sulfitos en carnes.
<b>Desde 1900</b>	Utilización del refrigerador

*Nota.* Recuperado de [https://slidedoc.es/the-philosophy-of-money.html?utm\\_source=revista-del-consumidor-no-279-mayo-279-calidad-de-refrigeradores](https://slidedoc.es/the-philosophy-of-money.html?utm_source=revista-del-consumidor-no-279-mayo-279-calidad-de-refrigeradores) .Copyright 2019 por la Compañía PROFECO. Reprinted with permission.

Toda esta evolución para mantener los alimentos frescos, se debe al avance de la tecnología, la cual resulta influyente debido a varios medios de comunicación que directa o indirectamente, transmiten la importancia y el privilegio de tener alimentos frescos que mantengan su buena calidad. Promocionando a su vez, tener una vida saludable.

Ahora, es fundamental establecer las bases necesarias para una selección y aplicación adecuada de un método de conservación, lo cual se detallará en este trabajo.

### 1.3. Tiempo de conservación

Para la conservación en tiempos largos de algunos productos como son fruta y las hortalizas, se emplea el método más común que es la conservación en cámaras frigoríficas a una temperatura constante y controlada, como se puede indicar en la Figura 1, además de usar los altos procesos de calidad de conservación. (Reyes, 2017)

Para la conservación en tiempos cortos de frutas y hortalizas, se usan las técnicas domésticas, como son:

- Cocción de las frutas y hortalizas.
- Fritura
- Almacenamiento en frío doméstico.

Si se desea alargar el tiempo de preservación, se usan procesos industriales como:

- La Liofilización.
- La Conservación en recipientes de vidrio a los que se aplica calor.
- La Deshidratación.
- La Ionización.
- El Congelamiento, entre otras.

A continuación, se ilustra un estándar del tiempo y temperatura de conservación de algunos alimentos.

**Tabla 2**

*Tiempo y temperatura de conservación de algunos elementos*

Alimento	Temperatura °C	Periodo máximo de almacenamiento
Lácteo	12 a 4	5 días
Leche pasteurizada	2 a 4	4 meses
Crema	2 a 4	30 días
Queso	4	2 meses
Mantequilla		
Frutas y Verduras	2 a 5	2 semanas
Manzanas	5 a 12	10 días

<b>Aguacates</b>	13 a 16	10 días
<b>Plátanos</b>	2 a 5	3 semanas
<b>Uvas</b>	0 a 2	7 días
<b>Melones</b>	4 a 10	7 a 10 días
<b>Tomates</b>	2 a 4	10 a 14 días
<b>Espinacas</b>	4 a 7	4 a 5 meses
<b>Calabazas</b>	2 a 4	3 semanas
<b>Zanahorias</b>	2 a 4	3 meses
<b>Coliflor</b>	10 a 16	6 meses
<b>Cebollas</b>		
<b>Carne y Derivados</b>	10 a 16	15 días
<b>Tocino</b>	2 a 4	3 semanas
<b>Carne de res</b>	1 a 3	2 semanas
<b>Carne de cerdo</b>	1 a 3	15 días
<b>Jamón</b>	0	10 días
<b>Pollo</b>	2 a 4	7 días
<b>Salchicha</b>		
<b>Varios</b>	4 a 7	8 meses
<b>Huevos</b>	4 a 7	8 meses
<b>Frijol cocido</b>	2 a 4	4 a 8 días
<b>Maíz cocido</b>		

*Nota.* Recuperado de [https://slidedoc.es/the-philosophy-of-money.html?utm\\_source=revista-del-consumidor-no-279-mayo-279-calidad-de-refrigeradores](https://slidedoc.es/the-philosophy-of-money.html?utm_source=revista-del-consumidor-no-279-mayo-279-calidad-de-refrigeradores). Copyright 2013 por la compañía PROFECO. Reprinted with permission.

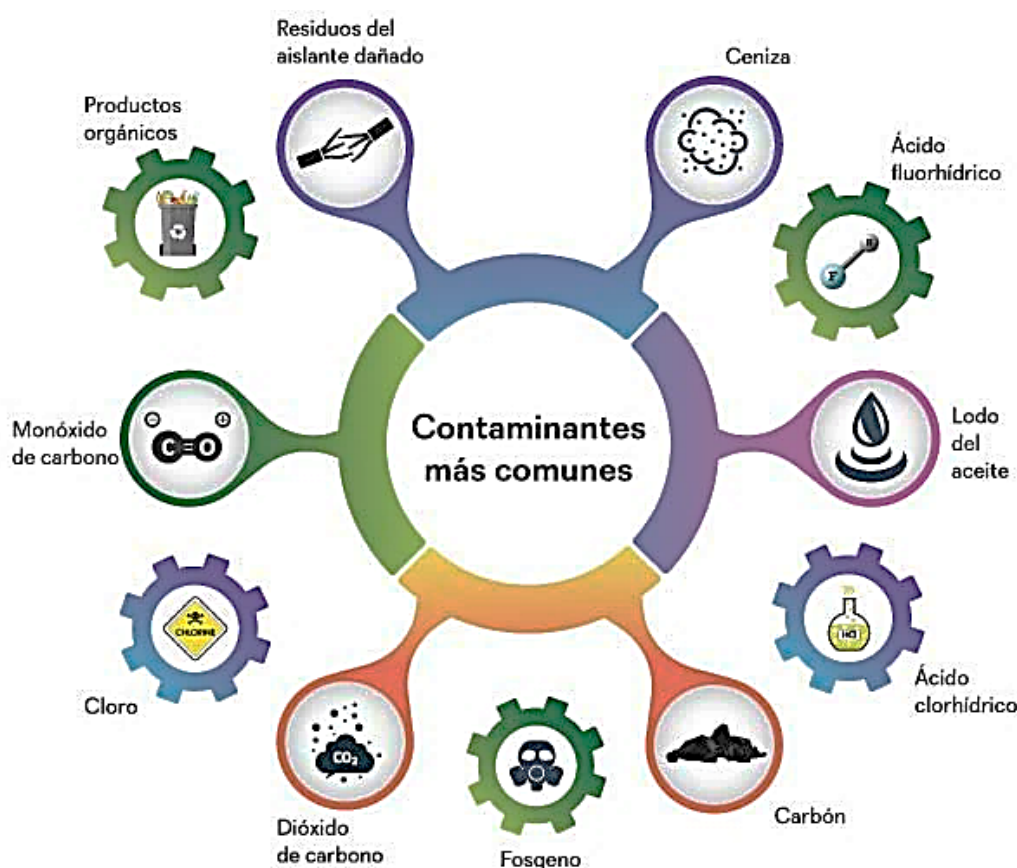
## 1.4. Principios de la conservación de alimentos

### 1.4.1. Contaminantes

Los contaminantes actualmente se encuentran inmersos en todo tipo de sistema de refrigeración, ya sean domésticos o industriales, los cuales no aportan ninguna función útil durante la refrigeración del producto, de hecho son perjudiciales para el funcionamiento óptimo del equipo. De igual manera estos contaminantes

pueden ser solubles e insolubles, ya sea en el líquido refrigerante, aceite o una combinación de ambos. Se pueden clasificar en orgánicos e inorgánicos.

Las partículas metálicas y gases son considerados como contaminantes inorgánicos, de igual manera, los contaminantes orgánicos están conformados en su mayoría de carbono, oxígeno e hidrógeno tales como resinas, ceras, fundentes, lodos, solventes, etc.



*Figura 1.* Tipos de contaminantes. Los contaminantes pueden clasificarse como orgánicos e inorgánicos y pueden ser solubles e insolubles en el refrigerante, en el aceite o en una mezcla de ambos. CeroGradosCelsius (2017).

### **Los contaminantes en los sistemas de refrigeración**

Existen varias formas por las cuales uno o varios contaminantes mencionados anteriormente puedan introducirse de alguna manera al sistema, ya sea por una instalación en el campo o el lugar donde se ensambla el sistema, aunque se haya tomado muy en cuenta todas las precauciones del caso.

Otro tipo de agentes nocivos se forman dentro como consecuencia de contaminantes que han sido alojados en el sistema con anterioridad.

- **Equipos Nuevos:** Cierta tipo de contaminantes se alojan en los equipos nuevos durante el proceso de su construcción y ensamble, debido a una limpieza deficiente durante el proceso.
- **Instalación y Servicio:** Otros contaminantes ingresan al sistema durante su funcionamiento; la unión o soldadura, si no se la realiza con cuidado, es una fuente de contaminación muy elevada, esto se debe a que al momento de realizar la soldadura no se cuenta con el equipo adecuado y las medidas correspondientes para evitar esta contaminación.

Otro factor por el cual puede existir contaminación, es al momento de realizar la carga del refrigerante y/o aceite, esto surge debido a que no son de buena calidad o no se tomaron las medidas correspondientes para realizar la carga, en el caso de que exista cualquier tipo de fugas estos contaminantes pueden ingresar al sistema por el lado de baja presión, es decir, menor que la atmosférica (vacío), se utiliza una bomba de vacío para realizar la expulsión de estos contaminantes.

#### 1.4.2. Fundamentos para la conservación de los alimentos

La fundamentación en conservar los alimentos es muy amplia y exigente en estudios varios, desde el comportamiento de alimentos (Descomposición, su Temperatura de conservación, entre otras), hasta los principios de funcionamiento que podemos encontrar en las cámaras frigoríficas y su método para mantener alimentos distintos dentro de la misma.

Para comenzar se debe entender el término conservación de alimentos, que es simplemente mantener al alimento en las mejores condiciones nutricionales, donde el factor de descomposición se encuentra paralizado por la temperatura y garantizando la salud de los consumidores.

La preservación de alimentos con la nueva tecnología tiene como objetivo, preservar el sabor y su aspecto físico y químico.

Para conservar alimentos industrialmente se necesita de:

- Un desarrollo ideal y una alta responsabilidad en la aplicación de tecnologías para el mejoramiento de operaciones.



- Reducción del costo de producción.
- Aunado a un incremento del volumen de la producción.
- La optimización de una buena calidad de los productos que se ofrecen al consumidor.

Por lo tanto, es fundamental conocer ampliamente las características de los alimentos para aplicar un proceso de conservación determinado. Así, se puede establecer la siguiente clasificación:

- Prevención o retraso de la descomposición bacteriana, con la finalidad de mantener los alimentos sin microorganismos.
- Parar o mantener en un avance mínimo el proceso de descomposición de productos y alimentos.
- Prevención del contacto de insectos, bacterias, microorganismos que afecten al alimento.

Otra fuente de alimentos son las legumbres que se consideran las más importantes después de los cereales. La contaminación microbiana (descomposición) de todo lo que es frutas, hortalizas y legumbres se da por los microorganismos (Fito patógenos), estos perjudican mucho antes de proceder a realizar el cultivo de productos y su almacenamiento en las respectivas cámaras frigoríficas.

#### **1.4.3. Modos de enfriamiento para frutas y hortalizas**

La preservación de las frutas, las hortalizas y otros productos, depende de la manera de enfriarlos. La forma de refrigerar los productos influye en algunos tópicos como:

- Reducción del desarrollo microbiano
- Reducción de pérdida de agua en las hortalizas, ya que los productos dañados tienden a perder agua.
- Preservación de las vitaminas que son propiedades de cada hortaliza, fruta o vegetal.

La vida de las hortalizas consta de etapas principales que son el crecimiento, la maduración, la senescencia que es la etapa de las células en la que los tejidos se van

deteriorando. La respiración, que es la producción de ácidos adónicos provocados por la oxidación del azúcar para tener agua y energía, la respiración está relacionada con el proceso de metabolismo de los productos (CO<sub>2</sub>)/Kgh, esto enlaza la vida útil de los vegetales. Si la vida comercial es corta, quiere decir que existe una actividad respiratoria alta, lo que indica que el periodo de almacenamiento de los vegetales es menor.

Según Escalona (2008), El coeficiente Q10 de temperatura es una forma de medición de la variación de procesos químicos y biológicos de acuerdo al aumento de 10 grados centígrados de la temperatura, de esto depende la reducción de temperatura tanto para frutas y hortalizas, como para productos mínimamente procesados.

**Tabla 3**

*Formas de enfriamiento sugerido para algunas frutas y hortalizas*

Producto	Dimensión de la operación	
	Grande	Pequeña
	FRUTAS	
<b>Cítricos</b>	Cámara Frigorífica o Aire Forzado	Cámara Frigorífica
<b>Frutos de Hueso</b>	Aire Forzado	Aire Forzado
<b>Subtropicales</b>	Aire Forzado o Enfriamiento con agua o Cámara frigorífico	Aire Forzado
<b>Tropicales</b>	Aire Forzado o Cámara Frigorífico	Aire Forzado
<b>Frutilla</b>	Aire Forzado	Aire Forzado
<b>Kiwi</b>	Aire Forzado	Aire Forzado
<b>Uvas</b>	Aire Forzado	Aire Forzado
<b>Sandia</b>	Aire Forzado	Aire Forzado
	HORTALIZAS	
<b>Col</b>	Por vacío o Aire Forzado	Aire Forzado
<b>Zanahoria</b>	Por vacío	Por vacío
<b>Lechuga</b>	Por vacío	Aire Forzado

<b>Col morada</b>	Por vacío o Cámara frigorífico	Aire Forzado
<b>Papa</b>	Cámara Frigorífico	
<b>Camote</b>	Enfriamiento con agua (Hidro-enfriamiento)	Cámara Frigorífico
<b>Espárragos</b>	Enfriamiento con agua (Hidro-enfriamiento)	Enfriamiento con agua (Hidro-enfriamiento)
<b>Brócoli</b>	Enfriamiento con agua o Aire Forzado	Aire Forzado
<b>Coliflor</b>	Aire Forzado o Por vacío	Aire Forzado
<b>Apio</b>	Enfriamiento con agua o Por vacío	Enfriamiento con agua o Aire Forzado
<b>Cebollín</b>	Enfriamiento con agua (Hidro-enfriamiento)	
<b>Cebolla</b>	Cámara Frigorífico	Cámara Frigorífico o Aire Forzado
<b>Ajo</b>	Cámara Frigorífico	
<b>Pepino</b>	Cámara Frigorífico o Aire Forzado	Aire Forzado
<b>Choclos</b>	Enfriamiento con agua o Por vacío	Enfriamiento con agua (Hidro-enfriamiento)
<b>Tomate</b>	Cámara Frigorífico o Aire Forzado	

Nota. Recuperado de: <https://www.0grados.com/contaminacion-sistemas-refrigeracion/>. Copyright 2017 por CerogGadosCelsius. Reprinted with permission.

**Tabla 4** Variación de los valores para hortalizas en función de la temperatura

Temperatura (°C)	Coefficiente de Temperatura (Q10)
55 a 45	3,5
45 a 35	3,3
35 a 25	3,0

Nota. Recuperado de: [http://www.scielo.org.ve/scielo.php?script=sci\\_arttext&pid=S0378-78182004000100007](http://www.scielo.org.ve/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0378-78182004000100007). Copyright 2004 por SciELO. Reprinted with permission.

A continuación, se visualiza la curva para el tiempo de congelación de productos.

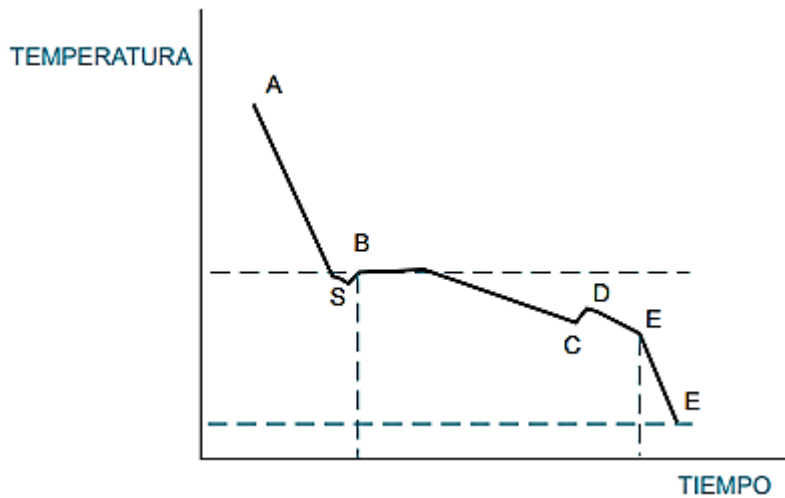


Figura 2. Curva de congelación. La curva de congelación se establece con respecto a la disminución de temperatura del producto en función del tiempo, FUSADESORG (2010).

Puntos de estudio:

- **AS:** el enfriamiento ocurre bajo condiciones de congelación a  $0^{\circ}\text{C}$ .
- **SB:** La temperatura aumente aceleradamente llegando así hasta el punto de congelación.
- **BC:** Se elimina el calor latente con el hielo formado manteniendo una temperatura constante.
- **CD:** Existe Sobresaturación, se libera calor latente. Sube la temperatura.
- **DE:** Continúa la cristalización.
- **EF:** La temperatura (Tagua-hielo) baja.

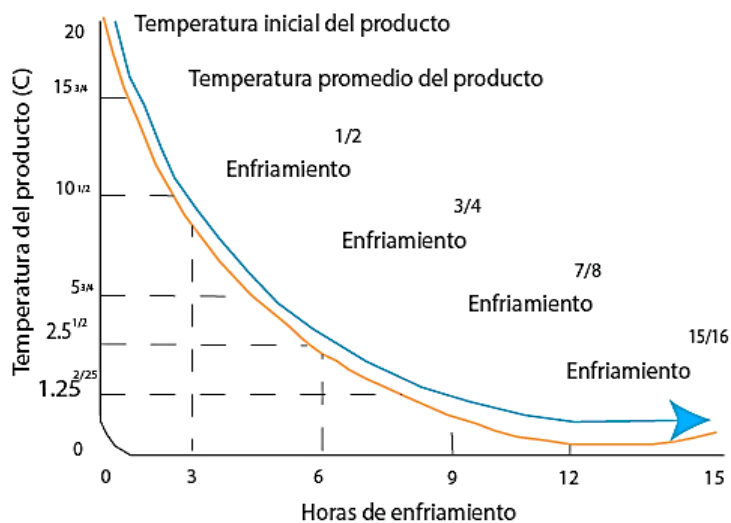


Figura 3. Patrón típico de temperatura al enfriar un producto, MUNDOHVAC&R (2013).

Los productos en su mayoría permanecen en enfriamiento por  $\frac{3}{4}$  o  $\frac{7}{8}$  periodos de enfriamiento. Es necesario percatarse que el aire frío está cerca a la temperatura final de enfriamiento.

#### 1.4.4. Principios de Refrigeración

El principio de refrigeración se puede definir como el proceso de conservación por el tratamiento físico, es decir, que consiste en mantener a un cuerpo físico, llámese alimento o producto, en sus condiciones iniciales es decir, no afectar al organismo en sus propiedades físicas, alimenticias, la pérdida de color, sabor, minerales, vitaminas, etc.



*Figura 4.* Refrigeración peces muertos, Colourbox (2011)

Con el estudio del comportamiento de los cuerpos y materias vegetales se llega a la conclusión de que la temperatura adecuada para mantener fresco un alimento está entre  $(-3^{\circ}\text{C}$  a  $5^{\circ}\text{C})$ , esto hace que disminuya o se inactive el microorganismo en reproducción. La reducción de temperatura se realiza con el simple hecho de extraer calor o energía de dicho cuerpo.

#### 1.5. Termodinámica

Según (GOMEZ, 2011) dice “La Termodinámica es un estudio del comportamiento que realiza la acción mecánica del calor”. Con la investigación progresiva en los estudios del comportamiento de la energía calorífica y su desempeño en la naturaleza, llamados Leyes Termodinámicas, el estudio del principio de la refrigeración (comportamiento del calor), se representa en la Figura 5.

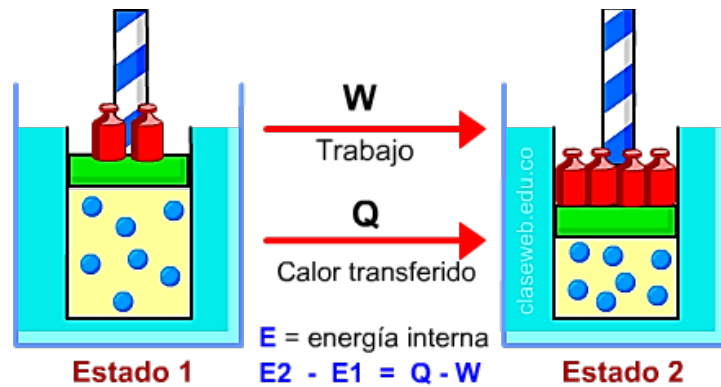


Figura 5. Representación de la Primera Ley termodinámica, Colourbox (2011).

## PREGUNTAR ACERCA DE CITA

De lo citado anteriormente, se dice que una de las ciencias más adecuadas con el convivir diario es la termodinámica, debido a su gran aporte a las leyes para ayudar a comprender el comportamiento de los cuerpos ya sean seres vivos o alimentos.

### 1.5.1. Transmisión de calor

Trata de cómo el calor puede viajar, son tres diferentes formas y en la Figura 6 se presenta de forma gráfica:

- Radiación
- Conducción
- Convección

La radiación es la transmisión de calor por ondas, que se pueden comparar a las ondas de luz y a las ondas de radio, que no son visibles, pero en el aspecto físico se puede sentir la energía calorífica en forma de temperatura. Un ejemplo de radiación es la transmisión de energía solar a la tierra.

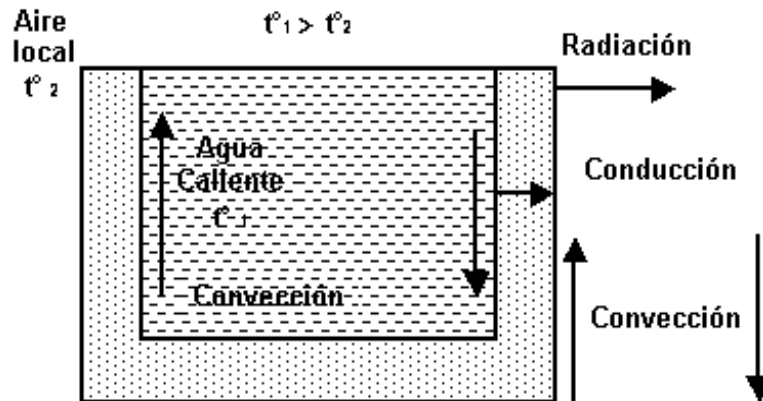


Figura 6. Transmisión de calor. Distintos tipos de transmisión de calor que puede tener un cuerpo, Fisicanet (2005)

De esto se conoce que cualquier persona puede sentir la transmisión de calor, ya que el calor son ondas que se mueven de la sombra a la luz, y si la temperatura del aire es igual tanto a su alrededor como en el cuerpo mismo, un ejemplo muy claro es el sol, que es la masa con mayor energía calorífica, sin el sol se puede decir que no existiría la vida en nuestro planeta, ya que no pasaría más de un mes en congelarse totalmente todo ser vivo.

### 1.5.2. Funcionamiento y partes de un refrigerador doméstico

Para entender de mejor forma cómo funciona el principio de refrigeración, es necesario observar el funcionamiento de una nevera doméstica y sus componentes, ya que el diseño de una cámara frigorífica tiene el mismo principio, pero su diferencia es que los componentes son de mayor potencia y dimensiones.

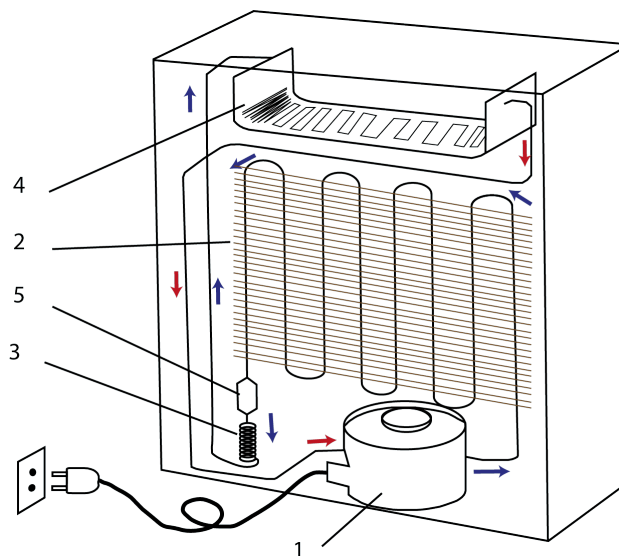


Figura 7. Diagrama de elementos de un refrigerador doméstico, Cienciaesfera (2017).

El moto-compresor (1) tiene como función el aspirar el fluido (gas) refrigerante a baja presión y dirigirlo a alta presión hacia el condensador (2) donde cede el calor latente de condensación al exterior, luego pasa al filtro-secador (5) y su función es limpiar y deshumidificar el fluido refrigerante, posteriormente la válvula de expansión (3) que es un tubo capilar de una dimensión larga y con una sección estrecha, por su forma hace que la pérdida presión pueda ceder calor residual. A continuación, el fluido licuado pasa por el evaporador (4), este tiene forma de serpentín que es de un conductor de mayor sección que produce la expansión del fluido refrigerante que se evapora y absorbe el calor del entorno, a la salida del evaporador, es aspirado por el compresor y se repite el ciclo, así se consigue refrigerar los alimentos.

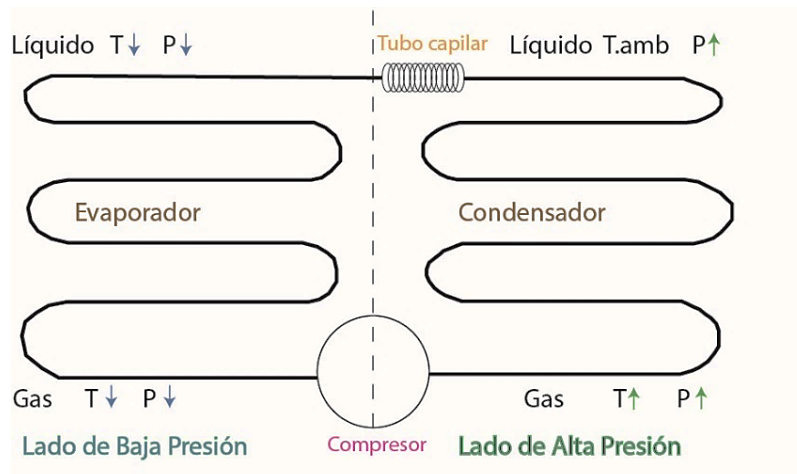


Figura 8. Esquema del principio del ciclo mecánico de refrigeración, Sears (1998).

### 1.5.3. Enfriamiento por aire frío (cámara frigorífica)

Según Ashrae (1998), Utilizado en el campo industrial, los productos que enfría tienen un fin comercial, su instalación es sencilla y su manejo no es muy complicado.

Para producir aire frío, utiliza la evaporación de líquidos generalmente utilizando compresión mecánica, en este método la transferencia de calor es baja por la baja velocidad de circulación de aire frío, como una desventaja el tiempo de enfriamiento que suele ser alto y provoca una pérdida de agua en los vegetales.



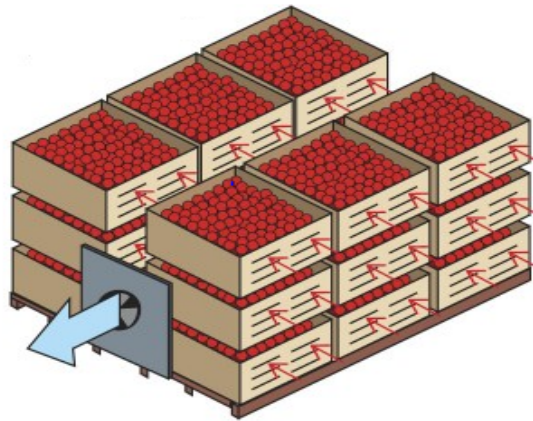


Figura 9. Sistema de enfriamiento por aire frío, Cero Grados Celsius (2015).

#### 1.5.4. Enfriamiento por aire frío (aire forzado)

Debido a la desventaja del método de cámara frigorífica, como su nombre lo dice, en este método se fuerza el aire por el producto a altas velocidades, esto disminuirá el tiempo de enfriamiento. Según Kader (2002), Este método no es complejo, su costo de instalación es bajo y hay una gran variedad de productos que se pueden enfriar mediante aire forzado, especialmente para los que necesitan una eliminación de calor apenas se realiza la cosecha. Una desventaja importante es que se puede producir un enfriamiento desigual, generar unos productos más fríos que otros.



Figura 10. Enfriamiento por aire forzado, Revista digital INESEM (2017).

### 1.5.5. Hidro enfriado o Hydrocooler

Se compone de un tanque en el cual se ingresa el producto y, mediante agua fría, se produce en enfriamiento. Las temperaturas del agua son inferiores a las solicitadas para el almacenamiento de los vegetales, con esto se logra una disminución del tiempo de enfriamiento, en ocasiones estas temperaturas pueden dañar el producto y no será eficiente este método. No es tan recomendable este método debido a algunas limitaciones en cuanto a calidad y la reutilización del agua.



*Figura 11.* Hidro enfriamiento. Enfriamiento de productos mediante agua fría, Revistadigital INESEM (2012).



*Figura 12.* Sistema de Hidro enfriado, Revistadigital INESEM (2012).

## 1.6. Gases Refrigerantes

El fluido circulante en un sistema cerrado de refrigeración generalmente es gas, dicho elemento absorbe o cede calor a todo elemento que se encuentre en contacto. Este es un gas portador refrigerante que tiene la capacidad de conducir e intercambiar calor con el medio ambiente cediendo temperatura elevada por una menor.



Figura 13. Gases refrigerantes, Oasis ENERGY SOLUTIONS (2014).

Un refrigerante de buena calidad debe cumplir varias cualidades con respecto a su calidad, ya que en el mercado existen múltiples refrigerantes que cumplen con dicha satisfacción, con todos estos parámetros se hace evidente que la naturaleza del refrigerante sea tal que las P y T de condensación se aproximen a las del ambiente. Para esto necesitaremos emplear menos energía para enfriarlo y por consecuencia, el indicador de consumo por unidad frigorífica también será menor.

El propósito que se persigue aquí es poder contar con lubricantes (aceite) que sea compatible y funcione con todos los tipos de refrigerantes ya sean orgánicos e inorgánicos

Los refrigerantes se pueden clasificar en dos grupos

- Los inorgánicos (amoníaco, CO<sub>2</sub>, agua).
- Los orgánicos (hidrocarburos y halo carbonatados).

La Comisión Europea actualmente propone reducir la excesiva cantidad de HFC que se coloca en el mercado desde 2015 hasta 2030, en un 79%

El programa de reducción es el siguiente:

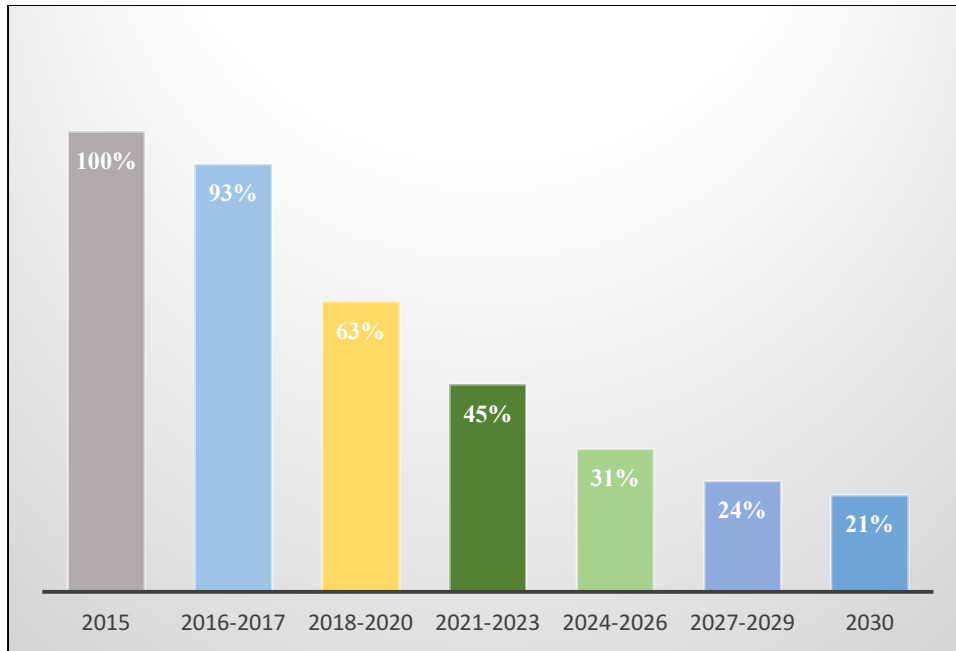


Figura 14. Propuesta CE reducción de gases HFC, Diseño de cámara para la congelación y almacenamiento de pan (2014).

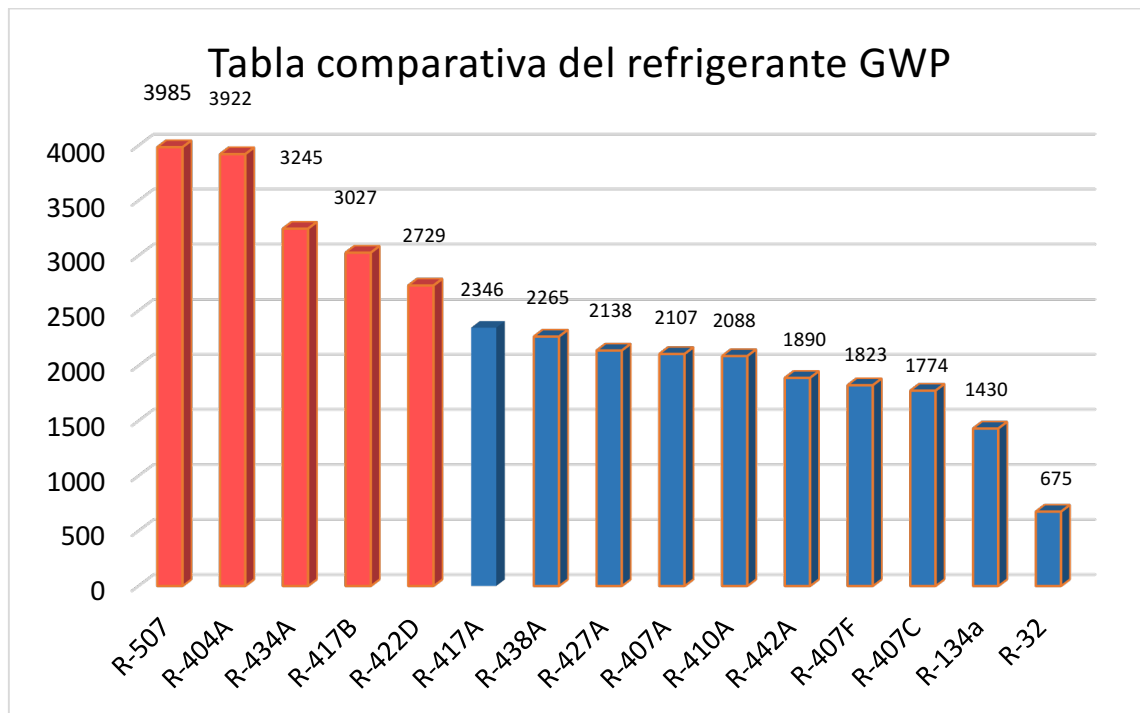


Figura 15. Comparativa GWP refrigerante, Diseño de cámara para la congelación y almacenamiento de pan (2014).

## 1.7. Diseño estructural de la cámara

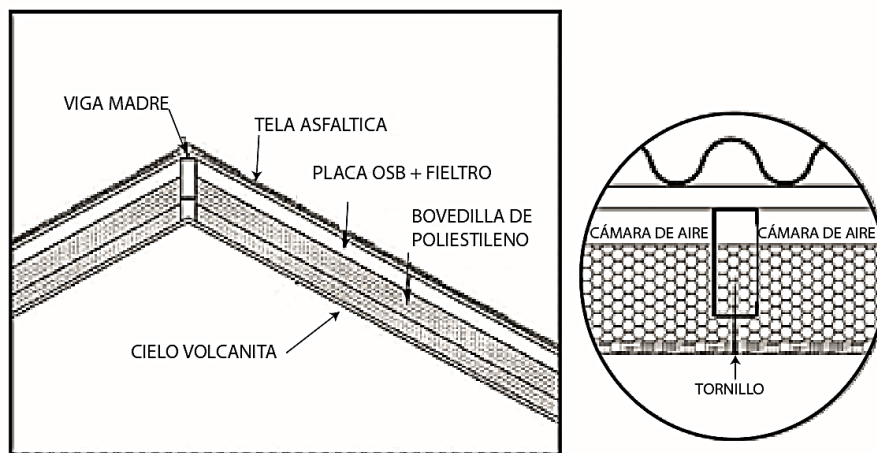


Figura 16. Diseño estructural de una cámara frigorífica, Plataforma Arquitectura (2015).

**Paredes:** Las paredes y techo serán construidos de paneles que están constituidos por dos láminas de acero, cuyo núcleo aislante está conformado de polietileno de alta densidad.

**Suelo:** La parte inferior de la cámara está aislada térmicamente para prevenir la transferencia de calor existente en el medio, presentándose varios inconvenientes con respecto al suelo de la cámara, siendo uno de ellos la congelación del mismo. Causando un deterioro del suelo al momento de crearse una escarcha en la superficie.

**Puerta:** La construcción se basa en una sola hoja de tipo corredera presentando características como las de aislación térmica, similares al resto de las paredes con sus respectivos perfiles de anclaje y sellos cuyo objetivo es permitir una mínima circulación de aire

**Iluminación:** Existen avances tecnológicos a cerca de la iluminación, una de ella es la iluminación de tubos fluorescentes que ha sido ampliamente superada por la iluminación LED, presentando una gran serie de ventajas, una de ellas es el bajo calor que genera y un elevado rendimiento especialmente a  $-20\text{ }^{\circ}\text{C}$ .

**Cortinas frigoríficas:** Una de las ventajas de colocar cortinas frigoríficas es la de disminuir en gran parte la circulación de aire durante la apertura de la puerta, evitando también el ingreso de partículas.

Actualmente existen un sinnúmero de variedades de cortinas en el mercado, motivo por el cual debería realizarse una elección de acuerdo a las necesidades de la cámara,

ya que los materiales se comportan de maneras distintas dependiendo a la temperatura a la que se expongan.

### 1.7.1. Maquinaria Frigorífica

Es aquella máquina que efectúa los diferentes procesos en un sistema de refrigeración como lo es la expansión, evaporación, compresión y condensación, la cual posee elementos que automatizan y se acomodan a las diferentes situaciones del proceso.

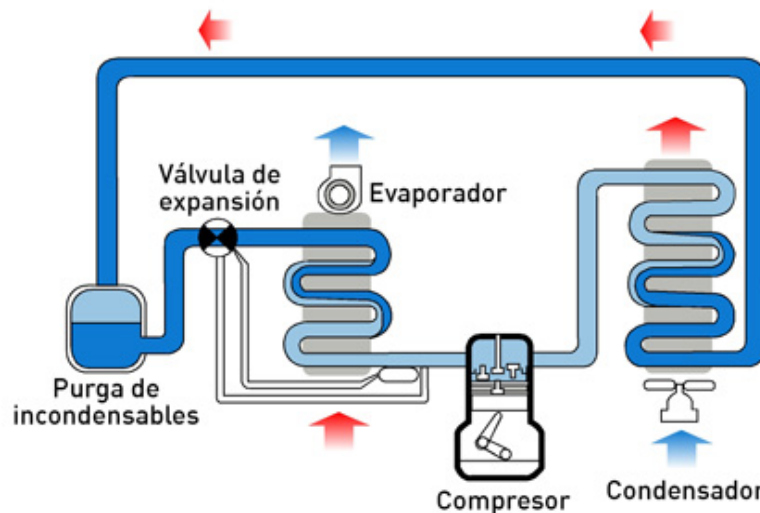


Figura 17. Máquina frigorífica, Micilmanosirve (2011).

