

**UNIVERSIDAD NACIONAL TECNOLÓGICA DE LIMA SUR**  
**FACULTAD DE INGENIERÍA Y GESTIÓN**  
**ESCUELA PROFESIONAL DE INGENIERIA MECÁNICA Y ELÉCTRICA**



**“DISEÑO DE UNA CAMARA FRIGORIFICA PARA MANGOS 20  
TONELADAS”**

**TRABAJO DE SUFICIENCIA PROFESIONAL**  
Para optar el Título Profesional de

**INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA**

**PRESENTADO POR EL BACHILLER**

**VALVERDE VEGA, FRANS JAIME**

**Villa El Salvador**  
**2017**

## **DEDICATORIA**

A mis padres por ser el pilar fundamental en todo lo que soy, y apoyarme en todos mis estudios, tanto escolar, académico y universitario.

Este trabajo ha sido posible gracias a ellos.

## **AGRADECIMIENTO**

A los profesores de la carrera de ingeniería Mecánica y Eléctrica.

Por compartir sus conocimientos y experiencias.

A mis padres.

Que siempre están en las buenas y en las malas, nunca terminare de agradecerles lo que hacen por mí y por sus hijos.

A mis hermanos.

Por el apoyo incondicional que me brindan, siempre poder contar con ellos.

A todos mis amigos que conocí en la universidad y con lo que pasamos momentos agradables en la etapa universitaria, amistad que perdurará por siempre.

## ÍNDICE

INTRODUCCIÓN .....	13
CAPITULO I .....	15
1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA .....	15
1.1 Descripción de la Realidad Problemática.....	15
1.2 Justificación del Proyecto.....	16
1.3 Delimitación del Proyecto.....	16
1.3.1. Espacial.....	16
1.3.2. Temporal .....	16
1.4 Formulacion del problema.....	17
1.5 OBJETIVOS.....	17
1.5.1. Objetivo General .....	17
1.5.2. Objetivo Específicos.....	17
CAPITULO II: .....	18
2. MARCO TEÓRICO .....	18
2.1 Antecedentes de la Investigación .....	18
2.2 Bases Teóricas. ....	20
2.2.1 El Mango .....	20
2.2.1.1. Mangos en el Perú .....	21
2.2.2. Refrigeración .....	24
2.2.3. Refrigeración por Compresión de Vapor .....	24
2.2.4 El Compresor. ....	26
2.2.4.1. Compresor Hermético. ....	26
2.2.4.2. Compresor Semi-Herméticos. ....	27
2.2.4.3. Compresor Abiertos. ....	27

2.2.5. El Condensador.....	28
2.2.5.1. Condensadores Enfriado por Aire .....	29
2.2.5.2. Condensadores Enfriados por Agua .....	29
2.2.5.3. Condensadores Evaporativos .....	30
2.2.6. El Evaporador.....	31
2.2.6.1. Clasificación según el procedimiento de circulación del aire .....	33
2.2.6.1.1. Evaporador de Convección Natural.....	33
2.2.6.1.2. Evaporador de Convección Forzada .....	33
2.2.6.2. Clasificación según sistema de desescarche .....	34
2.2.6.2.1. Desescarche por Aire .....	35
2.2.6.2.2. Desescarche por Resistencia Eléctrica .....	35
2.2.6.2.3. Desescarche por Gas Caliente.....	36
2.2.7. Válvula de Expansión.....	36
2.2.7.1. Válvulas Manuales .....	37
2.2.7.2. Tubos Capilares .....	38
2.2.7.3. Válvula de Expansión Termostática. ....	38
2.2.8. Refrigerantes.....	40
2.2.8.1. Por el Reglamento de Seguridad. ....	42
2.2.8.2. Por su Composición Química.....	43
2.2.8.3. Por su código de colores en sus botellas o bidones de Refrigerante.....	44
2.2.9. Aislamiento Termico.....	45
2.3 MARCO CONCEPTUAL. ....	47
2.3.1. Calor .....	47
2.3.1.1. Conducción .....	47
2.3.1.2. Convección.....	47

2.3.1.3. Radiación .....	48
2.3.2. Temperatura.....	48
2.3.3. Humedad del aire .....	49
2.3.3.1. Humedad absoluta y relativa .....	49
2.3.4. Coeficiente de transmision termica (U) .....	50
2.3.5. Ley cero de la termodinamica .....	50
2.3.6. Primera ley de la termodinamica .....	50
2.3.7. Segunda ley de la termodinamica .....	51
2.3.8. Carta de Mollier .....	51
2.3.9. CALCULO PARA LA CARGA TÉRMICA TOTAL .....	53
2.3.9.1. Carga Térmica del Producto.....	54
2.3.9.2. Carga de Respiración del Producto.....	55
2.3.9.3. Carga Térmica debido al Embalaje .....	56
2.3.9.4. Carga Térmica por transmisión de calor a través de paredes, techo y piso .....	56
2.3.9.5. Carga Térmica por Iluminación .....	57
2.3.9.6. Carga Térmica Debido a los Equipos .....	58
2.3.9.7. Carga Térmica por Infiltración por cambios de Aire .....	58
2.3.9.8. Carga Térmica debido al Personal .....	59
CAPITULO III .....	60
3.1. DISEÑO DE LA CÁMARA FRIGORÍFICA.....	60
3.1.1. Ubicación de la Cámara Frigorífica.....	60
3.1.2. Dimensionamiento de la Cámara para mangos .....	62
3.1.3. El Aislamiento (POLIURETANO) .....	67
3.1.3.1. Calculo del Espesor del Aislamiento .....	67

3.1.4. Puerta de la Cámara Frigorífica .....	68
3.2. DISEÑO Y SELECCIÓN.....	69
3.2.1. Calculo de las Cargas Térmicas .....	69
3.2.2. Secciones Transversales de las Paredes, piso y techo .....	71
3.2.3. Selección del Refrigerante .....	86
3.2.4. Selección de los Equipos .....	87
3.2.4.1. Determinación de la temperatura de evaporación.....	87
3.2.4.2. Determinación de la temperatura de condensación. ....	87
3.2.5. Carta de mollier del refrigerante R-134a .....	88
3.2.6. Selección del evaporador.....	89
3.2.7. Selección del condensador .....	91
3.2.8. Selección de la tubería.....	93
3.2.8.1. Línea de líquido.....	93
3.2.8.2. Línea de succión .....	94
3.2.8.3. Línea de descarga .....	94
3.2.9. Selección de la válvula termostática .....	94
3.2.10. Selección de la válvula solenoide .....	95
3.2.11. Aislamiento de la tubería.....	96
3.2.12. Componentes del ciclo de refrigeración .....	97
3.3. REVISIÓN Y CONSOLIDACIÓN DE RESULTADOS. ....	98
3.3.1. Costo total del proyecto .....	99
<b>CONCLUSIONES</b> .....	<b>100</b>
<b>RECOMENDACIONES</b> .....	<b>101</b>
<b>BIBLIOGRAFÍA</b> .....	<b>102</b>
<b>ANEXOS</b> .....	<b>103</b>

## LISTADO DE FIGURAS

Figura 2.1: Principales países donde se exporta mango peruano .....	23
Figura 2.2: Ciclo por compresion de vapor .....	26
Figura 2.3: Compresor Hermetico .....	27
Figura 2.4: Compresor Semi-Hermatico.....	27
Figura 2.5: Compresor abierto de pistón.....	28
Figura 2.6: Condensador enfriado naturalmente por aire.....	29
Figura 2.7: Condensador enfriado por agua .....	30
Figura 2.8: Condensador Evaporativo.....	31
Figura 2.9: Evaporador de convección forzada cubico. ....	34
Figura 2.10: Evaporador de convección forzada tipo murales .....	34
Figura 2.11: Válvula manual.....	37
Figura 2.12: Tubos capilares.....	38
Figura 2.13: Válvula de expansión termostática.....	40
Figura 2.14: Bidones de refrigerante por código de colores.....	45
Figura 2.15: Carta de Mollier del refrigerante, R-134a .....	52
Figura 3.1: Diagrama de flujo del proceso de producción del mango .....	61
Figura 3.2: Empaque de mango.....	63
Figura 3.3: Pallet de madera .....	64
Figura 3.4: Vista de planta de la cámara frigorífica .....	65
Figura 3.5: Vista frontal del estante.....	66
Figura 3.6: Puerta pivotante superpuesta .....	69
Figura 3.7: Esquema de la cámara frigorífica. ....	70
Figura 3.8: Diagrama de mollier, del refrigerante R-134a .....	89
Figura 3.9: Tabla para elegir la unidad condensadora(Kcal/h).....	92
Figura 3.10: Detalle de la línea de succión y línea líquida(tubería de cobre) ...	93



Figura 3.11: Selección de la válvula termostática .....	95
Figura 3.12: Selección de la válvula solenoide .....	96
Figura 3.13: Armaflex, aislamiento para tuberías .....	97
Figura 3.14: Componentes de una unidad condensadora .....	97
Figura 3.15: Resultado obtenido del total de la carga térmica .....	98
Figura 3.16: Tipo de iluminación a usar dentro de la cámara de refrigeración	109
Figura 3.17: Tamaño y alcance del evaporador HD de la Marca MIPAL .....	110
Figura 3.18: Capacidad del evaporador Hd MIPAL.....	111
Figura 3.19: Distribución de los equipos .....	112
Figura 3.20: Medida del diámetro de la tubería de línea líquida y línea de succión.....	113

## LISTADO DE TABLAS

Tabla 1: Propiedades del mango .....	21
Tabla 2: Meses de producción del mango en el Perú .....	22
Tabla 3: Clasificación y tipo de evaporadores.....	32
Tabla 4: Diseño de evaporador con diferencia de temperatura(DT) .....	88
Tabla 5: Conductividad térmica y valor R.....	104
Tabla 6: Datos de diseño de almacenaje de frutas .....	104
Tabla 7: Calor específico del embalaje. ....	105
Tabla 8: Suplementos de temperatura por radiación solar °C.....	105
Tabla 9: Cambios de aire promedio por 24 horas para cuartos de almacenaje arriba de 32°F debido a abertura de puertas e infiltración.....	106
Tabla 10: Btu por pie cubico de aire eliminado en enfriamiento para condiciones de almacenaje arriba de 30°F .....	106
Tabla 11: Calor disipado por las personas dentro del espacio refrigerado ....	107
Tabla 12: Conductividad termica de materiales usados en paredes de almacenamiento frio .....	108

## INTRODUCCIÓN

Desde que el hombre dejó de ser nómada, se vio en la necesidad de conservar de alguna forma sus alimentos, sobre todo en la época de escasez, logrando en años posteriores técnicas naturales de conservación como: ahumado, en sal, deshidratación, en aceite y vinagre.

En estos últimos años donde la población mundial crece aceleradamente los tipos de conservación naturales se ven ampliamente superados por la enorme cantidad de alimentos que se necesitan, siendo millones de toneladas por año, lo cual las técnicas naturales de conservación no pueden cubrir tal demanda.

Los primeros registros del inicio de la refrigeración fue en 1834 con L.W.Wright, quien produjo hielo mediante la expansión de un aire comprimido; siguiendo, Jacob Perkins, quien desarrolló un sistema cerrado de refrigeración por medio de la expansión de líquido y de su compresión para producir enfriamiento.

El presente proyecto nace de la necesidad real de los productores, para conservar 20 toneladas de mangos en estado natural y de esta forma ofrecerle al cliente mejor calidad y un alimento fresco.

El proyecto se realiza en el distrito de Chulucanas, que pertenece al departamento de Piura, siendo la zona norte del Perú la principal productora. Concentrado alrededor del 70% del total nacional de producción de mangos.

El presente trabajo consta de 3 capítulos. El primer capítulo comprenderá el planteamiento del problema donde se analizará y justificará la necesidad del proyecto y el tiempo que tomará realizarlo.

El segundo capítulo, se presentan los antecedentes de nuestra investigación, las propiedades del mango y cómo va la exportación del mango en el Perú, veremos las definiciones, planteamientos y conceptos teóricos relacionados con el tema de estudio. El tercer y último capítulo corresponde al desarrollo del proyecto, lo primero será dimensionar para que la cámara tenga la capacidad para albergar 20 toneladas de mango y como serán distribuidas dentro de ella, seguidamente mediante cálculos matemáticos con ayuda de tablas que están en los anexos hallaremos la carga térmica total, para luego seleccionar los equipos adecuados mediante el uso de catálogos del fabricante y finalmente obtener el costo total del proyecto.

**El Autor**

## **CAPITULO I**

### **1. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA**

#### **1.1 DESCRIPCIÓN DE LA REALIDAD PROBLEMÁTICA.**

La conservación de alimentos tiene más importancia que la que antes tuvo en la historia del hombre. Actualmente la población mundial tiene un crecimiento acelerado y por lo tanto se requiere una mayor producción mundial de alimentos, la producción actual de alimentos (carne, frutas y vegetales), asciende a miles de millones de toneladas anuales, más de la mitad de esta cantidad corresponde a productos perecederos que requieren ser objeto de un proceso de conservación.

Gran parte de los países latinoamericanos basan su economía en la exportación de productos agrícolas y el Perú no es ajeno a esa realidad, uno de

los productos agrícolas que está en alto crecimiento de exportación es el mango, siendo Piura uno de los departamentos que más produce y exporta mango, pero gran parte de esa producción se pierde por la putrefacción afectando seriamente al agricultor por las pérdidas económicas que le genera, por lo que se ven en la necesidad de conservar su producto en una cámara frigorífica manteniendo las principales propiedades del mango.

## **1.2 JUSTIFICACIÓN DEL PROYECTO.**

La asociación de productores de mango en el distrito de Chulucanas cuentan con una cámara de congelación para guardar el mango por largos periodos, pero no cuentan con una cámara de refrigeración donde poder guardar la sobreproducción por periodos más cortos, la sobreproducción que tienen se les termina perdiendo por la putrefacción, por lo que se ven en la necesidad de contar con una cámara de refrigeración para conservar más tiempo su producto y poder cumplir con los clientes.

## **1.3 DELIMITACIÓN DEL PROYECTO.**

### **1.3.1 ESPACIAL**

El proyecto se realizará en el departamento de Piura, provincia de Morropón distrito Chulucanas (92 msnm).

### **1.3.2 TEMPORAL**

El proyecto comprende el periodo de: noviembre 2016 a diciembre del 2016.

## **1.4 FORMULACIÓN DEL PROBLEMA.**

¿Qué procedimientos debo seguir para el diseño de una cámara frigorífica para almacenar 20 toneladas de mango?.

## **1.5 OBJETIVOS.**

### **1.5.1. OBJETIVO GENERAL**

Diseñar una cámara frigorífica para la conservación de 20 toneladas de mango en el departamento de Piura, provincia de Morropón en el distrito Chulucanas.

### **1.5.2. OBJETIVO ESPECIFICOS**

- Preservar mediante una cámara frigorífica y dar conservación para mantener constante el sabor del mango, evitando la acidificación y putrefacción del producto y por ende la pérdida de su calidad organoléptica.
- Calcular la carga térmica total involucrada de acuerdo a los requerimientos, necesidades y especificaciones del lugar(clima).
- Seleccionar las unidades y equipos (unidad condensadora y evaporador) en función a la carga térmica total obtenida, de acuerdo a especificaciones técnicas, evaluación de costos y proveedores.

## **CAPITULO II:**

### **2. MARCO TEÓRICO**

#### **2.1 ANTECEDENTES DE LA INVESTIGACIÓN**

**Año 2013** – Universidad de San Carlos de Guatemala (Guatemala), Zuawarly Jesús Huertas Samayoa, desarrollo su investigación “DISEÑO DE SISTEMA FRIGORIFICO PARA EL CONTROL DE LA MADURACION DE UNA CARGA DE PLATANOS”, para la obtención del título de Ingeniero Mecánico.



“Guatemala esta entre los 10 primeros países en la exportación de plátanos a nivel internacional, por lo que es necesario exportar un producto en óptima calidad, en la tesis el autor diseña una cámara de refrigeración para 3288 lb de plátanos y llevarlo a 12°C, obteniéndose como carga total 29200 Btu/h; para un tiempo de operación de 16 horas.

El refrigerante que usa para la cámara es R-404A que es del tipo HFC, selecciona el resto de los equipos y deja el costo total del proyecto”

**Año 2005** – Universidad Austral de Chile (Chile), María Alejandra, Bernabé Ramírez. Desarrollo de su investigación “DISEÑO DE UNA CAMARA DE FRIO PARA EL ALMACENAJE DE PAPAS”, para la obtención del título de Ingeniero Mecánico.

“Se diseñó una cámara de frio para almacenamiento de papas en la región de Coyhaique, su diseño interior es de largo 22m, ancho 19.8 y alto 5.15, en ese espacio es posible almacenar 640 toneladas de papa, se usó el refrigerante R-404 (Refrigerante ecológico), también se seleccionó dos unidades enfriadoras que cumplan con las condiciones de circulación de aire requeridas por el producto y mantienen una correcta distribución del frio al interior de la cámara”

**Año 2005** – Instituto Politécnico Nacional (México), Ricardo Martínez torres. – Cesar Vargas Zarco. Desarrollaron su investigación “DISEÑO DE UNA CAMARA FRIGORIFICA PARA LA CONSERVACION DE POLLO”, para la obtención del título de Ingeniero Mecánico.

“La ubicación del frigorífico es en Texcoco, estado de México, se diseña una cámara de congelación para pollos a una temperatura de  $-5^{\circ}\text{C}$ , para una carga total de 2200 lb de pollo, se eligió el refrigerante R-717, posteriormente selecciono los equipos de acuerdo a la carga térmica total”

## **2.2 BASES TEÓRICAS.**

### **2.2.1 EL MANGO**

El mango es una fruta tropical cuyo nombre científico es “Mangifera indica”, originario de la India y Sudeste asiáticos, lugares en los cuales ha sido cultivado por más de 4000 años.

Al igual que en otras frutas y vegetales el clima es de vital importancia en la planta de mango, es decir los arboles localizados en lugares que tengan clima caliente y seco producirán más rápido que aquellos lugares que tengan un clima templado y húmedo. El mango se adapta a cualquier tipo de suelo que sea bien drenado, con una altitud máxima de 600 msnm.

El tiempo necesario para el desarrollo completo del fruto varía entre 4 y 5 meses, esta diferencia de tiempo depende tanto de la variedad de mango como del clima como ya se había citado.

Tabla 1

*Propiedades del mango.*

Punto de congelación alto	-0.9°C – 30-0°F
Contenido de agua	81.7%
Calor específico	0.85(BTU/lb. °F)
Temperatura de almacenamiento	50°F - 55°F
Humedad Relativa de almacenamiento	85 – 90%
Calor específico sobre el punto de congelamiento	0.85 BTU/lb. °F
Calor específico bajo el punto de congelamiento	0.44 BTU/lb. °F
Calor latente	117 BTU/lb

Fuente. Instituto agrario de santa lucia, el ABC del Mango.

### **2.2.1.1. MANGOS EN EL PERÚ**

La producción de mango está concentrada en los valles costeros de la zona norte, siendo Piura la principal zona productora, concentrando alrededor del 70% del total nacional, cultivándose en los valles de San Lorenzo, Chulucanas, tambo grande y Sullana. En la exportación de mangos destaca las variedades de Kent y Haden.