### 1.7.2. Condensador

El condensador es un intercambiador térmico, su función se encuentra en trasladar el calor absorbido en el evaporador y en el periodo de compresión, hacia el exterior.



Figura 18. Condensador.,Mühendis ve Makina (2013).

(Santiago García Garrido, 2006) menciona en su revista que, el proceso de condensado se produce usando un ventilador (aerocondensador), utilizando agua en ciclo abierto o ciclo cerrado dependiendo del lugar o con el uso de evaporador. El aerocondensador es usado cuando no hay una cantidad determinada de agua para una torre de refrigeración, su costo es elevado por lo que su uso solo se da cuando no existe otra solución.

El funcionamiento del condensador enfriado por agua consiste en permitir que el agua circule en tubos concéntricos, donde el vapor logra condensarse en la parte externa de los tubos, esta clase de enfriamiento es en ciclo cerrado, en ciclo abierto se tiene una torre de enfriamiento, la cual aparta el calor del agua de condensado para su respectiva reutilización (FING, 2002)

### 1.7.3. Unidad condensadora

La unidad condensadora es el equipo encargado de comprimir y condensar el gas refrigerante que proviene del evaporador, la cual utiliza el agua como medio de condensación. Se compone de un compresor, un condensador y un tanque receptor de líquido, acoplados a un soporte primario. (Grills, 1987)



*Figura 19.* Unidad condensadora, GEL GELPHA Gelphametic (2010).

### Controles automáticos de un condensador

En las partes donde existen variaciones de la temperatura del aire, es importante que la presión de condensación sea controlada, evitando una disminución excesiva.

El refrigerante es insuficiente en el evaporador si la presión es muy baja debido a un diferencial de la presión muy insignificante en la válvula de expansión.

El objetivo principal de estos controles automáticos es manipular la cantidad del refrigerante para controlar la capacidad total del condensador cuando se tienen temperaturas bajas en el ambiente. Existen diferentes tipos de condensadores y se puede tener una solución para cada uno, por ejemplo.

### Enfriamiento por aire de un condensador

Generalmente tienen una aplicación en sistemas industriales, estos condensadores pueden tener una configuración en V, horizontal o vertical, formado por una cámara de aletas con tubos con los cuales se produce el enfriamiento mediante aire.

### Condensador con control de paso de aire

Se tienen tres métodos para el enfriamiento por aire.

- El primer control para la presión es el llamado Danfoss RT-5 que se basa en una desconexión y conexión del sistema de refrigeración.
- El segundo control de presión o método se denomina RT-L Danfoss y consiste en la desconexión y conexión de ventiladores.
- El último método es llamado Danfoss EKC 331 denominado como un control de paso.

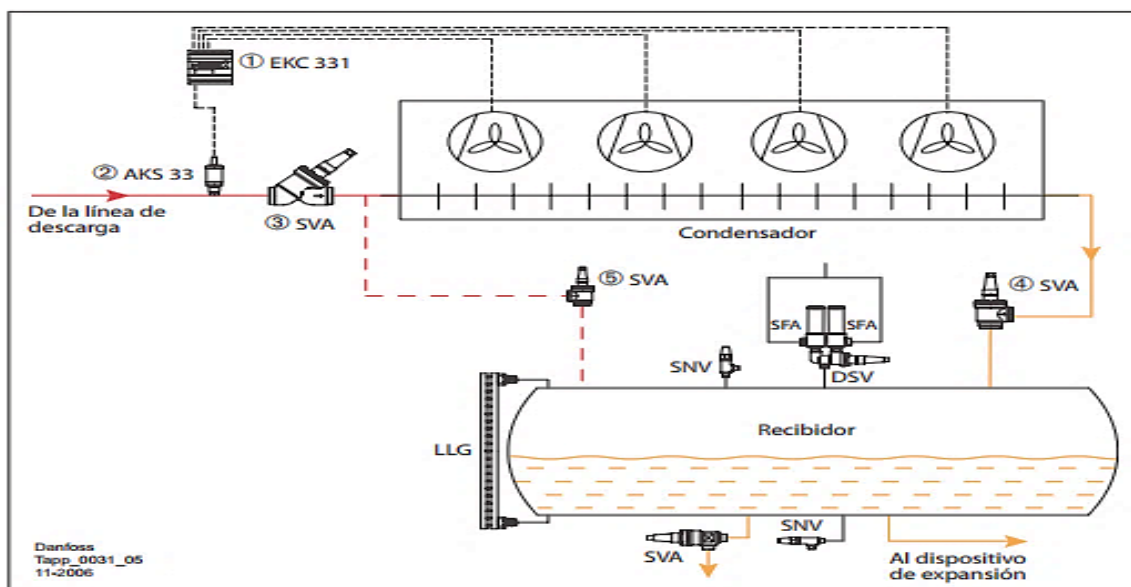


Figura 20. Control de ventiladores con EKC 331, Danfoss (2007).



## Control de la velocidad de un ventilador en sistemas refrigerados

Este tipo de control fue aceptado durante varios años, pero con una gran desventaja de la contaminación ambiental por ruido, en la actualidad se utilizan variadores de frecuencia tipo Danfoss AKD que son más dinámicos y no producen mucho ruido.

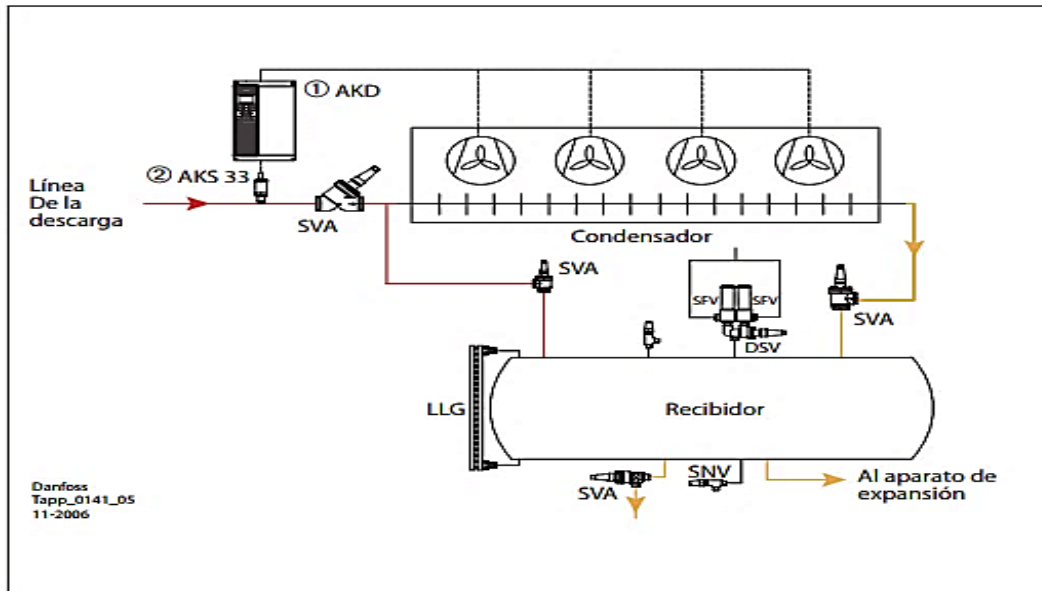


Figura 21. Control por medio de AKD para ventiladores, Danfoss (2007).

## Condensadores de tipo evaporativo

Este condensador es enfriado por una combinación entre agua y aire, el agua al ser esparcida, sufre una evaporación que eleva la capacidad de este condensador. Actualmente estos condensadores se encuentran instalados con ventiladores centrífugos o incluso ventiladores axiales con cubierta de plástico o acero.



Figura 22. Condensador Evaporativo, DirectINDUSTRY (2016).

Los condensadores evaporativos reducen la cantidad de agua utilizada, en comparación con un condensador de sistema refrigeración de agua normal. Estos equipos de control están dedicados a un área de elevada humedad.

### Enfriamiento por agua de un condensador

En la actualidad se los denomina enfriadores y consumen grandes cantidades de agua por lo que no son de uso frecuente y en algunos lugares no son comerciales debido a la elevada cantidad de agua que utilizan. Este tipo de condensador inició como un intercambiador de calor formado por un casco, tubos y placas que son de acero inoxidable en caso de utilizar amoniaco.

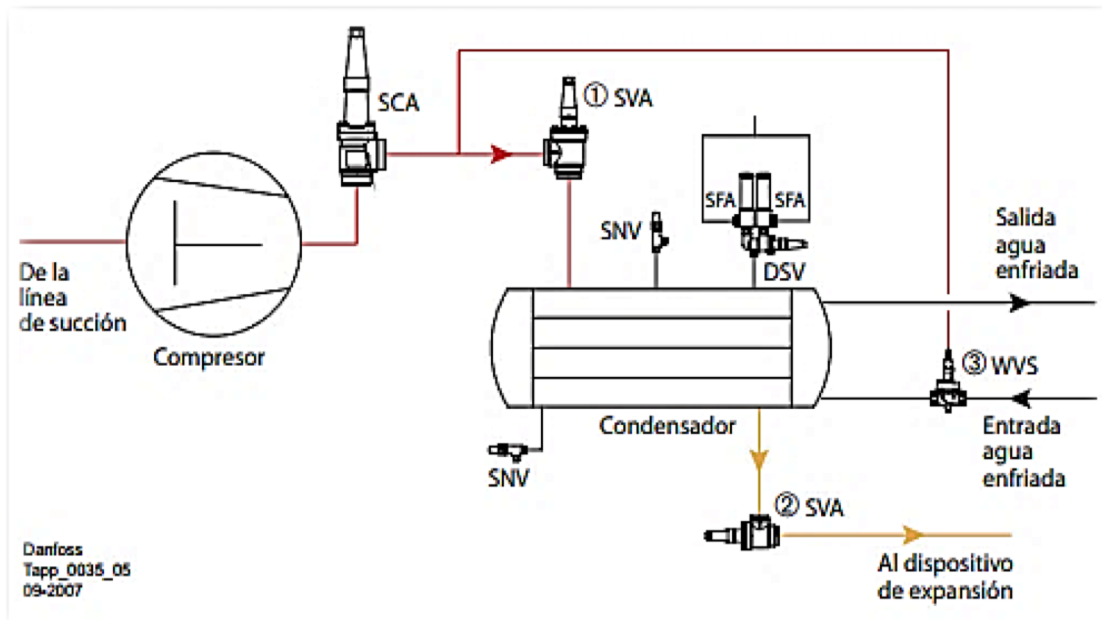


Figura 23. Enfriamiento por agua del condensador, Danfoss (2007).

#### 1.7.4. Compresor

Según GRILLS Y RIDELL (1987), el compresor de refrigeración es un dispositivo impulsado por un motor que mueve el vapor caliente que llega del evaporador, lo comprime elevándole la temperatura y trasladándolo al condensador. Entre los diversos tipos de compresores empleados en los sistemas de refrigeración, los autores DOSSAT (1980), RAPIN y JAQUARD (1999), ALARCON (2000) Y GRILLS Y

RIDELL (1987), concluyen que los compresores alternativos son el tipo de compresores más corrientemente empleados en estos sistemas.

Según GRILLS Y RIDELL (1987), el compresor es un dispositivo que trabaja por un motor que impulsa el vapor caliente que proviene del evaporador. Entre los diversos tipos de compresores empleados en los sistemas de refrigeración, los autores DOSSAT (1980), RAPIN y JAQUARD (1999), ALARCON (2000) Y GRILLS Y RIDELL (1987), concluyen que los compresores rotativos o alternativos son el tipo de compresores más corrientemente empleados en estos sistemas. Existen 3 compresores rotativos de uso común, estos son el hermético, el semihermético y de tipo abierto.

Según GRILLS Y RIDELL (1987), el compresor rotativo o alternativo funciona como el motor de explosión que se encuentra en los vehículos, esta clase de compresores necesitan que un cilindro unidireccional realice un movimiento sucesivo de un lado a otro, se encuentra a dentro de un cilindro para su funcionamiento.



Figura 24. Compresores, OesteRefrigerante (2009).

### Métodos para controlar la capacidad de un compresor

Un compresor generalmente es seleccionado para satisfacer una carga de enfriamiento dentro de una máquina de refrigeración que se encuentra en funcionamiento a condiciones normales de carga, esto resulta un valor bajo en comparación de la carga de diseño.

**Control basado en etapas:** Es considerado un método sencillo y conveniente con una amplia aplicación en sistemas de múltiples compresores con cilindros o alternativos. Este método de control está basado en la apertura o cierre de las válvulas que permiten la aspiración en los cilindros.

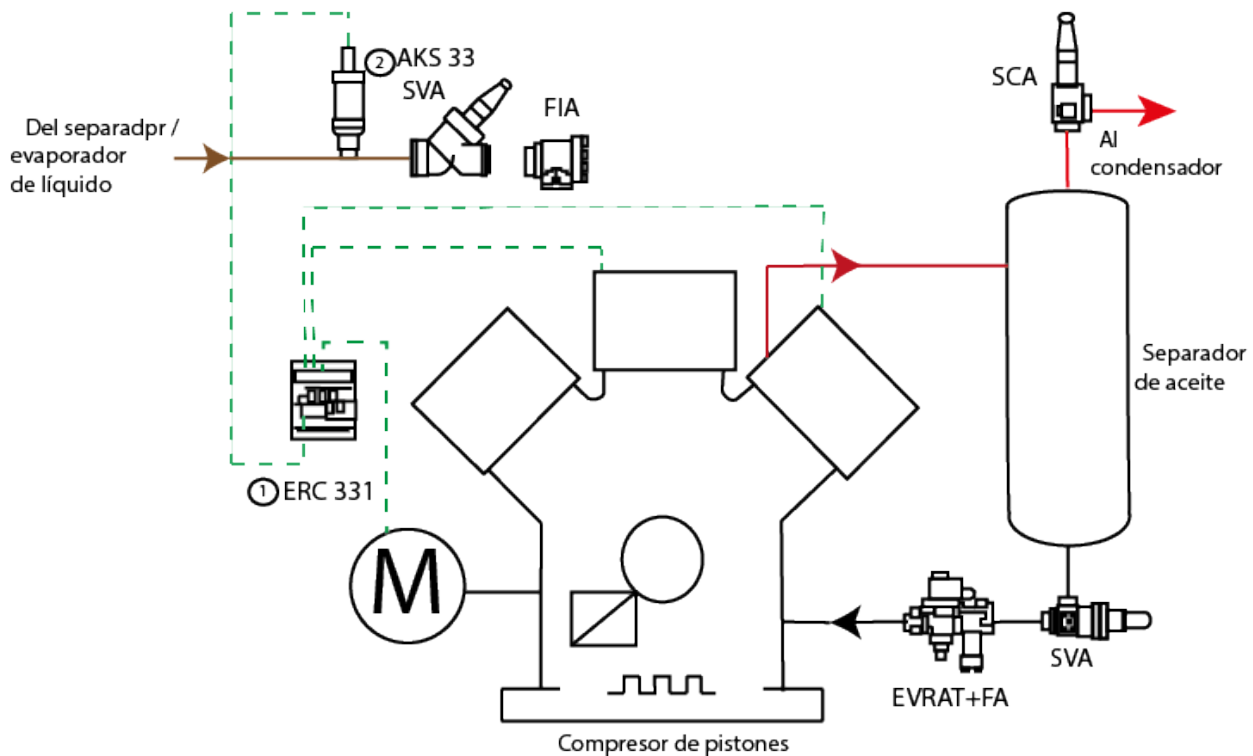


Figura 25. Método de control por etapas de la capacidad de un compresor, Danfoss (2007).

**Control con principio de válvula corrediza:** Para un compresor de tornillo el método de control de la capacidad más utilizado está basado en la válvula corrediza, cuyo objetivo es impedir que el gas sea condensado mediante una separación de gas, esto permite controlar la capacidad del compresor desde el 10% al 100 %.

**Control de la capacidad por cambio de velocidad:** Este método tiene la ventaja de ser el más eficiente y adaptable a todos los tipos de compresores. Para variar la velocidad puede usarse un variador de frecuencia o un motor de con dos cambios de velocidades.

Gracias al variador de frecuencia se puede tener una velocidad variable suave o en saltos dependiendo el tipo de carga de enfriamiento, además permite controlar la cantidad de corriente y temperatura con velocidades máximas y mínimas teniendo una completa protección del motor.

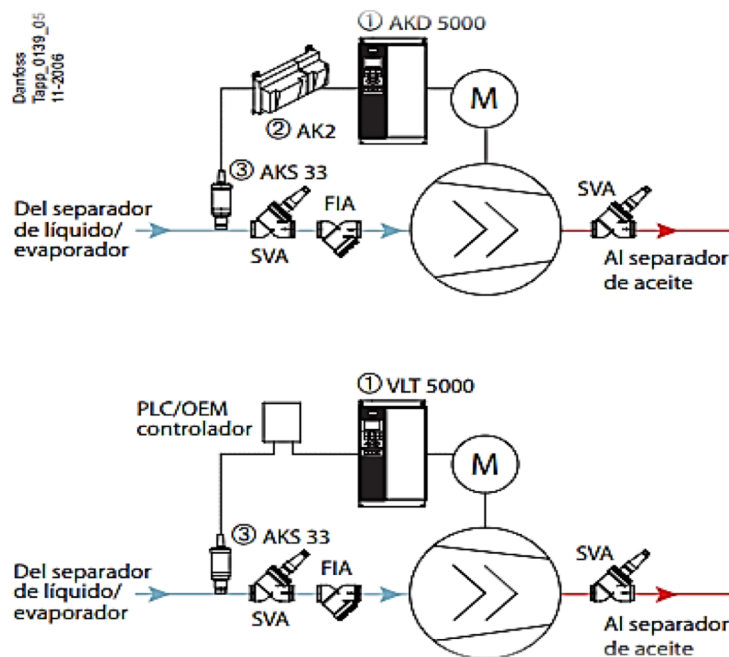


Figura 26. Método para control de capacidad de un compresor con variador de frecuencia, Danfoss (2007).

**Control por desviación del gas caliente:** Esta forma de control se basa en la desviación del flujo del gas de la línea de alta al sistema de baja presión, bajando la capacidad del compresor debido a la cantidad de refrigerante que también disminuye y liberando calor de la línea de baja presión.

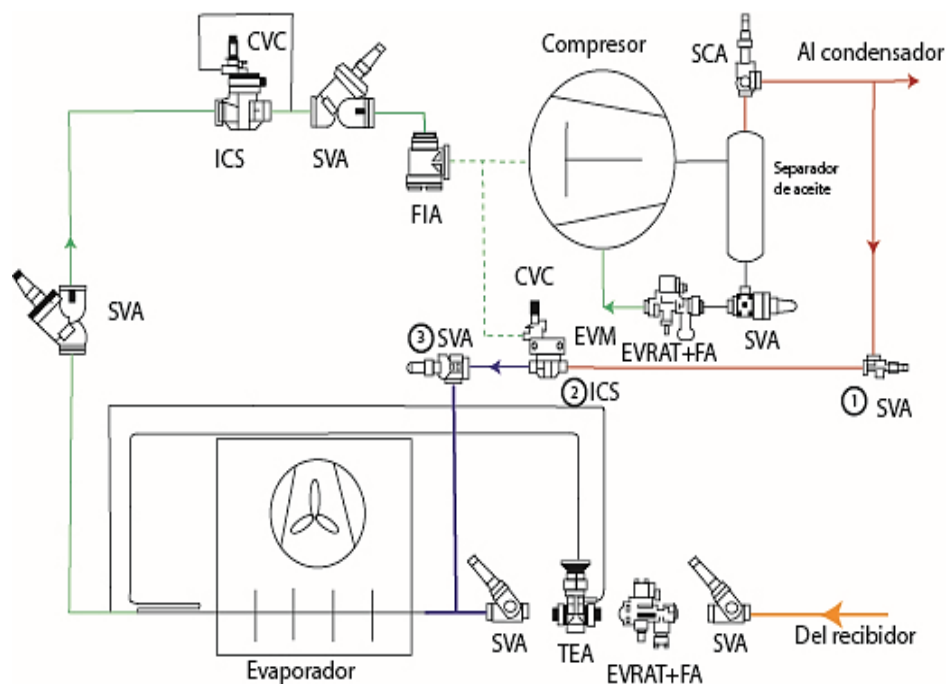


Figura 27. Método por desviación de gas caliente para control de capacidad de un compresor, Danfoss (2007).

### Métodos para controlar la presión en el cárter

El motor eléctrico puede sufrir daños debido que al momento de arranque o al ingreso de carga excesiva se produce una sobrecarga para evitar estos daños se debe controlar la presión de succión, existiendo dos maneras de realizar esta acción.

- Una forma para evitar la sobrecarga es realizar el arranque del compresor con carga parcial, para los compresores multipistón esto se realiza mediante una descarga parcial de los pistones.
- Instalar en la línea de succión una válvula de contrapresión que permitirá desfogar la presión acumulada en la línea y mantener en un nivel inferior al valor del sistema.

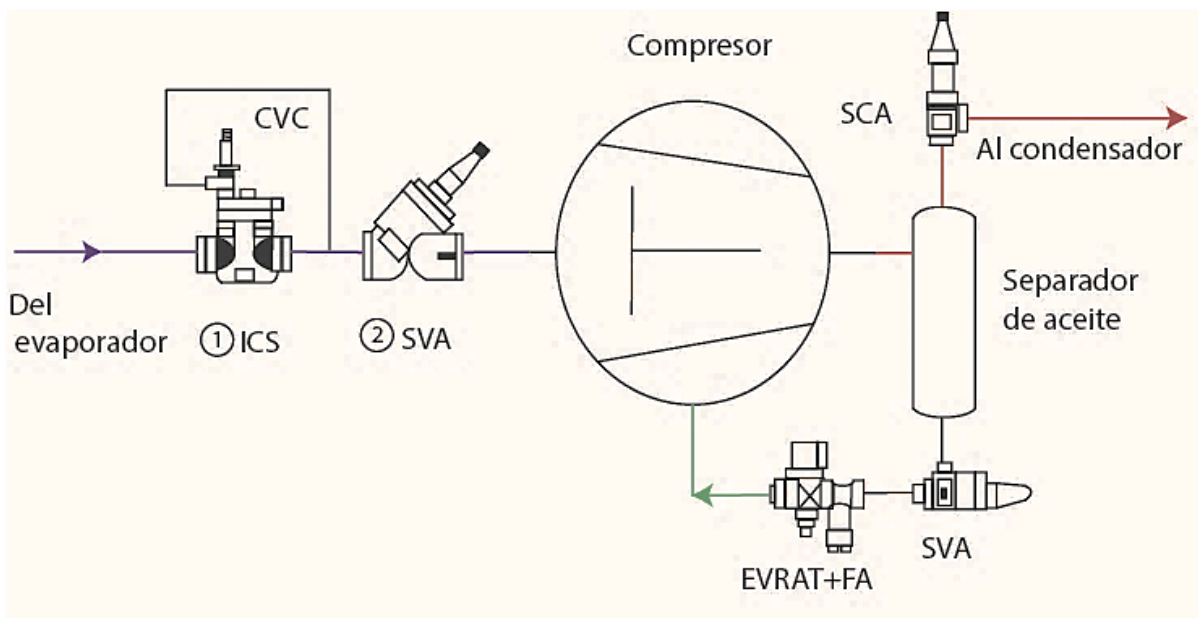


Figura 28. Control de presión del cárter con válvula de cierre, Danfoss (2007).

### 1.7.5. Válvulas para control de flujo refrigerante

Para cualquier válvula que se utilice, la función que esta desempeña recae como lo define Goribar (1997), en que en primer lugar, sirva como un medio para cuantificar la cantidad de fluido frigorífico que se necesita evaporar cuyo flujo debe ser, en misma proporción, la cantidad de lo que se evaporará, y por último es conservar el diferencial de presión que se obtiene del lado de succión y de descarga, para que el fluido frigorífico pueda evaporarse a la presión y temperatura que se requiere.

Así mismo Goríbar (1997), menciona que existen diferentes tipos de válvulas de expansión como son válvulas de expansión manual, válvulas de expansión automática, válvula de expansión termostática, tubos capilares, control con flotador de baja y alta presión.

En afirmación a lo anterior Goribar (1997), señala que para el caso de las válvulas de expansión manual, se las utiliza para aplicaciones donde se mantengan cargas fijas, de tal manera que, como afirman Rapin & Jacquard (1997), la alimentación a los evaporadores se lo realiza de forma manual, permitiendo así la regulación de entrada de fluido frigorífico. En la siguiente ilustración se muestra la imagen de una válvula de tales características.



*Figura 29.* Válvula manual, REFRISOLUCIONES (2016)

Casado (2017), expresa que las válvulas de expansión automáticas tienen su funcionamiento en el lado de descarga, es decir que en el lado de baja presión, el fluido frigorífico es comprimido a de manera constante, por lo que esta acción asegurará que en el evaporador no exista fluido frigorífico en estado líquido. La manera de cómo esta válvula funciona, Goríbar (1997), analiza que, existe un aguja y un muelle que actúan en conjunto para permitir el paso del fluido frigorífico según la presión que se maneje en el evaporador, es decir a presión alta existe una aguja que se abre permitiendo el paso del fluido frigorífico, debido a que esta presión vence la fuerza del muelle, de manera homóloga cuando la presión baje la aguja bajará bloqueando el paso del fluido, ya que no posee una presión tal que someta al muelle a contraerse.

La siguiente ilustración muestra el funcionamiento de la misma.

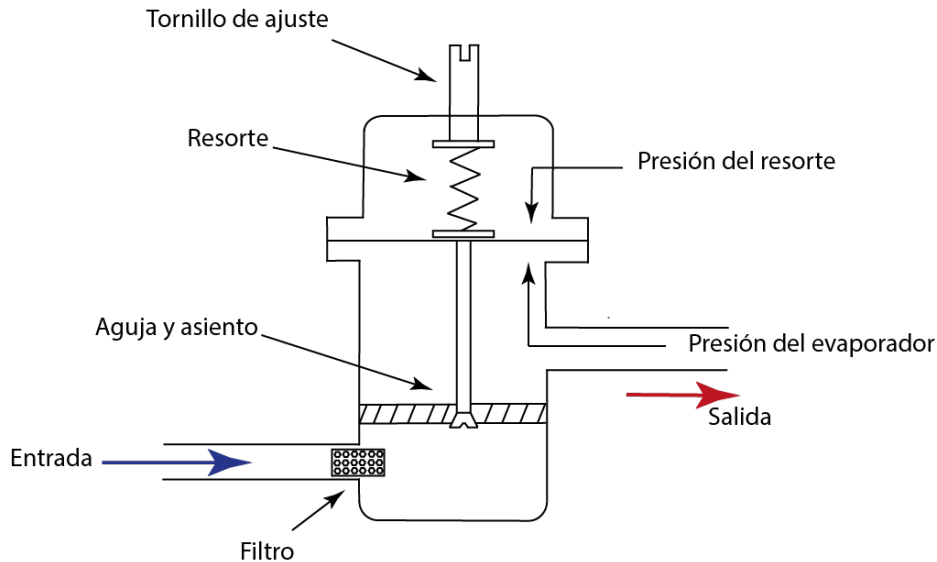


Figura 30. Válvula de expansión automática, Refrigeración y Climatización (2012).

Como lo hace notar Lijó (2006), los tubos capilares se los utiliza para aplicaciones donde no se tenga variación excesiva de carga, por ejemplo: refrigeradoras domésticas, comerciales, y acondicionadores de aire, la manera de funcionamiento comienza cuando el fluido frigorífico entra por el tubo capilar, el cual es un tubo de cobre en espiral de diámetro muy pequeño que permite la expansión del fluido debido a que tanto la temperatura como la presión, disminuyen.



Figura 31. Tubo capilar, REFRISOLUCIONES (2016).

Tal como Gómez (2017) expresa, la función principal de las válvulas con flotador es regular y controlar la cantidad de fluido frigorífico que ingresa en el evaporador,



este tipo de válvulas con flotador constituyen las de tipo baja y alta presión, que actúan a partir del evaporador y desde el recipiente de líquidos respectivamente, el funcionamiento que se les atribuye a dichas válvulas es mediante un flotador que, a través la verificación del nivel de fluido frigorífico, acciona un mecanismo que abre o cierra el paso del fluido. En la siguiente ilustración se muestra el esquema de dicha válvula:

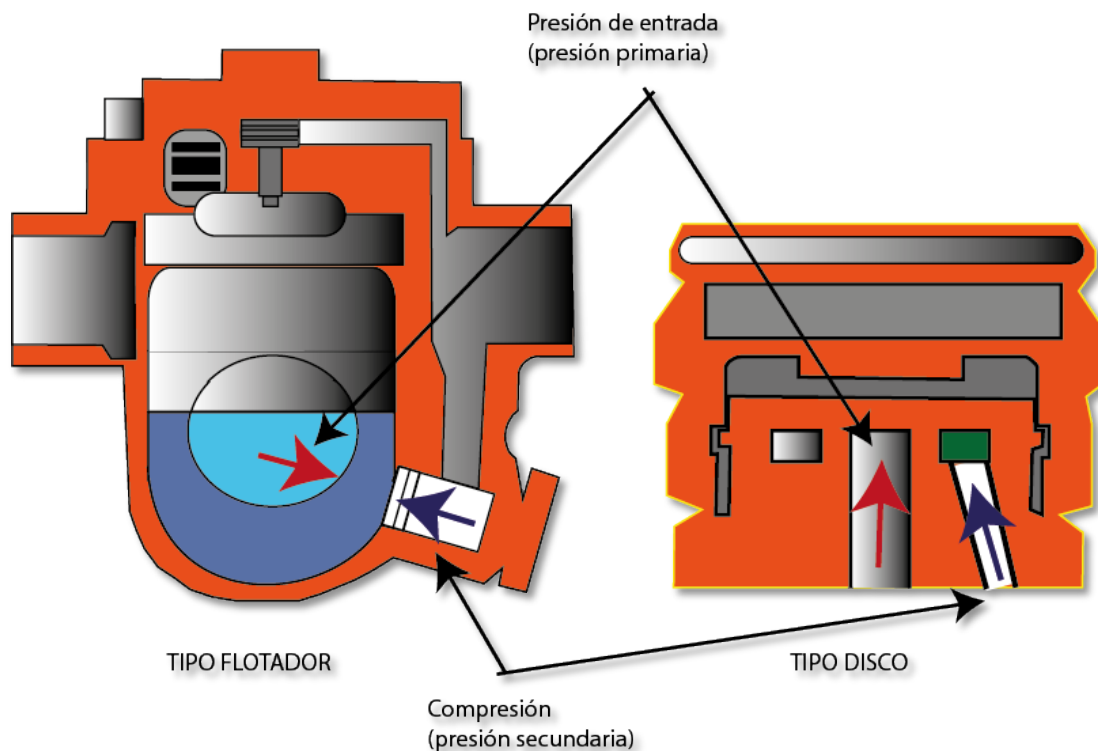


Figura 32. Válvulas con flotador, Vaporisa. (2016).

De acuerdo con Félix & Dionisia (2014) y SALAS & IGLESIAS (2017), en las instalaciones frigoríficas los componentes normalmente utilizados para dicha aplicación son las válvulas de expansión termostática, debido a que, como lo define Ramírez (2016), se debe a que son usadas en equipos para los cuales requieren mayores potencias.

Ramírez (2016), SALAS & IGLESIAS (2017) y Rapin (1990), manifiestan que el principal funcionamiento de la válvula de expansión termostática consiste en mantener la temperatura de recalentamiento constante, de tal forma que el fluido frigorífico no se encuentre en estado líquido cuando atraviese por la línea de succión en el

compresor, esta cantidad de refrigerante es regulada por un sensor de temperatura que permite o no, el paso del fluido frigorífico.

Ramírez (2016), da a conocer que las partes que conforman una válvula de expansión termostática están compuestas de los siguientes elementos:

**Bulbo:** cuyo elemento se encuentra en el lugar de la salida del evaporador, en el cual al llenarse este llega a la temperatura del evaporador.

**Tornillo de ajuste:** este elemento se localiza en el cuerpo de la válvula y como lo dice su nombre posee un tornillo para ajuste del calibrado que se requiera.

El sensor de temperatura actúa como limitante de fluido frigorífico que deja pasar a la válvula, este está en función de la temperatura.

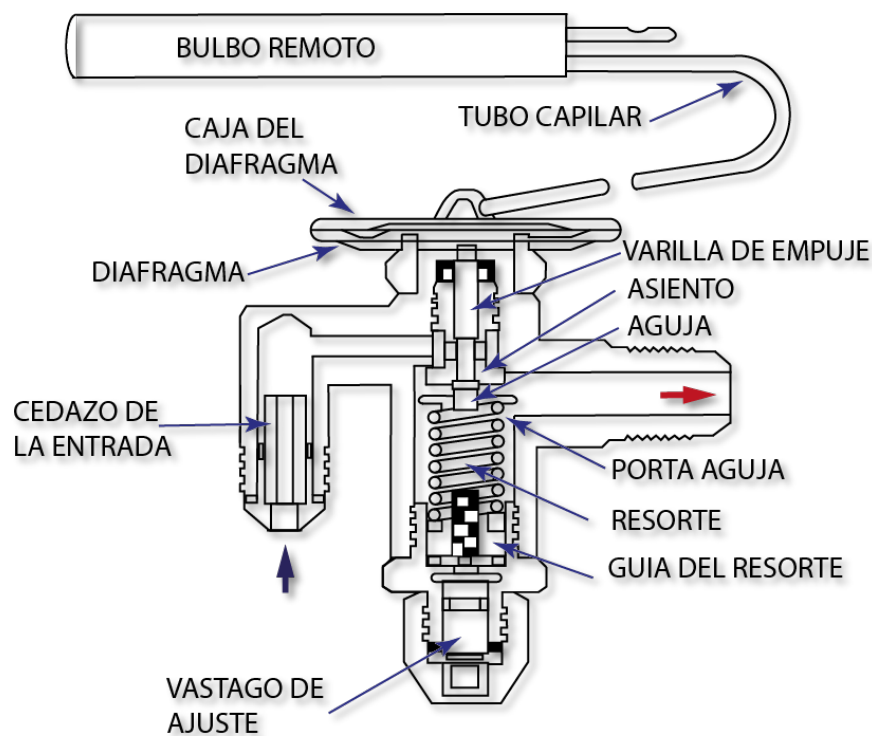


Figura 33. Partes de la válvula de expansión termostática, CeroGradosCelsius (2017).

La siguiente muestra el funcionamiento para las válvulas termostáticas y como en estas actúan varias fuerzas.

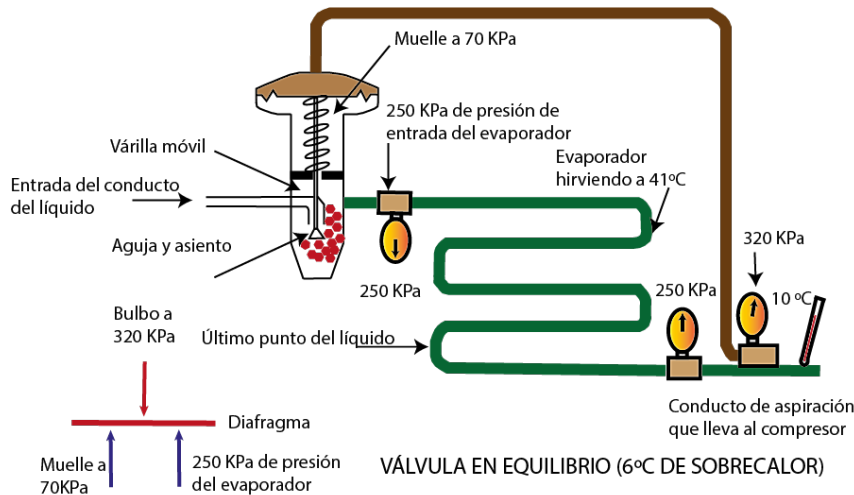


Figura 34. Válvula expansión termostática con equilibrado interno de presión, Vaporisa (2016).

Lijó (2006), denota que la válvula de expansión termostática actúa gracias a tres presiones, estas son: presión del bulbo, la cual tiene como objetivo abrir la válvula; presión de evaporización, la misma que a diferencia de la presión del bulbo está tenderá a cerrar la válvula; la presión de resorte que sumada a la presión de evaporización intentará cerrar la válvula cuando, dicha suma sea mayor que la presión del bulbo, es así que como definen Rapin & Jacquard (1997), dicho funcionamiento se le conoce como el que realiza la válvula de expansión termostática con equilibrado interno de presión.

La muestra ahora el funcionamiento para las válvulas termostáticas con equilibrado externo de presión.

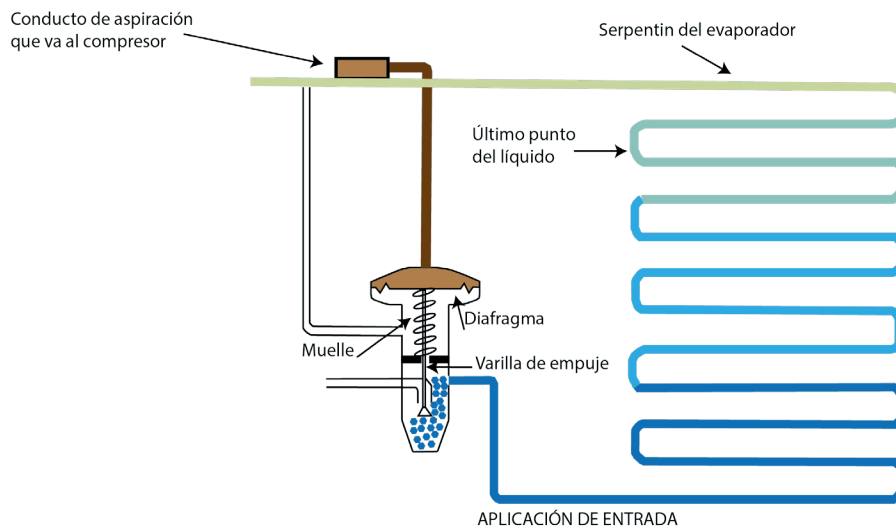


Figura 35. Esquema de válvula de expansión termostática con equilibrado externo de presión, S.A. MARCOMBO (1997).

Como lo proponen Rapin & Jacquard (1997), en cuanto el funcionamiento de la válvula de expansión termostática con equilibrado externo de presión, para efectos que se determine una disminución de carga presentes en el evaporador, al momento que se requiera una alimentación a condiciones normales, este tipo de válvulas supone tener una modificación en su construcción, debido a que funcionará mediante una conexión desde la parte inferior de la membrana hasta la salida del evaporador, esta conexión se logra a través de un tubo capilar, con lo que se logra eliminar las pérdidas de carga del evaporador concerniente a la parte de alimentación de fluido frigorífico.

### 1.7.6. Receptor de Líquido

Almacenador de refrigerante licuado, para que este sea suministrado continuamente en la cantidad que requieran los evaporadores (ALARCON, 2000).



Figura 36. Receptor de líquido refrigerante, G.S.I. (2012).

La implementación de unidades condensadoras son más convenientes en costo en comparación con equipos de refrigeración de componentes separados, en todo tipo de aplicación tanto industrial, así como comercial y doméstica.