En Chulucanas, un importante proceso de desarrollo es el incremento de la producción frutícola para la exportación, principalmente del mango, proceso que cuenta con soportes ambientales(calidad de los suelos y clima), institucionales(organizaciones de pequeños y medianos productores),

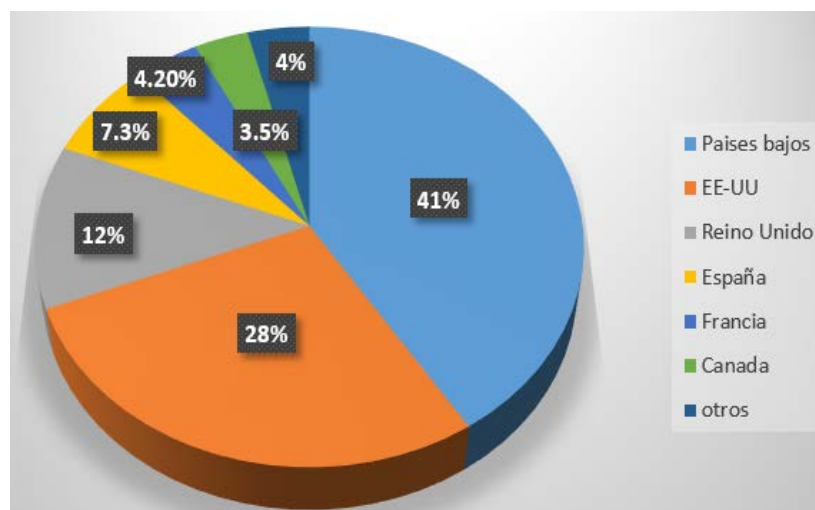
económicos(mercados y precios del mango), logrando desarrollar en los pequeños productores capacidades técnicas, empresariales y organizativas permitiendo incrementar su producción y el volumen exportable de la misma y también su participación en el proceso de comercialización.

Tabla 2.  
Meses de producción de mango en el Perú.

HEMISFERIO NORTE	ENE.	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
INDIA												
PAQUISTAN												
MÉXICO												
INDONESIA												
FILIPINAS												
EE.UU. (PUERTO RICO)												
COSTA RICA												
COSTA DE MARFIL												
ISRAEL												
HEMISFERIO SUR	ENE.	FEB	MAR	ABR	MAY	JUN	JUL	AGO	SEP	OCT	NOV	DIC
BRASIL												
ECUADOR												
PERÚ												
SUDÁFRICA												
MADAGASCAR												

Fuente: extraído de AgroBancó

Los mangos han logrado posicionarse como el cuarto producto más importante del sector agroexportador (2015), al registrar las tasas de crecimiento más altas entre los productos del sector. Así, entre el 2010 y 2015, crecieron a una tasa promedio anual de 16.9%, mientras que en el 2015 registraron un crecimiento del 40.8%, el más alto del sector.



*Figura 2.1.* Principales países donde se exporta mango peruano.  
Fuente: elaborado por el autor con Excel 2016.

Características del Mango peruano de exportación:

#### **KENT**

- Tamaño grande (500 a 800 gr).
- De color amarillo anaranjado con chapa rojiza a la madurez.
- Forma ovalada orbicular, de agradable sabor y jugoso de poca fibrosidad.
- Alto contenido de azúcares.
- Variedad semi-tardía

#### **HADEN**

- Tamaño medio a grande (380 a 700 gr).
- Adquiere un color rojo – amarillo, con chapa rojiza.
- Forma ovalada, de pulpa firme y de color y sabor agradables.
- Variedad de media estación.

### **2.2.2. REFRIGERACIÓN**

En general se define la refrigeración como cualquier proceso de eliminación de calor. Más específicamente, se define a la refrigeración como la rama de la ciencia que trata los procesos de reducción y mantenimiento de la temperatura de un espacio o material a temperatura inferior con respecto de los alrededores correspondientes.

Para lograr lo anterior, debe sustraerse calor del cuerpo que va ser refrigerado y ser transferido a otro cuerpo cuya temperatura es inferior a la del cuerpo refrigerado. Debido a que el calor eliminado del cuerpo refrigerado es transferido a otro cuerpo, es evidente que refrigeración y calefacción son en realidad los extremos opuestos del mismo proceso. (Dossat, 1991, pág.109)

TIPOS DE CICLOS DE REFRIGERACION:

- Ciclo de refrigeración por compresión de vapor.
- Sistema de refrigeración en cascada.
- Sistemas de refrigeración por compresión de múltiples etapas.
- Sistemas de refrigeración por absorción.

### **2.2.3. REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN DE VAPOR**

Es uno de los más comunes en la industria de la refrigeración, la sustancia de trabajo cambia de fase de líquido a vapor en el evaporador y vuelve a ser líquido en el condensador.

Etapas Principales del Ciclo.

- a) Compresión. (4)** El refrigerante viene del evaporador en estado gaseoso y es comprimido en el compresor desde la presión del evaporador o presión baja hasta la presión del condensador o presión alta.
- b) Condensación. (1)** El refrigerante en estado gaseoso y a temperatura elevada sale del compresor rumbo hacia el condensador en donde se condensa debido a que este se encuentra a temperatura más elevada que la del medio circundante, es decir el refrigerante se enfría a costillas del medio condensante (aire o agua) que se calienta.
- c) Válvula de expansión. (2)** En este dispositivo del ciclo de la refrigeración el refrigerante hace lo contrario a el trabajo del compresor es decir baja la presión desde la presión del condensador o alta a la presión de evaporador o baja, mediante una simple reducción del área de paso, la finalidad es conseguir las condiciones adecuadas y necesarias para que este (el refrigerante) pueda evaporarse a una temperatura baja de acuerdo a la tabla de presión – temperatura del refrigerante en mención.
- d) Evaporación. (3)** Se produce la transferencia de energía termina desde un medio a ser enfriado hacia el fluido refrigerante que circula en el interior del dispositivo. Su nombre proviene del cambio de estado sufrido por el refrigerante al recibir esta energía, luego de una brusca expansión que reduce su temperatura. Durante el proceso de evaporación, el fluido pasa del estado líquido al gaseoso.

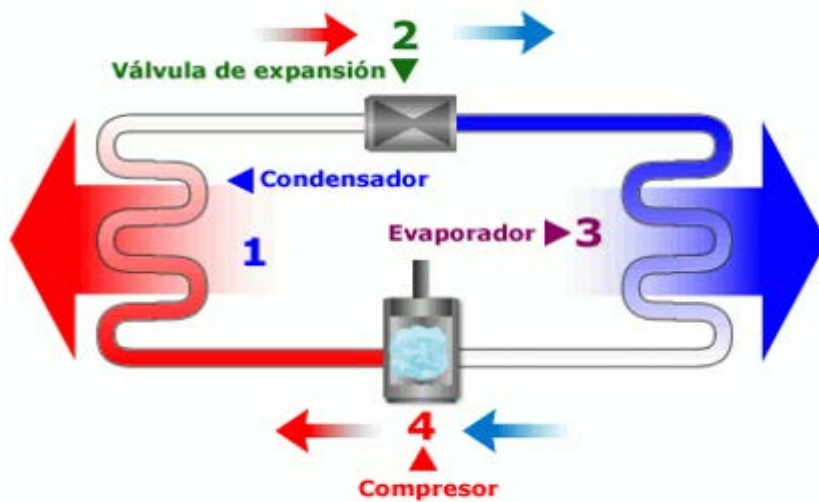


Figura 2.2. Ciclo por compresión de vapor.

Fuente: extraído de [http://icogen-sa.com/imagenes/compression\\_mec.gif](http://icogen-sa.com/imagenes/compression_mec.gif)

## 2.2.4 EL COMPRESOR.

El compresor se considera el corazón del sistema de refrigeración, es quien recibe el refrigerante en estado gaseoso del evaporador ingresando por la válvula de servicio del lado de baja presión, en esta condición entra al cilindro en donde es comprimido por el pistón para luego salir por la válvula de servicio del lado de alta presión hacia el condensador.

Clasificación de los compresores, según su construcción.

### 2.2.4.1. Compresor Hermético.

Es completamente cerrado y contiene partes eléctricas y mecánicas dentro de él. Además, si este tiende a fallar en su interior no se puede arreglar.





*Figura 2.3.* Compresor hermetico.

Fuente: extraído de [http://img.directindustry.es/images\\_di/photo-g/17666-2383467.jpg](http://img.directindustry.es/images_di/photo-g/17666-2383467.jpg)

#### **2.2.4.2. Compresor Semi-Herméticos.**

Este también contiene partes mecánicas y partes eléctricas dentro de él, la diferencia es que las partes mecánicas pueden arreglarse y las eléctricas no.



*Figura 2.4.* Compresor semi-hermético de pistón.

Fuente: extraído de <http://www.cl.all.biz/img/cl/catalog/23924.jpeg>

#### **2.2.4.3. Compresor Abiertos.**

Son aquellos compresores que tienen las partes mecánicas y las partes eléctricas separadas, esto quiere decir que es movido por un motor externo. En este tipo de compresores se puede arreglar las partes mecánicas como las partes eléctricas.



*Figura 2.5.* Compresor abierto de pistón.

Fuente: extraído de [http://img.directindustry.es/images\\_di/photo-m2/39777-2678015.jpg](http://img.directindustry.es/images_di/photo-m2/39777-2678015.jpg)

### **Tipos de compresores.**

- Reciprocante(alternativos)
- De tornillo o helicoidales
- Rotativos (de paletas deslizantes, scroll)
- Centrífugos

### **2.2.5. EL CONDENSADOR.**

Los condensadores son los equipos encargados de transferir hacia fuera del ciclo de refrigeración el calor absorbido en el evaporador y en la etapa de compresión. Lo hacen condensando el valor refrigerante desde el compresor.

Hay tres tipos de condensadores:

- Enfriados por aire.
- Enfriados por agua.
- Evaporativos.

### 2.2.5.1. CONDENSADOR ENFRIADO POR AIRE

Los condensadores enfriados por aire son banco de tubos (simples o aletados), encerrados dentro de un armario metálico, con rejillas para el ingreso de aire, las que regulan el caudal de aire y su dirección, de modo que lo atraviesen en flujo cruzado.



*Figura 2.6.* Condensador enfriado naturalmente por aire.  
Fuente: extraído de <http://esiatecamachalco.foroactivo.com>

### 2.2.5.2. CONDENSADORES ENFRIADOS POR AGUA

Los condensadores enfriados por agua son intercambiadores de calor del tipo tubos concéntricos, del tipo carcasa y serpentín o del tipo carcasa y tubos (Shell & tubes).

En estos últimos el agua circula por dentro de tubos (dos o cuatro pasos) mientras que el vapor se condensa en el exterior de los tubos.

Una variante actual de estos intercambiadores son los intercambiadores de placas.

Generalmente van asociados a una torre de enfriamiento, que retira el calor del agua del condensador para que esta pueda ser reutilizada.

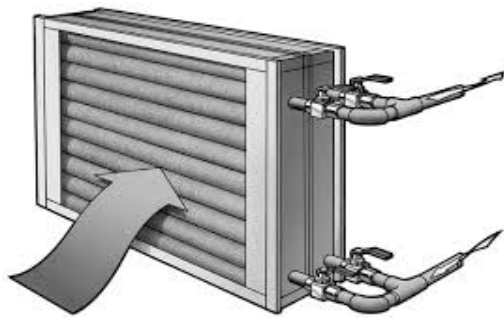
Problemas frecuentes causadas por el agua:

a) De Origen Físico-químico:

- Incrustaciones
- Corrosión

b) De origen Biológico:

- Algas



*Figura 2.7.* Condensador enfriado por agua.

Fuente: extraído de

<http://expertosenrefrigeracion.mex.tl/imagesnew2/0/1/0/0/0/1/3/7/5/5/SERP%202.jpg>

### **2.2.5.3. CONDENSADOR EVAPORATIVO**

Es una combinación de condensador y torre de enfriamiento. Los tubos por donde circula el gas refrigerante condensado son mojados por una lluvia de agua, con aire circulando en contracorriente. El agua se calienta hasta la temperatura de bulbo húmedo del aire. El aire sale del condensador por la parte superior.



*Figura 2.8.* Condensador evaporativo.

Fuente: extraído de <http://www.solinderg.com/evapco.html>

### **2.2.6. EL EVAPORADOR.**

El evaporador opera como intercambiador de calor, por cuyo interior fluye el refrigerante el cual cambia su estado de líquido a vapor. Este cambio de estado permite absorber el calor sensible contenido alrededor del evaporador y de esta manera el gas, al abandonar el evaporador lo hace con una energía interna notablemente superior debido al aumento de su entalpía, cumpliéndose así el fenómeno de refrigeración.

El flujo refrigerante en estado líquido es controlado por un dispositivo o válvula de expansión la cual genera una abrupta caída de presión en la entrada del evaporador. En los sistemas de expansión directa, esta válvula despiden una fina mezcla de líquido y vapor de baja presión y temperatura. Debido a las propiedades termodinámicas de los gases refrigerantes, este descenso de presión está asociado a un cambio de estado y, lo que es más importante aún, el descenso en la temperatura del mismo.

De esta manera, el evaporador absorbe el calor sensible del medio a refrigerar transformándolo en calor latente el cual queda incorporado al refrigerante en estado de vapor. Este calor latente será disipado en otro intercambiador de calor del sistema de refrigeración por compresión conocido como condensador dentro del cual se genera el cambio de estado inverso, es decir, de vaporización a líquido.

Tabla 3  
*Clasificación y tipo de evaporadores*

Clasificación	Tipo.
Según el método de alimentación del líquido	Inundado.  Semi inundado.  Seco.
Según su construcción	De tubos lisos.  De placas.  De tubos con aletas.
Según la circulación del aire	Convección natural.  convección forzada.
Según el sistema de desescarche	Por aire  Por agua  Por resistencia eléctricas.  Por gas caliente.

Fuente: elaborado por el propio autor.

### **2.2.6.1. Clasificación según el procedimiento de circulación del aire**

Debemos de procurar que el aire que circula en el interior de la cámara, lo haga de forma adecuada, ya que la velocidad del aire es esencial para un correcto intercambio de calor entre el ambiente de la cámara, el producto y el evaporador.

No todos los productos tienen las mismas exigencias térmicas ni el mismo grado de humedad. Todos estos aspectos están íntimamente relacionados con la velocidad que circula del aire.

#### **2.2.6.1.1. EVAPORADOR DE CONVECCIÓN NATURAL**

El evaporador de circulación natural se puede construir con tubos lisos o con tubos y aletas. Lógicamente el enfriamiento del aire se consigue por las diferencias de densidad del aire.

El salto térmico entre la temperatura de la cámara y la de evaporación debe de ser mayor que en el caso de convección forzada. Este sistema es utilizado en su mayoría, en pequeños congeladores domésticos o en pequeños almacenes de refrigeración.

#### **2.2.6.1.2. EVAPORADOR DE CONVECCIÓN FORZADA**

Es el evaporador más utilizado en la actualidad. Está formado por un haz de tubos y aletas, cerrados en una envolvente, por donde circula el aire forzado movido por ventiladores.

Estos evaporadores se construyen de serie. En función de la temperatura a la que van destinados, frecuencia de desescarche y clase de producto a enfriar se elige la separación de las aletas (muy juntas para altas temperaturas y más separadas para bajas temperatura).

En función de la salida del aire tratado, pueden ser evaporadores murales, de techos cúbicos o de techo horizontales.



*Figura 2.9.* Evaporador de convección forzada cúbico.

Fuente: extraído de <http://www.refrigeracionzelsio.es/blog/evaporadores/>



*Figura 2.10.* Evaporador de convección Forzada tipo murales.

Fuente: extraído de <http://www.refrigeracionzelsio.es/blog/evaporadores/>

#### **2.2.6.2. Clasificación según sistema de desescarche**

El desescarche es el proceso que consiste en la eliminación del hielo que es creado sobre la superficie del evaporador.



Este hielo es muy perjudicial para el rendimiento del evaporador, ya que actúa de aislante entre el aire y el fluido refrigerante, como consecuencia, tenemos una doble problemática:

- Impide que el aire de la cámara al pasar por el serpentín se refrigere hasta la temperatura necesaria, obligando al compresor a trabajar en ciclo largos. También nos encontramos que el caudal del aire a través del serpentín, es menor.
- Si no existe una correcta transmisión de calor, el refrigerante no puede evaporarse, cosa que implica que salga en estado líquido hacia el compresor.

El desescarche como podemos observar es una operación muy importante en toda máquina frigorífica. El método utilizado, así como sus intervalos de actuación, dependerán en gran medida de las características de la instalación. Puede utilizarse los siguientes sistemas descritos a continuación.

#### **2.2.6.2.1. DESESCARCHE POR AIRE**

Es el método más sencillo, el ciclo es regulado por un control de presión. Al formarse el hielo en el evaporador, la presión de aspiración va disminuyendo y llega a un punto límite, en que el control desconecta el compresor. Con el compresor parado y el ventilador en funcionamiento, el aire a temperatura superior a la de congelación va quitando escarcha.

#### **2.2.6.2.2. DESESCARCHE POR RESISTENCIA ELÉCTRICA**

Consiste en resistencias eléctricas dispuestas a lo largo de los tubos para calentar y fundir el hielo formado.

### **2.2.6.2.3. DESESCARCHE POR GAS CALIENTE**

En funcionamiento normal (refrigeración), un serpentín interior actúa como calor. Durante el desescarche la válvula inversora desvía el flujo de refrigerante, de modo que este recorre el circuito en sentido opuesto, excepto a su paso del compresor. El resultado es que el serpentín interior pasa a trabajar como condensador, mientras que el exterior es ahora el evaporador. De esta forma, el calor de compresión se encarga de calentar el serpentín interior eliminando el hielo.

Este sistema es muy costoso, debido a que los dos intercambiadores necesitan estar equipados con válvulas de expansión, provistas de sus correspondientes by-pass para que el refrigerante no pase por ellas en sentido inverso.

### **2.2.7. VÁLVULA DE EXPANSIÓN**

Entre las funciones que realiza la válvula de expansión, debemos destacar las siguientes:

- Regular la capacidad de fluido refrigerante que entra en el evaporador.
- Se encarga de mantener una alta y baja presión en los extremos de la misma válvula.
- Provocar la expansión del fluido. El fluido pasa de la alta a la baja presión necesaria en el evaporador.

La válvula de expansión puede ser de diferentes tipos. Las más utilizadas son:

- Válvulas manuales.
- Tubos capilares.

- Válvulas de expansión termostáticas.
- Válvulas de expansión de flotador.

### 2.2.7.1. VÁLVULAS MANUALES

Tiene poco éxito en la industria. Son válvulas de aguja y se utilizan en instalaciones donde la carga térmica es constante.

También se utilizan montadas en by-pass con otra válvula de expansión. Como complemento de regulación, o bien porque en un momento en concreto, por ejemplo, en caso de avería, se pueda regular la cantidad de fluido a través de ellas.

Las válvulas manuales se utilizan para aislar alguno de los componentes de la instalación cuando se debe resolver una avería, pero no son de gran uso para realizar la expansión del refrigerante.



*Figura 2.11.* Válvula manual.

Fuente: extraído de <http://ac-part.com/38-valve/186369>

### 2.2.7.2. TUBOS CAPILARES

Se utilizan en pequeñas instalaciones en donde varía poco la carga térmica, principalmente en instalaciones domésticas y comerciales de refrigeración, así como también en aire acondicionado.

Consiste en un tubo de pequeño diámetro, normalmente de cobre, que une el condensador con el evaporador. El fluido refrigerante en circular por el interior del tubo, padece una caída de presión y, por lo tanto, también de temperatura. Provocando la expansión.



*Figura 2.12.* Tubos capilares.