Aventajados por facilidad en instalación y mantenimiento, además puede anexarse equipamiento permitiendo la automatización para funcionamiento y regulación de capacidad según la carga térmica variante dentro de la cámara ALARCON (2000) y RAPIN y JAQUARD (1999).

### 1.7.7. Evaporador

Superficie que transfiere calor tomándolo del entorno de su alrededor, aprovechando la vaporización de un líquido DOSSAT (1980).

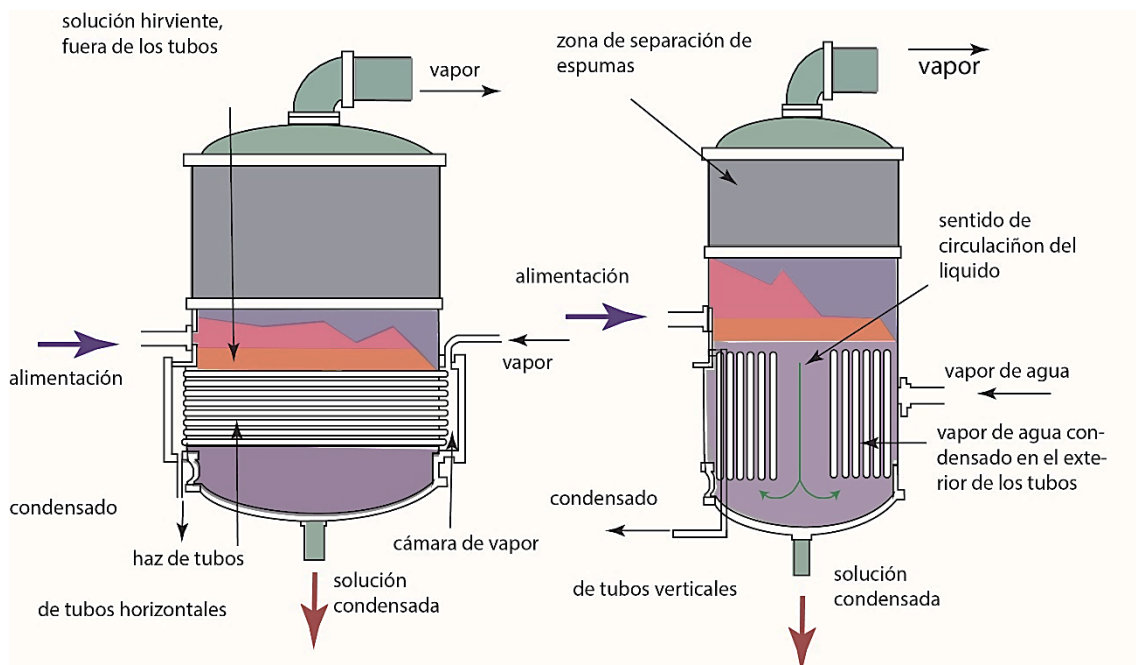


Figura 37. Evaporadores, OesteRefrigerante (2009).

Se clasifica evaporadores por:

- Calor intercambiado: convección forzada o natural.
- Construcción: alertados, de superficie de placa y tubo descubierto.

Alimentación: líquidos inundados, sobrealimentados y expansión seca.

La eficiencia del evaporador, humedad relativa dentro de la cámara son dependientes de la diferencia entre espacio refrigerado y temperatura de saturación

del refrigerante evidenciado en la de salida del evaporador específicamente en su presión.

Siendo esta diferencia inversamente proporcional a la humedad relativa que tendrá la cámara, ALARCON (2000) ejemplifica que, a una DT de 5° C, el nivel de humedad relativa en 90 - 95% mantenido en evaporadores a convección forzada, opinando similarmente ASHRAE (1981) y DOSSAT (1980).

FRASER y CHAPUT (2002) y ALARCON (2000), Los evaporadores con aire forzado son los más utilizados en aplicaciones, conocidas además como unidades enfriadoras estructuradas por serpentín de tubo de cobre alentado, su alimentación del fluido por expansión seca o líquido semihundido. Todo montado dentro de un cuadrado metálico refrigerado por la recirculación del aire forzado mediante un ventilador, aumentando la absorción de calor y reduciendo la superficie en el caso que se ocupara el de convección natural.

### **1.8. Proceso del sistema**

Este sistema consta de dispositivos que tienen como fin el adecuado funcionamiento de un sistema frigorífico sin la intervención del ser humano, algunos elementos de este sistema frigorífico son preostato, válvulas reguladoras y válvulas solenoides.

La función principal del preostato es controlar al compresor, para un control por presión alta en el sistema frigorífico trabaja desconectando el compresor para evitar daños en las juntas de la tubería y en los equipos, para un control por presión baja tiene la función de mantener en un nivel determinado al compresor.

El termostato se encuentra ubicado dentro de la cámara fría controlando el apagado o encendido del compresor de acuerdo al nivel de temperatura medido. El elemento sensible no debe estar en la puerta ni en las paredes ni en la entrada de aire frío del evaporador si no en un corredor entre las paredes.

La válvula solenoide permite aislar ciertos sectores de la maquina frigorífica de forma automática, esta válvula regula la temperatura interna de la cámara mediante

un termostato de ciclo de bombeo en vacío, evitando la escarcha en el evaporador y que el refrigerante líquido llegue al compresor.

### **Aparatos anexos al circuito**

Según el tipo de refrigerante que una máquina frigorífica haga uso se le puede incorporar diversos instrumentos a fin mejorar a las condiciones de trabajo que ésta se someta, con el objetivo de mejorar el rendimiento de la máquina frigorífica en dichas condiciones de trabajo.

- Manómetros de baja y de alta presión: permiten verificar que la presión se encuentre dentro de un rango aceptable para el adecuado funcionamiento, estos manómetros se les puede instalar junto al condensador.
- Separador de aceite: tiene como objetivo separar el refrigerante del aceite y retornarlo al compresor.
- Visor de Líquido: Mediante este visor se puede observar si el refrigerante se encuentra en estado líquido o vaporizado al interior de la tubería.
- Válvulas de Servicio: Llamadas también válvula de seguridad, tiene como objetivo reducir el ruido que se genera por la vibración del compresor durante su funcionamiento.

Por lo general, se hace uso de un calefactor para el cárter del compresor, debido que, si existe una baja temperatura del cárter en comparación con la temperatura en el evaporador, dicho refrigerante sufrirá una condensación. Sin embargo, esto ocurre en periodos invernales es decir cuando el compresor se encuentra en bodegas frías o al aire libre.

Una combinación de refrigerante con aceite puede producir un fuerte espumeo y esto se incrementa a medida que el refrigerante se aumenta, trayendo consecuencias graves como la de dañar el cárter.

Cuando el aceite se mantiene a una temperatura mayor de la normal puede reducir la cantidad de refrigerante, por lo que es necesario de un filtro deshidratado.

El filtro deshidratador generalmente se lo instala en la tubería de líquido o en el interior de un cuarto de refrigeración, debido que, al estar sometido a temperaturas

frías, la humedad se condensará en cantidades relativamente mayores. Generalmente este filtro deshidratador es primordial en instalaciones con refrigerantes ecológicos.

### **1.9. Criterios de diseño de tuberías de fluido frigorífico**

Según Fran Enríquez (2017), Las tuberías de fluido refrigerante son importantes porque interconectan, una vez ya conocido el circuito, es necesario tomar en cuenta algunos factores a considerar:

- Indicado retorno del aceite al compresor
- Asegurar una distribución correcta a los evaporadores
- Que las pérdidas en la carga sean tolerables.
- Evitar reducciones de la capacidad del sistema es decir caídas de presiones.

#### **Características de las tuberías**

Para gases refrigerantes o fluorados (Hidrofluorcarbonados HFCs) se utiliza generalmente tuberías de cobre, se las une preferiblemente con soldadura para evitar pérdidas en la red.

#### **Ventajas de las tuberías de cobre**

Se pueden utilizar en cualquier aplicación ya que se adaptan fácilmente, y poseen una gran elasticidad.

- Propiedad resistente a la corrosión y excelente protección al metal.
- Conservan sus características tanto físicas y químicas.
- Tiene hermeticidad, evita fugas de gas o de fluidos.

Para las industrias en especial la de refrigeración y aire acondicionado, las tuberías de cobre que se pueden utilizar son de tipo K (pared gruesa) y L (pared mediana). Existen diferentes tipos de soldaduras de acuerdo al diámetro de las tuberías, soldadura blanda con estaño-plata, utiliza decapante para diámetros menores a ½ pulgada, para diámetros mayores se utiliza soldadura fuerte plata-latón.

Es recomendable soldadura autógena para redes de refrigeración, la soldadura puede ser de plata para uniones de cobre con otros metales o en redes con



vibraciones continuas. Fosforo para cobre-cobre si no hay vibraciones, y en el caso de soldadura cobre-bronce, debe aplicarse un fundente sin ácido.

### Tubería de Succión

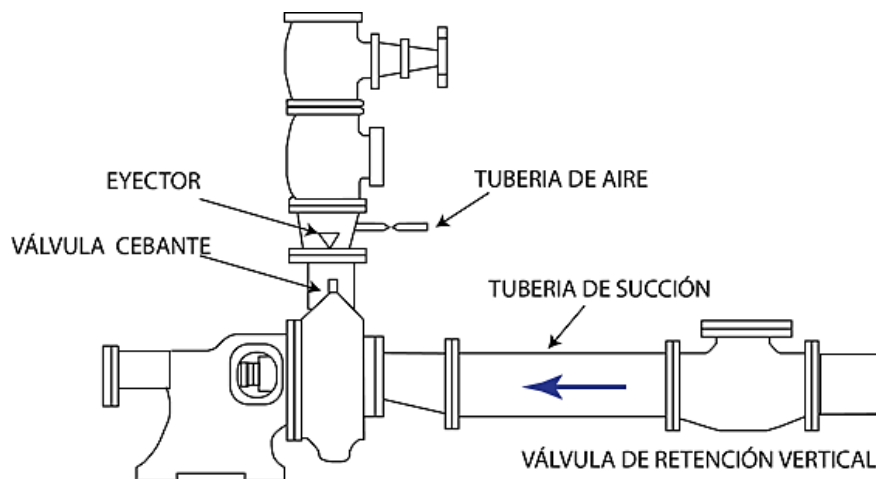
El refrigerante posee una densidad baja, lo que hace difícil la circulación de aceite, se debe tener en cuenta la caída de presión que se toma en consideración a 1.1K tomando como referencia la temperatura de evaporación. (Véase tabla 5)

**Tabla 5**

*Caída de presión a diferentes temperaturas de evaporación*

Temperatura de Evaporación (°C)	Caída de Presión(psi)		
	R-22	R-4040 <sup>a</sup>	R-134 <sup>a</sup>
10	3.3	4.0	2.2
-5	2.3	2.7	1.5
-25	1.3	1.6	0.7
-40	0.8	0.9	

*Nota.* Recuperado de: <http://www.acrlatinoamerica.com/201410265613/articulos/refrigeracion-comercial-e-industrial/perdidas-de-carga-en-tuberias-de-refrigeracion.html>. Copyright 2014 por ArcLatinoamerica. Reprinted with permission.



*Figura 38.* Tubería de succión, Danfoss (2007).

### Dimensionamiento Tubería de Succión

Según I.E.S Universidad Laboral (2015), Es necesario para un diseño de la línea de succión tener en cuenta la pérdida de presión que se da por el rozamiento del refrigerante con las paredes de la tubería, para obtener un rendimiento aceptable, se

selecciona una longitud que origine una caída de presión menor a 3 psi y el retorno del aceite al compresor, el refrigerante contiene cierta cantidad de aceite, si este no retorna va perdiendo lubricación, se necesita una velocidad mínima de 6m/s en recorridos ascendentes, para que reingrese el aceite los recorridos horizontales deben tener una pendiente del 2% hacia el compresor. Finalmente, la longitud total se calcula la longitud de tramos horizontales y verticales por separado.

### **Dimensionamiento tubería de líquido**

Según I.E.S Universidad Laboral (2015), A diferencia de la tubería de succión, esta es más sencilla porque el aceite circula junto al refrigerante sin importar la velocidad. En la Tubería de líquido se toma en cuenta el subenfriamiento del líquido, para que no existan burbujas de gas debe tener aproximadamente 1° C, y el peso de la columna es decir la presión total, esto para evitar un exceso de presión en la entrada de la red de expansión. Una vez determinada, su longitud total elegirá el diámetro correcto. La pérdida de presión admisible de 5° C no debe ser superior a 15 psi.

#### **1.10. Refrigeración por vacío**

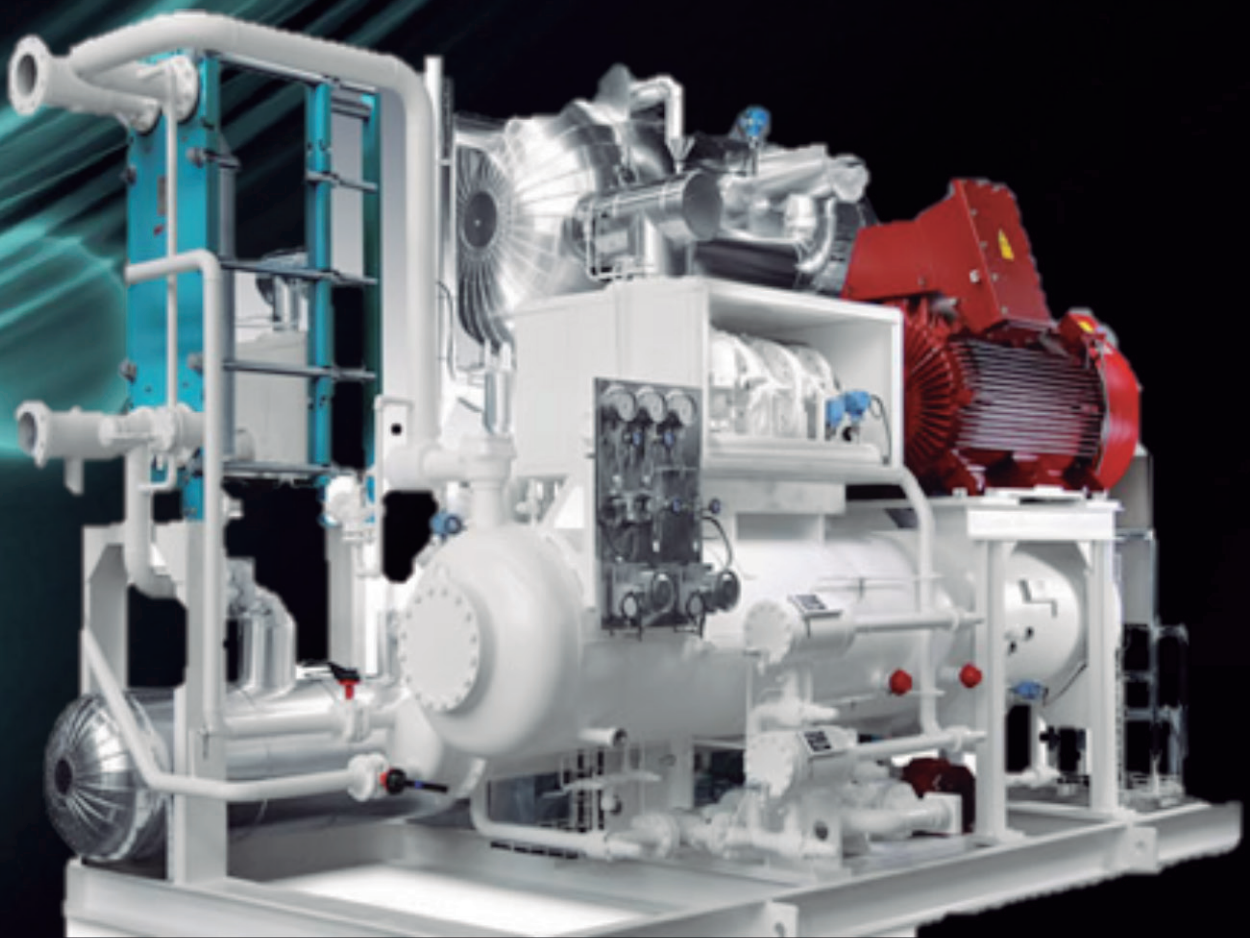
Según COLDMAX EUROPE(2013), Es un sistema de refrigeración más rápido que sirve para aplicaciones de instalaciones para acumular hortalizas, vegetales, frutas entre otros, el principio de funcionamiento de este método es cuando el agua comienza a hervir a bajas temperaturas mientras la presión baja, en el ciclo de refrigeración por vacío, la presión va disminuyendo hasta un nivel que el agua empieza a hervir a 2° C, este proceso quita calor del producto, es así que se enfría por completo el producto en aproximadamente 30 minutos.

La presión disminuye y el agua empezara a hervir a bajas temperaturas incluso hasta 0 C. Para este proceso el 99.4% del aire total, se debe extraer de la cámara. Este método tiene algunos beneficios como el bajo consumo de energía, minimizar el tiempo de enfriamiento y el aumento del tiempo de conservación

Para aplicar este método de ciclo de bombeo en vacío comercialmente, se debe tener en cuenta que influye la pérdida de agua permitido para cada producto, para que así este proceso no perjudique la calidad. Según estudios Chitarra (2005), la pérdida de agua en productos enfriados por vacío, no debe sobrepasar el 5%.

# CAPÍTULO 2

## MATERIALES Y MÉTODOS



## **Materiales y Métodos**

### **1.11. Introducción**

En el presente capítulo se va a resumir la información bibliográfica que se ha recolectado para el diseño de la cámara frigorífica, además se detallan las consideraciones y decisiones para encontrar una solución óptima que cubra con los requerimientos planteados.

El estudio de la cámara frigorífica se inicia con el cálculo de la carga térmica de los productos a refrigerar, con ello se dimensionan los equipos, accesorios, grosor de paredes, piso, cubierta y superficie del lugar a refrigerar.

### **1.12. Estudio Técnico**

Para la realización del dimensionamiento de la superficie a refrigerar, se realizan cálculos térmicos y se eligen materiales y diferentes accesorios que son útiles para la refrigeración.

Se inicia con el dimensionamiento del espacio de la cámara para dividirla en secciones. Esto se realiza priorizando la ubicación de los bins, de tal forma se adecua a las instalaciones el espacio necesario para tener un mínimo de superficie, favorecido por (Emerson, 2015). Las características de una cámara frigorífica son con la finalidad de que el producto se congele de forma rápida y no pierda humedad.

Con el dimensionamiento del espacio para cada uno de los bins en donde se colocarán los productos, se procede a la selección de material aislante para las paredes interna de la cámara y establecer el área de la cámara frigorífica, con su respectiva puerta y pasillos para la carga y descarga de productos. Es recomendable el empleo de los diferentes aislantes de la cámara para su partición.

### **1.13. Capacidad de la cámara de refrigeración**

De acuerdo al tipo y cantidad del producto, se debe dimensionar la capacidad del compartimento que va a refrigerar. Cuando se requieren dos ambientes en la cámara fría, el espacio podrá dividirse en varias cámaras independientes, de acuerdo a las

cantidades requeridas para que el producto pueda ser mantenido en buenas condiciones y sin importantes diferencias en su calidad (Urrego, 2017).

#### 1.14. Condiciones ambientales de diseño

De acuerdo al aire refrigerado se reduce la humedad relativa que beneficia en el almacenamiento de la mayoría de las cosechas. Para aumentar la humedad relativa del aire de la cámara fría, su proceso consiste en mojar el suelo, o humectar los bins con agua fría y dejar que se evapore. Mediante el aumento del aire refrigerado se obtiene una adición de la humedad relativa del ambiente del lugar refrigerado.

Se lo realiza mediante un ventilador que es impulsado mediante aire y que circula alrededor del serpentín del evaporador. El aire así humedecido, es entonces impulsado hacia el cuarto de almacenamiento a través de una pared perforada (Lopez, 1983).

#### 1.15. Dimensionamiento de la cámara de refrigeración

Para el dimensionamiento se busca la mejor distribución de los productos en la cámara, de tal manera que se exponga la menor superficie con el máximo de volumen. Para obtener una mínima ganancia térmica por área, debe ser menor la superficie.

El cálculo del número de bins de acuerdo a la altura de apilamiento y distribución en el largo y ancho para determinar una cantidad, según la ecuación 1.

$$BT = Bh * Ba * Bl \quad \text{Ecuación ( 1)}$$

Donde:

*BT*: número total de bins

*Bh*: número de bins apilados (Altura)

*Ba*: número de bins distribuidos a lo ancho

*Bl*: número de bins distribuidos a lo largo.

La superficie total de la cámara es la suma total de las superficies interiores tales como el piso, techo y muros.

$$SMa = 2 * (Bh * h) * (Ba * a) \quad \text{Ecuación ( 2)}$$

Donde:

$a$ : ancho [m]

$S_{Ma}$ : Superficie de los muros ubicados en la zona ancha de la cámara [m<sup>2</sup>]

$$S_{Ml} = 2 * (Bh * h) * (Bl * l) \quad \text{Ecuación ( 3)}$$

Donde:

$l$ : largo [m]

$S_{Ml}$ : Superficie de los muros ubicados en la zona larga [m<sup>2</sup>]

$$S_{PT} = 2 * (Ba * a) * (Bl * l) \quad \text{Ecuación ( 4)}$$

Donde:

$l$ : largo [m]

$S_{PT}$ : Superficies de piso y techo [m<sup>2</sup>]

Consideración:  $h$ ,  $a$  y  $l$  representan el volumen de la cámara frigorífica.

Relación para determinar el parámetro de número de bins por unidad de superficie para cada distribución (ecuación 5).

$$B_s = \frac{BT}{S_{Ma} + S_{Ml} + S_{PT}} \quad \text{Ecuación ( 5)}$$

Donde:

$B_s$ : Número de bins por unidad de superficie [m<sup>2</sup>]

Una vez definida la opción más eficiente, el espaciamiento que debe existir entre las diferentes partes de la construcción permite determinar el cálculo exacto del compartimento que contendrá a los bins. Con la consideración que tenga un pasillo en la cámara frigorífica para el despacho de los productos.

### 1.16. Especificaciones de construcción

La selección de los materiales para la construcción de la instalación es de acuerdo a las características del diseño planteado. Se definió el grosor de los paneles que componen los muros y techo según tablas de recomendación entregadas por (AISLAPOL, 2017), los cuales recomiendan el espesor del panel de acuerdo a la temperatura que se desea mantener al interior de la cámara.

**Tabla 6***Espesor de panel RSP*

<b>Espesor del panel RSP mm</b>	<b>Temperatura de la cámara °C</b>	<b>Luces máximas entre soporte mm</b>	<b>Peso panel Kg/m<sup>2</sup></b>	<b>Transmitancia térmica KW/m<sup>2</sup> °C</b>
<b>50</b>	12	4	10	0.700
<b>75</b>	5	5	10.5	0.467
<b>100</b>	0	6	11	0.350
<b>125</b>	-8	6.650	11.5	0.280
<b>150</b>	-15	7	12	0.233
<b>175</b>	-20	7.5	12.5	0.200
<b>200</b>	-25	8	13	0.175
<b>225</b>	-30	8.5	13.5	0.156
<b>250</b>	-40	9.250	14	0.140
<b>300</b>	-40	10.5	15	0.117

*Nota.* Recuperado de <https://www.plataformaarquitectura.cl/catalog/cl/products/1845/panel-aislante-rudnev-aislapol>. Copyright 2015 por PlataformaArquitectura. Reprinted with permission.

**1.17. Cálculo de cargas térmicas**

Para el cálculo de la capacidad frigorífica, se debe de considerar que la selección correcta de un equipo depende considerablemente del correcto cálculo de la carga térmica en función al espacio por refrigerar; por ello se plantean las siguientes definiciones de cargas:

➤ **Carga térmica por transmisión ( $q_1$ )**

Es el calor que ingresa a la cámara por las diferentes partes de la construcción. El valor depende del tipo y espesor del aislamiento y su valor puede ser hallado mediante la Ley de Fourier representada por la ecuación (6).

$$q_1 = kA \frac{\Delta T}{e} \quad \text{Ecuación (6)}$$

Donde:

$k$ : Conductividad térmica, 0.02 [kcal/hr m K]

$A$ : Área de la pared, [m<sup>2</sup>]

$\Delta T$ : Diferencial de temperatura externo e interno, [°C]

$e$ : Espesor de la pared, [m]

A continuación se muestra, las propiedades térmicas de algunas sustancias y materiales.

**Tabla 7**

*Conductividad térmica, calor específico y difusividad térmica para diferentes materiales*

Producto	K [KCal/mhr °C]	C [Kcal/Kg °C]	D[mm <sup>2</sup> /s]
Acero	32.8	0.12	---
Acero inoxidable	13.8	0.12	4
Aluminio	180.3	0.22	---
Agua líquida	0.52	1	---
Vapor	0.02	0.24	---
Hielo {-25°C}	2.09	0.48	---
Aire	0.02	0.24	---
Cobre	332.3	0.09	---
Hormigón	0.81	0.16	---
Corcho Granulado	0.04	0.49	---
Dióxido de carbono {vapor}	0.01	0.18	---
Estaño	52.2	0.06	---
Madera	0.13	0.45	---
Nitrógeno {vapor}	0.02	0.25	---
Nylon	0.21	0.41	0.13
Cartón	0.12	0.3	---
Poliuretano	0.02	0.38	---
Polietileno alta densidad	0.41	0.55	0.22
Polietileno baja densidad	0.28	0.55	0.15
Polipropileno	0.1	0.47	0.07

*Nota.* Recuperado de <https://www.plataformaarquitectura.cl/catalog/cl/products/1845/panel-aislante-rudnev-aislapol>. Copyright 2015 por PlataformaArquitectura. Reprinted with permission.

➤ **Carga térmica de productos ( $q_2$ )**

Es la energía necesaria para enfriar los elementos inmersos en el compartimento. En las cámaras que sirven para bajar la temperatura del producto se debe de considerar únicamente el calor sensible ( $q_s$ ), su valor es calculado por medio de la ecuación 7.

En el caso de que se necesite que el producto sea congelado se utiliza la suma de la ecuación 7 y la ecuación 8, esta última representa el calor latente ( $q_L$ ).



$$qs = mcp\Delta T \quad \text{Ecuación ( 7)}$$

Donde:

*m*: Masa del producto que necesita bajar su

temperatura, [kg]

*cp*: Calor específico, [kcal/kg°C]

$\Delta T$ : Diferencia de temperatura de ingreso y salida, [°C]

$$qL = mL \quad \text{Ecuación ( 8)}$$

Donde:

*m*: Masa del producto que necesita congelarse, [kg]

*L*: Calor latente de congelación, [kcal/kg /]

#### ➤ Cálculo de carga por áreas.

Se emplea la siguiente ecuación para obtener el valor de las cargas térmicas de diferentes áreas:

$$Qs = A * U * \Delta T \quad \text{Ecuación ( 9)}$$

Donde:

*Qs*: Flujo de calor en kcal/h

*A*: Superficie total sobre la que se produce

éste flujo de calor [m<sup>2</sup>]

*U*: Coeficiente total de transferencia de calor

según los materiales ocupados [kcal/hm<sup>2</sup>°C]

$\Delta T$ : Variación de temperatura interna y externa

del compartimento en [°C].

Consideración:  $\Delta T$  de diseño de la ecuación 9 debe ser corregido, ya que las paredes expuestas al sol tienen una variación de temperatura mayor que aquellas que se encuentran a la sombra.

La corrección consiste en adicionar al  $\Delta T$ , la temperatura de corrección indicada en el la muestra valores según características de color y ubicación del muro. Están referidas al hemisferio norte, se realiza equivalentes a los datos al hemisferio sur para encontrar los datos de corrección de temperatura (ASHRAE, 1981).

**Tabla 8**
*Radiación solar para el hemisferio norte*

Tipo de superficie	Pared Este	Pared Sur	Pared Oeste	Techo plano
Superficies color oscuro: Losas de techos. Techos impermeabilizados. Pinturas negras	5	3	5	11
Superficies de color negro: Madera sin pintar. Teja roja. Cemento oscuro. Pintura roja, gris, verde.	4	3	4	9
Superficies color ligero: Piedra blanca. Cemento color ligero. Pintura blanca.	3	2	3	5

*Nota.* Recuperado de: <https://www.europapress.es/ciencia/habitat-y-clima/noticia-vinculan-variacion-clima-hemisferio-norte-actividad-solar-20150917111311.html>. Copyright 2015 por europa press. Reprinted with permission.

La temperatura del techo no se modificó debido a que este se encontraba bajo sombra, tomando en cuenta las características de su construcción. De acuerdo a los materiales ocupados se obtiene un coeficiente de transferencia.

$$R_i = \frac{X_i}{K_i} \quad \text{Ecuación ( 10)}$$

Dónde:

*X<sub>i</sub>: Espesor del material i [m]*

*K<sub>i</sub>: Coeficiente de conductividad térmica del material i [kcal/hm<sup>2</sup>°C]*

$$U = \frac{1}{\sum R_i + \frac{1}{h_i} + \frac{1}{h_e}} \quad \text{Ecuación ( 11)}$$

Dónde:

*h<sub>i</sub>: Coeficientes de conductancia superficial interior [kcal/hm<sup>2</sup> °C]*

*h<sub>e</sub>: Coeficientes de conductancia superficial exterior [kcal/hm<sup>2</sup> °C]*

*R<sub>i</sub>: Resistencia térmica.*

➤ **Para el cálculo del calor sensible del producto y su empacamiento.**

De acuerdo a (DOSSAT, 1980) se debe disminuir la temperatura a la llega del campo y se debe poner a la temperatura a la cual va a ser almacenado, para lo cual se utiliza la siguiente ecuación.

$$Q_P = \frac{m * c * \Delta T}{t} \quad \text{Ecuación ( 12)}$$

Donde:

*c*: cantidad de calor por unidad de masa (kcal/kg°C)

*m*: masa del producto cosechado que ingresa a la camara cada dia (kg).

$\Delta T$ : variación de temperatura de ingreso y salida(°C)

*t*: tiempo de enfriado del producto(°C).

Empleando esta misma ecuación se puede calcular el calor que debe ser retirado del empacamiento.

La determinación de la masa diaria a ser enfriada se realiza en función de la cantidad total del producto cosechado y el tiempo que transcurre la cosecha. La siguiente ecuación permite calcular la carga de producto a enfriar.

$$CE = \frac{C_T}{C_D} \quad \text{Ecuación ( 13)}$$

Donde:

*CE*: carga de producto que se enfriará diariamente(kg)

*C<sub>T</sub>*: total del producto obtenido en la cosecha(kg)

*C<sub>D</sub>*: tiempo en que transcurre la cosecha(días)

➤ **Número de bins totales que ingresan a la cámara diariamente.**

$$BD = \frac{CE}{CB} \quad \text{Ecuación ( 14)}$$

Dónde:

*BD*: número de bins que ingresan a la camara cada día

*CB*: valor que contiene cada bin(kg)

➤ **Cantidad de energía del producto para mantener en buen estado ( $Q_R$ )**

(DOSSAT, 1980), se debe tomar en cuenta la masa del producto que va a ser almacenado y además de eso también se debe tomar en consideración la temperatura del almacenamiento.

$$Q_R = m * c_r \quad \text{Ecuación ( 15)}$$

Dónde:

*m*: masa del producto dentro de la cámara (toneladas)

*c<sub>r</sub>*: calor de respiración del producto obtenido en la cosecha (kcal/t h.)

➤ **Cálculo de cargas por cambios de aire**

El calor que se transfiere a la cámara por los intercambios de aire (QA) el cual está en función del volumen de la cámara, el calor que se requiere para enfriar el aire externo y el número de renovaciones de aire. Esta dado por la siguiente ecuación, según (DOSSAT, 1980).

$$Q_A = \frac{V * f_V * n}{24} \quad \text{Ecuación ( 16)}$$

Donde:

*V*: volumen interno de la cámara medido en (m<sup>3</sup>)

*f<sub>v</sub>*: factor de ganancia de calor debido a renovaciones de aire (kcal/m<sup>3</sup>)

*n*: número de veces de renovaciones de aire diariamente en la cámara

El factor de ganancia *f<sub>v</sub>* se obtiene para cada mes de acuerdo con la ecuación. (DOSSAT, 1980).

$$f_V = \delta * (h_e - h_i) \quad \text{Ecuación ( 17)}$$

Donde:

*δ*: densidad del aire externo en base a las condiciones de temperatura y humedad del diseño (kg/m<sup>3</sup>)

*h<sub>e</sub>*: entalpia del aire externo de acuerdo a la humedad y temperatura del diseño (kcal/kg)

*h<sub>i</sub>*: entalpia del aire dentro de la cámara de acuerdo con las condiciones de temperatura y humedad requeridas (kcal/kg)

➤ **Cálculo de cargas por iluminación.**



Figura 39. Cámara iluminada, Danfoss (2007).

Según (ASAE, 1980), la luminosidad recomendada para almacenar alimentos y la luminaria por fluorescentes según (ZEMANSKY & YOUNG., 1998), la siguiente ecuación permite obtener la cantidad de luz:

$$L = \frac{L_R}{R_A} \quad \text{Ecuación ( 18)}$$

Dónde:

$L$ : cantidad de luz necesaria ( $\frac{W}{m^2}$ )

$L_R$ : cantidad de luz recomendada ( $\frac{lum}{m^2}$ )

$R_A$ : eficiencia del tubo fluorecente ( $\frac{lum}{W}$ )

➤ **Ganancia térmica por iluminación (QL) (DOSSAT, 1980).**

$$Q_L = P_l * 0,86 * 1,25 \quad \text{Ecuación ( 19)}$$

Dónde:

$Q_L$ : calor total quitado (kcal/h)

*$P_l$ : potencia del alumbrado (W); Producto de la luminosidad o cantidad de luz necesitada y la superficie del compartimento frigorífico.*

*0,86: factor de conversión de unidades de Watt a kcal/h*

*1,25: 25% de adición de calor por el partidador del tubo*

Factores que se deberían considerar son las cargas térmicas del personal que ingrese a la cámara, las cuales se pueden omitir por el poco tiempo que están dentro de la cámara, además porque en relación con la carga total, son demasiado pequeñas.

### ➤ **Análisis de las cargas térmicas calculadas**

La carga térmica máxima se va a tener durante la cosecha debido a que se debe disminuir la temperatura del producto a la temperatura de almacenaje, también al final de la temporada de la cosecha se tendrá una acumulación de producto en la cámara por lo cual existe una cantidad de respiración en la cámara.

En las cámaras de frigoríficas se debe tener una idea de lo que es la respiración diaria y la ventilación de acuerdo a la carga que se está enfriando, así como también por iluminación y ganancias térmicas; entre otros factores como la variación del aire y la influencia de las superficies. Todos estos parámetros son muy necesarios para el cálculo de la carga térmica total.

De acuerdo a la necesidad para la que se diseñó la cámara frigorífica, los elementos que la constituirán deben ser seleccionados, la misma debe tener un sobre dimensionamiento no tan representativo ya que en épocas bajas este no se usará y se distribuirá la corriente de aire por toda la cámara por igual se recomienda reservar un 10% para sus demandas máximas durante todo el año esto es una recomendación realizada por varias instituciones y empresas(DOSSAT, 1980).

De acuerdo al diseño de la cámara térmica implementada en la región sierra de Ecuador, se debe tomar en cuenta las temperaturas ambientales durante todo el año, así analizando y evitando varios riesgos que pueden ocurrir cuando el clima es variable durante todo el año, causando el congelamiento; lo cual la cámara no debe enviar corrientes aire muy frío durante toda la época en la que el clima es muy frío.

De acuerdo a la zona donde se implemente, la cámara debe analizar las horas en las que el frío es intenso, como por ejemplo se tiene datos del INAMHI el mismo que

en sus informes reportan que el frío más intenso en la Sierra Ecuatoriana se produce a las horas de la madrugada, en donde el clima tiene una variación muy considerable por el cambio de corrientes de aire que trae con ella las heladas, variando drásticamente el clima (Merizalde, 2017).

### Gráfico de temperaturas abril 2018

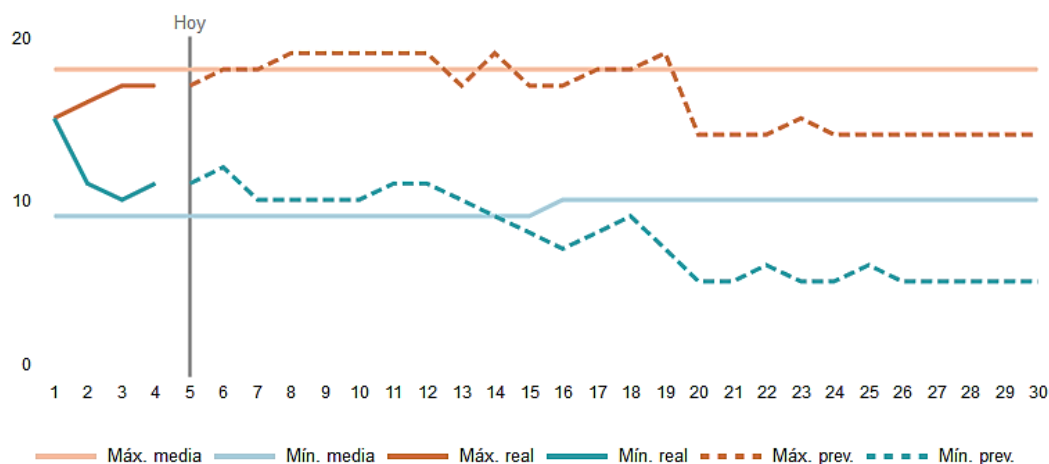


Figura 40. Curva de temperature, Weather Underground (2001).

Fecha	Máx./Mín.	Precip.	Nieve	Previsión	MÍN./MÁX. media
ju. 05/04	17°/11°	18 MM	0 CM	Chubascos	18°/9°
vi. 06/04	18°/12°	4 MM	0 CM	Nubes, con algo de lluvia	18°/9°
sá. 07/04	18°/10°	11 MM	0 CM	Algo de lluvia temprano	18°/9°
do. 08/04	19°/10°	3 MM	0 CM	Lluvias y lloviznas más tarde	18°/9°
lu. 09/04	19°/10°	4 MM	0 CM	Nublado, algunos chubascos	18°/9°
ma. 10/04	19°/10°	6 MM	0 CM	Nublado, algo de lluvia	18°/9°
mi. 11/04	19°/11°	5 MM	0 CM	Nublado, con chubascos	18°/9°
ju. 12/04	19°/11°	14 MM	0 CM	Algo de lluvia temprano	18°/9°
vi. 13/04	17°/10°	11 MM	0 CM	Períodos de lluvia	18°/9°
sá. 14/04	19°/9°	3 MM	0 CM	Nublado, algo de lluvia	18°/9°
do. 15/04	17°/8°	19 MM	0 CM	Lluvia	18°/9°

Figura 41. Pronostico del clima, Weather Underground (2001).



Figura 42. Pronostico clima semanalmente, Weather Underground (2001).

### 1.18. Refrigerantes

R.-134<sup>a</sup> (HFC) y el R-404<sup>a</sup> son refrigerantes referentes a nivel mundial para emplear en la refrigeración industrial, esa es la razón por la que el calor latente de vaporización debe restarse al calor sensible produciendo el cambio de temperatura de condensación a la de evaporación (DOSSAT, 1980).

La siguiente ecuación permite calcular el valor de la entalpía de enfriamiento:

$$h_{i_{enfriamiento}} = h_{i_{condensación}} + h_{i_{vaporización}} \quad \text{Ecuación ( 20)}$$

La siguiente ecuación permite calcular el efecto real de enfriamiento:

$$q_e = h_{fg} + h_{i_{enfriamiento}} \quad \text{Ecuación ( 21)}$$

Donde:

$q_e$  : Cambio real de enfriamiento (KJ/kg).

$h_{fg}$ : Energía que requiere para cambiar a la fase de vaporización del fluido refrigerante.

$h_{i_{enfriamiento}}$ : Calor enfría el refrigerante (KJ/Kg).

El flujo de calor debe ser removido de la cámara y el efecto refrigerante real, por lo que la masa del refrigerante circulado es:

$$m = \frac{Q_T}{Q_e} \quad \text{Ecuación ( 22)}$$



Donde:

$m$ : Es la cantidad de flujo del refrigerante que se convierte en masa (kg/h).

$Q_T$ : Carga térmica total a remover (Kcal/h).

$Q_e$ : Energía de refrigeración (Kcal/Kg).

El producto del volumen específico del gas a temperatura del evaporador con la masa del refrigerante es el volumen de vapor que va a circular en cierto tiempo.

$$VR = v * m \quad \text{Ecuación ( 23)}$$

Donde:

$V_r$ : vapor del flujo de refrigerante ( $m^3/h$ ).

$V$ : Volumen específico de vapor a una temperatura considerable de evaporación, medida en ( $m^3/kg$ ).

$M$ : Cantidad total de refrigerante, medida en (kg/h).

El vapor necesita aumentar su energía iniciando con la temperatura de vaporización a la temperatura a la que se condensará, obteniendo así el calor teórico de compresión.

$$q_w = \frac{(h_v - h_c)}{4.18} \quad \text{Ecuación ( 24)}$$

Donde:

$q_w$ : Energía teórica de compresión, medida en (kcal/kg).

$h_v$ : Entalpía de evaporación.

$h_c$ : Entalpía de condensación (KJ/Kg).

4,18: Factor de transformación de KJ/Kg a Kcal/kg.

Uno de los parámetros a tener en cuenta es las de la potencia teórica (PT) la misma que se mide en Kw, la misma que necesita el compresor, el cual funcionará de acuerdo a las variaciones del producto y a los requerimientos de las corrientes de aire que se requiere desplazar por toda la cámara de refrigeración.

La siguiente ecuación se usa para la potencia teórica considerándolo como un proceso isotrópico.

$$PT = (y - y - 1) * P_1 * V_2 * \left[ 1 - \left( \frac{P_1}{P_2} \right)^{\frac{y-1}{y}} \right] \quad \text{Ecuación ( 25)}$$

Donde:

*Y1: Razón entre  $cp/cv$  (adimensional).*

*P1: Presión de entrada al compresor.*

*P2: Presión de salida del compresor.*

*V2: Cantidad de volumen de gas a las salida del compresor ( $m^3/s$ )*

### 1.19. Unidad de Condensación

La selección del refrigerante, es importante debido a que, por la ubicación que va a tener la implementación de este proyecto, el funcionamiento y el rendimiento del equipo va a variar considerablemente si no seleccionamos adecuadamente el refrigerante.

Los diferentes modelos y equipos para el diseño de la cámara frigorífica son recomendados por el asesor y distribuidor de los equipos de refrigeración. Las industrias que se encargan de la refrigeración e implementan varios sistemas que ayudan a que los sistemas se conviertan en más inteligentes y ayuden a los operadores a tener rápidamente las condiciones que se encuentran en sus diferentes unidades(CAREL, 2015).



Figura 43. Controladores de aire, CeroGradosCelsius (2017).

### 1.20. Unidades Enfriadoras

Los datos de temperaturas de vaporización, potencia y circulación de aire son muy necesarias para la selección de unidades enfriadoras. Además, ayuda a seleccionar las unidades enfriadoras de acuerdo a nuevos datos de potencia que van de la mano con los datos de temperatura que se pretende tener en la cámara frigorífica. La siguiente ecuación dada por él (AIRCOILS, 2013).

$$PC = \frac{P_R * \Delta T_c}{\Delta T_r * f_c}$$

Ecuación ( 26)

Donde:

*PC*: Potencia, expresada en (kcal/h).

*PR*: Proyección de la carga térmica a ser transportada por el interior de la cámara.

$\Delta T_c$ : Variación de la temperatura en el interior de la cámara.

$\Delta T_r$ : Variación de la temperatura de refrigeración.

*Fc*: factor de deshielos durante el día.

### 1.21. Válvula de expansión

Es un elemento que se convierte en un componente clave para sistemas de enfriamiento y aire acondicionado, el mismo que se encarga de entregar la presión adecuada en el sistema (HVACR, 2017).

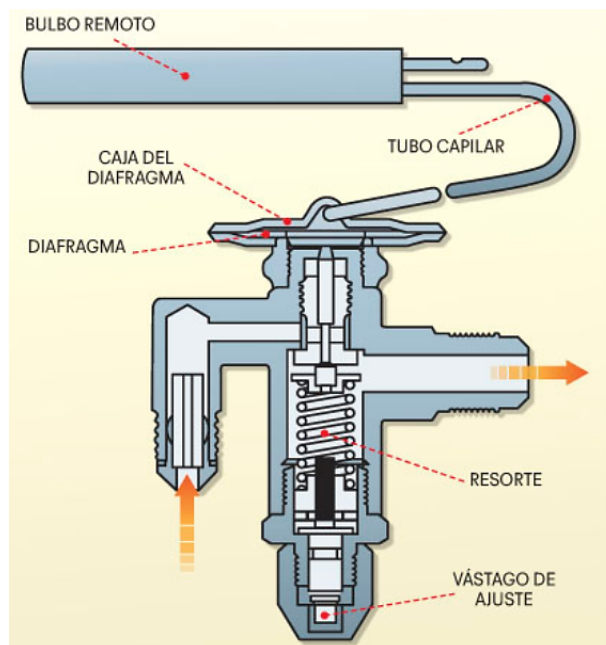


Figura 44. Válvula de expansión termostática, CeroGradosCelsius (2017).

### 1.22. Dimensionamiento de tuberías para el refrigerante

Uno de los principales elementos del diseño de la cámara es la tubería que va a ser el medio quien lleve el refrigerante en todas las etapas de la refrigeración. El

diámetro de la tubería va de acuerdo a la capacidad de la cámara, seleccionadas en cuadros ya diseñados por los fabricantes.

Para el dimensionamiento se parte de un diseño por donde posiblemente va a circular el refrigerante, empleando varios accesorios. La selección del diámetro para la tubería parte de la capacidad que se va instalar, basando en tablas proporcionadas por los fabricantes de cada tipo de refrigerante, las tablas parten de la capacidad (KW) con ello definen los diámetros de la tubería y tomando en cuenta las perdidas en el momento de la carga (SALDÍAS, 2003).

En él se encuentra la capacidad entregada a una temperatura de condensación (40°C), para obtener la real se le multiplica por un factor. Mediante la tabla se seleccionó el valor del largo equivalente de accesorios partiendo del diámetro de la tubería previamente obtenida en la **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia..** La ubicación de diferentes componentes de la cámara frigorífica permite obtener la dimensión total por tramos de la tubería lisa. El valor total del largo se obtiene con el largo del tubo recto más el largo equivalente (SALDÍAS, 2003).

Esta ecuación da el valor de la variación de presión en la línea. (SOLKANE, 2003):

$$\Delta T_{real} = 1^\circ K * \left( \frac{L_{real}}{25m} \right) * \left( \frac{Q_{real}}{Q_{tabla}} \right)^{1.8} \quad \text{Ecuación ( 27)}$$

Donde:

$\Delta T_{real}$ : Reduccion de presión del refrigerante

$L_{real}$ : largo total del tramo de tuberia (m), mas los accesorios.

$Q_{real}$ : potencia de refrigerante que circula por el tramo de la tuberia (KW)

$Q_{tabla}$ : Potencia del refrigerante (KW).

Nota:  $\Delta T_{real}$ : Reducción de presión del refrigerante debido a la fricción que es igual a la variación de la temperatura del refrigerante en (K) en un tramo determinado.

La siguiente ecuación permite obtener el valor de la caída por roce de línea de líquido (SOLKANE, 2003):

$$\Delta P_r = \frac{\Delta P_{tabla} * L_{real}}{L_{tabla}} \quad \text{Ecuación ( 28)}$$

Donde:

$\Delta P_r$ : Variacion de presión por fricción.

$\Delta P_{tabla}$ : variacion de presión diseñada en la tabla (875 Pa).

$L_{real}$ : Largo total de la tuberia de líquido, (m).

$L_{tabla}$ : Largo que se basa la pérdida de cargade la tabla (1 m).

El producto entre la distancia total de elevación vertical y la densidad del refrigerante da como resultado la presión estática a la elevación vertical como se muestra en la ecuación (DOSSAT, 1980):

$$\Delta P_{estática}(kg/m^2) = \rho(kg/m^3) * h(m) \quad \text{Ecuación ( 29)}$$

Donde:

$\Delta P_{estática}$ : Presión estática del refrigerante.

$\rho$ : Densidad del refrigerante a la temperatura de condensación.

$h$ : Altura a la cual debe ser elevado el refrigerante o es igual a la variación de altura entre la válvula de expansión y el tanque de líquido.

La suma de las caídas de presión por elevación vertical de tramos más desfavorables y por roce permite obtener la presión total de línea (SALDÍAS, 2003).

### 1.23. Selección de dispositivos automáticos

Para la construcción de la cámara fría se seleccionaron varios dispositivos que permiten la automatización del mismo, tomando en cuenta la exigencia de los productos (SALDÍAS, 2003).

Para la selección de la válvula solenoide se partió del caudal de vapor de refrigerante que estará en el sistema, con esto en la tabla se escogió según datos que proporciona el fabricante ANEXO 2 (SALDÍAS, 2003).

Para la selección de la válvula reguladora se basó en el diámetro de tubería de succión **¡Error! No se encuentra el origen de la referencia.**(SALDÍAS, 2003).

Para la selección del termostato se siguió las recomendaciones obtenidas del fabricante (SALDÍAS, 2003).

### 1.24. Aparatos anexos al circuito

De acuerdo al diámetro de la tubería se seleccionara los diferentes accesorios para el circuito de refrigeración (SALDÍAS, 2003).

### 1.25. Esquema fluidico

Para la simbología del diseño se empleó los símbolos normalizados por (ASHRAE, 1981) para elementos y aparatos frigoríficos, y para la grifería se emplea (Francesa, 04051).

### 1.26. Costo de la cámara de refrigeración diseñada

Para este análisis se toma en cuenta los gastos que se dan en el funcionamiento en base al consumo y costo de la energía eléctrica (SALDÍAS, 2003).

#### ➤ Costos de inversión

Para este análisis se toman en cuenta diversos factores que contribuyeron tanto a los materiales de construcción y la creación de la cámara de refrigeración, como los diferentes componentes que complementa el diseño (SALDÍAS, 2003).

Todo el análisis de costos es obtenido a partir de las diferentes cotizaciones que se realizaron a diferentes distribuidoras o empresas antes de la adquisición de los diferentes materiales y dispositivos (SALDÍAS, 2003).

#### ➤ Costos de consumo por energía eléctrica

Para este análisis se parte de acuerdo al ciclo de funcionamiento del compresor cuanto tiempo se empleará anualmente. Se toman en cuenta también otros dispositivos que consumen energía eléctrica como: motores eléctricos de ventiladores de los evaporadores y del condensador. De acuerdo a la carga térmica horaria máxima se obtuvo el horario que se emplean estos dispositivos (SALDÍAS, 2003).

Esta carga se obtuvo de acuerdo al promedio de las cargas horarias por día. Los cuales son expresadas en kcal/h y transformadas a Watt. Para obtener la carga en W-h/día (QT<sub>i</sub>) la carga debe ser multiplicada por 24 h/día.

La siguiente ecuación permite encontrar el valor de horas de funcionamiento de la maquinaria por día, que es la relación de la carga diaria y la capacidad de compresor. Tomando en cuenta que la capacidad frigorífica del compresor (QC), se toma en cuenta cierta temperatura () y su unidad es W (DOSSAT, 1980).

$$TF = \frac{Q_{Ti}}{Q_c} \quad \text{Ecuación ( 30)}$$

La multiplicación que se da entre el tiempo anual de funcionamiento y la potencia del motor y los costos por consumo de energía permite encontrar el costo por consumo de energía. La siguiente ecuación permite encontrar el valor del excedente del precio del producto por unidad de peso se determina mediante la división entre el costo anual por consumo de energía eléctrica y la masa total almacenada en la temporada (DOSSAT, 1980):

$$ACP = \frac{CAE}{MPA} \quad \text{Ecuación ( 31)}$$

Donde:

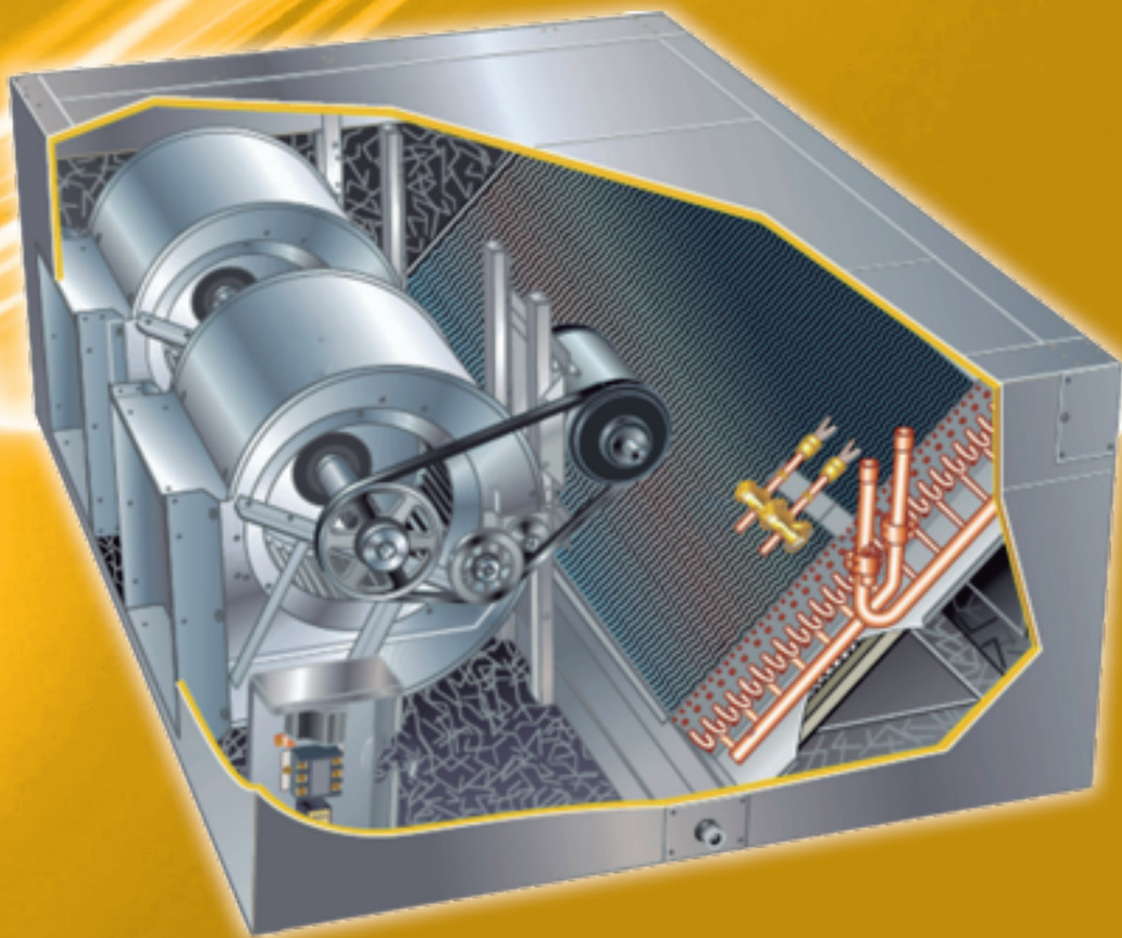
*ACP: Incremento del costo del producto, (\$/kg).*

*CAE: Costo anual por consumo de energía electrica, (\$).*

*MPA: Masa total de producto almacenado, (kg).*

# CAPÍTULO 3

## DISEÑO Y ANÁLISIS DE RESULTADOS





## Diseño y Análisis de Resultados

### 3.1. Introducción

Antes de un planteamiento, se deben considerar las necesidades, para dicho caso analizaremos los productos que más se consumen durante el año, y cuál es la demanda mensual requerida de los mismos en los supermercados.

### 3.2. Descripción del mercado

Los productos deben ser elegidos, de acuerdo a su existencia en el mercado, y de acuerdo al tiempo de cosecha. Para tener un mejor uso de la cámara frigorífica, se tiene en cuenta que los productos escogidos no deben tardar tanto en la cosecha desde su plantación, del mismo modo, también se debe tener en cuenta que el período de cosecha de los alimentos debe coincidir, o ser en meses próximos.

Por tal motivo, se procede a tomar en cuenta la existencia de los productos en los supermercados, teniendo los siguientes puntos:

Los productos más consumidos en supermercados son los vegetales, debido a que se obtienen por mayor cantidad y tipo, sobre todo las hortalizas, en el caso de las frutas, estas no son muy consumidas y también no se obtienen muchos tipos de estas. En el siguiente cuadro se identifican los vegetales según su temporada de consumo en el año según el mes.

**Tabla 9**

*Temporada de Consumo de Vegetales según el mes*

<b>Enero</b>	Febrero	Marzo	Abril	Mayo	Junio
Acelga	Acelga	Acelga	Acelga	Ajo	Ajo
ajo	Ajo	Ajo	Ajo	zapallo	Zapallo
Coliflor	Berenjena	Berenjena	Berenjena	Cebolla	Calabaza
Col	Brócoli	Brócoli	Brócoli	Espárragos	Cebolla
Berenjena	Col	Zapallo	Zapallo	Espinacas	Lechuga
Brócoli	Coliflor	Col	Cebolla	Lechuga	Nabo
Zapallo	Zapallo	Coliflor	Coliflor	Nabo	Pepino
Espinaca	Espinaca	Espárragos	Espárragos	Pepino	Pimiento
Lechuga	Lechuga	Espinacas	Espinacas	Rábano	Rábano
Pimiento	Pimiento	Lechuga	Lechuga	Remolacha	Remolacha

Rábano	Rábano	Pimiento	Nabo	Repollo	Tomate
Remolacha	Repollo	Rábano	Pepino	zanahoria	Zanahoria
Repollo	Remolacha	Remolacha	repollo		
Zanahoria		Repollo	rábano		

Julio	Agosto	Septiembre	Octubre	Noviembre	Diciembre
Ajo	Ajo	Ajo	Acelga	Acelga	Acelga
Zapallo	Zapallo	Zapallo	Ajo	Ajo	Ajo
Cebolla	Cebolla	Cebolla	Berenjena	Brócoli	Brocoli
Lechuga	Lechuga	Espinaca	Zapallo	Zapallo	Zapallo
Nabo	Nabo	Lechuga	Cebolla	Col	Col
Pepino	Pepino	Nabo	Espinaca	Espinaca	Coliflor
Pimiento	Rábano	Pepino	Lechuga	Lechuga	Espinaca
Rábano	Remolacha	Rábano	Nabo	Nabo	Lechuga
Remolacha	Tomate	Remolacha	Pimiento	Pimiento	Nabo
Tomate	zanahoria	Repollo	Rábano	Rábano	Pimiento
Zanahoria		Tomate	Remolacha	Remolacha	Rábano
		Zanahoria	Repollo	Repollo	Remolacha
			Zanahoria	Zanahoria	Repollo
					Zanahoria

*Nota.* Recuperado de <https://www.alimentatubienestar.es/frutas-y-verduras-de-temporada-para-cada-mes-del-ano/>. Copyright 2014 por AlimentatuBienestar. Reprinted with permission.

De la Tabla 9, se puede deducir que los productos más consumidos son:

Hortalizas:

- Tomate
- Cebolla
- Pimiento
- Zanahoria
- Lechuga
- Ajo

(Ministerio de Agricultura, 2005)

Verduras:

- Acelgas
- Brócoli
- Coliflor

- Pepino
- Ají morrón
- Berenjena
- Vainitas
- Remolacha
- Zapallo

(Torres, 2016)

Una cámara frigorífica se diseña almacenamiento a cierto tipo de productos, tomando en cuenta el punto de vista de negocio, los alimentos almacenados dentro de esta, deben poder ser albergados por un tiempo prudente (largo).

Los alimentos que se descomponen rápidamente y no pueden ser almacenados por mucho tiempo, no son bien vistos dentro del punto de vista de negocio como para la implementación de una cámara frigorífica, aunque suele haber excepciones. Algunos supermercados suelen almacenar este tipo de productos, sin embargo, para este diseño solo se tomará en cuenta alimentos que puedan ser almacenados por más de 3 meses. Lo siguiente que se debe hacer es identificar estos alimentos, para este caso se adjunta la Tabla 10 indicando este dato.

**Tabla 10**

*Especificaciones intrínsecas de los vegetales*

ESPECIE	TEMPERATURA (° C)	HUMEDAD RELATIVA (%)	TIEMPO DE ALMACENAMIENTO (días)
<b>A-B</b>			
<b>Aceituna fresca</b>	5-10	85-90	28-42
<b>Acelga</b>	0	95-100	10-14
<b>Acerola</b>	0	85-90	49-56
<b>Achicoria</b>	0	95-100	14-21
<b>Ajo</b>	0	65-70	180-210
<b>Albahaca</b>	0	85-95	7
<b>Alcaucil</b>	0	95-100	14-21
<b>Alcayota</b>	7	85-90	28-42
<b>Ananá</b>	7-13	85-90	14-28
<b>Anona</b>	5-7	85-90	28-42

<b>Apio</b>	0	98-100	30-90
<b>Apionabo</b>	0	97-99	180-240
<b>Arándano azul</b>	-0.5-0	90-95	14
<b>Arándano rojo</b>	2-4	90-95	60-120
<b>Arveja</b>	0	95-98	7-14
<b>Arveja china</b>	0-1	90-95	7-14
<b>Atemoya</b>	13	85-90	28-42
<b>Babaco</b>	7	85-90	7-21
<b>Banana – Plátano</b>	13-15	90-95	7-28
<b>Batata</b>	13-15	85-90	120-210
<b>Berenjena</b>	8-12	90-95	7
<b>Berro</b>	0	95-100	14-21
<b>Bledo</b>	0-2	95-100	10-14
<b>Bok Choy</b>	0	95-100	21
<b>Brócoli</b>	0	95-100	14-21
<b>Brates</b>	0	95-100	7
<b>germinados</b>			
<b>C-D-E</b>			
<b>Caimito</b>	3	90	21
<b>Calamondin</b>	9-10	90	14
<b>Caqui</b>	-1	90	90-120
<b>Carambola</b>	9-10	85-90	21-28
<b>Cebolla bulbo</b>	0	65-70	30-240
<b>Cebolla de verdeo</b>	0	95-100	21-28
<b>Cebollino</b>	0	95-100	14-21
<b>Cereza</b>	-1-0.5	90-95	14-21
<b>Ciruelas</b>	-0.5-0	90-95	14-35
<b>Coco</b>	0-1.5	80-85	30-60
<b>Coliflor</b>	0	95-98	21-28
<b>Colinabo</b>	0	98-100	60-90
<b>Col rizada</b>	0	95-100	10-14
<b>Chaucha</b>	4-7	95	7-10
<b>Cherimoya</b>	13	90-95	14-28
<b>Chicosapote</b>	15-20	85-90	14-21
<b>Chirivia</b>	0	95-100	120-180
<b>Choclo</b>	0-1.5	95-98	5-8
<b>Daikon</b>	0-1	95-100	120
<b>Damasco</b>	-0.5-0	90-95	7-21

<b>Dátiles</b>	-18-0	75	180-360
<b>Durazno</b>	-0.5-0	90-95	14-28
<b>Durión</b>	4-6	85-90	42-56
<b>Endivia</b>	0-3	95-98	14-28
<b>Escarola</b>	0	95-100	14-21
<b>Espárrago</b>	0-2	95-100	14-21
<b>Espinaca</b>	0	95-100	10-14
<b>F-G-H-I-J-K-L</b>			
<b>Feijoa</b>	5-10	90	14-21
<b>Frambuesa</b>	-0.5-0	90-95	2-3
<b>Fruto árbol del pan</b>	13-15	85-90	14-42
<b>Frutilla</b>	0-0.5	90-95	5-7
<b>Granada</b>	5	90-95	60-90
<b>Grosella</b>	-0,5-0	90-95	7-28
<b>Guanábana</b>	13	85-90	7-14
<b>Guayaba</b>	5-10	90	14-21
<b>Guinda</b>	0	90-95	3-7
<b>Haba</b>	0-2	90-98	7-14
<b>Higos</b>	-0.5-0	85-90	7-10
<b>Hinojo</b>	0-2	90-95	14-21
<b>Hongos comestibles</b>	0-1.5	95	5-7
<b>Jaboticaba</b>	13-15	90-95	2-3
<b>Jaca</b>	13	85-90	14-42
<b>Jenjibre</b>	13	65	180
<b>Jicama</b>	13-18	65-70	30-60
<b>Kiwano</b>	10-15	90	180
<b>Kiwi</b>	-0.5-0	90-95	90-150
<b>Kumquat</b>	4	90-95	14-28
<b>Lechuga</b>	0-2	98-100	14-21
<b>Lima</b>	9-10	85-90	42-56
<b>Limón</b>	10-13	85-90	30-180
<b>Litchi</b>	1-2	90-95	21-35
<b>Longan</b>	1-2	90-95	21-35
<b>M-N-O-P-Q</b>			
<b>Malanga</b>	7	70-80	90
<b>Mamey sapote</b>	13-18	85-95	14-42
<b>Mandarina</b>	4-7	90-95	14-28

<b>Mango</b>	13	90-95	14-21
<b>Mangostán</b>	13	85-90	14-28
<b>Manzana</b>	-1-4	90-95	30-180
<b>Maracuyá</b>	7-10	85-90	21-35
<b>Marañón</b>	0-2	85-90	35
<b>Melón Cantalupo</b>	2-5	95	15
<b>Inm.</b>			
<b>Melón Cantalupo mad</b>	0-2	95	5-14
<b>Melón (Otros)</b>	7-10	90-95	12-21
<b>Membrillo</b>	-0.5-0	90	60-90
<b>Mora</b>	-0.5-0	90-95	2-3
<b>Nabo</b>	0	90-95	120
<b>Naranja</b>	0-9	85-90	56-84
<b>Nectarines</b>	-0.5-0	90-95	14-28
<b>Níspero de Japón</b>	0	90	21
<b>Nopales</b>	2-4	90-95	14-21
<b>Ñame</b>	16	70-80	60-210
<b>Okra</b>	7-10	90-95	7-10
<b>P-R</b>			
<b>Palta</b>	3-13	85-90	14-56
<b>Papa inmadura</b>	7-16	90-95	10-14
<b>Papa madura</b>	3-5	90-95	150-300
<b>Papaya</b>	7-13	85-90	7-21
<b>Pepino</b>	10-13	95	10-14
<b>Pepino dulce</b>	5-10	95	28
<b>Pera</b>	-1.5-0.5	90-95	60-210
<b>Pera asiática</b>	1	90-95	150-180
<b>Perejil</b>	0	95-100	30-60
<b>Pimiento</b>	7-13	90-95	14-21
<b>Pitaya</b>	6-8	85-95	14-21
<b>Pomelo</b>	10-15	85-90	42-56
<b>Poroto Lima</b>	3-5	95	5-7
<b>Poroto seco</b>	4-10	40-50	180-300
<b>Puerro</b>	0	95-100	60-90
<b>Rabanito</b>	0	95-100	21-28
<b>Rábano picante</b>	-1-0	98-100	300-360
<b>Radichio</b>	0-1	95-100	14-21
<b>Rambutan</b>	10-12	90-95	7-21

<b>Remolacha c/hojas</b>	0	98-100	10-14
<b>Remolacha s/hojas</b>	0	98-100	120-180
<b>Repollo</b>	0	98-100	150-180
<b>Repollo de Bruselas</b>	0	95-100	21-35
<b>Repollo chino</b>	0	95-100	60-90
<b>Ruibarbo</b>	0	95-100	14-28
<b>Rutabaga</b>	0	98-100	120-180
<b>S-T-U-V-W-X-Y-Z</b>			
<b>Salsifi</b>	0	95-100	60-120
<b>Salsifi negro</b>	0	95-98	180
<b>Sandía</b>	10-15	90	14-21
<b>Sapote amarillo</b>	13-15	85-90	21
<b>Sapote blanco</b>	19-21	85-90	14-21
<b>Sapote negro</b>	13-15	85-90	14-21
<b>Tamarindo</b>	7	90-95	21-28
<b>Taro</b>	7-10	85-90	120-150
<b>Tomate verde maduro</b>	12.5-15	90-95	14-21
<b>Tomate rojo maduro</b>	8-10	90-95	8-10
<b>Tomate de árbol</b>	3-4	85-90	21-28
<b>Tomatillo</b>	13-15	85-90	21
<b>Topinanbur</b>	-0.5-0	90-95	120-150
<b>Tuna</b>	2-4	90-95	21
<b>Uva</b>	-0.5-0	90-95	14-56
<b>Yuca</b>	0-5	85-96	30-60
<b>Zanahoria c/hoja</b>	0	95-100	14
<b>Zanahoria s/hoja mad.</b>	0	98-100	210-270
<b>Zapallos</b>	10-15	50-70	60-160
<b>Zapallito</b>	5-10	95	7-14

*Nota.* Recuperado de <https://www.alimentatubienestar.es/frutas-y-verduras-de-temporada-para-cada-mes-del-ano/>. Copyright 2014 por AlimentatuBienestar. Reprinted with permission.

Se puede ver en la Tabla 11, el periodo de almacenaje de cada producto, las temperaturas y humedades relativas a las cuales deben almacenarse estos.

La cámara fría se va a diseñar a una cierta temperatura y humedad de enfriamiento, unos de los aspectos importantes a tomar en cuenta es que la temperatura de estos productos en almacenaje sea la misma.

Dada la siguiente hipótesis, conjuntamente con lo dicho anteriormente, los productos considerados son:

**Tabla 11**

*Vegetales seleccionados para el diseño*

Producto	Período de almacenaje	Temperatura de Almacenaje	Humedad
<b>Ajo</b>	180-210	0	75-60
<b>Papa</b>	100-300	3-5	90-95
<b>Remolacha</b>	120-180	0	98-100
<b>Zanahoria</b>	210-270	0	98-100
<b>Zapallo</b>	60-160	10-15	50-70
<b>Nabo</b>	120	0	90-95
<b>Repollo</b>	150-180	0	98-100

*Nota.* Elaborado por Héctor Terán

De antemano el zapallo debe ser descartado de la lista, debido a su temperatura de almacenaje, este puede ser almacenado únicamente en una cámara frigorífica cuya temperatura sea de 10 – 15 °C.

Por otro lado, uno de los aspectos importantes a considerar desde el mismo punto de vista de negocio es el tiempo en el que estos productos salen a la venta, dependiendo del mes en el que estos pueden ser cosechados.

Considerando este aspecto, es muy probable que las fechas de salida de estos productos no coincidan, por lo cual debe verse la necesidad de incluir productos que pueden ser almacenados menos tiempo, pero que tengan una gran demanda, con esto se garantiza una salida rápida de estos productos, así como también un mejor aprovechamiento de la cámara.

Con el mismo criterio para los productos anteriores, se procede a seleccionar estos:



**Tabla 12***Vegetales seleccionados para el diseño*

<b>Producto</b>	<b>Período de almacenaje</b>	<b>Temperatura de Almacenaje</b>	<b>Humedad</b>
<b>Brócoli</b>	14-21	0	95-100
<b>Arveja</b>	7-14	0	95-98
<b>Coliflor</b>	21-28	0	95-98
<b>Cebolla</b>	21-28	0	95-100
<b>Espinaca</b>	10-14	0	95-100
<b>Acelga</b>	10-14	0	95-100
<b>Lechuga</b>	14-21	0-2	98-100
<b>Perejil</b>	30-60	0	30-60
<b>Rábano</b>	21-28	0	21-28

*Nota.* Elaborado por Héctor Terán

Se han tomado de muestra productos dados en el país, y con el criterio de demanda.

Se debe tomar en cuenta que una cámara frigorífica puede diseñarse para otras temperaturas de almacenamiento, en la cual irían incluidos otros productos. Lo siguiente que debe tomarse en cuenta es el tiempo en que se siembran y cosechan dichos productos, el cual va adjunto en la siguiente tabla, se tomarán en cuenta únicamente los productos a temperatura de conservación de 0°C.

**Tabla 10**  
**Calendario de siembra y recolección por cultivo**

<b>CALENDARIO DE SIEMBRA Y RECOLECCIÓN (ORDENADO POR CULTIVO)</b>							
<b>Cultivo</b>	<b>Época de siembra</b>	<b>Recolección</b>	<b>Profundidad de siembra</b>	<b>Temperatura de germinación (min, óptima, máx).</b>	<b>Tiempo de germinación</b>	<b>Observaciones y transplante</b>	
AJO	OCTUBRE- ENERO	JUNIO - JULIO	- 2 - 4 cm			SIEMBRA DE ASIENTO	
ACELGA	MARZO-OCTUBRE	TODO AÑO	EL 2 cm	8- 20 - 30	7-9 DÍAS	SIEMBRA DE ASIENTO	
APIO	MARZO -JUNIO	OCT - FEB	0,2 cm	5-20-30	15-20 DÍAS	TRANSPLANTE A DOS MESES DE LA SIEMBRA	
BERENJENA	FEBRERO-MARZO	JUL - OCT	0,5 - 1 cm	15-25-35	7-10 DÍAS	TRANSPLANTE EN ABRIL - MAYO	
BORRAJA	PRIMAVERA Y OTOÑO	140 DÍAS	0,5 - 1 cm			SIEMBRA DE ASIENTO	
BONIATO	FEBRERO - MARZO	OCT - NOV	-			TRANSPLANTE DE RETOÑOS ABRIL - MAYO	
BRÓCOLI TEMPRANO	MAYO - JULIO	150 DÍAS	0,5 - 1 cm			TRANSPLANTE EN SEPTIEMBRE	
BRÓCOLI TARDÍO	AGOSTO	150 DÍAS	0,5 - 1 cm			TRANSPLANTE EN OCTUBRE - NOVIEMBRE	
CALABAZAS	MARZO - ABRIL	120 DÍAS	2 cm	10-25-35	5-10 DÍAS	SIEMBRA DE ASIENTO	

CALABACINES	MARZO - ABRIL	90 DÍAS	2 cm	10-25-35	5-10 DÍAS	SIEMBRA DE ASIENTO
CANÓNICOS	JULIO SEPTIEMBRE	- 90 -150 DÍAS	1 cm			SIEMBRA EN LÍNEA
CARDO	MARZO - MAYO	OCT - DIC	2 cm			SIEMBRA DE ASIENTO
CEBOLLA TEMPRANA	AGOSTO OCTUBRE	- MAY - JUL	1cm	5-20-30	8-10 DÍAS	TRANSPLANTE EN ENERO - FEBRERO
CEBOLLA TARDÍA	DICIEMBRE MARZO	- SEPT - OCT	1cm	5-20-30	8-10 DÍAS	TRANSPLANTE EN ABRIL - MAYO
COLES OTOÑO	DE ABRIL - JUNIO	150 DÍAS	0,5 - 1 cm	5-20-30	5-6 DÍAS	TRANSPLANTE EN JULIO - AGOSTO
COLES INVIERNOS	DE JUNIO - AGOSTO	150 DÍAS	0,5 - 1 cm	5-25-35	5-6 DÍAS	TRANSPLANTE EN OCTUBRE
COLES PRIMAVERA	DE SEPTIEMBRE - NOVIEMBRE	150 DÍAS	0,5 - 1 cm	5-25-35	5-6 DÍAS	TRANSPLANTE EN DICIEMBRE - FEBRERO
COLIFLORES TEMPRANAS	MAYO - JULIO	150 DÍAS	0,5 - 1 cm	5-25-35	5-6 DÍAS	TRANSPLANTE EN JULIO - SEPTIEMBRE
COLIFLORES TARDÍAS	JULIO SEPTIEMBRE	- 180 DÍAS	0,5 - 1 cm	5-25-35	5-6 DÍAS	TRANSPLANTE EN AGOSTO - OCTUBRE
ESCAROLA VERANO	DE MARZO - JUNIO	90 DÍAS	1cm			ACLAREO POSTERIOR
ESCAROLA INVIERNO	DE AGOSTO OCTUBRE	- 90 DÍAS	1cm			TRANSPLANTE EN NOVIEMBRE - DICIEMBRE
ESPINACA	AGOSTO FEBRERO	- 90 DÍAS	1 -2cm	5- (15-20)-30	5-7 DÍAS	A VOLEO

GUISANTE	OCTUBRE FEBRERO	-	120 DÍAS	3 -5 cm	12-20-30	5-10 DÍAS	SIEMBRA DE ASIENTO
HABAS	SEPTIEMBRE NOVIEMBRE	-	120 DÍAS	3-4cm	5-15-25		SIEMBRA DE ASIENTO
JUDÍAS	ABRIL - JULIO		90 - 100 DÍAS	3 -5 cm	2-20-30	5-10 DÍAS	SIEMBRA DE ASIENTO
LECHUGA INVIERNO	DE AGOSTO OCTUBRE	-	90 - 120 DÍAS	0,5cm	5-15-25	7-8 DÍAS	TRANSPLANTE EN SEPTIEMBRE - ENERO
LECHUGA PRIMAVERA	DE FEBRERO -MAYO		90 DÍAS	0,5cm	5-15-25	7-8 DÍAS	TRANSPLANTE EN MARZO – JUNIO
MAÍZ	ABRIL - JUNIO		AGO - SEPT	2 -3 cm			ASIENTO DE FORMA ESCALONADA
MELÓN	ABRIL - MAYO		120 DÍAS	1 -2 cm	12-26-35	3-7 DÍAS	SIEMBRA DE ASIENTO
NABO DE MESA	MARZO - OCTUBRE		60 DÍAS	0,5 - 1cm	5-20-30	3-6 DÍAS	SIEMBRA DE ASIENTO
PATATAS	FEBRERO - MAYO		JUN - SEPT	7 -8 cm			ENTERRAR LA PATATA ENTERA O MEDIA
PEPINOS	MARZO - JUNIO		100 DÍAS	1 -2 cm	12-26-35	3-7 DÍAS	SIEMBRA DE ASIENTO
PEREJIL	TODO EL AÑO		90 DÍAS	0,5cm	5-(20-25)-30	20-30 DÍAS	A VOLEO
PIMIENTO	FREBRERO - ABRIL		150 DÍAS	1cm	13-(20-25)-35	3-5 DÍAS	TRANSPLANTE EN ABRIL – MAYO
PUERROS	FEBRERO - JULIO		120 - 150 DÍAS	1-2cm	7-(15-18)-30	10-12 DÍAS	TRANSPLANTE EN ABRIL – SEPTIEMBRE
RABANITOS	TODO EL AÑO		40 DÍAS	0,5 - 1cm	5-15-30	4-6 DÍAS	A VOLEO
REMOLACHA	MARZO - JUNIO		90 DÍAS	2cm			ACLAREO POSTERIOR
SANDÍA	ABRIL - MAYO		120 DÍAS	2-3cm	13-25-35	6-8 DÍAS	SIEMBRA DE ASIENTO
TOMATE	FEBRERO - MAYO		150 DÍAS	0,5 -1cm	12-20-35	5-8 DÍAS	TRANSPLANTE EN ABRIL – JUNIO
ZANAHORIA	MARZO - OCTUBRE		120 DÍAS	1-2cm	6-18-30	12-15 DÍAS	SIEMBRA DE ASIENTO

*Nota.* Recuperado de <https://huertoladis.wordpress.com/calendario-de-siembras-y-cosechas/>. Copyright 2016 por Huerto Ladis. Reprinted with permission.