Fuente: extraído de <https://blogquimobasicos.files.wordpress.com/2017/01/foto-1.jpg?w=276&h=211>

### 2.2.7.3. VÁLVULA DE EXPANSIÓN TERMOSTÁTICA.

Las válvulas de expansión termostáticas regulan la cantidad de fluido refrigerante, que debe entrar en el evaporador, son dispositivos de expansión al pasar el fluido de alta a la baja presión necesaria en el evaporador. En funcionamiento de la válvula de expansión termostática es el siguiente:

- A la entrada de la válvula, el fluido debe estar en estado líquido 100% a la temperatura de condensación o mejor aún subenfriado, con lo que, al sufrir la expansión, a la salida estará en estado de mezcla de líquido y

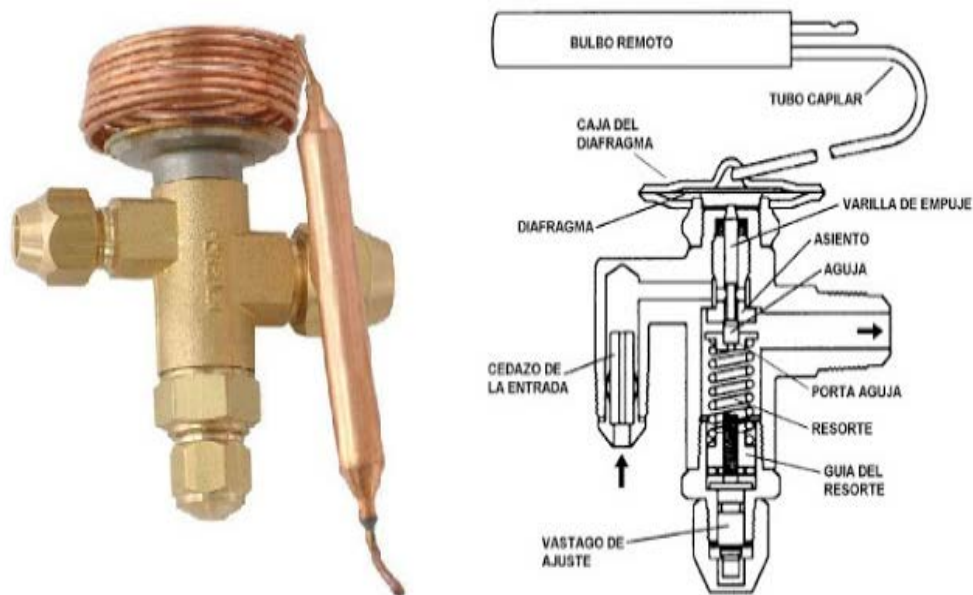
vapor; pero en esta, la proporción deberá ser mucho mayor en líquido que en vapor para que tenga buen rendimiento.

- Su funcionamiento queda determinado por tres presiones fundamentales que actúan sobre la membrana interior.  $P_b$  = presión del bulbo, actúa sobre la parte superior y tiende a abrir la válvula.
- El bulbo está unido a la parte superior de la válvula, mediante un tubo capilar soldado entre ambos.
- $P_e$  = presión de evaporación, actúa sobre la parte inferior de la membrana y tiende a cerrarla
- La presión del evaporador se comunica con la parte inferior de la membrana, por medio de un orificio realizado a tal fin que, en el interior del cuerpo de la válvula, por ello estas válvulas se llaman válvula de expansión termostáticas con igualador interno.
- $P_r$  = presión de resorte, también actúa sobre la parte inferior de la membrana y tiende a cerrarla.
- Es la fuerza que actúa directamente sobre el vástago de la válvula. Por lo que, en su funcionamiento, la presión del bulbo es equilibrada por la suma de la presión del resorte más la presión de evaporación.

$$P_b = P_r + P_e$$

Cuando  $P_b > P_r + P_e$ , la válvula se abre.

Cuando  $P_b < P_r + P_e$ , la válvula se cierra.



*Figura 2.13.* Válvula de expansión termostática.  
Fuente: extraído del Manual sanhua.

## 2.2.8. REFRIGERANTES

Tras la firma del protocolo de Montreal (1987), se acordó suspender el empleo de los gases clorofluorocarbonados (CFC), con alto contenido en cloro, así como que a partir del año 2030 se parara la producción de los gases hidroclorofluorocarbonados (HCFC). (Franco lijo, 2012, pág.197)

Un refrigerante es cualquier cuerpo o sustancia que actúa como agente de enfriamiento absorbiendo calor de otro cuerpo o sustancia. Con respecto al ciclo compresión-vapor, el refrigerante es el fluido de trabajo del ciclo el cual alternativamente se vaporiza y se condensa absorbiendo y cediendo calor, respectivamente. Para que un refrigerante sea apropiado y se le pueda usar en el ciclo de compresión-vapor, debe poseer ciertas propiedades químicas, físicas y termodinámicas que lo hagan seguro y económico durante su uso. Algunas de las características de importancia general son las siguientes:

- Características termodinámicas: alta entalpia latente de vaporización. Esto significa un mayor efecto de masa del refrigerante en circulación.
- Baja temperatura de congelación: el refrigerante nunca debe solidificarse durante las condiciones normales de operación. Temperatura critica relativamente altas.

Esto es necesario, ya que de otro modo se requeriría gran potencia para la compresión. Temperatura de evaporación positiva. La presión en el evaporador debe de estar por encima de la presión atmosférica para evitar que se introduzca aire al sistema.

- Presión de condensación relativamente baja: esto es necesario, ya que de otro modo se requeriría tubería y equipo costosos.
- Características físicas, químicas y alta fuerza dieléctrica del vapor: esto permite utilizar compresores herméticamente sellados, en donde el vapor puede entrar en contacto con los embobinados del motor. Características adecuadas de transferencia de calor.
- Sus propiedades termo físicas: densidad, calores específicos, conductividad y viscosidad deben ser tales, que se puedan obtener altos coeficientes de transferencia de calor.
- Baja solubilidad de aceite: el aceite puede disolverse en algunos refrigerantes, o estos en el aceite. Esto puede afectar las características de lubricación y de transferencia de calor y producir una acumulación de aceite en el evaporador. El sistema debe diseñarse teniendo en mente las características de solubilidad del refrigerante.
- Baja solubilidad en agua: la presencia de agua en un refrigerante puede producir congelamiento en las cámaras de expansión o corrosión. La

ausencia de reactividad y buena estabilidad química. El refrigerante no debe reaccionar con los materiales con los que está en contacto y su constitución química no debe cambiar con el paso del tiempo.

- Efectos sobre el medio ambiente y potencia de daño de la capa de ozono el refrigerante debe tener un bajo potencial de daño a la capa de ozono. Potencia de contribución al calentamiento global. El potencial del refrigerante para persistir en la atmosfera superior y para atrapar la radiación emitida por la tierra (efectos invernadero) debe ser bajo.

Clasificación de los refrigerantes:

#### **2.2.8.1. POR EL REGLAMENTO DE SEGURIDAD.**

**GRUPO PRIMERO:** si no es combustible ni toxico. R-22, R-134a, R-404a.

**GRUPO SEGUNDO:** toxica o corrosiva; combustible o explosiva a un 3,5% o más en volumen. R-717, Amoniaco.

**GRUPO TERCERO:** estos refrigerantes son muy inflamables y explosivos. A causa de su bajo costo se utilizan donde el peligro está siempre presente y su uso no agrega otro peligro, como, por ejemplo, en las plantas petroquímicas y en las refinerías de petróleo.

Propano R-290

Butano R-600



### **2.2.8.2. POR SU COMPOSICIÓN QUÍMICA.**

**CFC:** (Flúor, Carbono, Cloro), Clorofluorocarbono, no contiene hidrogeno en su molécula química y por lo tanto es estable, esta estabilidad hace que permanezca mucho tiempo en la atmosfera (+100 años) afectando seriamente la capa de ozono y es una de las causas del efecto invernadero. R11, R12, R113, R114, R115, R-500 y R-502

**HCFC:** (Hidrogeno, Cloro, Flúor, Carbono), Hidroclorofluorocarburos, es similar al anterior, pero con átomos de hidrogeno en sus moléculas. Posee un potencial reducido de destrucción de la capa de ozono 2 al 10% de los CFC, han sido una solución intermedia, su ciclo de vida máximo es de 28 años en la atmosfera.

R-22, R-123, R-124 y R-141b

**HFC:** (Hidrogeno, Flúor, Carbono). Hidrofluorocarbonos, sin Cloro con átomos de hidrogeno sin potencial destructor del ozono dado que no contiene cloro. R-134a, R-152a, R-32, R-125, R-404a.

### **MEZCLAS:**

**Azeotrópicas:** mezcla de fluidos refrigerantes cuyas fases de vapor y liquido en equilibrio poseen la misma composición a una presión determinada. R5XX

**Zeotrópicas:** mezcla de fluidos refrigerantes cuyas fases de vapor y liquido en equilibrio y a cualquier presión poseen distinta composición.  
R4XX

## FLUIDOS DE TRABAJOS NATURALES:

**El amoníaco R717 (NH<sub>3</sub>):** excelente refrigerante, sus inconvenientes son su elevada toxicidad y no ser compatible con el cobre, componentes del acero.

**Los hidrocarburos (HC):** propano (R290), butano (R600), y sus mezclas; su problema es una alta inflamabilidad.

**El agua (R718):** es un excelente fluido de trabajo para alta T.

### 2.2.8.3. POR SU CÓDIGO DE COLORES EN SUS BOTELLAS O BIDONES DE REFRIGERANTE

Nombre ASHRAE	Color del Bidón
R-11	naranja
R-12	blanco
R-22	verde
R-113	purpura
R-134a	azul claro
R-114	azul oscuro
R-500	amarillo
R-502	orquídea
R-717	plata

Algunos fabricantes de equipos asignan un código de color a sus compresores para indicar el tipo de refrigerante utilizado en el sistema.



*Figura 2.14.* Bidones de refrigerante por código de colores

Fuente: extraído de

<http://media.avilatioamerica.com/images/stories/ACR/Porquenecesitamosrefrigerantesnuevos.jpg?1465996153>

## **ESTANDARES AHRI (Air-conditioning, heating and Refrigeration institute)**

**Standard 700:** Establece las especificaciones técnicas de los refrigerantes.

**Pauta N:** asigna colores a los envases de los diferentes refrigerantes.

**Pauta K:** recomendaciones para cilindros conteniendo refrigerantes recuperados. Color Gris y tapa amarilla.

### **2.2.9. AISLAMIENTO TÉRMICO**

Los aislantes son materiales que presentan resistencia al flujo de calor bajo ciertas condiciones de temperatura.

Se puede decir que un buen aislante es el que cumple con las siguientes especificaciones

a) Alta eficiencia térmica: Es decir, que tenga un bajo volumen de conductividad térmica, entendiéndose por conductividad térmica, a las cantidades de calor que un material permite fluir, bajo ciertas condiciones especiales de espesor, área y temperatura.