Tal y como se puede identificar en las siguientes tablas, se puede ver los meses en los que debe sembrarse los productos, y el tiempo que debe pasar para poderlos cosechar.

Entre todos los alimentos, se han considerado los más consumidos por el ecuatoriano promedio, así como también se ha tomado en cuenta el período de siembra y cosecha, con lo cual estos son:

Productos permitidos para almacenar en la cámara:

- Zanahoria
- Remolacha
- Nabo
- Repollo
- Espinaca
- Brócoli
- Coliflor
- Acelga
- Lechuga
- Perejil
- Rábano

El siguiente parámetro a tomar en cuenta son los períodos de salida a la venta de estos, para esto debe tomarse en cuenta únicamente el mes de cosecha, los vegetales serán escogidos según su mejor aprovechamiento.

A continuación, se detallará la información de estos vegetales tomando en cuenta los máximos tiempos tanto en siembra como en cosecha.

- En el caso de la zanahoria, esta se puede sembrar desde marzo hasta octubre, y su recolección es en 120 días, es decir 4 meses. Considerando la primera siembra en marzo, la primera cosecha sería en julio, mes donde se da la segunda siembra, y la segunda cosecha se da en noviembre.
- En caso de la remolacha, este se puede sembrar desde marzo a junio, y su tiempo de cosecha es 90 días, es decir 3 meses. Suponiendo la siembra empieza en marzo, de la misma forma debe ser cosechada en Junio, mes que

puede ser aprovechado para volver a sembrar, siendo la segunda cosecha en el mes de Septiembre.

- La espinaca puede ser sembrada desde agosto hasta febrero, y su tiempo de cosecha es 90 días, es decir 3 meses. Suponiendo que son sembradas en agosto, su recolección sería en noviembre, mes en el cual se puede volver a sembrar, siendo la segunda cosecha en el mes de febrero, donde se realiza la siguiente plantación.
- En caso del brócoli, este se siembra desde mayo hasta julio, y su tiempo de cosecha es 150 días, 5 meses. Considerando la primera siembra en el mes de mayo, su cosecha sería en el mes de octubre, siendo una sola siembra al año en dicho terreno.

En caso del repollo (col), se tomará en cuenta los 3 casos, considerando que los 3 se cosechan después de 150 días de haber sembrado.

- La col de Otoño puede ser sembrada entre Abril hasta Junio
- Col de Invierno puede ser sembrada entre Junio y Agosto
- Col de Primavera puede ser sembrada entre Septiembre y Noviembre

La col de invierno puede ser sembrada entre abril y junio. Considerando su primera siembra en abril, su cosecha sería en septiembre, mes en el cual se puede sembrar la col de primavera, para su cosecha en febrero.

- En caso de las coliflores, existen las coliflores tempranas, y las coliflores tardías, las cuales se siembran en los períodos de mayo a julio, y de julio a septiembre respectivamente. Ambas se cosechan a los 150 días de haberse sembrado. Considerando la siembra de coliflores tempranas en el mes de mayo, la primera cosecha fuera en el mes de septiembre, mes en el cual pueden ser sembradas las coliflores tardías, siendo su cosecha en febrero.
- El nabo puede ser sembrado entre marzo y octubre, y su tiempo de cosecha después de haberse sembrado es 60 días (2 meses). Considerando su primera siembra en marzo, su primera cosecha sería en mayo, mes donde se da la segunda siembra, y su segunda cosecha será en junio, mes donde se da su tercera siembra, y su tercera cosecha será en agosto, mes donde puede sembrarse por cuarta vez, siendo su última cosecha en octubre- noviembre.

- El rábano es un vegetal que puede ser sembrado durante todo el año, y el tiempo para su cosecha tarda 40 días, lo cual este producto puede proveerse casi todos los meses. Un promedio se tomará 2 meses entre siembra y cosecha, siendo un total de 6 veces en el año.
- De la misma forma el perejil se puede sembrar durante todo el año, y el tiempo para su cosecha será de 3 meses. Habiendo un total de 4 cosechas al año.
- Por último, la lechuga se da en los intervalos entre agosto-octubre, y febrero-mayo, su tiempo en que puede cosecharse después de haberse sembrado es de 90 días (3 meses). Considerando la primera siembra en agosto, su primera cosecha será en noviembre. La segunda siembra será en febrero, siendo su segunda cosecha en mayo.

Una vez levantada la información, se procede a detallar cada producto.

**Tabla 14**

*Productos cosechados 2 veces por temporada*

Producto	1er Siembra	1er Cosecha	2da Siembra	2da Cosecha
Zanahoria	Marzo	Julio	Julio	Noviembre
Remolacha	Marzo	Junio	Junio	Septiembre
Espinaca	Agosto	Noviembre	Noviembre	Febrero
Brócoli	Mayo	Octubre		
Col	Abril	Septiembre	Septiembre	Febrero
Coliflor	Mayo	Septiembre	Septiembre	Febrero
Lechuga	Agosto	Noviembre	Febrero	Mayo

*Nota.* Elaborado por Héctor Terán

**Tabla 15**

*Productos cosechados varias veces al año*

Producto	Nabo	Rábano	Perejil
1er Siembra	Marzo	Enero	Enero
1er Cosecha	Mayo	Febrero	Abril
2da Siembra	Mayo	Marzo	Abril
2da Cosecha	Julio	Abril	Julio
3er Siembra	Julio	Mayo	Julio
3er Cosecha	Septiembre	Junio	Octubre

<b>4ta Siembra</b>	Septiembre	Julio	Octubre
<b>4ta Cosecha</b>	Noviembre	Agosto	Enero
<b>5ta Siembra</b>		Septiembre	
<b>5ta Cosecha</b>		Octubre	
<b>6ta Siembra</b>		Noviembre	
<b>6ta Cosecha</b>		Diciembre	

*Nota.* Elaborado por Héctor Terán.

Por otro lado, se puede apreciar que casi todos los productos empiezan su primera cosecha en julio, este mes será crítico, ya que deberá soportar la mayor cantidad de cargas térmicas.

Una vez identificados ya los productos, se procede a hallar cuál es su demanda de consumo promedio a nivel nacional.

Para esto se identificará una ciudad promedio, para este caso se determinará la densidad poblacional de la muestra de donde se obtenga esta demanda, y se la adaptará hacia la densidad poblacional de Latacunga.

Se deben considerar las ciudades anteriormente investigadas. Para este caso:

En Ecuador, según los censos realizados se estima para el año 2016, una población de 16'529.000 habitantes, con una tasa de incremento anual de 1.84%, por lo cual haciendo cuentas para el año 2018, se tiene una población de 17'143.682 habitantes. (datosmacro.com, s.f.)

Según información obtenida del 2015, Cuenca tenía una población de 580000 habitantes, considerando la tasa de incremento de 1.84%, la población para el 2018 será de 612.644 habitantes (eltiempo.com.ec, 2015)

Según encuestas realizadas a la población de la ciudad de Cuenca, la cual consta de 22698 hogares, considerando un promedio de 4.4 personas por hogar, la población interpretada de las personas por encuestas es 99871 personas. (Parra, 2014)

En 2014 Latacunga tenía una población de 143.979 habitantes, aproximando al 2018, tendrá: 154.884 habitantes. (INEC, 2014)

Para los cálculos se considera que en primer lugar gran parte del producto va hacia los mercados, donde estos son más consumidos, a su vez una parte menor va a hacia estos supermercados, donde el producto es de costo más elevado, pero con mejor servicio.



Considerando una población de 154.884 habitantes, que es la actual de Latacunga, se tiene en cuenta la venta por mercados, tiendas, etc., siendo esta la mayor parte.

No se tiene exactamente una cantidad específica sobre la cantidad de producto que va hacia los supermercados, por lo cual se tomará en cuenta un 40% del producto que se destina hacia los supermercados. En una ciudad promedio se tienen 2 o 3 supermercados que tienden a vender estos productos, lo que significa que para 2 locales se considera un 20% del producto para cada local. Se debe considerar la cantidad de producto que se consume, ya sea que esta cantidad se de en meses, días, años, etc. Para el caso de la zanahoria, nabo, perejil rábano, remolacha y espinaca se tiene en la ciudad de Cuenca, el consumo aproximadamente en atados es de 54447, 22080, 6942, 14218, 14270 y 10204 respectivamente al año. (Parra, 2014)

Considerando que 1 atado de zanahoria, nabo, perejil rábano, remolacha y espinaca pesan 1kg, 1kg, 0.05 Kg, 0.5 Kg, 1.33 Kg, 0.15Kg respectivamente. (COEFICIENTES DE CONVERSION DE UNIDADES DE ALIMENTOS A KG., s.f.)

Se procede a calcular la demanda en Kg, tomando en cuenta que la muestra de dichos datos es de 23232 familias, donde la familia promedio tiene 4.4 personas.

Considerando que 1 atado pesa 1kg, y que la población encuestada en Cuenca fue 99871 habitantes, la cantidad de atados consumidas en Latacunga es: 78494 kg

Considerando el 20% del producto que va hacia cada supermercado se tiene: 15698 Kg. Este mismo cálculo se procede a realizar con el resto de vegetales cuya demanda está dada en atados, teniendo:

**Tabla 16**

*Peso en kg de los vegetales seleccionados*

Producto	# Atados	Peso por atado (kg)	Peso total (Kg)	Peso considerando el 20% (Kg)
Zanahoria	54447	1	54447	15699
Nabo	22080	1	22080	63667

Perejil	6942	0.05	347.1	101
Rábano	14218	0.5	7109	1624
Remolacha	14270	1.33	18980	5473
Espinaca	10204	0.15	1531	442

*Nota.* Elaborado por Héctor Terán

Para el resto de vegetales se obtiene de la misma forma que: para el brócoli, col, coliflor y lechuga, se obtuvo 65069, 18233, 28269 y 39895 unidades demandadas respectivamente. Se tiene para las unidades de brócoli, col, coliflor y lechuga pesan aproximadamente 1.5Kg, 0.7Kg, 2Kg y 1kg respectivamente. (Dietética, s.f.)  
(COEFICIENTES DE CONVERSION DE UNIDADES DE ALIMENTOS A KG., s.f.)

Se procede a realizar el mismo cálculo realizado anteriormente con los atados, pero esta vez con unidades, adaptando dicha población a Latacunga, teniendo lo siguiente:

**Tabla 17**

*Peso de las verduras en kilogramos*

Producto	# Unidades	Peso por unidad (kg)	Peso total (Kg)	Peso considerando el 20% (Kg)
Brócoli	65069	1	65069	18762
Col	18223	0.7	12756	3678
Coliflor	28209	2	56418	16267
Lechuga	39895	1	39895	11503

*Nota.* Elaborado por Héctor Terán

Una vez que se obtiene las masas totales de los productos, se procede a ubicarlos en una tabla para tener en cuenta los meses en que salen a la venta tanto en temporadas altas como en bajas.

**Tabla 18**

*Vegetales por cantidad al año (kg)*

Producto	Cantidad al año (kg)
Zanahoria	15699
Nabo	63667
Perejil	101

Rábano	1624
Remolacha	5473
Espinaca	442
Brócoli	18762
Col	3678
Coliflor	16267
Lechuga	11503

*Nota.* Elaborado por Héctor Terán

Sin embargo, antes de dicho procedimiento se considera cuáles son los productos más aptos para el diseño, para ello se considera su tiempo de salida a la venta, así como también el tiempo que este puede ser almacenado y la cantidad que se vende, de esta forma se tendrá un mejor aprovechamiento de la cámara.

Para este caso se han escogido:

- Zanahoria
- Remolacha
- Nabo

Estos 3 productos aparte de poder ser almacenados por gran cantidad de tiempo, también son de los más demandados y sus tiempos de salida a la venta coinciden teniendo una tolerancia de + - (1/2) meses. Tal y como se puede apreciar entre los 3 productos, estos son sembrados en el mes de marzo, y su última cosecha se las realiza en septiembre, octubre y noviembre, lo cual se puede decir que es rentable la implementación de la cámara para dichos productos.

El siguiente que se debe realizar es identificar las temporadas de venta de estos, considerando que apenas se cosechan inicia la temporada alta. Debido a falta de datos de los meses de temporadas altas y bajas, se tomará una relación entre mes de temporada alta respecto al mes de temporada baja de 3/2.

Entonces se ordena de la siguiente manera:

### **Tabla 19**

*Producción de zanahoria según la temporada*

Temporada	Mes	Peso (Kg)
Alta	Julio	2325

	Agosto	2325
<b>Baja</b>	Septiembre	1600
	Octubre	1600
<b>Alta</b>	Noviembre	2325
	Diciembre	2325
<b>Baja</b>	Enero	1600
	Febrero	1600
	Marzo	
	Abril	
	Mayo	
	Junio	
<b>Total</b>		15700

*Nota.* Elaborado por Héctor Terán

## Tabla 20

*Producción de remolacha según la temporada*

Temporada	Mes	Peso (Kg)
<b>Alta</b>	Junio	700
	Julio	700
<b>Baja</b>	Agosto	535
	Septiembre	535
<b>Alta</b>	Octubre	700
	Noviembre	700
	Diciembre	535
<b>Baja</b>	Enero	535
	Febrero	535
	Marzo	
	Abril	
	Mayo	
<b>Total</b>		5473

*Nota.* Elaborado por Héctor Terán

## Tabla 21

*Producción de Nabo según la temporada*

Temporada	Mes	Peso (Kg)
<b>Alta</b>	Mayo	9000
<b>Baja</b>	Junio	6917

<b>Alta</b>	Julio	9000
<b>Baja</b>	Agosto	6917
<b>Alta</b>	Septiembre	9000
<b>Baja</b>	Octubre	6917
<b>Alta</b>	Noviembre	9000
<b>Baja</b>	Diciembre	6917
	Enero	
	Febrero	
	Marzo	
	Abril	
	<b>Total</b>	<b>63667</b>

*Nota.* Elaborado por Héctor Terán

En los meses de marzo-abril, la cámara quedará desocupada y sin ningún producto, lo cual quedaría fuera de funcionamiento en esos 2 meses, y a su vez serviría para el mantenimiento de la misma.

Lo segundo que debe tomarse en cuenta, es que se debe tratar de que la cámara sirva de mayor prioridad para el nabo, dado que es el producto con mayor demanda. Una vez obtenidos los pesos de cada alimento, se procede a calcular el número de bins, para ello se tomará en cuenta el volumen que ocupa cada unidad del alimento, o su densidad.

- La unidad de zanahoria ocupa un volumen de  $200 \text{ cm}^3$ .
- La unidad de remolacha tiene un volumen de  $182 \text{ cm}^3$ .
- La unidad de nabo ocupa un volumen de  $100 \text{ cm}^3$ .

Transformando a  $m^3$ .

- La unidad de zanahoria ocupa un volumen de  $0.0002 \text{ m}^3$ .
- La unidad de remolacha tiene un volumen de  $0.00018 \text{ m}^3$ .
- La unidad de nabo ocupa un volumen de  $0.0001 \text{ m}^3$ .

Lo siguiente a considerar es la masa que tiene cada unidad de estos:

- La unidad de zanahoria pesa 0.15Kg.
- La unidad de remolacha pesa 0.13Kg.
- La unidad de nabo pesa 0.15Kg.

(COEFICIENTES DE CONVERSION DE UNIDADES DE ALIMENTOS A KG., s.f.)

Significa que las densidades para estos alimentos son:

- Zanahoria:  $750 \frac{kg}{m^3}$ .
- Remolacha:  $722 \frac{kg}{m^3}$ .
- Nabo:  $1500 \frac{kg}{m^3}$ .

Las dimensiones de los bins son:  $1.22 * 1.22 * 0.91$

Teniendo un volumen de  $1.35 m^3$ .

Por lo cual la cantidad de producto que puede caber en cada bin es:

- Zanahoria:  $1013 \frac{kg}{bin}$ .
- Remolacha:  $975 \frac{kg}{bin}$ .
- Nabo:  $2026 \frac{kg}{bin}$ .

Una vez obtenida la densidad (cantidad de producto que puede caber en un determinado espacio).

Se debe identificar que al momento de apilar las verduras, deben ser tal que estas no ejerzan presión sobre otras, ya que esto ocasionaría pérdida en su calidad. Para el caso de la zanahoria y remolacha se considera que pueden ocupar  $\frac{2}{3}$  del bin sin mayor problema.

En caso del nabo lo recomendable es ocupar  $\frac{1}{2}$  del bin, para mantener mejor la distribución, y a su vez no sobrecargar mucho el bin.

De las cantidades totales se puede obtener el número de productos que pueden ser almacenados por bin, para este caso los bins utilizados serán tomados de (Becerra, 2003)

**Tabla 22***Número de bins según el vegetal*

Producto	Peso que puede albergar el bin (kg)	Peso total (kg)	Número de bins
Zanahoria	675	15700	24
Remolacha	650	5473	9
Nabo	1013	63667	63
<b>Total de bins</b>			<b>96</b>

*Nota.* Elaborado por Héctor Terán

Una vez establecido el número de bins a utilizar y las dimensiones del bin, se procede a identificar las diferentes distribuciones de los bins y verificar la más eficiente.

Para la realización de estos cálculos deben considerarse las medidas del bin, y el número de bins por cada distribución.

Siendo estos:

Siendo estos:

$$a = 1.22$$

$$l = 1.22$$

$$h = 0.91$$

Con los datos de la ecuación 4; nos da los parámetros fundamentales para realizar esta selección es identificar que el volumen sea contenido en la menor sección posible, esto permitirá que las ganancias térmicas por superficie sean menores.

**Tabla 23***Distribución de bins*

Distribución de los bins			# bins	Volumen ( $m^3$ )	Superficie total ( $m^2$ )	#bins/Sup total
Alto (Bh)	Ancho(Ba)	Largo(Bl)				
4	4	6	96	130,026624	160,2592	0,599029572
4	6	4	96	130,026624	160,2592	0,599029572
4	5	5	100	135,4444	163,236	0,612609963
3	6	6	108	146,279952	187,0992	0,577233895
5	4	5	100	135,4444	159,454	0,627140116
3	4	8	96	130,026624	175,192	0,547970227

4	3	8	96	130,026624	169,1408	0,567574471
2	9	5	90	121,89996	196,1272	0,458885866
3	5	7	105	142,21662	184,1224	0,570272819

*Nota.* Elaborado por Héctor Terán

La opción número 3 es la mejor, debido a que aparte de contener menor área, deja almacenar más cantidad de bins que los necesarios.

Dicha distribución excede en 4 bins a los necesarios, para cálculos posteriores se asignarán 3 bins adicionales para Nabo y 1 para zanahoria, con lo cual se tiene la nueva capacidad de almacenamiento de la cámara, siendo esta:

## Tabla 24

*Número de bins según el peso*

Producto	Peso que puede albergar el bin (kg)	Número de bins	Peso total (kg)
Zanahoria	675	25	16875
Remolacha	650	9	5850
Nabo	1013	66	66858
<b>Total de bins</b>		100	89583

*Nota.* Elaborado por Héctor Terán

Dado el tamaño estimativo de la cámara, para el diseño se considera un apilamiento de cinco bins; espacio entre bins y techo de 0,5 m; espacio entre bins y muros de 0,6 m y espacio entre bins de 0,15 m. Se debe dejar un pasillo interior de 3,4 m de ancho, para facilitar la carga y descarga con horquilla elevadora.

## Tabla 25

*Características de distribución de bins*

Condiciones de diseño	Distancia (m)
Separación entre bins	0.15
Separación bin-muro	0.60
Separación bin-techo	0.50
Altura de 4 bins sin espaciamento	3.64
Ancho de 5 bins sin espaciamento	6.10
Largo de 5 bins sin espaciamento	6.10



Ancho del pasillo para entrada	3.40
Número de bins en altura	4
Número de bins en ancho	5
Número de bins en largo	5
<b>Número total de bins</b>	<b>100</b>

*Nota.* Elaborado por Héctor Terán

Utilizando las distancias de separación de la **¡Error! No se encuentra el origen e la referencia.**, se determina el largo, ancho y altura total interior de la cámara de refrigeración, las cuales se encuentran en la scarga **con** horquilla elevadora.

El pasillo interior puede ser ubicado tanto en el ancho de la cámara, como en el largo. De esta tabla, se desprende que la mejor distribución, manteniéndose constante la altura, es colocar el pasillo en el largo de la cámara, ya que expone una menor área para las necesidades de almacenamiento requeridas.

Para el largo, debido a que son 5 columnas de bins, se procede a aumentar una columna, con el objetivo de tener mejor estética, a la vez que entre la columna sobrante y la añadida, se tiene el pasillo de 3,40m para que se pueda desplazar la plataforma.

Para este caso únicamente, se toma en cuenta la dimensión de 4 bins sin espaciamiento, la cual es 4.88m, considerando el corredor, donde van incluidos 2 columnas de bins y el pasillo 3.4m, y los espacios entre bins, se tiene una distancia de 9.78m

**Tabla 26**

*Dimensiones de pasillo*

<b>Dimensiones</b>	<b>Pasillo largo</b>
Altura ( <i>m</i> )	4.14
Ancho ( <i>m</i> )	7.90
Largo ( <i>m</i> )	9.78
Área del piso y techo ( <i>m</i> <sup>2</sup> )	77.262
Área paredes ancho ( <i>m</i> <sup>2</sup> )	64.412
Área paredes largo ( <i>m</i> <sup>2</sup> )	80.978
Área total ( <i>m</i> <sup>2</sup> )	222.652
Volumen interior ( <i>m</i> <sup>3</sup> )	319.864

*Nota.* Elaborado por Héctor Terán

Considerando los espacios entre bins, muros y pasillos interiores, las dimensiones reales internas de la cámara corresponden a las indicadas en la tabla 26. En las Figuras 45 y 46 se muestra el detalle del dimensionamiento de la cámara según la distribución elegida. Las dos hileras de bins ubicadas al centro indican la cantidad adicional que puede ser almacenada en el pasillo.

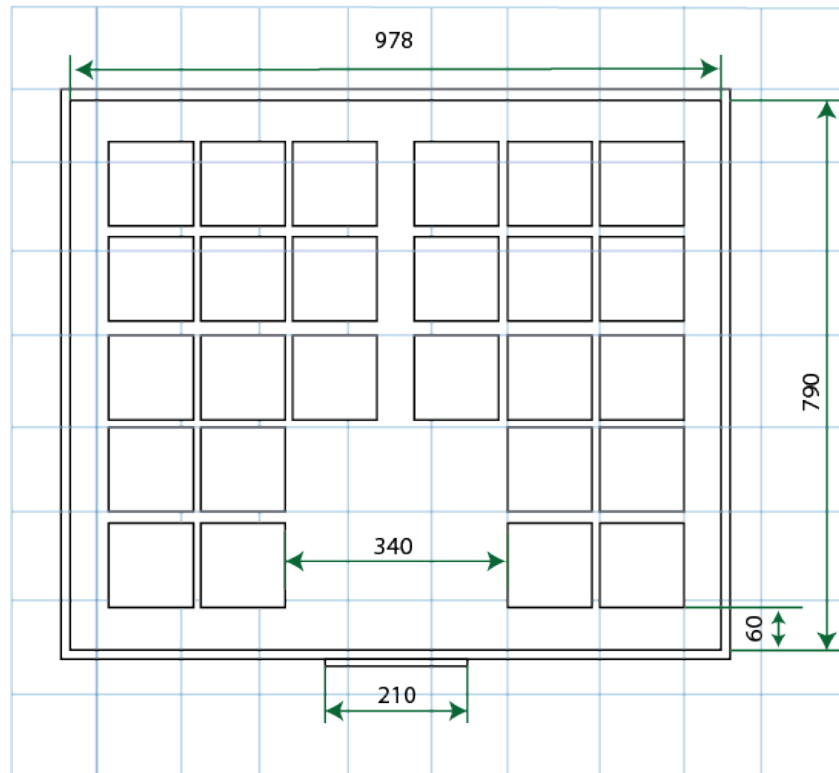


Figura 45. Vista en planta de dimensiones interiores de la cámara y distribución de bins

Ilustración: Héctor Terán

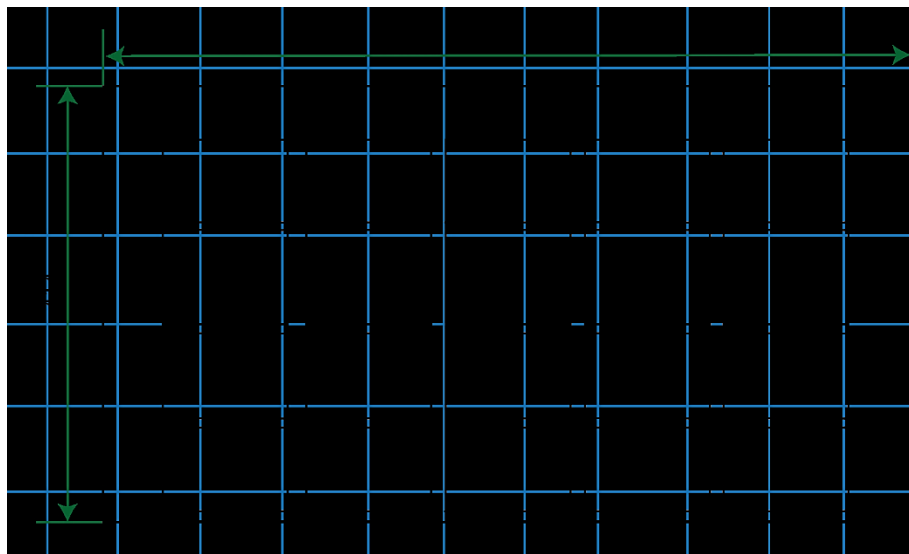


Figura 45. *Vista en elevación y dimensiones de la cámara.*  
Ilustración: Héctor Terán

### 3.3. Condiciones de diseño

Una vez identificados los productos, y los parámetros constructivos, lo siguiente a tomarse en cuenta es la ubicación, es decir las condiciones de diseño durante los meses de funcionamiento de la cámara a proyectar, para este caso, temperaturas y humedad relativa. Para este análisis se incluyen las temperaturas mínimas ambientales y del suelo para los meses fríos del año.

Para el cálculo del coeficiente de convección externo, se considera una curva típica de velocidades acorde a la temporada de funcionamiento de la cámara, sin embargo, dado que el resultado en carga térmica no será muy relevante, se realizará un promedio entre todos estos valores.

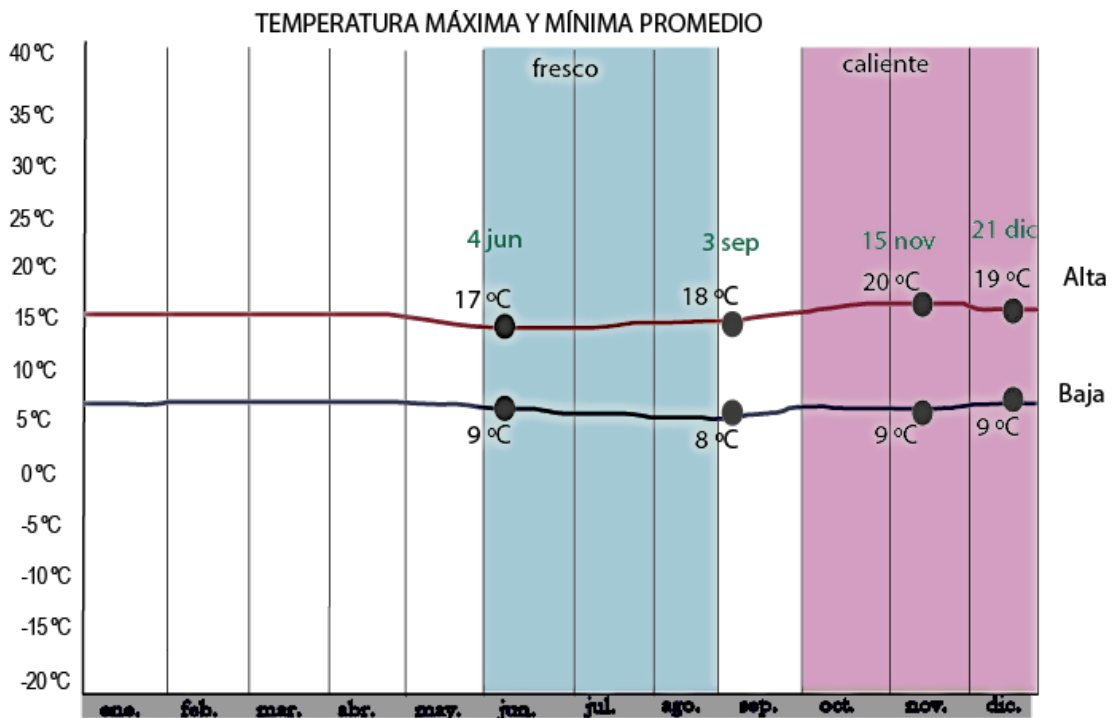
En Latacunga, el verano es de corto lapso y nublado, mientras que los inviernos de igual forma son cortos, pero fríos y poco nublados. En el recorrido del año, la temperatura generalmente varía entre los 8 °C a 20 °C pero en ocasiones no frecuentes, baja a menos de 5 °C o se eleva a más de 22 °C. (Spark, 2018)

#### Temperatura

La temporada se encuentra en un rango de 2,1 meses, empieza el 16 de octubre y finaliza el 21 de diciembre, teniendo una temperatura máxima promedio por día de más de 19 °C. El 15 de noviembre se tacha como el día más caluroso del año,

que tiene una temperatura máxima promedio de 20 °C y una temperatura mínima promedio de 9 °C.

Desde 4 de junio al 27 de agosto, es la temporada fresca que tiene una duración de 2,7 meses, con una temperatura máxima promedio diario de 17 °C. El 3 de septiembre es el día más frío, con una temperatura mínima promedio de 8 °C y máxima promedio de 18 °C.



La temperatura máxima (línea roja) y la temperatura mínima (línea azul) promedio diaria con las bandas percentiles 25° a 75°, y 10° a 90°.

Figura 46. Temperaturas máxima y mínima promedio, Weather Underground (2001).

La figura 47 muestra una ilustración compacta de las temperaturas promedio por hora de todo el año. El eje horizontal representa el día del año mientras que el eje vertical representa la hora y finalmente el color es la temperatura promedio para ese día con dicha hora.

## Humedad

Esta determina si el sudor se evaporará de la piel, enfriando así el cuerpo. A diferencia de la temperatura, el punto de rocío suele cambiar más lentamente, por tal,

aunque la temperatura en la noche descienda, en un día húmedo por lo general la noche es húmeda.

En Latacunga el nivel de humedad, en porcentaje de tiempo en el cual el nivel de comodidad de humedad es insoportable, no tiende a cambiar considerablemente durante el año, y se mantiene prácticamente constante en 0 %.



Figura 47. Niveles de comodidad de la humedad, TheWeatherChannel (2008).

Debe tomarse en cuenta que esta curva nos indica únicamente las variaciones de temperatura, siendo casi nulas por lo cual la humedad es constante.

El Ing, Andrés Proaño, recomienda una humedad relativa de 80%. (Montoya, 2006)

## Viento

Esta sección trata sobre el vector de viento promedio por hora del área ancha (velocidad y dirección) a 10 metros sobre el suelo. El viento depende en gran porcentaje de la topografía local y diversos factores, así también la velocidad instantánea y dirección del viento varían en más proporción que los promedios por hora.

La parte con más viento en el año tiene una duración de 3,4 meses, que va desde el 4 de junio al 17 de septiembre, determinados con velocidades promedio del viento mayores a 9,1 kilómetros por hora. El 1 de agosto es el día con más viento del año, que data con una velocidad promedio del viento de  $12,7 \frac{Km}{h}$ .

La época más tranquila del año tiene una duración de 8,6 meses, que va desde el 17 de septiembre al 4 de junio. El 8 de febrero se detalla como el día más calmado del año, que tiene una velocidad promedio del viento de  $5,6 \frac{Km}{h}$ .

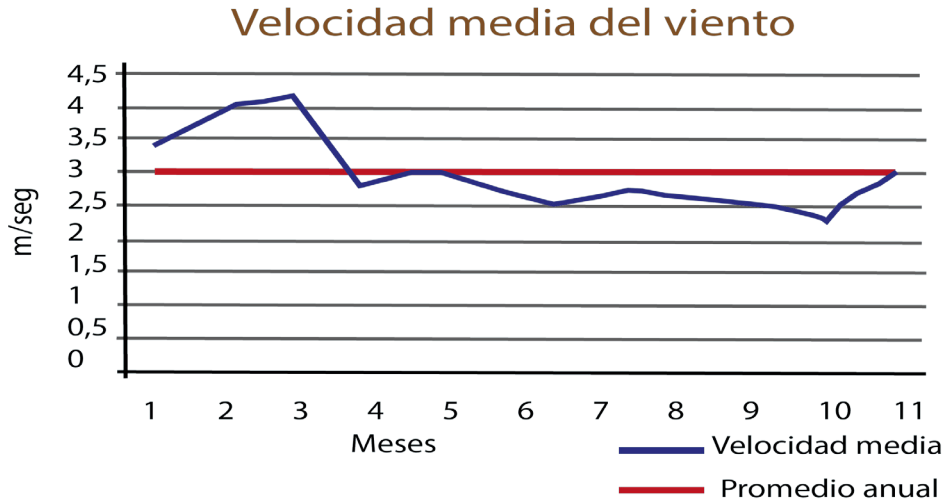


Figura 48. Velocidad promedio del viento, Climatología (2013)

**Tabla 27**

*Condiciones atmosféricas exteriores de diseño para el sector*

Mes	Temperatura de Diseño Ambiental °C	Temperatura a mínima ambiental de Diseño °C	Humedad relativa promedio (%)	Temperatura de Diseño del Suelo °C	Temperatura a mínima de diseño del suelo °C
Mayo	18	9.5	80	8.5	8.5
Junio	17	9	80	9	8
Julio	17	8.5	80	9	8
Agosto	17	8.5	80	8	6.5
Septiembre	18	8	80	9	6
Octubre	19	9	80	7	4
Noviembre	20	9	80	9	3
Diciembre	19	9	80	5	5
Enero	19	10	80	8	9
Febrero	19	10	80	8	9

Nota. Elaborado por Héctor Terán

Lo siguiente que debe tomarse en cuenta son las condiciones térmicas de los productos al ingresar a la cámara, estas dependen de la temperatura a las cuales estos fueron cosechados, otro parámetro para obtener este dato son las temperaturas de germinación de dichos productos, siendo estas:

- Zanahoria: 9°C
- Remolacha: 9°C
- Nabo: 18°C

**Tabla 28**

*Temperaturas de ingreso de los productos*

Tipo de Producto	Kg de producto por bin	Temperatura de ingreso (°C)
Zanahoria	675	9
Remolacha	650	9
Nabo	1013	18

*Nota.* Elaborado por Héctor Terán

De la misma forma, se determinan las condiciones de ingreso del embalaje según el mes en el cual son almacenados.

**Tabla 29** *Peso y temperaturas de ingreso de los bins*

Tipo de embalaje	Peso (Kg)	Dimensiones (m)	Temperatura de ingreso °C
Bin mayo	110	1.22*1.22*0.91	18
Bin junio	110	1.22*1.22*0.91	17
Bin julio	110	1.22*1.22*0.91	17
Bin septiembre	110	1.22*1.22*0.91	18
Bin noviembre	110	1.22*1.22*0.91	20

*Nota.* Elaborado por Héctor Terán

Como se dijo anteriormente, la cámara empieza a funcionar desde el mes de mayo, mes donde se dan las primeras cosechas de Nabo, se debe tomar en cuenta que todo producto debe ser enfriados a la temperatura de diseño a medida este entre a la cámara.

El funcionamiento de la cámara finaliza en el mes de febrero, cabe destacar que en dicho mes solo se consideran temperaturas ambientales y del suelo y humedad relativa de diseño para dicho periodo.

La temperatura de ingreso de las raíces de los productos es la temperatura del suelo a 10 cm de profundidad en el periodo de cosecha que se efectúa en el mes de marzo, mientras tanto, la temperatura de ingreso del nabo corresponde a la temperatura de diseño durante la cosecha realizada en el mes de mayo, julio, septiembre y noviembre. No se considera el efecto de un alza de temperatura de las raíces antes de ingresar a la cámara, ya que éstas se irán guardando inmediatamente en la medida que los bins sean llenados por los productos.

### **3.4. Especificaciones constructivas**

Las características de los componentes ocupados en la construcción de la cámara de refrigeración se detallan más adelante.

Para la elaboración de muros y techo se usan paneles Rudnev de 100 mm de espesor, tomando en cuenta las especificaciones del fabricante para cámaras con temperaturas interiores de 0°C. Se usa un panel de tipo auto soportante, con sistema machihembrado de unión lateral formado por un núcleo de poliestireno expandido de 100 mm de espesor, recubierto por con una lámina de acero galvanizado y pre pintado de 0,5 mm de espesor por las dos caras. La barrera de vapor se forma con la lámina de acero exterior.

Ventajas del panel, respecto a construcción de albañilería:

- Permite fácil montaje.
- Sus materiales otorgan resistencia mecánica y oposición a la corrosión.
- Las uniones entre paneles evitan los puentes térmicos.
- Se asegura la hermeticidad de la cámara, disminuyendo el intercambio térmico con el exterior, y cuidando al producto de enfermedades y plagas.

Los muros se fijan encima de una base de cemento, con ángulo de aluminio y remaches POP, las uniones esquineras son hechas con perfil ángulo y remaches POP los paneles del cielo suspendidos mediante un sistema tensor implementado con discos de aluminio, perno de poliamida central, tensor, cadena y grilletes de alta seguridad con resistencia de 400 kg de carga de trabajo.



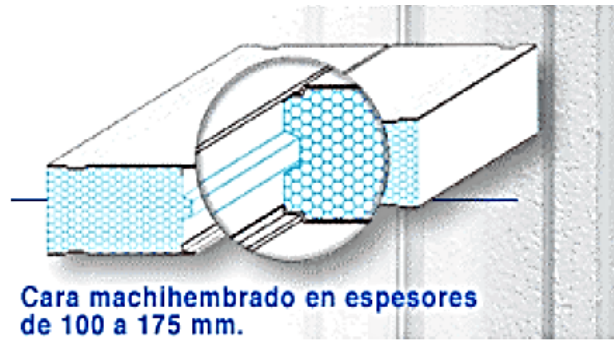


Figura 49. Detalle de unión machihembra entre paneles, Aislapol (2003)

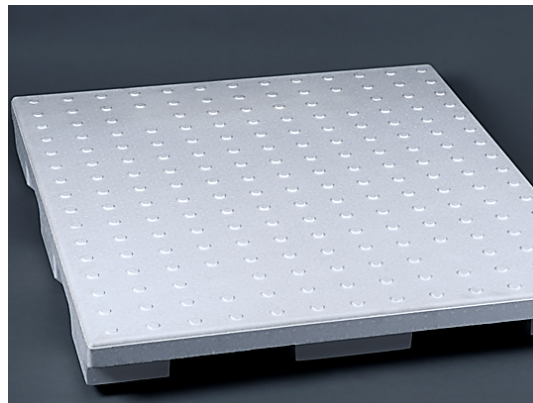


Figura 50. Detalle de unión panel - piso y panel - muro o panel – cielo, Aislapol (2003).

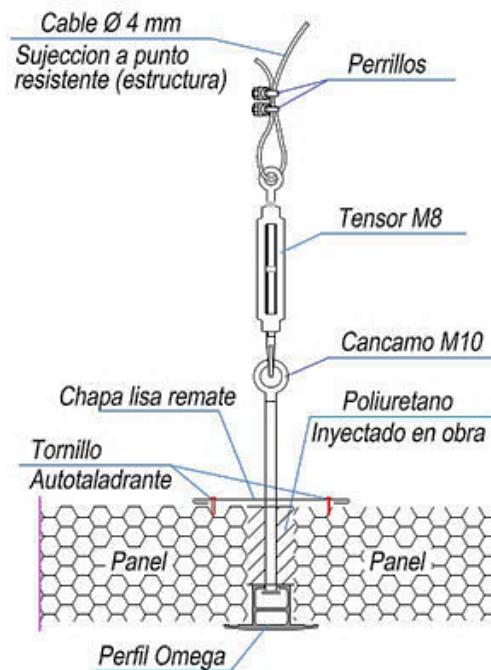


Figura 51. Detalle del sistema de sujeción del cielo, Center-Panel (2012)

El piso tiene una capa inferior de polietileno de 0,4 mm de espesor que cumple la función de un sello de vapor, sobre la cual se ubicará un radier de 200 mm de espesor,

luego un núcleo de poliestireno expandido de densidad  $30 \text{ kg/m}^3$  y espesor de  $50 \text{ mm}$ , junto a una losa de hormigón armado de  $100 \text{ mm}$  de espesor.

Las especificaciones técnicas de AISLAPOL, describen que la resistencia a la compresión del poliestireno expandido de densidad  $30 \text{ kg/m}^3$  es de  $1 \text{ kg/cm}^2$ . La presión máxima de una columna de 5 bins con producto es de  $3.100 \text{ kg/m}^2$ . La presión ejercida por el hormigón armado de  $100 \text{ mm}$  es de  $270 \text{ kg/m}^2$ . La presión total ejercida por los productos y el piso de hormigón es de  $3.370 \text{ kg/m}^2$  o  $0,38 \text{ kg/cm}^2$ , por tal razón la resistencia a la compresión del aislante es 3 veces mayor a la carga ejercida sobre el mismo.

Se usa una puerta manual de corredera, de  $2,1 \text{ m}$  de ancho y  $2,7 \text{ m}$  de alto. Con un aislamiento de poliuretano expandido de espesor  $80 \text{ mm}$ , recubierto por láminas de acero galvanizado pre pintado de espesor  $0,5 \text{ mm}$ . Con marco auto soportante y resistencia eléctrica que no permite la creación de escarcha entre el marco y la puerta. Se necesita una estructura externa metálica que cumpla la función principal de sujetar los paneles que forman el techo.



*Figura 52.* Detalle de galpón exterior para cámaras de refrigeración elaborada con paneles prefabricados, SURFRIGO Soluciones Frigoríficas (2018).

### **Cálculo de cargas térmicas de la cámara de refrigeración.**

Estos cálculos son realizados mensualmente para el periodo de almacenamiento de los productos al interior de la cámara de refrigeración, para de conocer los requerimientos máximos de energía y como la variación del gasto por mes para la elección óptima de la maquinaria frigorífica.

### 3.5. Cálculo de carga por superficies

Para hallar las cargas térmicas de las distintas superficies se recurre a la ecuación 6; el coeficiente de transferencia total de calor depende de los elementos ocupados, para cada tipo de superficie de la cámara se usó la ecuación 7; y para la resistencia térmica de cada elemento se usó la ecuación 8.

#### Carga por estructura:

Los paneles serán conformados por un tablero exterior de madera y una plancha interior de acero, separadas mediante poliuretano expandido el cual actúa como aislante térmico. (Almeida, 2011)

Espesor de la plancha de acero:  $e_1 = 0.5mm$      $e_1 = 5 * 10^{-4}m$

Espesor del poliestireno expandido:  $e_2 = 10mm$      $e_2 = 0.010m$

#### Carga por estructura:

$$Q = A * U * \Delta T$$

Datos:

Medidas de la cámara:

- a: 7.90m (Alto)
- h: 4.14m (Ancho)
- p: 9.78m (Profundidad)

Variables Térmicas:

$$k_a = 46 \frac{W}{mK} \quad (\text{acero})$$

$$k_m = 0.041 \frac{W}{mK} \quad (\text{madera})$$

**Tabla 30**

#### Material

Material	$K(kcal/hm^{\circ}C)$	Espesor(m)	C	1/C
Lámina de acero galvanizado (ext)	46	0.005	92000	0.00001
Poliestireno expandido	0.041	0.100	0.41	2.45700
Lámina de acero galvanizado (int)	46	0.005	92000	0.00001
	$R_i$			2.45702

Nota. Elaborado por Héctor Terán

El coeficiente de convección depende de la velocidad que circula en el interior y exterior de una superficie plana.

Para el cálculo del coeficiente de convección se procede a tomar en cuenta la curva de velocidades detallada anteriormente, donde se puede tener en cuenta que la

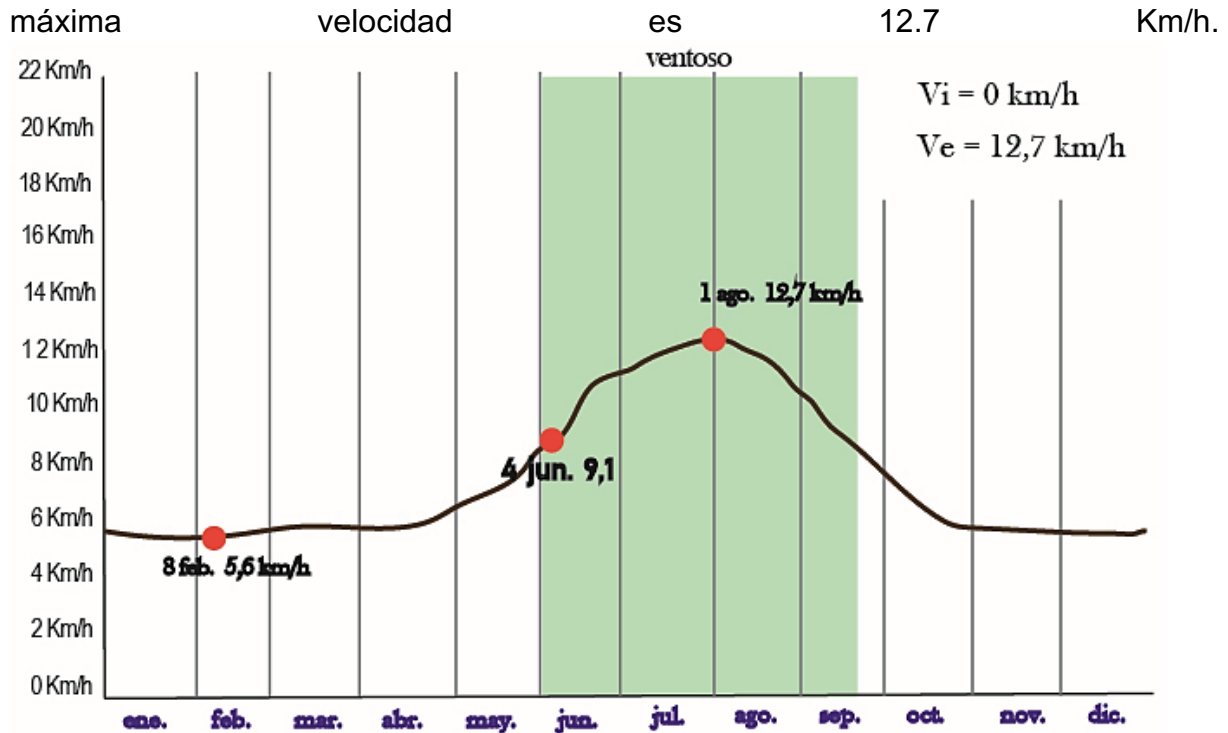


Figura 53. Velocidad promedio del viento, CEA (2013).

Para el diseño se ocupan las velocidades tanto por fuera como por dentro de la cámara, siendo estas:

Para el exterior e interior de la cámara, el aire es trasladado por los ventiladores del evaporador de convección forzada interiormente y el viento circula en el exterior de la cámara como si estuviera en un lugar abierto. (Montoya, 2006)

Los coeficientes de conductividad térmica y de conductancia térmica fueron obtenidos. Los coeficientes de conductancia superficial para aire tranquilo y aire en movimiento a 40 km/h fueron obtenidos de las velocidades de aire que circulan se expresan en  $\frac{\text{millas}}{h}$  y los coeficientes de conductancia superficial (f), en  $\frac{\text{Btu}}{h \text{ pie}^2 \text{ } ^\circ\text{F}}$ , las unidades fueron ajustadas a  $\frac{\text{Km}}{h}$  y  $\frac{\text{Kcal}}{\text{Hm}^2 \text{ } ^\circ\text{C}}$ , respectivamente.

### Normas y Estándares

Los diseños se hacen con todos los códigos locales aplicables y estándares americanos, incluyendo a: ASHRAE / ANSI.

Para la solución de la transmisión de calor en las paredes y cerramientos se dividió en dos tipos de aislamiento:

- Para las paredes y techo.
- Para el suelo.

Así tendremos 2 tipos de k (coeficiente global de transmisión).

Entonces este coeficiente de transmisión global se determina utilizando el coeficiente de conducción global y de convección.

En la Tabla 31 están las características térmicas de los materiales que forman los muros y techo, así también, los coeficientes de convección según la velocidad de circulación del aire externo e interno.

**Tabla 31**

*Características térmicas de los materiales Paneles Rudney*

Material	$K(kcal/hm^{\circ}C)$	Espesor(m)	C	1/C
Lámina de acero galvanizado (ext)	46	0.0005	92000	0.00001
Poliestireno expandido	0.041	0.100	0.41	2.45700
Lámina de acero galvanizado (int)	46	0.0005	92000	0.00001
	$R_i$			2.45702

*Nota.* Elaborado por Héctor Terán

El coeficiente de convección depende de la velocidad que circula en el exterior e interior de una superficie plana.

$$U = \frac{1}{\sum R}$$

$$U = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum \frac{ex}{Kx} + \frac{1}{h_o}}$$

#### **Variables de diseño:**

- Variables para el cálculo de las cargas térmicas:
- Temperatura de congelamiento: 0°C
- Temperatura Exterior: 20°C
- Tipo de Aislamiento: Poliuretano Expandido
- Tipo de material de la cámara: Madera/ Acero/ Vidrio

#### **Cámara de Congelación:**

- Temperatura de Conservación: 0°C
- Temperatura Ambiente: 20°C

### Carga por estructura:

Los paneles tendrán un tablero exterior de madera y una plancha interior de acero, separadas entre ellas por poliuretano expandido que actúa como un aislante térmico. (Almeida, 2011)

- Espesor de la plancha de acero:  $e_1 = 0.5mm$      $e_1 = 5 * 10^{-4}m$
- Espesor del tablero de madera:  $e_2 = 15mm$      $e_2 = 0.015m$
- Espesor del aislamiento:  $ep = 25mm$      $ep = 0.025m$

### Carga por estructura:

$$Q = A * U * \Delta T$$

Datos:

Medidas de la cámara:

- a: 7.90m (Alto)
- h: 4.14m (Ancho)
- p: 9.78m (Profundidad)

Variables Térmicas:

$$k_a = 46 \frac{W}{mK} \quad (\text{acero})$$

$$k_m = 0.041 \frac{W}{mK} \quad (\text{madera})$$

$$k_p = 0.023 \frac{W}{mK} \quad (\text{Poliuretano expandido})$$

Para el coeficiente de convección se toma en cuenta la curva de velocidades la máxima velocidad es 12.7 Km/h.

Para el diseño se ocupan las velocidades del interior y exterior de la cámara:

$$V_i = 0km/h$$

$$V_e = 12.7km/h$$

Para el interior y exterior de la cámara tomando en cuenta el aire de convección forzada y el viento que circula en el exterior de la cámara.

(Montoya, 2006)

Aire exterior de la cámara:

$$T_{a1} = T_i$$

$$T_{a1} = 293.15K$$

$$va1 = 3.52 \frac{m}{s}$$

$$\rho_{a1} = 1.1442 \frac{kg}{m^3}$$

Datos del aire:

$$C_{pai1} = 1.007 * 10^3 \frac{J}{kgK}$$

$$v1 = 16.4010 * 10^{-6} \frac{m^2}{s}$$

$$k_{ai1} = 26.68 * 10^{-3} \frac{W}{mK}$$

$$Pr_1 = 0.70$$

$$Re_1 = \frac{3.52 * 7.90}{v_1}$$

$$Re_1 = 16.696 * 10^5$$

$$Nu1 = 0.664Re_1^{0.5} Pr_1^{0.3}$$

$$Nu1 = 770.91$$

$$h_o = \frac{Nu1 * k_{ai1}}{a}$$

$$h_o = 2.60 \frac{W}{m^2sK}$$

Aire interior de la cámara:

$$T_{a2} = T_{req}$$

$$T_{a2} = 263.15K$$

$$va2 = 0.1 \frac{m}{s}$$

$$\rho_{a2} = 1.3302 \frac{kg}{m^3}$$

$$C_{pai2} = 1.006 * 10^3 \frac{J}{kgK}$$

$$v2 = 12.6 * 10^{-6} \frac{m^2}{s}$$

$$k_{ai2} = 23.35 * 10^{-3} \frac{W}{mK}$$

$$Pr_2 = 0.71$$

$$Re_2 = \frac{0.1 * a}{v_2}$$

$$Re_2 = 6.269 * 10^4$$

$$Nu2 = 0.664Re_2^{0.5} Pr_2^{0.3}$$

$$Nu2 = 150.03$$

$$h_i = \frac{Nu2 * k_{ai2}}{a}$$

$$h_i = 0.443 \frac{W}{m^2sK}$$

Transformando dichas unidades en:  $\frac{Btu}{pie^2 \circ Fs}$

**Tabla 32**

*Coefficientes de convección del aire*

Coefficiente de convección	h	1/h
Externo (aire a 40km/h)	20.61	0.04922

<b>Interno (aire tranquilo)</b>	9.4	0.1063
---------------------------------	-----	--------

Nota. Elaborado por Héctor Terán

De cual:

$$R = 2.6125$$

$$U = 0.3275$$

Para el piso:

### Tabla 33

Características técnicas, coeficiente de convección

Material	$K(kcal/hm^{\circ}C)$	Espesor(m)	C	1/C
Radier	0.799	0.2	3.995	0.250
Hormigón	0.997	0.100	9.970	0.100
Aislante	0.041	0.005	0.814	1.229
	$R_i$			1.579

Coeficiente de convección	h	1/h
<b>Interno (aire tranquilo)</b>	9.4	0.1063

Nota. Elaborado por Héctor Terán

$$R = 1.685$$

$$U = 0.593$$

### Para la puerta

Tomando en cuenta la

, para valores de h, en serpentines de tubo desnudo enfriado líquido.

Obtenemos:

$$hi = 23.65 \frac{W}{m^2K}$$

Con lo cual:

$$U = \frac{1}{\frac{1}{hi} + \frac{em}{Km} + \frac{ep}{Kp} + \frac{er}{Kr} + \frac{1}{ho}}$$

$$U = 0.458 \frac{W}{m^2K}$$

En total son 4 paredes más el piso:

$$\text{Área de contacto: } Ac = 2(p * h) + 2(a * h) + (p * a)$$

$$Ac = 0.898m^2$$

Temperatura interior:  $T_o = 273.15K$

Temperatura exterior:  $T_a = 298.15K$

Carga por estructura:

$$Q = U * Ac * (T_a - T_o)$$

$$Q = 10.27W$$



**Tabla 34***Coefficientes de convección*

<b>Coefficiente de convección</b>	<b>H</b>	<b>1/h</b>
<b>Externo (aire a 40km/h)</b>	33	0.030
<b>Interno (aire tranquilo)</b>	9	0.111

*Nota.* Elaborado por Héctor Terán

De cual:

$$R = 2.598$$

$$U = 0.385$$

**Tabla 35***Cálculo del Coeficiente total de transmisión de calor y resistencia térmica para materiales de muros y techos.*

<b>MATERIAL</b>	<b>k(kcal/hm°C)</b>	<b>Espesor (m)</b>	<b>C</b>	<b>1/C</b>
<b>Lámina acero galvanizado (ext.)</b>	46	0.0005	92000	0.00001
<b>Poliestireno expandido</b>				
<b>Lámina acero galvanizado (int)</b>	0.041	0.100	0.41	2.45700
	46	0.0005	92000	0.00001
<b>Coefficiente de convección</b>			H	1/h
<b>Externo (aire a 40km/h)</b>			33.0	0.030
<b>Interno (aire tranquilo)</b>			9.0	0.111
			R=	2.598
			U=	0.385

*Nota.* Elaborado por Héctor Terán

Usando la ecuación 8, se obtuvieron las resistencias térmicas de cada componente. Para el muro, la resistencia térmica total, se suma de la resistencia térmica de cada material y los coeficientes de convección, corresponde a  $2.57 \frac{Hm^2\text{°C}}{Kcal}$ . El coeficiente total de transmisión de calor se calculó usando la ecuación 7, y corresponde a  $0.389 \frac{Kcal}{Hm^2\text{°C}}$ .

En la

, se indican las características térmicas del piso. Para el cálculo del mismo, se sigue el mismo procedimiento del piso y techo, pero en esta ocasión no se incluye el

coeficiente externo de convección, ya que el efecto del movimiento de aire en el suelo se considera 0 para efectos de cálculo.

**Tabla 36** Cálculo de coeficiente total de transmisión de calor y resistencia térmica para piso.

MATERIAL	k(kcal/hm°C)	Espesor (m)	C	1/C
Radier	0.799	0.200	3.995	0.250
Hormigón	0.997	0.100	9.970	0.100
Aislación	0.041	0.050	0.814	1.229
<b>Coeficiente de convección</b>			h	1/h
<b>Interno (aire tranquilo)</b>			9.0	0.111
			R=	1.690
			U=	0.592

Nota. Elaborado por Héctor Terán

La

7, muestra las características térmicas de la puerta.

**Tabla 37** Cálculo de coeficiente total de transmisión de calor y resistencia térmica de la puerta.

MATERIAL	k(kcal/hm°C)	Espesor (m)	C	1/C
Lámina acero galvanizado (ext.)	46	0.0005	92000	0.00001
Poliestireno expandido	0.029	0.080	0.3625	2.75862
Lámina acero galvanizado (int)	46	0.0005	92000	0.00001
<b>Coeficiente de convección</b>			h	1/h
<b>Externo (aire a 40km/h)</b>			33.0	0.030
<b>Interno (aire tranquilo)</b>			9.0	0.111
			R=	2.900
			U=	0.385

Nota. Elaborado por Héctor Terán

Los datos obtenidos de coeficiente total de transmisión de calor, área de las superficies, y las diferencias de temperatura entre el exterior e interior de la cámara se detallan. Tomando en cuenta las temperaturas de diseño por mes ( $\Delta T$ ) con la tolerancia de radiación solar referidas.

Se obtuvo la carga total térmica de los materiales de la cámara para cada mes (tabla 30). Los cálculos se realizaron usando la ecuación 6.

**Tabla 38** Área, coeficiente de transmisión de calor y variación de temperatura mensual (según el tipo de superficie)

Carga térmica de las superficies de la cámara de refrigeración											
Tipo de superficie	Carga térmica Q(kcal/h)	Productos									
		Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sept	Oct	Nov	Dic
<b>Muro Sur</b>	359	296	277	205	250	229	259	296	351	407	Betarraga
<b>Muro oeste</b>	664	563	534	418	489	457	504	563	652	741	
<b>Muro norte</b>	443	372	352	271	321	298	331	372	434	496	
<b>Muro este</b>	664	563	534	418	489	457	504	563	652	741	Zanahoria
<b>Techo</b>	1212	1000	937	694	844	775	875	1000	1187	1375	
<b>Piso</b>	874	749	519	336	192	231	269	596	768	961	
<b>Puerta sur</b>	38	31	29	22	26	24	27	31	37	43	

*Nota.* Elaborado por Héctor Terán.

Los datos obtenidos de coeficiente total de transmisión de calor, área de las superficies, y las diferencias de temperatura entre el exterior e interior de la cámara se detallan en la

. Tomando en cuenta las temperaturas de diseño por mes ( $\Delta T$ ) con la tolerancia de radiación solar.

Se obtuvo la carga total térmica de los materiales de la cámara para cada mes. Los cálculos se realizaron usando la ecuación 6

## Selección por productos dentro del mercado nacional por catálogo de ECUCLIMA



Figura 54. Puertas de Corredera para BT° / 480 LWT, CEA (2013).

**Tabla 39**

*Carga térmica de las superficies que componen la cámara de refrigeración y carga térmica total mensual.*

Carga térmica de las superficies de la cámara de refrigeración										
Tipo de superficie	Carga térmica Q (kcal/h)									
	Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sept	Oct	Nov	Dic
<b>Muro sur</b>	359	296	277	205	250	229	259	296	351	407
<b>Muro oeste</b>	664	563	534	418	489	457	504	563	652	741
<b>Muro norte</b>	443	372	352	271	321	298	331	372	434	496
<b>Muro este</b>	664	563	534	418	489	457	504	563	652	741
<b>Techo</b>	1212	1000	937	694	844	775	875	1000	1187	1375
<b>Piso</b>	874	749	519	336	192	231	269	596	768	961
<b>Puerta sur</b>	38	31	29	22	26	24	27	31	37	43
<b>Qs Total por mes</b>	4254	3574	3182	2364	2361	2471	2769	3421	4081	4764

Nota. Elaborado por Héctor Terán

**Tabla 40**

*Cálculo del número de bins con productos que ingresan a la cámara diariamente durante el periodo de cosecha.*

Producto	Total cosechado(Kg)	Duración de la cosecha (días)	Carga diaria de enfriamiento (Kg)	de N° bins prod.
<b>Betarraga</b>	10.200	6	1.700	2.83
<b>Zanahoria</b>	74.800	14	5.343	9.72
<b>Repollo</b>	63.000	14	4.500	9

*Nota.* Elaborado por Héctor Terán

### 3.6. Cálculo de carga térmica del producto y embalaje

La carga dependerá de la frecuencia de recibimiento de los diversos productos a la cámara.

Debido a la existencia de varias temporadas de salida de cada producto, para dicho estudio se toman los diferentes intervalos de tiempo:

- Meses donde se produce la primera cosecha: mayo-julio.
- Meses donde se produce la segunda cosecha: Septiembre- noviembre.
- La zanahoria es cosechada en la primera semana del mes de Julio y noviembre.
- La remolacha es cosechada durante los 3 primeros días del mes de junio y los últimos 3 días del mes de septiembre.
- El nabo se cosecha en los 10 primeros días del mes de mayo, Julio, septiembre y noviembre.

La carga por día de cada vegetal que debe ser enfriada  $\left(\frac{Kg}{día}\right)$ , se calculó usando la ecuación 10. El número de bins que ingresa a la cámara por día se calcula usando la ecuación 11.

El resumen de los cálculos efectuados de las ecuaciones 10 y 11 para cada producto cosechado se indican en la Tabla 41.

**Tabla 41**
*Cosecha Período Mayo-Julio.*

Producto	Total Cosechado	Duración de la cosecha (días)	Carga diaria de enfriamiento	# Bins al día
Zanahoria (Julio)	8437	7	1205	1.78
Remolacha (Junio)	2925	5	585	0.90
Nabo (Mayo)	16715	16	1045	1
Nabo (Julio)	16715	16	1045	1

*Nota.* Elaborado por Héctor Terán

**Tabla 42**
*Cosecha Período septiembre-noviembre.*

Producto	Total Cosechado	Duración de la cosecha (días)	Carga diaria de enfriamiento	# Bins al día
Zanahoria (Noviembre)	8437	7	1205	1.78
Remolacha (Septiembre)	2925	5	585	0.90
Nabo (Septiembre)	16715	16	1045	1
Nabo (Noviembre)	16715	16	1045	1

*Nota.* Elaborado por Héctor Terán.

**Tabla 43**
*Cosecha Período Mayo-Julio.*

Producto	# bins/día	Carga diaria de enfriamiento (Kg)	Duración de Cosecha	Capacidad total (Kg)
Zanahoria (Julio)	2	1350	7	9450
Remolacha (Junio)	1	650	5	3250
Nabo (Mayo)	1	1013	16	16208
Nabo (Julio)	1	1013	16	16208
<b>Total</b>			<b>44</b>	<b>45116</b>

*Nota.* Elaborado por Héctor Terán.

**Tabla 44***Cosecha Período septiembre- noviembre.*

Producto	# bins/día	Carga diaria de enfriamiento (Kg)	Duración de Cosecha	Capacidad total (Kg)
Zanahoria (Noviembre)	2	1350	7	9450
Remolacha (Septiembre)	1	650	5	3250
Nabo (Septiembre)	1	1013	16	16208
Nabo (Noviembre)	1	1013	16	16208
<b>Total</b>			<b>44</b>	<b>45116</b>

*Nota.* Elaborado por Héctor Terán.

Lo posterior implica ubicar los datos en un cuadro general, tomando en cuenta los bins totales y la masa total de producto.

**Tabla 45***Numérico de bins por año.*

Producto	# bins/día	Capacidad total(kg)	Número total de bins por temporada	Número total de bins al año
Zanahoria	2	18900	14	28
Remolacha	1	6500	5	10
Nabo	1	64830	32	64
<b>TOTAL</b>		<b>90232</b>	<b>51</b>	<b>102</b>

*Nota.* Elaborado por Héctor Terán.

Según las cantidades calculadas del producto entre el número de bins ingresados diariamente y la duración de la cosecha para cada uno, se detalla que se almacenaría un total de 28 bins de zanahoria, 10 bins de remolacha y 64 bins de nabo, lo cual implica un total de 102 bins. Sabemos que el espacio está diseñado para 100 bins, pero al haber agregado una columna más de bins, y en 2 de ellas solo se permite

ocupar 3 filas, es posible almacenar 104 bins en total. Por tal no habrá problema para almacenar los productos detallados.

El producto entra en cantidades pequeñas a la cámara y la cosecha está programada para que ingrese un tipo de producto por el lapso de la cosecha, la cámara enfriará rápidamente los primeros bins de producto y más lentamente a medida que se necesite quitar mayor calor de respiración.

El calor que debe ser quitado del producto, llega a temperatura de campo, debe bajarse a la temperatura final de almacenaje y se calcula de acuerdo a la ecuación 9. El calor específico en  $\frac{Kcal}{kg^{\circ}C}$  es para los productos y el embalaje. En la muestra la cantidad de calor que debe ser removida para cada producto y el embalaje.

En el caso del calor que debe ser retirado diariamente del embalaje, se incluye el cálculo de carga térmica para un número de 3, 10 y 9 bins, requeridos para almacenar betarraga, zanahoria y repollo, respectivamente. Las temperaturas de ingreso del embalaje varían según la temperatura de diseño del mes en el cual son almacenados.

**Tabla 46**

*Calor a retirar de los productos.*

Productos y embalaje	Masa diaria (kg)	Calor específico $kcal/kg^{\circ}C$	$\Delta T$ ( $^{\circ}C$ )	Tiempo de enfriamiento (h)	Calor a retirar (kcal/h)
Zanahoria	1350			24h	
Remolacha	650			24h	
Nabo	1013			24h	
Bin Junio*1	110	0.530		24h	
Bin Julio*3	330	0.530		24h	
Bin Mayo*1	110	0.530		24h	
Bin Septiembre*2	220	0.530		24h	
Bin Noviembre*3	330	0.530		24h	

*Nota.* Elaborado por Héctor Terán

Según la cantidad de producto a almacenar, la carga térmica diaria de bins con los vegetales será la suma de la carga térmica de los vegetales y la carga térmica de los bins por producto según la época cosechada.



### 3.7. Cálculo de cargas por calor de respiración

Para realizar el cálculo de calor de respiración total de los productos ( $Q_r$ ) se utiliza la ecuación 12. En el ANEXO 2 se detalla el calor de respiración de los distintos vegetales.

Las cantidades de los productos varían por mes, durante la cosecha entran las hortalizas a la cámara constantemente y en grandes cantidades, mientras que en los siguientes meses se comercializan los vegetales disminuyéndolos a una menor tasa que la intensidad de admisión del producto y, por tal, se minimiza el calor de respiración. La minoración de vegetales al interior de la cámara se produce a una menor tasa durante los meses de baja y mayor en los meses de alta Tabla 9.

Para la masa de producto por mes, se utilizan las proporciones entre las cantidades transadas durante baja y alta. Con dichas proporciones, según las cantidades finales consideradas para el diseño, se determinan las cantidades mensuales de cada producto que quedan en la cámara. Se detallan las cantidades máximas de producto para cada mes, el calor de respiración de cada producto y las cargas máximas de respiración por mes.

**Tabla 47**

*Calor de respiración máximo mensual de los distintos productos.*

Productos	Condiciones de los productos	Meses de almacenaje									
		Mar	Abr	May	Jun	Jul	Ago	Sept	Oct	Nov	Dic
Betarraga	<b>Masa mensual máx.</b>	10,8	10,8	10,8	9,8	8,8	7,8	6,8	5,8	3,9	1,9
	<b>Calor de respiración</b>	30,58	30,58	30,58	30,58	30,58	30,58	30,58	30,58	30,58	30,58
	<b>Calor total de respiración.</b>	330	331	332	300	269	239	208	178	118	59
Zanahoria	<b>Masa mensual máx.</b>	77	77	77	67,8	58,5	49,3	40	30,8	20,5	10,3
	<b>Calor de respiración</b>	24,58	24,58	24,58	24,58	24,58	24,58	24,58	24,58	24,58	24,58
	<b>Calor total de respiración.</b>										

	<b>Calor total de respiración</b>	1893	1894	1895	1666	1439	1211	964	757	505	252
<i>Repollo</i>	<b>Mas mensual máx.</b>	0	63	63	57,1	51,7	45,2	39,2	33,3	22,2	11,1
	<b>Calor de respiración</b>	13,83	13,83	13,83	13,83	13,83	13,83	13,83	13,83	13,83	13,83
	<b>Calor total de respiración</b>	0	872	872	780	707	625	543	461	307	154

Nota. Elaborado por Héctor Terán

### 3.8. Cálculo de carga térmica por cambios de aire

Para dicho cálculo se usa la ecuación 13. El volumen interior es  $820 \text{ m}^3$ . El valor  $n$  para dicho volumen corresponde a 2,8 renovaciones por día. El valor  $f_v$  es obtenido para cada mes, de acuerdo a la ecuación 14.

De la carta psicrométrica se obtuvo el volumen específico del aire en  $\frac{\text{lb}}{\text{ft}^3}$ , y la entalpía en  $\frac{\text{Btu}}{\text{lb}}$ , cuyas unidades fueron ajustadas al sistema métrico ( $\frac{\text{Kg}}{\text{m}^3}$  y  $\frac{\text{Kcal}}{\text{h}}$  kg/m<sup>3</sup> respectivamente). La Tabla 47, enseña las condiciones ambientales de diseño y los valores de densidad y entalpía del aire para cada mes. Indica la carga total por cambios de aire para cada mes calculados con la ecuación 13.

**Tabla 48**

*Condiciones de entalpía y densidad del aire exterior para cada mes y condiciones para el aire al interior de la cámara.*

Mes	T de diseño (°C)	Humedad Relativa (%)	Volumen Esp. ( $\text{m}^3/\text{kg}$ )	Densidad ( $\text{kg}/\text{m}^3$ )	Entalpía (kJ/kg)	Entalpía (kcal/kg)
<b>Marzo</b>	19.4	72.8	0.84	1.19	46	11
<b>Abril</b>	16.0	76.0	0.83	1.20	38	9
<b>Mayo</b>	15.0	83.2	0.83	1.21	38	9
<b>Junio</b>	11.1	86.0	0.81	1.23	29	7
<b>Julio</b>	13.5	84.0	0.82	1.22	35	8
<b>Agosto</b>	12.4	77.3	0.82	1.22	30	7

<b>Septiembre</b>	14.0	73.3	0.82	1.22	33	8
<b>Octubre</b>	16.0	68.2	0.83	1.21	36	9
<b>Noviembre</b>	19.0	67.6	0.84	1.19	43	10
<b>Diciembre</b>	22.0	66.3	0.85	1.18	50	12
<b>Condición Interior</b>	0.0	95.0	0.83	1.20	9	2

Nota. Elaborado por Héctor Terán

### Tabla 49

*Cálculo de carga térmica por cambios de aire para cada mes*

Mes	$fv(kcal/m^3)$	Volumen de la cámara ( $m^3$ )	Número de renovaciones/día	Carga cambios de aire (kcal/h)
<b>Marzo</b>	11	820	2.8	1.005
<b>Abril</b>	8	820	2.8	800
<b>Mayo</b>	8	820	2.8	803
<b>Junio</b>	6	820	2.8	563
<b>Julio</b>	8	820	2.8	724
<b>Agosto</b>	6	820	2.8	588
<b>Septiembre</b>	7	820	2.8	668
<b>Octubre</b>	8	820	2.8	745
<b>Noviembre</b>	10	820	2.8	926
<b>Diciembre</b>	12	820	2.8	1 104

Nota. Elaborado por Héctor Terán

### 3.9. Cálculo de carga térmica por iluminación

Se tiene la luminosidad mínima recomendada para almacenes de alimento:

$$L_r = 107.6 \text{ lux}$$

Tubos fluorescentes de 40 W producen 58 lum/W de luminosidad.

Teniendo en cuenta esto, se calcula la luminosidad requerida, utilizando la ecuación 15.

$$L = \frac{L_r}{R_A}$$

Donde  $L = 1.855 \text{ W}/m^2$ .

Lo siguiente que debe tomarse en cuenta es el área que cubre la cámara, la cual es:

$$A = 77.262m^2$$

Para dicha área se requieren 143.32 W de potencia en iluminación, por lo cual se deben colocar 4 tubos de 40W, cada uno para producir la luminosidad requerida.

Para este caso la potencia de iluminación  $P_l = 160W$

Utilizando la ecuación 16 se obtiene la ganancia de calor por iluminación que debe removerse.

Esta es:

$$Q_l = P_l * 0.86 * 1.25$$

$$Q_l = 172 \text{ kcal/h}$$

El cálculo nos expresa que la maquinaria frigorífica trabajando en su máxima capacidad, podrá remover el calor producido en la totalidad de la iluminación en un momento establecido. Dicha carga no varía durante las temporadas de almacenaje, por tal se considera un valor constante para cálculos posteriores.

Una vez que se tienen todas las cargas térmicas acumuladas, se procede a interpretarlas a fin de tener en claro varias consideraciones, como para este caso cargas térmicas que entran y salen diariamente, para ello se realizó la siguiente tabla. Como ambos periodos se consideran iguales, solo se seleccionó uno de ellos, para este caso Mayo- Julio.

**Tabla 50**

*Cargas térmicas de entrada y salida de vegetales*

Días	Producto cosechado	Carga producto	Carga bins	Carga respiración	Carga producida + bin	Acumulación de carga
1	Nabo	416.3	350	62.25	766.3	62.25
2	Nabo	416.3	350	62.25	766.3	124.5
3	Nabo	416.3	350	62.25	766.3	186.75
4	Nabo	416.3	350	62.25	766.3	249
5	Nabo	416.3	350	62.25	766.3	311.25
6	Nabo	416.3	350	62.25	766.3	373.5
7	Nabo	416.3	350	62.25	766.3	435.75
8	Nabo	416.3	350	62.25	766.3	498

9	Nabo	416.3	350	62.25	766.3	560.25
10	Nabo	416.3	350	62.25	766.3	622.5
11	Nabo	416.3	350	62.25	766.3	684.75
12	Nabo	416.3	350	62.25	766.3	747
13	Nabo	416.3	350	62.25	766.3	809.25
14	Nabo	416.3	350	62.25	766.3	871.5
15	Nabo	416.3	350	62.25	766.3	933.75
16	Nabo	416.3	350	62.25	766.3	996
17	Remolacha	214.4	141	14.4	355.4	1010.4
18	Remolacha	214.4	141	14.4	355.4	1024.8
19	Remolacha	214.4	141	14.4	355.4	1039.2
20	Remolacha	214.4	141	14.4	355.4	1053.6
21	Remolacha	214.4	141	14.4	355.4	1068
22	Zanahoria	444.8	471	36.8	915.8	1004.8
23	Zanahoria	444.8	471	36.8	915.8	1141.6
24	Zanahoria	444.8	471	36.8	915.8	1178.4
25	Zanahoria	444.8	471	36.8	915.8	1215.2
26	Zanahoria	444.8	471	36.8	915.8	1252
27	Zanahoria	444.8	471	36.8	915.8	1288.8
28	Zanahoria	444.8	471	36.8	915.8	1325.6
30	Nabo	416.3	350	62.25	766.3	1387.85
31	Nabo	416.3	350	62.25	766.3	1450.1
32	Nabo	416.3	350	62.25	766.3	1512.35
33	Nabo	416.3	350	62.25	766.3	1574.6
34	Nabo	416.3	350	62.25	766.3	1636.85
35	Nabo	416.3	350	62.25	766.3	1699.10
36	Nabo	416.3	350	62.25	766.3	1761.35
37	Nabo	416.3	350	62.25	766.3	1823.6
38	Nabo	416.3	350	62.25	766.3	1885.85
39	Nabo	416.3	350	62.25	766.3	1948.1
40	Nabo	416.3	350	62.25	766.3	2010.35
41	Nabo	416.3	350	62.25	766.3	2072.6
42	Nabo	416.3	350	62.25	766.3	21348.5
43	Nabo	416.3	350	62.25	766.3	2197.1
43	Nabo	416.3	350	62.25	766.3	2259.35

Días	Producto cosechado	Total acum	Carga sup	Carga luces	Carga cambio de aire	TOTAL CARGA
------	--------------------	------------	-----------	-------------	----------------------	-------------

		<b>carga producida</b>				
<b>1</b>	Nabo	828.55	4.254	172	803	6.057
<b>2</b>	Nabo	891.1	4.254	172	803	6119.8
<b>3</b>	Nabo	953.65	4.254	172	803	6182.05
<b>4</b>	Nabo	1016.2	4.254	172	803	6244.3
<b>5</b>	Nabo	1078.75	4.254	172	803	6306.55
<b>6</b>	Nabo	1141.3	4.254	172	803	6368.8
<b>7</b>	Nabo	1203.85	4.254	172	803	6431.05
<b>8</b>	Nabo	1266.4	4.254	172	803	6493.3
<b>9</b>	Nabo	1328.95	4.254	172	803	6555.55
<b>10</b>	Nabo	1391.5	4.254	172	803	6617.8
<b>11</b>	Nabo	1454.05	4.254	172	803	6680.05
<b>12</b>	Nabo	1516.6	4.254	172	803	6742.3
<b>13</b>	Nabo	1579.15	4.254	172	803	6804.55
<b>14</b>	Nabo	1641.7	4.254	172	803	6866.8
<b>15</b>	Nabo	1704.25	4.254	172	803	6929.05
<b>16</b>	Nabo	1766.8	4.254	172	803	6991.3
<b>17</b>	Remolacha	2136.6	3.575	172	569	736.1
<b>18</b>	Remolacha	2151	3.575	172	569	7375.5
<b>19</b>	Remolacha	2165.4	3.575	172	569	7389.9
<b>20</b>	Remolacha	2179.8	3.575	172	569	7404.3
<b>21</b>	Remolacha	2194.2	3.575	172	569	7418.7
<b>22</b>	Zanahoria	3146.8	3.575	172	724	8371.3
<b>23</b>	Zanahoria	3183.6	3.575	172	724	8408.1
<b>24</b>	Zanahoria	3220.4	3.575	172	724	8444.9
<b>25</b>	Zanahoria	3257.2	3.575	172	724	8481.7
<b>26</b>	Zanahoria	3294	3.575	172	724	8518.5
<b>27</b>	Zanahoria	3330.8	3.575	172	724	8555.3
<b>28</b>	Zanahoria	3367.60	3.575	172	724	8592.1
<b>30</b>	Nabo	4196.15	4.254	172	724	9421.25
<b>31</b>	Nabo	4258.4	4.254	172	724	9483.5
<b>32</b>	Nabo	4320.65	4.254	172	724	9545.75
<b>33</b>	Nabo	4382.90	4.254	172	724	9608
<b>34</b>	Nabo	4445.15	4.254	172	724	9670.25
<b>35</b>	Nabo	4507.4	4.254	172	724	9732.5
<b>36</b>	Nabo	4569.65	4.254	172	724	9794.75
<b>37</b>	Nabo	4631.9	4.254	172	724	9857
<b>38</b>	Nabo	4694.15	4.254	172	724	9919.25

39	Nabo	4756.4	4.254	172	724	9981.5
40	Nabo	4818.65	4.254	172	724	10043.75
41	Nabo	4880.90	4.254	172	724	10106.00
42	Nabo	4943.15	4.254	172	724	10168.25
43	Nabo	5005.4	4.254	172	724	10230.5
43	Nabo	5129.9	4.254	172	724	10292.75

*Nota.* Elaborado por Héctor Terán

De esta forma se puede identificar que la carga máxima durante la cosecha determina la capacidad que debe tener la instalación para mantener la temperatura de diseño interior, para este caso 0°C. Esta equivale a 10.292 kcal/h. A este resultado se adiciona un 10% como factor de seguridad, por lo cual la carga total de refrigeración asciende a 11.321 kcal/h.