A esta resistencia térmica le conoce como el factor K, y se expresa en unidades del sistema inglés:

$$K = (\text{Btu}/\text{ft}^2\text{h}^\circ\text{F})$$

Se considera que un material como aislante adecuado, cuando el valor de K en el sistema inglés tenga un valor por debajo de 0.30.

b) No inflamable.

c) No debe de favorecer la corrosión o producir moho.

d) Debe de tener baja capacidad de absorción de agua y no debe de retenerla cuando se moja.

e) Debe tener poco peso.

f) Debe de tener resistencia mecánica apropiada.

g) Debe de tener una superficie tal que permita colocar algún acabado exterior.

h) Debe ser económico.

## **2.3 MARCO CONCEPTUAL.**

### **2.3.1. CALOR**

Calor es una forma de energía. Es evidente el hecho de que el calor puede ser convertido a otras formas de energía y que otras formas de energía puede ser convertidas en calor. Termodinámicamente se define calor como energía en tránsito de un cuerpo a otro como resultado de una diferencia de temperatura entre los dos cuerpos. Toda transferencia de energía se manifiesta en trabajo. (Dossat, 1991, pág. 27)

El calor se puede transferir en tres modos diferentes: conducción, convección y radiación.

#### **2.3.1.1. CONDUCCIÓN**

La conducción es la transferencia de energía de las partículas más energéticas de una sustancia hacia las adyacentes menos energéticas, como resultado de interacciones entre esas partículas. La conducción puede tener lugar en los sólidos, líquidos o gases. En los gases y líquidos la conducción se debe a las colisiones y a la difusión de las moléculas durante su movimiento aleatorio. En los sólidos se debe a la combinación de las vibraciones de las moléculas en una red y al transporte de energía por parte de los electrones libres. (Cengel & Asfshin, 2007, pág. 17)

#### **2.3.1.2. CONVECCIÓN**

La convección es el modo de transferencia de energía entre una superficie sólida y el líquido o gas adyacentes que están en movimiento y comprende los efectos combinados de la conducción y el movimiento de fluidos. Entre más

rápido es el movimiento de un fluido, mayor es la transferencia de calor por convección. En ausencia de cualquier movimiento masivo del fluido, la transferencia de calor entre una superficie sólida y el fluido adyacente es por conducción pura. La presencia de movimiento masivo del fluido acrecienta la transferencia de calor entre la superficie sólida y el fluido, pero también complica la determinación de las razones de esa transferencia. (Cengel & Asfshin, 2007, pág.25)

### **2.3.1.3. RADIACIÓN**

La radiación es la energía emitida por la materia en forma de ondas electromagnéticas (o fotones) como resultado de los cambios en las configuraciones electrónicas de los átomos o moléculas. A diferencia de la conducción y la convección, la transferencia de calor por radiación no requiere presencia de un medio interventor. De hecho, la transferencia de calor por radiación es la más rápida (a la velocidad de la luz) y no sufre atenuación en un vacío. Esta es la manera en la que la energía del sol llega a la tierra. (Cengel & Asfshin, 2007, pág.27)

### **2.3.2. TEMPERATURA**

La temperatura es una magnitud que mide el nivel térmico o el calor que un cuerpo posee. Toda sustancia en determinado estado de agregación, está constituida por moléculas que se encuentran en continuo movimiento. La suma de las energías de todas las moléculas del cuerpo se conoce como energía térmica; y la temperatura es medida de esa energía promedio.

Actualmente se utilizan tres escalas de temperatura; grados Fahrenheit(°F), Celsius(°C) y Kelvin(°K).

Factor de conversión de °C a °F:

$$^{\circ}\text{F} = \frac{9}{5} (^{\circ}\text{C}) + 32$$

Factor de conversión de °F a °C:

$$^{\circ}\text{C} = \frac{5}{9} (^{\circ}\text{F} + 32)$$

### **2.3.3. HUMEDAD DEL AIRE**

El aire contiene cierta proporción de humedad, la cual viene de la evaporación parcial de las grandes masas de agua que existen en la tierra y del vapor de agua que exhalan las personas, animales y vegetales en sus funciones orgánicas.

La proporción de vapor de agua en el aire atmosférico es mayor o menor según la localización geográfica, las condiciones meteorológicas y conforme a las estaciones del año.

#### **2.3.3.1. HUMEDAD ABSOLUTA Y RELATIVA**

Se llama humedad absoluta a la cantidad de vapor de agua (generalmente medida en gramos) por unidad de volumen del aire ambiente (medido en metro cúbicos).

La humedad relativa es la unidad que contiene una masa de aire en relación con la máxima humedad absoluta que podría admitir sin producirse condensación, conservando las mismas condiciones de temperatura y de presión atmosférica. Es la forma más habitual de expresar la humedad ambiental. El termómetro húmedo o psicrómetro se utiliza para la medición de la humedad relativa.

#### **2.3.4. COEFICIENTE DE TRANSMISIÓN DE TÉRMICA (U)**

Se define como la cantidad de calor que se transmite en la unidad de tiempos a través de la superficie de un elemento constructivo, muro, vidrio, techo, etc. De un cuerpo espesor; cuando la diferencia de temperatura entre las masas de aire que se encuentran a ambos lados del elemento es de un grado.

Cuanto más bajo sea el valor de U mejor será la capacidad aislante.

#### **2.3.5. LEY CERO DE LA TERMODINÁMICA**

La ley cero de la termodinámica establece que, cuando dos cuerpos están en equilibrio térmico con un tercero, estos están a su vez en equilibrio térmico entre sí. Observa que podemos decir que dos cuerpos tienen la misma temperatura cuando están en equilibrio térmico entre sí.

#### **2.3.6. PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA**

La primera ley de la termodinámica establece que la energía no se crea, ni se destruye, sino que se conserva. Entonces esta ley expresa que, cuando un



sistema es sometido a un ciclo termodinámico, el calor cedido por el sistema será igual al trabajo recibido por el mismo, y viceversa.

La energía en si misma se define como la habilidad de producir un trabajo, y el calor es una forma de energía.

La expresión matemática que relaciona esto es:

$$\Delta U = \Delta Q - \Delta W$$

Donde:

$\Delta U$  = Variación de energía interna.

$\Delta Q$  = Variación de calor.

$\Delta W$  = Variación de trabajo

### **2.3.7. SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA**

No es posible que el calor fluya desde un cuerpo frío hacia un cuerpo más caliente, sin necesidad de producir ningún trabajo que genere este flujo. La energía no fluye espontáneamente desde un objeto a baja temperatura, hacia otro objeto a más alta temperatura.

### **2.3.8. CARTA DE MOLLIER**

El diagrama entalpia-entropía, también conocido como diagrama de Mollier, tiene diversas aplicaciones técnicas. Es muy usado para estimar la entalpia de

sustancias puras, y de las mezclas de sustancias que se encuentran con mayor frecuencia en ingeniería.

La carta de Mollier sirve para simplificar cálculos de la entalpía, de la entropía, de la presión, de la temperatura, del volumen específico de la calidad del vapor y del agua. La carta de Mollier es la representación de las propiedades del agua y vapor del agua. Se usa un sistema principal de coordenadas H-S (Entalpía-Entropía).

La importancia de la carta de Mollier en refrigeración y aire acondicionado es que nos indica, los diagramas de los distintos refrigerantes.

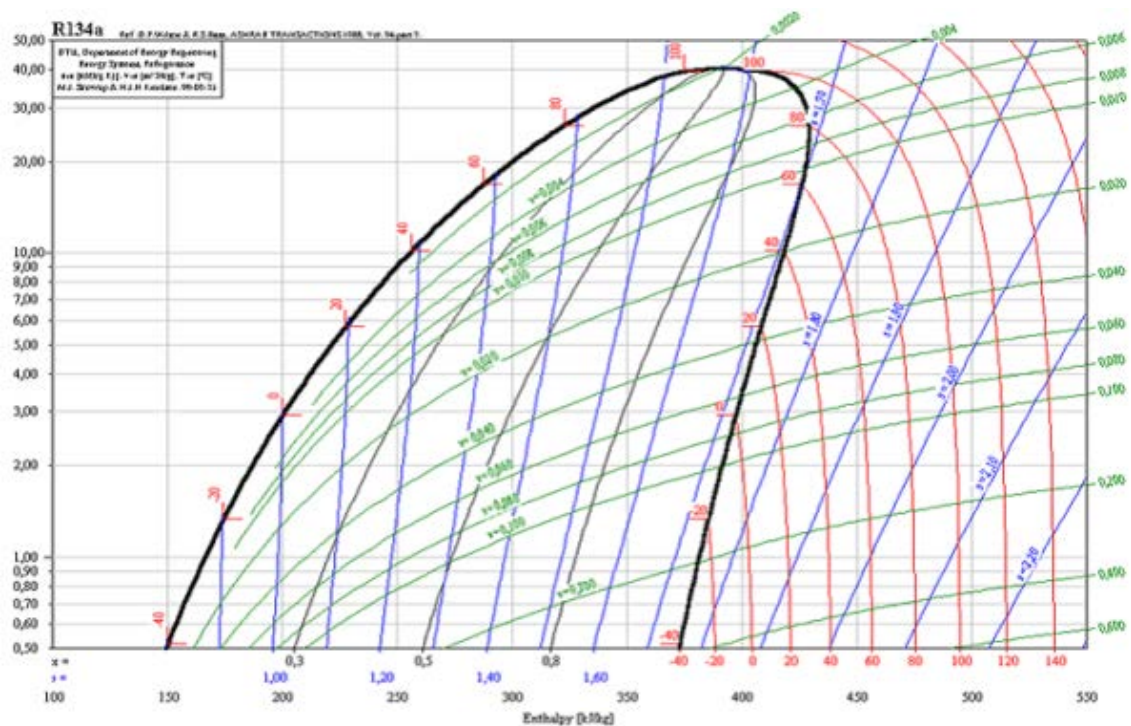


Figura 2.15: Carta de Mollier del refrigerante R-134a.

Fuente: extraído de <http://tuareacondicionado.net/diagrama-de-mollier/>

### 2.3.9. CALCULO PARA LA CARGA TÉRMICA TOTAL

La carga térmica total, que consiste en sumar todas las contribuciones de ganancia de calor de las diversas fuentes cuyo calor incide al espacio a refrigerar.