El cálculo de 11.321 kcal/h considera el funcionamiento continuo del motor durante el día para las máximas condiciones de trabajo. También se considera el tiempo para un deshielo en el evaporador, debido a que la escarcha baja considerablemente, por tal los tiempos de funcionamiento serán menores a 24 horas, para el diseño de la cámara se optó por realizarla a 18 horas al día, por lo que la carga de diseño total equivale a 15.094 Kcal/h o 15.094 KW.

Se han calculado las cargas térmicas mensuales para las épocas de almacenaje de los productos, así como las pérdidas producidas durante el periodo de almacenaje de corregidas con factor de seguridad y tiempo de funcionamiento 18horas.

**Tabla 51**

*Cargas térmicas mensuales para épocas de almacenaje de productos*

Mes	Carga por superficies	Carga por luces	Carga por cambios de aire	Carga por respiración
Mayo	2.224	172	803	2.192
Junio	1.755	172	563	1.907
Julio	1.860	172	724	1.740
Agosto	1.619	172	588	1.549

Mes	Carga máxima mensual	Carga máxima mensual con 10%	Carga removida en 18h (Kcal/h)	Carga removida en 18h (KW)
<b>Mayo</b>	5.391	5.930	7.650	8.415
<b>Junio</b>	4.397	4.8367	6.82	7.502
<b>Julio</b>	4496	4.9456	6.57	7.22
<b>Agosto</b>	3928	4.320	5.94	6.53

Nota. Elaborado por Héctor Terán

Las cargas térmicas permanecen casi constantes durante el tiempo de almacenaje, significa que la carga térmica por superficies y por cambios de aire se incrementa en el periodo que se tiene menor cantidad de producto almacenado, debido a que las cargas por respiración son menores.

Se debe realizar cargas térmicas para mínimas temperaturas de diseño, así también tomar en cuenta en los meses más fríos puede o no producirse transferencia de calor desde la cámara al medio ambiente, descendiendo los 0°C.

**Tabla 52**

*Cargas térmicas para mínimas temperaturas de diseño*

Mes	Carga térmica por superficies	Carga por luces	Carga mínima por respiración	Carga mínima mensual
<b>Mayo</b>	-242	172	2.192	2.985
<b>Junio</b>	-2.215	172	1.907	2.160
<b>Julio</b>	-1.652	172	1.740	1.543
<b>Agosto</b>	-804	172	1.549	1.402

Nota. Elaborado por Héctor Terán

### 3.10. Refrigerante

El efecto refrigerante real se logra a través de la diferencia del calor para enfriamiento de fluido, al calor latente de vaporización del gas respectivo, según la ecuación 18; el flujo de masa refrigerante es obtenido de la ecuación 19; el flujo de volumen de refrigerante o volumen de vapor circulado por unidad de tiempo fue calculado según la ecuación 20.



Expresa en resumen los resultados de efecto refrigerante real, flujo de masa refrigerante y flujo de volumen del vapor refrigerante, calculados para R-134a y R-404a.

**Tabla 53**

*Cálculos de efecto refrigerante, flujo de masa y flujo de volumen de vapor*

Refrigerante	KJ/kg	Kcal/kg	Kcal/h	Refrigerante masa kg/h	Volumen de vapor m3/h
<b>R-143a</b>	153.4	36.7	15.806	431	35.51
<b>R-404a</b>	122.0	29.2	15.806	542	21.75

*Nota.* Elaborado por Héctor Terán

Lo siguiente a realizar será el cálculo de calor teórico de compresión realizando la suma de trabajo efectivo realizado por el compresor y el efecto refrigerante real el cual indica el calor que debe ser eliminado por el condensador.

**Tabla 54**

*Trabajo teórico del evaporador, compresor y capacidad teórica del condensador por kg de refrigerante circulado*

Refrigerante	Capacidad teórica del evaporador (kcal/kg)	Trabajo teórico del compresor (kcal/kg)	Capacidad del condensador (Kcal/kg)
<b>R-143<sup>a</sup></b>	36.7	4.5	41.2
<b>R-404<sup>a</sup></b>	29.02	4.0	33.2

*Nota.* Elaborado por Héctor Terán

La capacidad total (kcal/h) del evaporador, compresor y condensador se obtienen del flujo de masa refrigerante y el efecto refrigerante, trabajos teóricos del compresor y condensador.

**Tabla 55**

*Efecto refrigerante teórico y trabajo teórico del evaporador y capacidad teórica del condensador por kg de refrigerante circulado*

Refrigerante	Efecto refrigerante teórico	Trabajo teórico del compresor (kcal/kg)	Capacidad del condensador (Kcal/kg)
--------------	--------------------------------	--	--

<b>R-143<sup>a</sup></b>	15.094	1.849	16.94
<b>R-404<sup>a</sup></b>	15.094	2.09	17.18

*Nota.* Elaborado por Héctor Terán

Para tener un valor más aproximado de la capacidad del compresor, se utilizó la ecuación 22 que describe un proceso isotrópico, para el rango de temperaturas y presión de trabajo de los refrigerantes la potencia teórica para R-134a sería:

$$PT(KW) = \left[ (7.7 - 2.4) \text{bar} * (100.000) \left( \frac{Pa}{bar} \right) \right] * (35.5) / 3600$$

$$PT(KW) = 5.2$$

Aplicando la misma ecuación, para un R404a, la potencia sería de

$$PT(KW) = 5.5$$

Según dicho análisis se concluye que se debe trabajar con un sistema que funcione con R134a debido al requerimiento de potencia por efecto de compresión.

### 3.11. Elección de la unidad condensadora

La capacidad requerida para la unidad condensadora corresponde a 17,5 kW, por lo que se elige aquella que presente mayor rendimiento según el refrigerante empleado.

Se escoge la unidad que funciona con refrigerante 404a y de potencia frigorífica aproximada de 18,5 kW para las condiciones de trabajo requeridas, dado que requiere un motor con una potencia de 7,7 hp (5,5 kW), en lugar de la unidad que funciona con refrigerante 134a, debido a que esta última funciona con un motor de 10 hp (7,5 kW). La potencia teórica calculada para un proceso isotrópico en la ecuación 3.22, es igual al requerimiento de potencia para refrigerante 404a, pero difiere notablemente para el refrigerante 134a. Esto explica, en parte, por las características de diseño del compresor. Se debe considerar también que el fabricante realiza pruebas de medición en base a resultados entregados por el compresor cuando funciona, sobre las cuales son confeccionadas las tablas de rendimiento.



Figura 55. Condensador remoto industrial CC - BOHN ,CEA (2013).

### Equipamiento anexo a la unidad condensadora

Para mejorar el rendimiento y adaptar la unidad condensadora a las condiciones en las cuales trabajará, a dicha unidad puede incluirse sistemas de control y regulación automática. Para el sistema condensador se seleccionaron los siguientes dispositivos y modelos, cuyas marcas pueden ser reemplazadas por sus equivalentes:

- Presostato de baja y alta presión
- Separador de aceite
- Manómetros de baja y alta presión, modelo estándar.
- Calefactor de cárte

### 3.12. Elección del evaporador

Dadas las características de la cámara de refrigeración, se opta por un evaporador de convección forzada (conocido también como unidad enfriadora), el más ampliamente usado para este tipo de instalaciones. Las razones para elegir este modelo son:

- Forma compacta
- Tamaño reducido
- Facilidad de instalación y mantención
- Obtención de una temperatura más uniforme, debido a la rápida circulación del aire
- Fácil automatización del sistema.

Para la elección de unidades enfriadoras marca Aircoil, tomada como ejemplo para este caso, los datos de potencia requerida deben ser corregidos, entre la cámara y evaporador de 7 y 10°C.

La tabla 43 muestra el cálculo realizado para estimar la potencia corregida, que será elegida según un D.T. del catálogo de 7°C.

**Tabla 56**

*Calculo de la potencia corregida según condiciones de funcionamiento del evaporador*

D.T. Requerido (°C)	D.T. Catálogo (°C)	Factor de corrección (fc)	Potencia requerida (kcal/h)	Potencia corregida (kcal/h)
5	7	0.92	15.806	24.052

*Nota.* Elaborado por Héctor Terán



*Figura 56.* Evaporadores industriales EIC, Aislapol (2003).

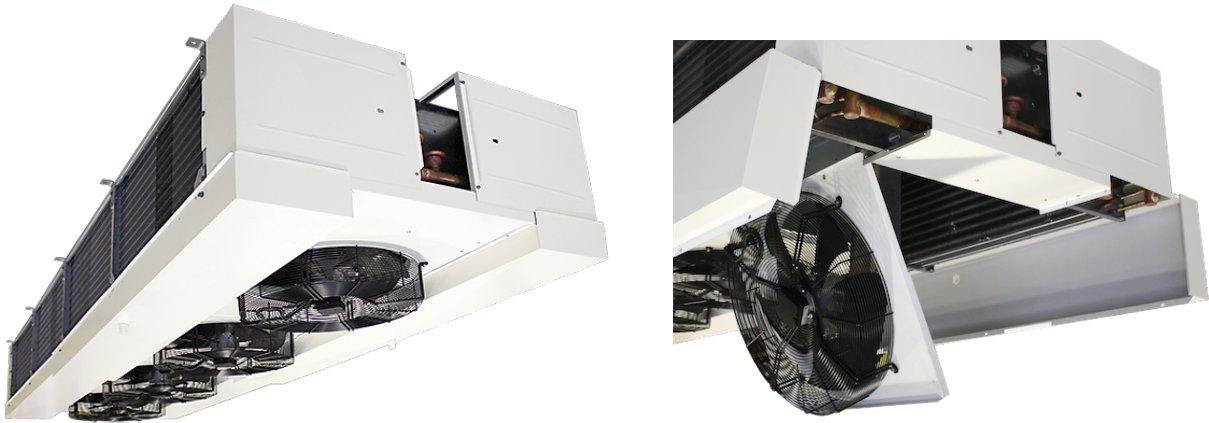


Figura 57. Evaporador BPHE de SWEP, Aislapol (2003).

### 3.13. Elección de la válvula de expansión

Dado que se trata de 2 unidades enfriadoras, se debe seleccionar una válvula por unidad.

Para la elección del orificio de la válvula debe calcularse la potencia frigorífica de cada evaporador, debido a la capacidad elegida para los evaporadores para un D.T.  $7^{\circ}\text{C}$  es de 25.890 kcal/h, reemplazando en la ecuación 3.23, se calculó que la potencia requerida ( $PR$ ) para un D.T. de  $5^{\circ}\text{C}$ , corresponde a 15.806 kcal/h, o 5,092 T.R. (toneladas de refrigeración). Dado que se trata de dos válvulas de expansión, para cada una se opta por el orificio de válvula Danfoss, modelo N° 06, con capacidad para 2,6 T.R., el más cercano a los requerimientos de cada evaporador (Anexo 21).

VÁLVULA DE EXPANSIÓN ELECTRÓNICA 480 pasos en una carrera de 15 mm.



*Figura 58.* Válvula de expansión electrónicas Aislapol (2003).

### **3.14. Dimensionamiento de las tuberías de flujo refrigerante**

La caída de presión máxima permitida en la tubería no debe superar una caída de presión que equivale a una disminución en la temperatura de saturación de 1°K para cualquier refrigerante, en este caso el refrigerante 404a, la caída de presión máxima equivale a 0,18 bar para vapor y 0,19 bar para líquido.

#### **Dimensionamiento de la tubería de succión**

La representa una vista isométrica de la línea de succión, en donde se determinaron los distintos tramos, se relacionaron las distancias de cada uno y los accesorios requeridos.

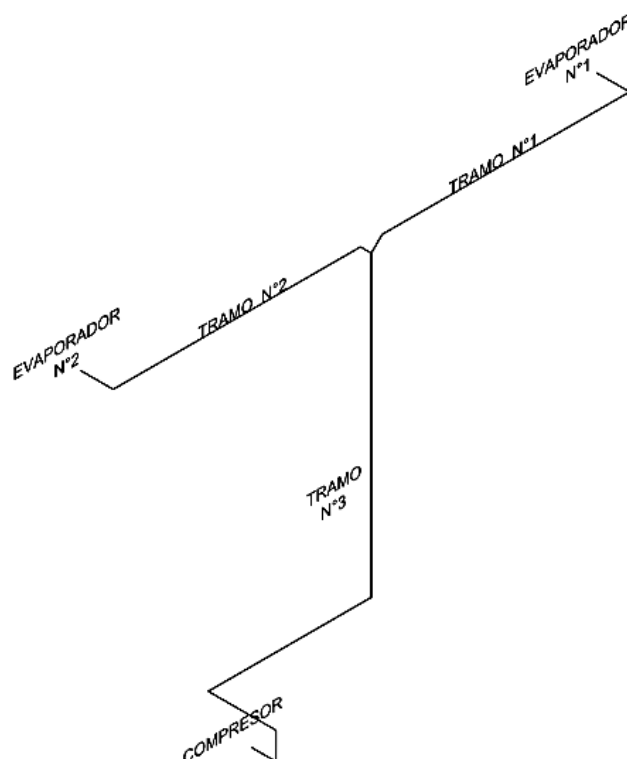


Figura 59. Vista Isométrica de la tubería de succión, Aislapol (2003).

La Tabla 57 muestra el tipo de accesorio (fiting) requerida para cada tramo de la línea de succión, así como la cantidad requerida por sector

**Tabla 57**

*Número de accesorios requeridos en la línea de succión*

N	TRAMO SECTOR	REDUCCION	NUMERO DE ACCESORIOS			
			EXPANSION	VA. DE BOLA	CODO 90°	CODO 45°
1	Evaporador1 – Succión principal	1	1	1	1	1
2	Evaporador2– Succión principal	1	1	1	1	1
3	Succión principal – compresor	-	1	1	1	-

*Nota.* Elaborado por Héctor Terán

La elección del diámetro predilecto en cada tramo se efectúa de acuerdo a la capacidad refrigerante (en kW) que va por la línea. La tabla está diseñada para una temperatura de condensación de 40°C, la capacidad entregada se corrigió para una temperatura de condensación de 30°C multiplicándola por el factor 1,17. El refleja la capacidad de cada línea, la capacidad seleccionada en el Anexo 7, la capacidad seleccionada para una temperatura de condensación de 30°C y el diámetro necesario para cada tramo.

**Tabla 58**

*Capacidad corregida en cada tramo y diámetros para la línea de succión*

N	TRAMO SECTOR	NUMERO DE ACCESORIOS				
		CAPACIDAD (KW)	CAPACIDAD SELECCIONADA (KW)	CAPACIDAD CORREGIDA (KW)	DIÁMETRO NOMINAL TUBO	DIÁMETRO INTERIOR TUBO
1	Evaporador1 – Succión principal	9.75	13.21	15.46	28	26.04
2	Evaporador2– Succión principal	19.75	13.21	15.46	28	26.04
3	Succión principal - compresor	19.50	23.00	26.91	35	32.13

*Nota.* Elaborado por Héctor Terán

Por medio de los diámetros seleccionados se estima el largo equivalente de los accesorios utilizados Tabla 4.

**Tabla 59**

*Largo equivalente de los accesorios incluidos en cada tramo*

Tramo N	Accesorios	Nº	Largo equivalente por unidad (pies)	Largo equivalente total (pies)	Largo equivalente total (m)
1	Válvula de bola		30	30	9.14
	Codo 90°	1	3	3	0.91
	Codo 45°	1	1.3	2.6	0.79
	Reducción 1 3/8 a 1 1/8	2	0.9	0.9	0.27
		1	0.9	0.9	0.27
	Expansión 1 1/8 a 1 3/8	1			
2	Válvula de bola	1	30	30	9.14
	Codo 90°	1	3	3	0.91
	Codo 45°	2	1.3	2.6	0.79
	Reducción 1 3/8 a 1 1/8	1	0.9	0.9	0.27
		1	0.9	0.9	0.27
	Expansión 1 1/8 a 1 3/8				
3	Válvula de bola	1	45	45	13.72
	Codo 90°	1	4.6	4.6	1.40

*Nota.* Elaborado por Héctor Terán.



En la Tabla 60 se observa las dimensiones totales de tubo recto y el largo equivalente total de los accesorios en cada tramo. Se muestra la caída de presión expresada su equivalente de caída de temperatura en ° K por cada sección.

**Tabla 60**

*Largo equivalente al tubo liso recto.*

N.-	Tramo Sector	Largo tubería (m)	Largo equivalente accesorios(m)	Largo total por tramo (m)	Caída de presión (K)
4	Línea principal - líneas secundarias	1.70	1.54	3.40	0.13
5	Línea secundaria - evaporador 1	1.63	1.69	3.32	0.11
6	Línea secundaria- evaporador 2	1.20	1.69	2.64	0.09

*Nota.* Elaborado por Héctor Terán.

Se debe comprobar el diámetro seleccionado, para lo cual se escoge la línea de líquido con el tendido más desfavorable de retorno a los evaporadores, para este caso la sumatoria de los tramos 4 y 5. La caída total de presión corresponde a la sumatoria de la caída de presión por roce de la tubería y la presión estática del refrigerante líquido, esta se produce por la diferencia de altura entre el tanque acumulador de líquido y la válvula de expansión.

Dado que el diámetro del tubo está basado en una caída de presión de 875 Pa en 1 metro de longitud equivalente de tubo. Como la longitud de la línea de líquido es de 12.71m, la caída de presión será la calculada con la ecuación:

$$\Delta P_{roce} = (875 \text{ Pa} * 12.71\text{m})/1\text{m}$$

La caída de presión por roce es de 11.121 Pa, la cual es equivalente a 1.134 kg/m<sup>2</sup>.

La presión estática debido a la elevación vertical corresponde al producto entre la densidad del líquido (temperatura de conservación) y la distancia total de elevación vertical, y se calcula con la ecuación:

$$\Delta P_{estática} = 1.020 \left( \frac{\text{kg}}{\text{m}^3} \right) * 2.76 \text{ (m)}$$

$$\Delta P_{estática} = 2.815(\text{kg}/\text{m}^2)$$

La pérdida en presión en la línea corresponde a 3.949 kg/m<sup>2</sup> (1.134+2.815), equivalente a 0.387 bares. Para ayuda de cálculo, se determinó si la presión del refrigerante líquido a 30°C es de 14330bar y a 28.9°C es de 13.940 bares, un

subenfriamiento de 1.1°C es suficiente para que el refrigerante se encuentre en estado líquido con una caída de Presión de 0.390 bar (14.330-13.940).

### 3.15. Automatismos del sistema

El sistema de refrigeración debe funcionar con la mínima intervención humana, para lo cual se requieren varios implementos de automatización, entre estos:

- Termostato ambiental modelo KP69 de marca Danfoss indicado para las condiciones requeridas.
- Válvula solenoide, según el flujo masa refrigerante 404a calculado correspondiente a  $9.8 * 10^{-4} m^3/kg$ . Y volumen específico del líquido refrigerante a 30°C corresponde a  $9.8 * 10^{-4} m^3/kg$ . El caudal circulado equivale a  $0.53 m^3/h$ . También se requiere 2 válvulas, una antes de cada válvula de expansión, se opta por un modelo EVR-3 de marca DANFOSS, que posee conexión flare de 3/8'' y capacidad de  $0.27 m^3/h$ .
- Válvula reguladora de presión requerida en la succión principal. Se elige el modelo ORIT-6 Con conexiones ODS de entrada y salida de 1 1/8

#### Aparatos anexos al circuito.

Según las necesidades de la instalación, se requirieron distintos aparatos anexos para un funcionamiento eficiente de la instalación realizada. Las marcas de los dispositivos listados a continuación, están citadas como ejemplo, al igual que en los casos de selección de equipos, y pueden ser reemplazados por sus equivalentes de marcas alternativas.

Filtro deshidratador, marca Castel, modelo 4308/4, con conexión flare de 1/2".

Visor de líquido con indicador de humedad, modelo SGI 12, de la marca Danfoss, con conexión flare de 1/2".

Válvulas de paso para aislar la salida de los evaporadores. Se utilizarán válvulas de paso tipo bola, modelo 6591/7 de la marca Castel, con conexión O.D.S.

## Referencias

- Sánchez, S. Diseño óptimo de sistemas de trigeneración con MACI para el sector residencial comercial. Proyecto Fin de Carrera, CPS, Universidad de Zaragoza, 2003.
- Lozano, M.A.; Ramos, J. Selección óptima de tecnologías para sistemas energéticos del sector residencial comercial. Anales de Ingeniería Mecánica, Año 13, Vol. 4, pp. 2509-2514, 2000.
- Lozano, M.A. Diseño óptimo de sistemas simples de cogeneración. Información Tecnológica, Vol. 12, N° 4, pp. 53-158, 2001.
- Lozano, M.A. et al. Optimización del diseño de sistemas de trigeneración. Revista Iberoamericana de Ingeniería Mecánica, aceptado para publicación, 2005.
- ASME 1992. Thermodynamics and the Design, Analysis and Improvement of Energy Systems. ASME, New York. Bejan, A. 1993. Heat Transfer. Wiley, New York.
- Greinke, L.K. and Moran, M.J. 1992. “Software for Teaching Thermodynamics”. Presentado a la sesión de “Teaching Thermodynamics” del Congreso ECOS’92.
- Hodge, B.K. 1990. Analysis and Design of Energy Systems. Prentice–Hall, London.
- Klein, S.A. 1991. “Changes in the Thermal Sciences Curriculum Made Possible by Equation Solving Tools”. ASME 1992.
- Klein, S.A. and Alvarado, F.L. 1989–1994. “EES: Engineering Equation Solver”. F–Chart Software, 4406 Fox Bluff Road, Middleton, WI 53562, USA.
- Mastrullo, R. and Mazzei, P. 1987. “Exergetic Analysis of Compound Mechanical Refrigeration Systems”. Heat Recovery Systems & CHP, Vol. 7, pp. 401–412.
- Moran, M.J. and Shapiro, H.N. 1993. Fundamentos de termodinámica técnica. Reverté, Barcelona.
- Myers, G.F. 1992. “Equilibrium via Element Potentials and Computer”. ASME 1992.
- Smith, J.M. and Van Ness, H.C. 1989. Introducción a la Termodinámica en Ingeniería Química. McGraw–Hill, México.

- Stoecker, W.F. 1989. Design of Thermal Systems. McGraw–Hill, New York.
- PROFECO. (2013). Revista del Consumidor No 279. [Tabla]. Recuperado de [https://slidedoc.es/the-philosophy-of-money.html?utm\\_source=revista-del-consumidor-no-279-mayo-279-calidad-de-refrigeradores](https://slidedoc.es/the-philosophy-of-money.html?utm_source=revista-del-consumidor-no-279-mayo-279-calidad-de-refrigeradores)
- Yáñez, G. (2017). Contaminación en Sistemas de Refrigeración. [Figura]. Recuperado de <https://www.0grados.com/contaminacion-sistemas-refrigeracion/>
- Yáñez, G. (2017). Contaminación en Sistemas de Refrigeración. [Tabla]. Recuperado de <https://www.0grados.com/contaminacion-sistemas-refrigeracion/>
- Rendón, E. (2004). Estimación de la vida útil de un análogo comercial de mayonesa utilizando el factor de aceleración  $Q_{10}$ . [Tabla]. Recuperado de: [http://www.scielo.org.ve/scielo.php?script=sci\\_arttext&pid=S0378-78182004000100007](http://www.scielo.org.ve/scielo.php?script=sci_arttext&pid=S0378-78182004000100007)
- Umaña, E. (2010). Conservación de alimentos por frío. [Figura]. Recuperado de: <https://es.slideshare.net/FUSADESORG/conservacion-af-1> Ballesteros, L. (2013). Enfriamiento por aire forzado. [Figura]. Recuperado de: <https://www.mundohvacr.com.mx/2013/06/enfriamiento-por-aire-forzado/>
- Gault, A. (2011). Conservación y Refrigeración de peces. [Figura]. Recuperado de: <https://www.colourbox.com/image/the-dorado-fish-on-a-ice-background-image-2110539>
- Gómez, R. (2011). Primera ley de termodinámica. [Figura]. Recuperado de: <http://termodinamica1ley.blogspot.com/>
- Netto, R. (2005). Intensidad de calor y cantidad de calor. [Figura]. Recuperado de: [https://www.fisicanet.com.ar/fisica/termodinamica/ap03\\_fuentes\\_de\\_energia.php](https://www.fisicanet.com.ar/fisica/termodinamica/ap03_fuentes_de_energia.php)
- Cienciasfera, (2017). Braun Bodygroomer. [Figura]. Recuperado de: <http://electrodomesticostecnicos.blogspot.com/2012/02/funcionamiento-de-una-heladera-domestica.html>
- SEARS. (1998). Segunda ley de la Termodinámica. [Figura]. Recuperado de: <https://es.scribd.com/doc/47897435/Capitulo-21-Sears>
- Yáñez, G. (2015). Contaminación en Sistemas de Refrigeración. [Figura]. Recuperado de: <https://www.0grados.com/contaminacion-sistemas-refrigeracion/>
- Delgado, R. (2017). Enfriamiento por aire forzado en cámaras frigoríficas. [Figura]. Recuperado de: <https://revistadigital.inesem.es/gestion-integrada/enfriamiento-por-aire-forzado/>

- Luchsinger, L. (2012). Manejo de cadena de frío en frutas de exportación. [Figura]. Recuperado de: [http://www.fdf.cl/biblioteca/presentaciones/2012/06\\_gestion\\_eficiente/G%20Sistemas%20de%20enfriamiento.pdf](http://www.fdf.cl/biblioteca/presentaciones/2012/06_gestion_eficiente/G%20Sistemas%20de%20enfriamiento.pdf)
- Luchsinger, L. (2012). Manejo de cadena de frío en frutas de exportación. [Figura]. Recuperado de: [http://www.fdf.cl/biblioteca/presentaciones/2012/06\\_gestion\\_eficiente/G%20Sistemas%20de%20enfriamiento.pdf](http://www.fdf.cl/biblioteca/presentaciones/2012/06_gestion_eficiente/G%20Sistemas%20de%20enfriamiento.pdf)
- Rittener, A. (2014). Gases Refrigerantes. [Figura]. Recuperado de: <https://oasisenergysolutions.com/es/what-is-happening-to-r22-refrigerant/>
- Torres, C. (2014). Diseño de cámara para la congelación y almacenamiento de pan. [Figura]. Recuperado de: [https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/22946/PFC\\_david\\_torres\\_cicuendez\\_2014.pdf](https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/22946/PFC_david_torres_cicuendez_2014.pdf)
- Torres, C. (2014). Diseño de cámara para la congelación y almacenamiento de pan. [Figura]. Recuperado de: [https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/22946/PFC\\_david\\_torres\\_cicuendez\\_2014.pdf](https://e-archivo.uc3m.es/bitstream/handle/10016/22946/PFC_david_torres_cicuendez_2014.pdf)
- Materials. (2015). Materiales: mampostería, estructura y aislación en una única solución constructiva. [Figura]. Recuperado de: <https://www.plataformaarquitectura.cl/cl/767193/materiales-mamposteria-estructura-y-aislacion-en-una-unica-solucion-constructiva> > ISSN 0719-8914
- Wordpress. (2011). El ciclo mecánico de la refrigeración. [Figura]. Recuperado de: <https://miclimanosirve.wordpress.com/2011/08/11/el-ciclo-mecanico-de-la-refrigeracion/>
- Sariçay, T. (2013). The effects of condenser performance on the refrigeration system. [Figura]. Recuperado de: [http://www1.mmo.org.tr/resimler/dosya\\_ekler/c8f0c883e563726\\_ek.pdf?dergi=1388](http://www1.mmo.org.tr/resimler/dosya_ekler/c8f0c883e563726_ek.pdf?dergi=1388)
- Tagged. (2010). Condensadores. [Figura]. Recuperado de: <http://www.compresorsemihermetico.com/tag/condensador/>
- Danfoss. (2007). Control de ventiladores. [Figura]. Recuperado de: <http://files.danfoss.com/TechnicalInfo/Dila/01/PA000C205.pdf>
- Danfoss. (2007). Control por medio de AKD para ventiladores. [Figura]. Recuperado de: <http://files.danfoss.com/TechnicalInfo/Dila/01/PA000C205.pdf>
- Frick (2016). Condensador evaporativo. [Figura]. Recuperado de: <http://www.directindustry.es/prod/frick-by-johnson-controls/product-28054-839592.html>

- Danfoss. (2007). Enfriamiento por agua del condensador. [Figura]. Recuperado de: <http://files.danfoss.com/TechnicalInfo/Dila/01/PA000C205.pdf>
- OesteRefrigerante. (2009). Compresores. [Figura]. Recuperado de: <http://www.oesteref.com.ar/productos.html>
- Danfoss. (2007). Método de control por etapas. [Figura]. Recuperado de: <http://files.danfoss.com/TechnicalInfo/Dila/01/PA000C205.pdf>
- Danfoss. (2007). Método con variador de frecuencia. [Figura]. Recuperado de: <http://files.danfoss.com/TechnicalInfo/Dila/01/PA000C205.pdf>
- Danfoss. (2007). Método por desviación de gas caliente. [Figura]. Recuperado de: <http://files.danfoss.com/TechnicalInfo/Dila/01/PA000C205.pdf>
- Danfoss. (2007). Control de presión del cárter con válvula de cierre. [Figura]. Recuperados de: <http://files.danfoss.com/TechnicalInfo/Dila/01/PA000C205.pdf>
- REFRISOLUCIONES, (2016). Válvula manual. [Figura]. Recuperado de: <http://refrisoluciones.blogspot.com/2016/11/>
- Eribes, M. (2012). Válvula de expansión automática. [Figura]. Recuperado de: <http://refrigeracion-meli.blogspot.com/2012/04/control-de-flujo-flow-control.html>
- REFRISOLUCIONES, (2016). Tubo capilar. [Figura]. Recuperado de: <http://refrisoluciones.blogspot.com/2016/11/>
- Vaporisa. Ltda. (2016). Válvulas con flotador. [Figura]. Recuperado de: [http://www.vaporisa.cl/wp/?page\\_id=964](http://www.vaporisa.cl/wp/?page_id=964)
  - Yáñez, G. (2017). Partes de la válvula de expansión termostática. [Figura 30]. Recuperado de: <https://www.0grados.com/contaminacion-sistemas-refrigeracion/>
- Vaporisa. Ltda. (2016). Válvula expansión termostática con equilibrado interno de presión. [Figura 34]. Recuperado de: [http://www.vaporisa.cl/wp/?page\\_id=964](http://www.vaporisa.cl/wp/?page_id=964)
- Rapin & Jacquard. (1997). Esquema de válvula de expansión termostática con equilibrado externo de presión. [Figura]. Recuperado de: Instalaciones Frigoríficas Copyright. S.A. MARCOMBO.

- G.S.I. (2012). Receptor de líquido refrigerante. [Figura]. Recuperado de: <http://goldstonehvacr.com/product/gplc-series-liquid-receiver-1/>
- OesteRefrigerante. (2009). Evaporadores. [Figura]. Recuperado de: <http://www.oesteref.com.ar/productos.html>
- Amores A. (2014). Pérdidas de carga en tuberías de refrigeración. [Tabla]. Recuperado de: <http://www.acrlatinoamerica.com/201410265613/articulos/refrigeracion-comercial-e-industrial/perdidas-de-carga-en-tuberias-de-refrigeracion.html>
- Danfoss. (2007). Tubería de succión. [Figura]. Recuperado de: <http://files.danfoss.com/TechnicalInfo/Dila/01/PA000C205.pdf>
- PlataformaArquitectura. (2015). Espesor de panel RSP. [Tabla]. Recuperado de: <https://www.plataformaarquitectura.cl/catalog/cl/products/1845/panel-aislante-rudnev-aislapol>
- PlataformaArquitectura. (2015). Conductividad térmica, calor específico y difusividad. [Tabla]. Recopilado de: <https://www.plataformaarquitectura.cl/catalog/cl/products/1845/panel-aislante-rudnev-aislapol>
- Danfoss. (2007). Cámara iluminada. [Figura]. Recuperado de: <http://files.danfoss.com/TechnicalInfo/Dila/01/PA000C205.pdf>
- Weather Underground. (2001). Pronóstico del clima. [Figura]. Recuperado de: [https://espanol.wunderground.com/history/airport/SELT/2001/1/8/DailyHistory.html?req\\_city=&req\\_state=&req\\_statename=&reqdb.zip=&reqdb.magic=&reqdb.wmo=](https://espanol.wunderground.com/history/airport/SELT/2001/1/8/DailyHistory.html?req_city=&req_state=&req_statename=&reqdb.zip=&reqdb.magic=&reqdb.wmo=)
- Weather Underground. (2001). Pronóstico del clima semanal. [Figura]. Recuperado de: [https://espanol.wunderground.com/history/airport/SELT/2001/1/8/DailyHistory.html?req\\_city=&req\\_state=&req\\_statename=&reqdb.zip=&reqdb.magic=&reqdb.wmo=](https://espanol.wunderground.com/history/airport/SELT/2001/1/8/DailyHistory.html?req_city=&req_state=&req_statename=&reqdb.zip=&reqdb.magic=&reqdb.wmo=)
- Yáñez, G. (2017). Contaminación en Sistemas de Refrigeración. [Figura]. Recuperado de: <https://www.0grados.com/contaminacion-sistemas-refrigeracion/>
- CeroGradosCelsius. (2017). Válvula de expansión termostática. [Figura]. Recuperado de: <https://www.0grados.com/aplicacion-y-ajuste-de-las-valvulas-de-expansion-termostatica/> Otro de los parámetros a tener en cuenta es el orificio de la válvula de expansión que de acuerdo a la potencia frigorífica requerida.

- AlimentatuBienestar. (2014). Frutas y verduras para cada mes del año. [Tabla]. Recuperado de: <https://www.alimentatubienestar.es/frutas-y-verduras-de-temporada-para-cada-mes-del-ano/>
- Huerto Ladis. Calendario de huertos y cosechas. [Tabla]. Recuperado de: <https://huertoladis.wordpress.com/calendario-de-siembras-y-cosechas/>
- Weather Underground. (2001). Temperatura máxima y mínima promedio. [Figura]. Recuperador por: [https://espanol.wunderground.com/history/airport/SELT/2001/1/8/DailyHistory.html?req\\_city=&req\\_state=&req\\_statename=&reqdb.zip=&reqdb.magic=&reqdb.wmo=](https://espanol.wunderground.com/history/airport/SELT/2001/1/8/DailyHistory.html?req_city=&req_state=&req_statename=&reqdb.zip=&reqdb.magic=&reqdb.wmo=)
- TheWeatherChannel. (2018). Tiempo en Quito y zona centro. [Figura]. Recuperado por: [https://espanol.wunderground.com/history/airport/SELT/2001/1/8/DailyHistory.html?req\\_city=&req\\_state=&req\\_statename=&reqdb.zip=&reqdb.magic=&reqdb.wmo=](https://espanol.wunderground.com/history/airport/SELT/2001/1/8/DailyHistory.html?req_city=&req_state=&req_statename=&reqdb.zip=&reqdb.magic=&reqdb.wmo=)
- Climatología. (2013). Tiempo en Latacunga. [Figura]. Recuperador por: <http://olfrcea.blogspot.com/2013/08/>
- Aislapol. (2003). Detalle de unión machihembra entre paneles. [Figura]. Quasar Products. Recuperado de: <http://www.aislapol.cl/poliestireno-expandido/portfolio-category/embalajes/>
- Aislapol. (2003). Detalle de unión panel-piso y panel-muro o panel-cielo. [Figura]. Quasar Products. Recuperador de: <http://www.aislapol.cl/poliestireno-expandido/portfolio-category/embalajes/>
- Center-Panel. (2012). Detalle del sistema de sujeción del cielo. [Figura] Perfil Omega sustentación de techos. Recuperado de: <http://www.centerpanel.es/productosPerfilOmegaTechos.asp>
- Surfrigo. (2018). Detalle de galpón exterior para cámaras de refrigeración elaborada con paneles prefabricados. [Figura] Cámaras de refrigeración. Recuperado de: <http://camarasrefrigeracion.cl/wp/camaras-de-refrigeracion/>
- Franco, O. (2013). Velocidad promedio del viento. [Figura]. Climatología CAE. Recuperado de: <http://olfrcea.blogspot.com/>



# ANEXOS

## TABLAS ANEXOS



## Anexos

### ANEXO 1.

#### Datos de alimentos

ALIMENTO	REF	%AGUA	TEM INICIO CONG	CALOR LATENTE FUSION KJ/KG	DEBAJO DEL PUNTO DE CONGELACION	ENCIMA DEL PUNTO DE CONGELACION
Aguacate	2	94	-2.7	316	2.05	3.81
Limón	2	89.3	-2.2	295	1.93	3.85
Manzana	2	84	-2.0	281	1.85	3.60
Mango	2	93	0.0	312	1.93	3.77
Naranja	2	87.2	-2.2	288	1.93	3.77
Pera	2	83.5	-1.9	275	1.99	3.60
Jugo de pera	2	87.2	-1.44			
Apio	2	93.7	-1.3	314	2.01	3.98
Lechuga	2	94.0	-0.4	316	2.01	4.02
Repollo	2	92.4	-0.5	306	1.97	3.94
Tomate	2	94	-1.0	312	2.01	3.98
Zanahoria	2	88.2	-1.3	193	1.90	3.70

*Nota.* Recuperado de Almeida Refrigereacao. Copyright 2011 Almeida. Reprinted with permission.