Las cargas frigoríficas según la sociedad americana de Calefacción, Refrigeración y Aire Acondicionado (ASHRAE) son:

$$Q_t = Q_{pr} + Q_{cr} + Q_{em} + Q_{tr} + Q_a + Q_e + Q_{in} + Q_{oc} \dots\dots\dots \text{Ecuación (2.1)}$$

Donde:

$Q_t$  = Carga térmica total.

$Q_{pr}$  = Carga térmica del producto.

$Q_{cr}$  = Calor de respiración del producto.

$Q_{em}$  = Calor debido al embalaje.

$Q_{tr}$  = Transmisión de calor en paredes no afectadas por la radiación solar.

$Q_a$  = carga térmica debido al sistema de iluminación.

$Q_e$  = Carga térmica debida a la maquinaria y equipo.

$Q_{in}$  = Carga por infiltración de aire ambiental a través del acceso a la cámara.

$Q_{oc}$  = Calor liberado por los trabajadores.

$Q_{rs}$  = Transmisión de calor en paredes afectadas por la radiación solar.

Una vez, que hemos identificado dichas cargas térmicas procedemos a analizar cada una de ellas:

### 2.3.9.1. CARGA TÉRMICA DEL PRODUCTO

Para calcular esta carga utilizaremos la temperatura de conservación del producto y la temperatura a la que entra el producto a la cámara frigorífica, así, como también, el calor específico del producto con base a la ecuación.

$$Q_{pr} = mC_{ep}(T_{pe} - T_{co}) \dots\dots\dots \text{Ecuación (2.2)}$$

Donde:

$Q_{pr}$  = Carga térmica del producto.

$m$  = Masa del producto(lb).

$C_{ep}$  = Calor específico del producto.

$T_{pe}$  = Temperatura del producto a la entrada del almacén frigorífico.

$T_{co}$  = Temperatura de conservación del producto.

Temperatura del producto a la entrada del almacén frigorífico: es la temperatura que posee el producto después de que se ha lavado y secado, y es ligeramente inferior a la temperatura ambiental.

Temperatura de conservación: es la temperatura en que el producto conserva sus características fisicoquímicas por un periodo determinado.

### 2.3.9.2. CARGA DE RESPIRACIÓN DEL PRODUCTO

Debido a que las frutas desprenden constantemente calor y aun en condiciones de almacenamiento como consecuencia de los procesos fisiológicos que se dan en el producto es prescindible evacuar este calor.

La carga por este concepto se obtiene multiplicando la masa del producto a conservar por el calor de respiración del producto referido a la temperatura de conservación dada. Esto es:

$$Q_{cr} = m(Cr) \dots\dots\dots \text{Ecuación (2.3)}$$

Donde:

$Q_{cr}$  = Calor de respiración del producto.

$m$  = Masa del producto.

$Cr$  = Calor de respiración.

#### Calor de respiración del mango

Temperatura	10°C (50°F)	13°C (55°F)	15°C (59°F)	20°C (68°F)
MI Co2/kg.h	12 - 16	15 - 22	19 - 28	35 - 80

Para calcular el calor de respiración, multiplique mLCo2/kg.h por 440 para obtener Btu/Ton.Día o por 122 para obtener Kcal/Ton.Día

$Cr = 0.108 \text{ BTU/lb.hr} \rightarrow \text{Calor de Respiración del Mango.}$

### 2.3.9.3. CARGA TÉRMICA DEBIDO AL EMBALAJE

El embalaje utilizado para contener el producto también incrementara la carga térmica por tanto también debe de calcularse. Se calcula de una manera similar al de carga térmica del producto y con las mismas condiciones de temperatura. Por tanto, definimos esta ecuación como:

$$Q_{em} = mC_{em}(T_{ee} - T_{co}) \dots\dots\dots \text{Ecuación (2.4)}$$

Donde:

$Q_{em}$  = Carga térmica por embalaje.

$m$  = Masa del embalaje.

$C_{em}$  = Calor especifico del embalaje

$T_{ee}$  = Temperatura de entrada del embalaje

$T_{co}$  = Temperatura de conservación del mango.

### 2.3.9.4. CARGA TÉRMICA POR TRANSMISIÓN DE CALOR A TRAVÉS DE PAREDES, TECHO Y PISO

La tasa total de calor que entra en la cámara por transmisión a través de paredes y techo, viene dada por la expresión:

$$Q_{tr} = AU(\Delta t) \dots\dots\dots \text{Ecuación (2.5)}$$

Donde:

$Q_{tr}$  = Cantidad de calor transferido en Btu por hora

A = Área de la superficie de la pared externa. (pies<sup>2</sup>).

U = Coeficiente total de transmisión de calor. (Btu/(hr\*pie<sup>2</sup>\*°F))

Δt = Diferencia de temperatura a través de la pared. (°F)

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{f_1} + \frac{x}{k_1} + \frac{x}{k_2} + \frac{x}{k_n} + \frac{1}{f_o}$$

Donde:

$\frac{1}{f_i}$  = coeficiente de convección (conductancia de superficie) de pared interior,  
piso o cielo.

$\frac{1}{f_o}$  = Coeficiente de convección (conductancia de superficie) de pared exterior,  
piso o techo.

K = Conductividad térmica del material.

### **2.3.9.5. CARGA TÉRMICA POR ILUMINACION**

En los sistemas de refrigeración existen equipos eléctricos de iluminación que ceden energía al recinto a refrigerar en el momento de operar.

La cantidad de calor que liberan se obtiene directamente de la equivalencia de potencia eléctrica con la potencia térmica esto es:

$$1 \text{ Watt} = 3.414 \text{ Btu/h}$$

Todos los sistemas de iluminación ya sean incandescente o fluorescentes básicamente transforman energía eléctrica que reciben para su operación en

calor, el cual desprende en su totalidad en el interior del local, por lo tanto, la siguiente ecuación nos permite calcular la ganancia de calor por alumbrado:

$$Q_a = 3.413NI(Nw) \dots\dots\dots \text{Ecuación (2.6)}$$

Donde:

$Q_a$  = Carga por iluminación.

3.413 = Factor de conversión de Watts a Btu/hr.

NI = Numero de lámparas.

Nw = Numero de Watts.

### **2.3.9.6. CARGA TÉRMICA DEBIDO A LOS EQUIPOS**

#### **GANANCIA DE CALOR POR LOS VENTILADORES DE LOS EVAPORADORES.**

Como la potencia de los ventiladores se desconoce a-priori se considerará para este concepto un 10% de la suma de las potencias calculadas en los apartados anteriores.

Así tenemos:

$$Q_e = 0.10*(Q_{pr} + Q_{cr} + Q_{em} + Q_{tr} + Q_a + Q_{in} + Q_{oc}) \dots\dots\dots \text{Ecuación (2.7)}$$

### **2.3.9.7. CARGA TÉRMICA POR INFILTRACIÓN POR CAMBIOS DE AIRE**

La ganancia de calor en el espacio refrigerado como resultado de los cambios de aire es difícil de calcular con exactitud, excepto en algunos pocos casos en



que se conoce la cantidad de aire introducido al espacio para fines de ventilación. cuando se conoce la masa de aire exterior que entra al espacio en un periodo de 24 horas, el calor ganado dentro del espacio como resultado de los cambios de aire depende de la diferencia de entalpías del aire a las condiciones interiores y exteriores, y puede calcularse aplicando la siguiente ecuación:

$$Q_{in} = m(h_o - h_i) \dots\dots\dots\text{Ecuación (2.8)}$$

Donde:

$Q_{in}$  = Carga térmica por infiltración de aire.

$m$  = Masa del aire que entra en 24 horas al espacio refrigerado (lb/24).

$h_o$  = Entalpia del aire exterior (Btu/lb).

$h_i$  = Entalpia del aire interior (Btu/lb).

### 2.3.9.8. CARGA TÉRMICA DEBIDO AL PERSONAL

También las personas que entran en una cámara frigorífica liberan calor a razón de:

$$Q_{oc} = Np(Cd) \dots\dots\dots\text{Ecuación (2.9)}$$

Donde:

$Q_{oc}$  = Carga térmica producida por los ocupantes.

$Np$  = Número de personas.

$Cd$  = Calor disipado por personas.

## **CAPITULO III**

### **3.1. DISEÑO DE LA CÁMARA FRIGORÍFICA**

#### **3.1.1. UBICACIÓN DE LA CÁMARA FRIGORÍFICA:**

Lugar	:	Piura – Morropón – Chulucanas
Temperatura interior	:	10°C = 50°F = 283°K
Temperatura exterior	:	31°C = 88°F (Fuente: Senahmi)
Temperatura media	:	25°C = 77°F (Fuente: Senahmi)
Humedad relativa	:	82% (Fuente: Senahmi)

$$T_{ec} = (0.4)T^{\circ}\text{media} + T^{\circ}\text{máxima}$$

$$T_{ec} = (0.4)(25^{\circ}\text{C}) + (0.6)(31^{\circ}\text{C})$$

$$T_{ec} = 29^{\circ}\text{C} = 84.2^{\circ}\text{F} = 292 \text{ }^{\circ}\text{K} \quad ; T_{ec} = \text{Temperatura exterior de cálculo.}$$

### PROCESO DE SELECCIÓN DE LOS MANGOS



*Figura 3.1.* Diagrama de flujo del proceso de producción del mango.  
Fuente: elaborado por el autor con Word 2016.

## **Tratamiento con agua caliente**

Todos los mangos destinados a la exportación deben recibir inmediatamente después de la cosecha un tratamiento con agua caliente para eliminar los microorganismos. Los mangos se sumergen durante 5 minutos en agua caliente a 55°C.

La eficiencia del tratamiento térmico se incrementa agregándole fungicidas al agua caliente. Se utiliza comúnmente Sportak al 0.2% o Tecto liquido(TBZ) al 0.2%.

## **Enfriado**

Operación que se realiza para bajar la temperatura de la fruta y puede ser al medio ambiente (7 horas en promedio), con duchas de agua fría, por inmersión en tinas de agua helada.

### **3.1.2. DIMENSIONAMIENTO DE LA CÁMARA PARA MANGOS**

La producción de mango es de 5 TON/día, y nuestro producto va tener una rotación de 4 días dentro de la cámara frigorífica.