**ANEXO 2** Capacidad de unidad condensadora para R-404<sup>a</sup> o R-507<sup>a</sup>.

Unidad de condensación	Temperatura al ambiente	7.5	5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	-45
<b>SA. 7 28 F-Y/2</b>	27	24710	23160	20220	17460	14950	12640	10570	8610	6970			
	32	22640	21190	18520	16020	13740	11630	9720	7920	6370			
	38		18770	16540	12240	12240	10360	8680	7040	5630			
	43			10950	10950	10950	9280	7710	6280	5020			
<b>SA. 533 S-Y/2</b>	27							11140	9310	7660	6190	4330	3570
	32							10090	8470	6980	5600	4320	3160
	38							8840	7420	6080	4860	3740	2670
	43							7720	6510		4250	3240	
<b>SA. 733 S-Y/2</b>	27			23580	20440	17470	14820	12370	10070	8110			
	32			21610	18680	16060	13600	11330	9180	7360			
	38				16540	14210	12040	10040	8100	6460			
	43				14690	12690	10730	8960	7220	5710			
<b>SA. 7 39 SY/2</b>	27						16650	14060	11730	9650	7700	6040	4500
	32						15290	12920	10760	8820	7010	5460	4020
	38						13550	11460	9530	7810	6180	4790	3450
	43						12010	10200	8490	6890	5470	4200	
<b>SA. 10 39 SY/2</b>	27	36880	34360	29850	25730	22010	18560	15360	12600	6970			
	32	33790	31690	27480	23760	20360	17190	14210	11600	6370			
	38			24630	21260	18250	15330	12750	10370	5630			
	43			21970	19130	16430	13820	11470	9340	5020			

*Nota.* Recuperado de American Society of Heating and Air-Conditioning Engineers. Copyright 1981 por ASHRAE. Reprinted with permission.

**ANEXO 2.** Calor de respiración producido por hortalizas en estado fresco expresado en Kcal/t/día

Espece	0 °C	5 °C	15 °C
<b>Betarraga (raíces)</b>	734	1.124	2.005
<b>Brócoli</b>	2.063	3.961	11.606
<b>Esparrago</b>	2.299	3.878	8.864
<b>Espinaca</b>	1.260	2.639	10.376
<b>Lechuga</b>	731	969	2.548
<b>Papas</b>	182	396	-
<b>Repollo</b>	332	492	1.130
<b>Zanahoria</b>	590	961	2.238

*Nota.* Recuperado de American Society of Heating and Air-Conditioning Engineers. Copyright 1981 por ASHRAE. Reprinted with permission.

**ANEXO 3.** Promedio de cambios de aire diario en cuartos de almacenaje

Cambios de aire por 24h			Cambios de aire por 24h		
Volumen Interior ( $m^3$ )	Temperatura Del cuarto Sobre 0 °C	Volumen Interior ( $m^3$ )	Temperatura Del cuarto Sobre 0 °C	Volumen Interior ( $m^3$ )	Temperatura Del cuarto Sobre 0 °C
5	50.1	38.0	500	3.7	2.8
10	31.1	24.2	625	3.3	2.5
15	25.3	19.6	750	2.9	2.3
20	21.2	16.9	1000	2.5	1.9
25	18.7	14.9	1250	2.2	1.7
30	16.7	13.5	1800	1.66	1.42
40	14.3	11.7	2400	1.43	1.22
50	12.8	10.2	3000	1.35	1.11
75	10.1	8.0	4000	1.23	0.99
100	8.7	6.7	5000	1.17	0.93
125	7.7	6.0	6000	1.11	0.86
150	7.0	5.4	8000	1.05	0.85
200	5.9	4.6	10000	0.97	0.83
250	5.3	4.1	12000	0.91	0.81
375	4.2	3.2	14000	0.87	0.80

*Nota.* Recuperado de American Society of Heating and Air-Conditioning Engineers. Copyright 1981 por ASHRAE. Reprinted with permission.

### ANEXO 4. Datos generales

Pasos de aletas / Fin spacing 7.2mm			DE 17	DE 26	DE 34	DE 52	DE 69	DE 93	DE 104	DE 139	DE 185
<b>CUBICOS / SIMPLE --- FLUJO / CUBIC</b>											
<b>Capacidad/Rating</b>	$\Delta T=10$	Kcal/h.	1.740	2600	3.480	5.200	6.935	9.250	10.400	13.870	16.490
	$\Delta T=7$	Kcal/h.	1.220	1.820	2.435	3.460	4.855	6.475	7.280	9.710	12.945
	$\Delta T=10$	KW	2.02	3.02	40.04	6.04	8.06	10.75	12.08	16.11	21.48
	$\Delta T=7$	KW	1.42	2.11	2.83	4.02	5.64	7.52	8.46	11.28	15.04
<b>Caudal de aire / Air flow</b>		$m^2/h$	1.510	1.450	3.020	2.900	4.890	4.660	7.330	6.990	9.320
<b>Superficie / Surface</b>		$m^2$	6.6	9.9	13.2	19.8	26.4	35.2	39.6	52.8	70.4
<b>Flecha de aire / Air throw</b>		$m$	14	13	14	13	21	20	21	20	20
<b>Peso neto / Net weight</b>		Kg	15.5	17.5	24	29	40.5	46.5	54	63	90

Nota. Recuperado de American Society of Heating and Air-Conditioning Engineers. Copyright 1981 por ASHRAE. Reprinted with permission.

### ANEXO 6. Datos generales

Datos comunes / General Data		n x Ømm	1 x 300	1 x 300	2 x 300	2 x 300	2 x 150	2 x 350	3 x 350	3 x 350	4 x 350
<b>Ventiladores / Fans</b>											
<b>Potencia absorbida total/ Total power consumption</b>		W	95	95	190	190	260	260	390	390	520
<b>Intensidad absorbida/ Current consumption</b>	(1-23V-50Hz)	A	0.52	0.52	1.04	1.04	1.16	1.16	1.74	1.74	2.32
<b>Desescarche/Deforst(*)</b>	E	W	1050	1050	2100	2100	2810	3660	4340	5520	1280
	HG	W	270	270	540	540	540	540	800	800	1060
<b>Dimensiones/Dimensions</b>	A	.mm	810	810	1310	1310	1310	1310	1810	1810	2310
	B	.mm	430	430	430	430	550	550	550	550	550
	C	.mm	530	530	1030	1030	1010	1030	1530	1530	2030
	D	.mm	250	250	250	250	300	300	300	300	300
<b>Conexiones /Connections</b>	Entrada /inlet	.mm	½" SAE	½" SAE	½" SAE	½" SAE	½" SAE	½" SAE	½" SAE	5/8" SAE	5/8" SAE
	Salida /outlet	.mm	16	16	22	22	26	28	35	35	35
<b>Desagüe /Drain line</b>		Cas	1"	1"	1"	1"	1"	1"	1"	1"	1"
<b>Volumen Interno /Inside volumen</b>		$dm^3$	2.8	4.2	5.2	7.9	10.4	13.8	15	20.1	26.5

Nota. Recuperado de American Society of Heating and Air-Conditioning Engineers. Copyright 1981 por ASHRAE. Reprinted with permission.

**ANEXO 7.** Cuerpo para la selección de la válvula de expansión termostática DANFOSS.

MODELO	Refrigerante	Ecuador de presión	Tubo capilar [m]	Conexión entrada x salida	
<b>TF 2</b>	R12	Interno	1.5	3/8"x1/2"Flare	3100DA-0.10
<b>TX 2</b>	R22	Interno	1.5	3/8"x1/2"Flare	3100DA-0.12
<b>TEF 2</b>	R12	Externo	1.5	3/8"x1/2"Flare	3100DA-0.20
<b>TEX 2</b>	R 22	Externo	1.5	3/8"x1/2"Flare	3100DA-0.22
<b>TEY 2</b>	R 502	Externo	1.5	3/8"x1/2"Flare	3100DA-0.24
<b>TEN 2</b>	R134 a	Externo	1.5	3/8"x1/2"Flare	3100DA-0.26
<b>TES 2</b>	R 404 a	Externo	1.5	3/8"x1/2"Flare	3100DA-0.27

*Nota.* Recuperado de American Society of Heating and Air-Conditioning Engineers. Copyright 1981 por ASHRAE. Reprinted with permission.

**ANEXO 8.** Orificio para cuerpo de válvulas Danfoss.

Numero de orificios	R-12	R-22	R-502	R-134aC	R-404 <sup>a</sup> /R 507	Código Antártico
<b>0x</b>		0.15		0.11	0.11	3100DA-0.37
<b>00</b>	02	0.3	0.2	0.25	0.21	3100DA-0.30
<b>01</b>	0.3	0.7	0.3	0.5	0.45	3100DA-0.31
<b>02</b>	0.5	1.0	0.5	0.8	0.60	3100DA-0.32
<b>03</b>	1.0	1.5	1.0	1.3	1.20	3100DA-0.33
<b>04</b>	1.5	2.3	1.5	1.9	1.70	3100DA-0.34
<b>05</b>	2.0	3.0	2.0	2.5	2.20	3100DA-0.35
<b>06</b>	3.0	4.5	3.0	3.0	2.60	3100DA-0.36

*Nota.* Recuperado de <https://www.antartic.cl/cobre.html>. Copyright 2003 por Antartic Refrigeración. Reprinted with permission.

**ANEXO 8.** Capacidades en kW para tubo de refrigerante llevando R-404.

R404A Tc=40°C	Suction Anne (K/m) 0.04 Saturated Suction temperatura (°C)					Discharge lines ΔT (K/m) 0.02 whit isentrop efficiency of 0.5 saturated suction Temp. (*)			Liquid line Saturated suction			Liquid line ΔT=0.02 K/m Sarured Suction Temp (°C)			
	-40	-30	-20	-5	5	-40	-25	5	-40	-20	5	-40	-20	5	
Cuba Dismister Cooper Type L*(mm)	Corresponding Δp (Pa/m)					Corresponding ΔP (Pa/m)			Capacity			Corresponding Δp (Pa/m)			
	240	305	455	550	853	875			5 m/s			875			
	Line capacity (KW)					Line capacity (KW)			Line capacity (KW)			Line capacity (KW)			
10	8.02	0.12	0.19	0.1	0.56	0.44	2.04	1.21	1.46	2.02	2.2	2.52	3.39	3.87	4.41
12	10.92	0.27	0.45	0.71	0.72	1.82	2.38	2.42	3.33	3.76	4.29	4.35	7.79	3.89	10.12
15	13.94	0.51	0.85	1.34	2.48	3.6	4.46	5.27	6.24	6.03	6.88	7.34	14.84	13.71	19.02
18	15.97	0.8	1.45	2.23	4.23	6.12	7.57	8.54	10.6	9.02	10.29	11.71	24.97	28.49	32.44
22	18.94	1.36	2.25	3.54	6.35	9.45	11.6	13.52	10.33	12.56	14.6	10.66	35.99	44.04	50.13

26	26.04	2.78	4.58	7.13	13.21	19.15	23.58	27.83	32.96	21.38	24.3	27.75	78.18	89.21	101.57
35	32.13	4.6	1.99	12.55	23	33.21	40.91	48.43	57.21	32.52	37.11	42.24	136.14	165.35	178.85
42	38.23	7.72	12.67	19.05	36.24	52.42	64.54	76.38	96.21	48.04	62.53	59.81	215.22	245.58	279.59
54	50.42	18.08	28.33	41.2	75.2	158.31	133.19	157.58	188.08	80.67	94.3	104.03	445.6	508.48	578.89
67	62.61	29.51	48.81	72.82	132.68	190.89	234.59	277.44	327.56	123.47	140.3	180.41	705.57	897.56	1021.85
79	0.8	45.6	74.48	118.22	212.99	303.46	373.09	441.25	520.02	178.23	201.1	255.95	1267.66	1430.56	1628.64
92	83.02	67.21	150.78	172.72	313.82	450.77	553.18	854.2	772.17	258.41	212.06	309.72	1861.69	2124.28	2416.55
105	99.19	95.92	156.33	243.54	442.04	634.55	778.37	920.42	1086.28	309.9	353.63	402.6	2523.01	2993.13	3405.02

*Nota.* Recuperado de <https://www.solvay.com/en/brands/solkane/solkane-specialties>. COPYRIGHT 2003 por SOLKANE. Reprinted with permission.



**ANEXO 9.****Tamaños nominales de tubos – pulgadas**

<b>Tipos de Union</b>	(1/2)	(3/4)	1	1(1/4)	1(1/2)	2	2(1/8)	3	3(1/2)	4	4(1/2)	5	6	7	8	9	10	11	12
<b>Válvula de compuerta-abierta</b>	0,3	0,5	0,6	0,8	0,9	1,2	1,4	1,7	2	2,5	2,7	3	3,5	4	4,5	5	6	6,5	7
<b>Válvula de globo-abierta</b>	16	21	26	35	43	54	65	80	95	110	120	140	160	180	210	250	280	305	330
<b>Válvula angular-abierta</b>	8	11	14	18	20	25	31	40	45	51	60	70	80	91	110	125	140	152	165
<b>Codo estándar 45 grados</b>	0,8	1	1,3	1,6	2	2,5	3	3,8	4,5	5	5,8	6	8	8,5	10	11	13	14	15
<b>Codo estándar 90 grados</b>	1,5	2	2,5	3,5	4,5	5	6,5	8	10	11	13	14	16	18	20	23	26	28	30
<b>Codo 90 grados curvatura media</b>	1,4	1,8	2,3	3	3,5	4,5	5,2	6,5	8	9	10	11	14	15	17	19	21	23	25
<b>Codo 90 grados con gran curvatura</b>	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8	9	10	12	14	16	18	19	20
<b>Codo 90 grados en escuadra</b>	3	4,5	5,5	7,5	9	12	14	17	20	22	24	26	33	38	44	50	53	55	57
<b>Codo en U cerrado</b>	3,5	5	6	8	10	13	15	18	20	24	26	30	35	42	49	54	61	66	72
<b>T normal - ramal tamaño completo</b>	3	4,5	5,5	7,5	9	12	14	17	20	22	24	26	33	38	44	50	53	55	57
<b>T normal - a través de la tubería de ensanchamiento súbito de d a D 4/3 d/D = 1/2</b>	1	1,5	2	2,5	3	3,5	4	5	6	7	8	9	10	12	14	16	18	19	20
	1,5	2	2,5	3,5	4,5	5	6,5	8	10	11	13	14	16	18	20	23	26	28	30

<b>d/D = 1/3</b>	1	1,3	1,6	2,2	2,6	3,3	3,8	4,9	5,6	6,4	7	8,1	10	11	13	15	16	17	18
<b>d/D = 1/4</b>	0,3	0,5	0,6	0,8	0,9	1,2	1,4	1,7	2	2,5	2,7	3	3,5	4	4,5	5	6	6,5	7
<b>Contracción subita de D a d 4/3</b>																			
<b>d/D = 1/4</b>	0,8	1	1,3	1,6	2	2,5	3	3,8	4,5	5	5,8	6	8	8,5	10	11	13	14	15
<b>d/D = 1/3</b>	0,6	0,8	1	1,3	1,5	1,8	2,3	2,8	3,4	3,6	4,3	4,8	5,6	6,4	7,5	8,5	9,5	11	12
<b>d/D = 1/2</b>	0,3	0,5	0,6	0,8	0,9	1,3	1,4	1,7	2	2,5	2,7	3	3,8	4	4,5	5	6	6,5	7
<b>Tubería de conexión al tanque la cual termine al paño de la superficie interior</b>	0,9	1,3	1,5	2	2,4	3	3,6	4,5	5,1	6	6,6	7,5	9	11	12	14	15	17	18
<b>Tubería de conexión al tanque la cual se proyecta más alta del paño de la superficie interior</b>	1,5	2	2,5	3,5	4	5	6	7,8	9	10	12	13	15	17	19	21	24	27	30

*Nota.* Recuperado de Principios de Refrigeración, COPYRIGHT 1980 Roy J. Dossat. Reprinted with permission.

**ANEXO 8. Filtro deshidratadores Castel**

MODELO	CONEXIONES	VOLUMEN [cm <sup>3</sup> ]	CODIGO ANTARTIC
4303/2	1/4 Flare	50	2100CA-200
4303/3	3/8 Flare	50	2100CA-205
4303/2	1/4 Flare	80	2100CA-203
4303/3	3/8 Flare	80	2100CA-206
4303/4	1/2 Flare	13	2100CA-210
4303/3	3/8 Flare	250	2100CA-208
4303/4	1/2 Flare	250	2100CA-212
4303/5	5/8 Flare	250	2100CA-215
4303/5	5/8 Flare	500	2100CA-217
4303/5S	5/8 ODF	500	2100CA-216
4303/5	5/8 Flare	670	2100CA-218
4303/6S	3/4 ODF	670	2100CA-220
4303/7	7/8 ODF	670	2100CA-225

*Nota.* Recuperado de <https://www.antartic.cl/cobre.html>. Copyright 2003 Antartic Refrigeración, Reprinted with permission.

**ANEXO 9. Visor de líquido con indicador de humedad.**

MODELO	CONEXIONES	CODIGO ANTARTIC
SGI 6	1/4*1/4 Flare	2300DA- 010
SGI10	3/8*3/8 Flare	2300DA- 012
SGI 12	1/2*1/2 Flare	2300DA- 016
SGI 15	5/8*5/8 Flare	2300DA- 016

*Nota.* Recuperado de <https://www.antartic.cl/cobre.html>. Copyright 2003 Antartic Refrigeración, Reprinted with permission.

**ANEXO 10. Válvulas de bolas para refrigerantes.**

MODELO	CONEXIONES	VOLUMEN [cm <sup>3</sup> ]	CODIGO ANTARTIC
4303/2	¼ Flare	50	2100CA-200
4303/3	3/8 Flare	50	2100CA-205
4305/2	¼ Flare	80	2100CA-203
4305/3	3/8 Flare	80	2100CA-206
4308/4	½ Flare	130	2100CA-210
4316/3	3/8 Flare	250	2100CA-208
4316/4	½ Flare	250	2100CA-212
4316/5	5/8 Flare	250	2100CA-215
4332/5	5/8 ODF	500	2100CA-217
4332/5s	5/8 Flare	500	2100CA-216

**ANEXO 5. Termostatos ambientales Danfoss.**

Modelo	Cama de regulación °C	Diferencial a		reame	Temperatura máx. Del bulbo	Longitud del tubo capilar	Aplicación	CODIGO ANTARTIC
		La temperatura más baja °C	La temperatura más alta °C					
XP 61	-30 a 15	5.5 a 23	1.5 a 7	Ant.	120	2	Baja y media Temperatura	3300DA- 002
XP68	-5 a 35	4.5 a 25	1.8 a 7	Ant.	120	N/A	Alta y media Temperatura	3300DA- 005
XP69	-5 a 35	4.5 a 25	1.8 a 7	Ant.	120	2	Alta y media Temperatura	3300DA- 006
XP73	-25 a 15	12.0 a 70	8.0 a 25	Ant.	80	2 ó 5	Termino de Deshielo	3300DA- 004

Nota. Recuperado de <https://www.antartic.cl/cobre.html>. Copyright 2003 Antartic Refrigeración, Reprinted with permission.

**ANEXO 6. Válvulas solenoides para refrigerantes.**

MODELO	CONEXIONES	Factor K m/h	BOBINA	CODIGO ANTARTIC
EVR-3(NC)	3/8*3/8 Flare	0.27	220/50 Hz	4100DA- 001
EVR- 6(NC)	1/2*1/2 Flare	0.8	220/50 Hz	4100DA- 004
EVR-15 (NC)	7/8*7/8 ODS	2.6	220/50 Hz	4100DA- 006
EVR-15 (NC)	5/8*5/8 ODS	2.6	220/50 Hz	4100DA- 008
EVR-15 (NC)	5/8*5/8 ODS	2.6	220/50 Hz	4100DA- 010
EVR-15 (NC)	5/8*5/8 ODS	2.6	220/50 Hz	4100DA- 012
EVR-15 (NC)	7/8*7/8 ODS	2.6	220/50 Hz	4100DA- 014

Nota. Recuperado de <https://www.antartic.cl/cobre.html>. Copyright 2003 Antartic Refrigeración, Reprinted with permission.

**ANEXO 7. Válvulas reguladoras de presión**

MODELO	CONEXIONES	CODIGO ANTARTIC
ORIT - 6	5/8*5/8 O.D.S.	2300DA-010
ORIT - 6	7/8*7/8 O.D.S.	2300DA-012
ORIT - 6	1 1/8* 1 1/8 O.D.S.	2300DA-016

Nota. Recuperado de <https://www.antartic.cl/cobre.html>. Copyright 2003 Antartic Refrigeración, Reprinted with permission.

**ANEXO 8. Filtro deshidratadores Castel**

MODELO	CONEXIONES	VOLUMEN [cm <sup>3</sup> ]	CODIGO ANTARTIC
4303/2	1/4 Flare	50	2100CA-200
4303/3	3/8 Flare	50	2100CA-205
4303/2	1/4 Flare	80	2100CA-203
4303/3	3/8 Flare	80	2100CA-206
4303/4	1/2 Flare	13	2100CA-210
4303/3	3/8 Flare	250	2100CA-208
4303/4	1/2 Flare	250	2100CA-212
4303/5	5/8 Flare	250	2100CA-215
4303/5	5/8 Flare	500	2100CA-217
4303/5S	5/8 ODF	500	2100CA-216
4303/5	5/8 Flare	670	2100CA-218
4303/6S	3/4 ODF	670	2100CA-220
4303/7	7/8 ODF	670	2100CA-225

*Nota.* Recuperado de <https://www.antartic.cl/cobre.html>. Copyright 2003 Antartic Refrigeración, Reprinted with permission.

**ANEXO 9. Visor de líquido con indicador de humedad.**

MODELO	CONEXIONES	CODIGO ANTARTIC
SGI 6	1/4*1/4 Flare	2300DA- 010
SGI10	3/8*3/8 Flare	2300DA- 012
SGI 12	1/2*1/2 Flare	2300DA- 016
SGI 15	5/8*5/8 Flare	2300DA- 016

*Nota.* Recuperado de <https://www.antartic.cl/cobre.html>. Copyright 2003 Antartic Refrigeración, Reprinted with permission.

**ANEXO 10. Válvulas de bolas para refrigerantes.**

MODELO	CONEXIONES	VOLUMEN [cm <sup>3</sup> ]	CODIGO ANTARTIC
4303/2	¼ Flare	50	2100CA-200
4303/3	3/8 Flare	50	2100CA-205
4305/2	¼ Flare	80	2100CA-203
4305/3	3/8 Flare	80	2100CA-206
4308/4	½ Flare	130	2100CA-210
4316/3	3/8 Flare	250	2100CA-208
4316/4	½ Flare	250	2100CA-212
4316/5	5/8 Flare	250	2100CA-215
4332/5	5/8 ODF	500	2100CA-217
4332/5s	5/8 Flare	500	2100CA-216

---

<b>4341/5</b>	5/8 Flare	670	2100CA-218
<b>4341/6s</b>	3/4 ODF	670	2100CA-220
<b>4341/7s</b>	7/8 ODF	670	2100CA-225

---

*Nota.* Recuperado de <https://www.antartic.cl/cobre.html>. Copyright 2003 Antartic Refrigeración, Reprinted with permission.

### **PANELES AISLANTES**

Auto soportante a través de sistema macho/hembra en acero y su correspondiente corta frío (imposibilitando la fuga de frío entre la unión de paneles); generando mayor resistencia mecánica y unión estanca perfecta.



*Figura 61.* Paneles aislantes auto soportantes, Aislapol (2003).

## Puertas de Abatir para BT° / 600 LWT



**Temperatura**  
-20 a -40 C°



**Diseño**  
Tecnología y quincallería MTH,  
Italia



**Hoja**  
Espesor de hoja 100 mm,  
Poliuretano



**Revestimiento**  
Recubrimiento acero prepintado,  
inoxidable, foodsave



**Marco**  
Marco puerta en aluminio  
anodizado.



**Contramarco**  
Remarco de PVC recubierto en  
Acero prepintado ó Inoxidable.



**Protección**  
Protección frontal en aluminio  
diamantado de 2 mm



**Herrajería**  
Manilla y apertura de emergencia  
en ABS




**Resistencia a la Temperatura**  
Calefactor perimetral (Para  
Puertas de BT°)





Modelo 600 LWT


Figura 63. Puertas de Abatir para BT/600 LWT, CEA (2013).


## Puertas de Vaivén Alto Impacto /IN-180


 **Diseño**  
Tecnología Standard americana


 **Hoja**  
Espesor de hoja 40 mm,  
Poliuretano

 **Revestimiento**  
Recubrimiento ABS de 2 mm de  
espesor

 **Marco**  
Marco de Puerta en Acero  
Galvanizado, Inox ó Prepintado

 **Sist levante**  
Bisagras Tipo V-CAM

 **Sellos**  
Burlete perimetral de goma  
elastomérica de alta resistencia

 **Mirillas**  
Mirillas de Policarbonato


 **Protección**  
Bumpers de protección de  
Polietileno de 3 mm de espesor



Figura 63. Puertas de Vaivén Alto Impacto/IN-180, CEA (2013).



## Puertas de Corredera para BT° / 480 LWT



### *Temperatura*

20 a -40 C°



### *Diseño*

Tecnología y quincallería MTH, Italia.



### *Hoja*

Espesor de hoja 100 mm, Poliuretano



### *Revestimiento*

Recubrimiento acero prepintado, inoxidable, foodsave



### *Marco*

Marco puerta en aluminio anodizado



### *Contramarco*

Remarco de PVC recubierto en Acero prepintado ó Inoxidable



### *Protección*

Protección frontal en aluminio diamantado de 2 mm



### *Herrajería*

Manilla y apertura de emergencia en acero inoxidable



### *Resistencia a la Temperatura*

Calefacción Perimetral y Piso



### *Riel*

Riel de corredera en aluminio anodizado



Modelo 480 LWT

Figura 64. Puertas de Corredera para BT° / 480 LWT, CEA (2013).

## LÍNEA DE EVAPORADORES INDUSTRIALES CÚBICOS



Figura 65. Evaporador industrial cúbico, Aislapol (2003).

El desarrollo de la línea de evaporadores industriales EIC, responde a la modernización de nuestros equipos incorporando en ellos conceptos de eficiencia energética, sanidad y durabilidad. Con el fin de aportar a los proyectos industriales de refrigeración un alto estándar de calidad acorde a las crecientes exigencias que día a día se introducen a la industria alimentaria. Disponible para trabajar con todo tipo de refrigerantes.

### **CAPACIDAD**

2,65 -160 KW Media temperatura.

1,9 -110 KW Baja temperatura.

### **CARACTERÍSTICAS CONSTRUCTIVAS**

Tubos de cobre / Aluminio / Inoxidable.

Aletas: Aluminio Natural / Aluminio pre barnizado Goldfin.

Cubierta: Acero electrozincado blanco (RAL 9016) / Aluminio al Magnesio / Acero inoxidable.

Deshielos: aire / gas caliente / agua / eléctrico.

### **OPCIONALES**

Bandeja aislada.

Bandeja calefaccionada.

Ventiladores EC.

Ventiladores Alta presión.

Resistencia en el ventilador.

Aro para fijación de mangas.

### **Streamers.**

Patatas de anclaje al piso.

### **APLICACIONES**

Refrigeración Semi-Industrial e Industrial.

Productos Frescos y Congelado.

Cámaras de Fruta, Industria Cárnica y Pesquera.

Centros de Distribución.

Túneles de Congelado o Pre frío.

### SERPENTIN REFRIGERANTE

INTERCAL diseña y fabrica serpentines a pedido para reemplazo en manejadoras de aire, ductos, condensadores de chillers y otras aplicaciones según requerimiento del cliente.



*Figura 66.* Serpentin refrigerante para distintas aplicaciones, Aislapol (2003).

#### CARACTERÍSTICAS CONSTRUCTIVAS

Tubos: Cobre, Aluminio, Acero Inoxidable.

Aletas: Aluminio Natural, Aluminio Goldfin.

#### APLICACIONES

Agua helada.

Glicoles.

Refrigerantes R22-R134a

**R507-R404, entre otros.**

Vapor.

Agua Caliente.

## CONDENSADORES REMOTOS INDUSTRIALES CA3 – CAV



*Figura 67. Condensadores remotos industriales, Aislapol (2003).*

Los condensadores remotos enfriados por aire, fueron diseñados para satisfacer todas las necesidades de proyectos de refrigeración comercial e industrial. El criterio de diseño de los condensadores INTERCAL tiene como objetivo reducir el consumo energético de estos durante su operación. Para ello cuentan con modernos intercambiadores de gran superficie y balanceada ventilación.

Dentro de nuestra gama de condensadores remotos se destacan los modelos para ahorro de energía, equipados con ventiladores EC y sistema de control autónomo, lo que permite regular el caudal de aire acorde a las condiciones de trabajo del momento generando importantes ahorros en el consumo eléctrico.

### **CAPACIDAD**

20 -765 KW

### **CARACTERÍSTICAS CONSTRUCTIVAS**

Tubos de cobre.

Aletas de Aluminio Natural.

Cubierta Acero electrozincado blanco (RAL 9016).

### **OPCIONALES**

Aleta pre barnizada con poliéster (Gold Fin) para ambientes corrosivos.

Ventiladores EC.

Tiro de aire: Horizontal / Vertical.

### **APLICACIONES**

Refrigeración Semi-Industrial e Industrial.

Productos Frescos.

Climatización sala de proceso.

Climatización andenes de carga y pasillos.

## DRY COOLERS DRC- DRV



*Figura 68.* Modelos DRY coolers DRC-DRV para disipación de calor, Danfoss (2003).

Los modelos DRC y DRV fueron diseñados para disipar el calor presente en fluidos tales como: agua, glicoles, aceites, etc. Útiles en proyectos de refrigeración y climatización con condensación por agua recirculada, enfriamiento de motores, grupos electrógenos, transformadores, enfriadores de aceite en compresores, etc.

El criterio de diseño de los DRY coolers INTERCAL tiene como objetivo reducir el consumo energético de estos durante su operación. Por ello son equipados con intercambiadores de gran superficie y ventilación de alta eficiencia tanto para motores trifásicos AC y electrónicos del tipo EC.

Estos últimos se destacan por estar equipados con un sistema de control autónomo que permite regular el caudal de aire en función de la temperatura del fluido a cada instante, evitando desplazar más aire del necesario para cumplir con las temperaturas objetivo, lo que genera importantes ahorros en el consumo eléctrico.

### **CAPACIDAD**

18 – 546 KW

### **CARACTERÍSTICAS CONSTRUCTIVAS**

Tubos de cobre.

Aletas de Aluminio Natural.

Cubierta Acero electrozincado blanco (RAL 9016).

### **OPCIONALES**

Aleta prebarnizada con poliéster (Gold Fin) para ambientes corrosivos.

Ventiladores EC.

Tiro de aire: Horizontal / Vertical.

### **APLICACIONES**

Enfriamiento de agua o aceite.

Enfriamiento de moto generadores y turbinas de generación eléctrica.

Equipos térmicos y procesos industriales.

Enfriamiento de transformadores.

Sistemas de enfriamiento cerrados de agua (necesarios cuando existe un Ambiente sucio o contaminante).

Sistemas de aire acondicionado y refrigeración condensados por agua.

Chillers condensados por agua.

### INTERCAMBIADORES DE CALOR DE UNA FASE



Figura 69. Intercambiadores de calor de una fase, Aislapol (2003).

El intercambio de calor de una fase es la manera más sencilla de transferir calor. Todos los medios permanecen en la misma fase (p. ej. líquido o gas) a lo largo del proceso. Entre las aplicaciones habituales para BPHE de SWEP encontramos la refrigeración del aceite hidráulico y de motor, los sistemas de calderas domésticas y los sistemas de agua caliente.

SWEP ofrece una amplia gama de intercambiadores de calor compactos de distintos materiales con un excelente rendimiento de transferencia de calor de fase única capaz de satisfacer todos los requisitos del mercado.

### EVAPORADORES

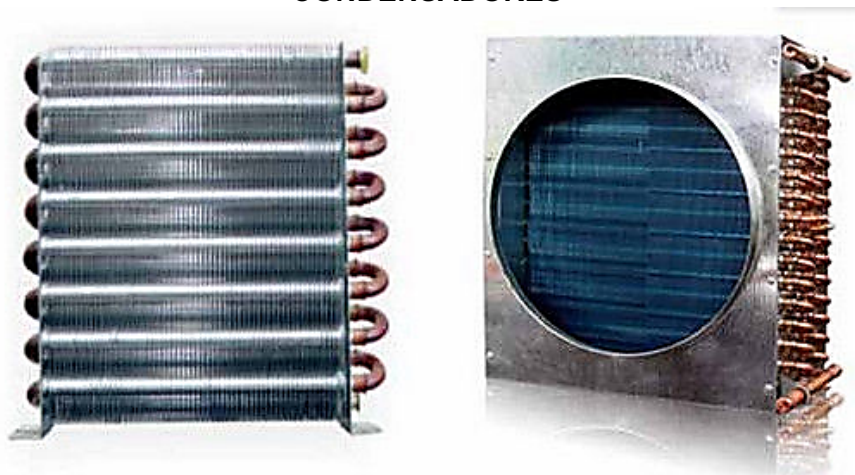


Figura 70. Evaporadores de sistema de refrigeración, Aislapol (2003).

El evaporador es uno de los componentes esenciales de los sistemas de refrigeración. Cuando se utiliza un BPHE de SWEF como evaporador, se enfría un líquido o un gas secundario ya que pierde el calor que se transfiere al refrigerante. El refrigerante hierve y se convierte en un gas, con lo que se absorbe más energía. Un evaporador de SWEF proporciona un proceso de ebullición estable y en buenas condiciones con una pequeña diferencia de temperatura entre el refrigerante y el líquido secundario. Una diferencia pequeña de temperatura significa que se puede conseguir una temperatura de evaporación superior, lo que corresponde a una presión más elevada. Si se reduce la diferencia de presión entre el lado de baja presión (evaporador) y el lado de alta presión (condensador), se reducirá el uso energético del compresor. La mayor presión de evaporación también incrementará la densidad del gas refrigerante. En cada tiempo, el compresor transportará más refrigerante a través del sistema. El menor consumo eléctrico y la mayor capacidad de refrigeración incrementarán la eficiencia total del sistema (CDR).

El proceso de evaporación representa la mayor parte del área de transferencia de calor del evaporador. Aunque el sobrecalentamiento solo representa aproximadamente un 5% del calor total de absorción, el proceso de calentamiento del gas suele ocupar hasta un 10-25% del total de la superficie de transferencia de calor.

### CONDENSADORES



*Figura 71.* Condensadores de sistema de refrigeración, Aislapol (2003).

El condensador es un componente esencial en los sistemas de refrigeración. Cuando se utiliza un BPHE de SWEF como condensador, recibe el gas refrigerante del

compresor. El calor transferido desde el refrigerante a un circuito de agua puede utilizarse luego para calefacción residencial o para conseguir agua corriente caliente. El calor se transfiere a través de la refrigeración, condensación y sub enfriado de gas del refrigerante líquido, y el diseño del BPHE de SWEF permite una transferencia de calor eficiente en las tres regiones de transferencia de calor. Por lo tanto, se utiliza totalmente la diferencia de temperatura entre la entrada y la salida del condensador aumentando la temperatura del agua para alcanzar o incluso superar la temperatura de condensación.

### **ECONOMIZADORES**

El economizador es un tipo de subenfriador en el que parte del refrigerante, normalmente un 10-20%, se evapora a una temperatura de evaporación más alta que en el evaporador principal, al tiempo que se subenfía sustancialmente el flujo de refrigerante restante. Para que el economizador funcione es necesario usar un compresor provisto con un puerto de economizador para que respire a un nivel de presión intermedio, como los modelos de inyección de vapor COPELAND ZH.

Los economizadores aportan dos ventajas al sistema:

1. El CDR del sistema mejora por el aumento de subenfriado proveniente del economizador.
2. El puerto del economizador proporciona una eficiente refrigeración del compresor durante la compresión.

Estos dos factores incrementan la capacidad del compresor en aproximadamente un 10% al tiempo que proporcionan un margen de funcionamiento mayor al compresor.

### **COMPRESORES**

Venta y reparación de compresores de Refrigeración

Venta de repuestos para compresores

Aire acondicionado y refrigeración

Taller de rectificación de compresores

Instalaciones eléctricas

Montaje de maquinaria y equipo



Servicio y reparación técnica de compresores de refrigeración industrial y aire acondicionado suministro de compresores remanufacturados solo repuestos originales:

COPELAND -CARRIER – BITZER – BOCK – CARLYLE -DORIN -YORK – DUNHAM-BUSH

### VÁLVULAS DE EXPANSIÓN ELECTRÓNICAS



Figura 72. Válvulas de expansión electrónicas, Aislapol (2003).

Las válvulas de expansión electrónicas son las únicas que permiten, el funcionamiento ideal del evaporador, manteniéndolo lleno de líquido y gas refrigerante y permitiendo que sólo salga del mismo gas sobrecalentado para no dañar el compresor.

Las válvulas de expansión electrónicas, además de la máxima utilización del evaporador, ofrecen una serie de ventajas con respecto a las válvulas de expansión termostáticas:

- Son ideales para trabajar en aquellos casos en que las cargas sufren grandes variaciones.
- Donde las presiones de condensación sufren grandes cambios.
- Ahorran energía.

Esta nueva válvula de expansión electrónica está accionada por un motor paso a paso y controlada por un microprocesador. El motor paso a paso le permite una notable precisión en la regulación con 480 pasos en una carrera de 15 mm.

El nuevo software de regulación implementado por Carel permite que el equipo de refrigeración ó aire acondicionado trabaje en condiciones óptimas aún con presiones de trabajo variables.

Estas válvulas son ideales para la alimentación de evaporadores de equipos tales como: chillers, equipos acondicionadores con bomba de calor, equipos para cámaras frigoríficas, etc.

La misma válvula y control pueden operar en equipos de refrigeración a bajas temperaturas y son compatibles con todos los refrigerantes R22, R134, R404, R407, Amoníaco, CO<sub>2</sub>, etc.

El movimiento axial del PIN, da una perfecta linealidad en el flujo refrigerante y la entrada del mismo puede ser en ambos lados, lo que la hace ideal para equipos con bomba de calor.

En un chiller se puede usar esta válvula, junto con el control del chiller, ya sea Microchiller o pCO<sub>2</sub> y mediante una salida digital de cualquiera de estos dos controles habilitar la válvula de expansión electrónica. Es decir, le avisa cuando el compresor está en marcha o no.

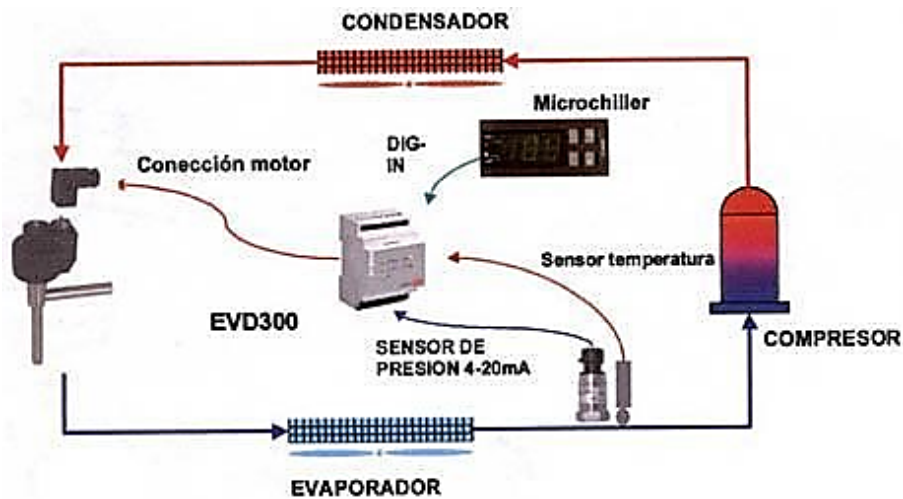


Figura 73. Circuito de aviso de funcionamiento de compresor en base a un chiller, Aislapol (2003).

## Publicaciones Científicas

ISBN: 978-9942-765-58-1



# ESPE

UNIVERSIDAD DE LAS FUERZAS ARMADAS  
INNOVACIÓN PARA LA EXCELENCIA