La cámara frigorífica debe tener una capacidad para albergar 20 toneladas de mango.

En cada nivel (cama) pallet entran 9 cajas de mango, pudiendo contener 14 niveles (camas o pisos). Con lo cual colocaremos 126 cajas por pallet.



Figura 3.2. Empaque del mango

Fuente: extraído de [http://www.pe.all.biz/img/pe/service\\_catalog/9834.jpeg](http://www.pe.all.biz/img/pe/service_catalog/9834.jpeg)

Las Dimensiones de la caja que contendrá los mangos es de:

MEDIDAS DE LA CAJA DE MANGO	(cm)
Largo	40
Ancho	33
Altura	15

Cada mango se promedió en 500 gr y en cada caja entran 9 mangos.

El peso por caja de mangos.

$$500\text{gr} \times 9 = 4500 \text{ gr} \rightarrow 4.5 \text{ kg/caja}$$

La cantidad de cajas que necesitamos para 20 toneladas.

$$\frac{20000 \text{ kg}}{4.5 \text{ kg/caja}} = 4445 \text{ cajas}$$

## SELECCIONANDO EL PALLET.

Los pallets soportaran todo el peso de los mangos y deben estar diseñados para soportar tal carga, el pallet seleccionado está normalizado.

EAN: 1.00m\*1.20m

EuroPallets: 1.00m\*1.10m / 1.10m\*0.8m

- Capacidad de carga del pallet: 800 kg, 1500 kg y 2500 kg

Se selecciona el pallet EAN, con un soporte de carga de 800 kg

MEDIDAS DEL PALLET	(cm)
Largo	120
Ancho	100
Altura	14



*Figura 3.3.* Pallet de madera

Fuente: extraído de <http://socopallet.cl/contento/uploads/2011/09/YUGO-441x269.jpg>

En cada pallet se pondrá 126 cajas, 14 pisos y 9 cajas por piso.

$$126 \text{ cajas/pallet} * (4.5 \text{ kg/caja}) = 567 \text{ kg/pallet}$$

Nuestro pallet elegido soporta una carga de 800 kg, lo cual es adecuado.

**LA CANTIDAD DE PALLET QUE NECESITAMOS ES:**

$$\frac{20000 \text{ kg}}{567 \text{ kg/pallet}} = 36 \text{ pallet}$$

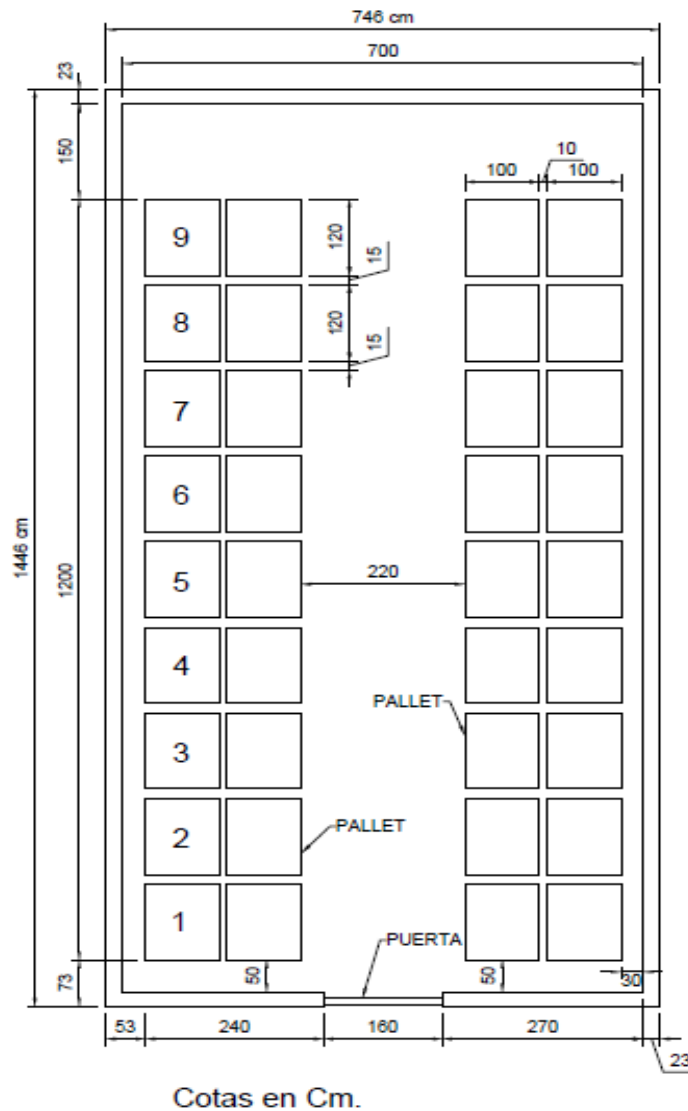


Figura 3.4. Vista de planta de la cámara frigorífica.  
Fuente: elaborado por el autor con AutoCAD 2016

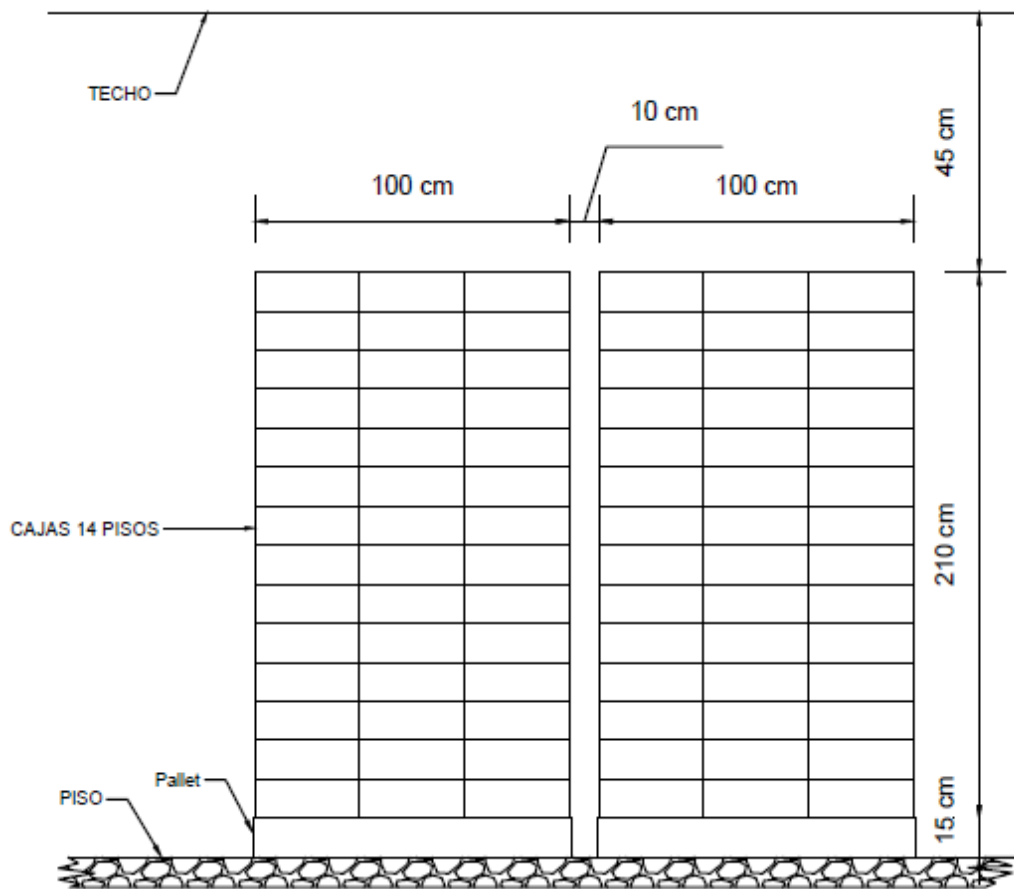


Figura 3.5. Vista frontal del estante.  
Fuente: elaborado por el autor con AutoCAD 2016

### DIMENSIONES DE LA CÁMARA FRIGORIFICA

Largo	14.46 m
Ancho	7.46 m
Altura	2.95 m

Capacidad de Almacenamiento	20 Toneladas de mango
-----------------------------	-----------------------



### 3.1.3. EL AISLAMIENTO (POLIURETANO)

La espuma rígida de poliuretano es un aislante térmico y acústico de alto desempeño, la cual ofrece un comportamiento absolutamente confiable en todos los climas y condiciones atmosféricas, que lo hace ideal para la construcción y demás aplicaciones de ingeniería y arquitectura.

Ventajas del Poliuretano

- Liviano.
- Aislante acústico, controla el ruido.
- Alto rendimiento y facilidad de instalación.
- Aislante térmico, menor flujo de calor/m<sup>2</sup>, temperatura estable.
- Inorgánico, no es tóxico, no crea hongos ni bacterias, no genera malos olores.
- Impermeable.

#### 3.1.3.1. CALCULO DEL ESPESOR DEL AISLAMIENTO

$$e = \frac{K(T_e - T_i)}{q} \dots \dots \dots \text{Ecuación (3.1)}$$

e = Espesor del aislante

K = Coeficiente de transmisión térmica (w/m.°K) ..... (TABLA 5)

T<sub>e</sub> = Temperatura exterior (°K).

Ti = Temperatura interior (°K).

q = pérdidas admisibles.

q: 8 w/m.°K; para cámaras de conservación (frigorífica).

q: 6 w/m.°K; para cámaras de congelación.

Reemplazando los datos en la Ecuación (3.1)

$$e = \frac{0.024 \frac{w}{m^{\circ}K} (302 - 283)^{\circ}K}{8 w/m^2}$$

$$e = 0.057m$$

Pasando a cm:

$$e = \frac{0.057m * 100cm}{1m}$$

$$e = 5.7 \text{ cm} = 3 \text{ in}$$

#### **3.1.4. PUERTA DE LA CÁMARA FRIGORIFICA**

Se eligió una puerta industrial PIVOTANTE SUPERPUESTA de 1.4 metros x 2.4 metros, tiene 80 mm de poliuretano en su parte interna y está cubierto por acero inoxidable.

La puerta estará protegida por una cortina LAMAS PVC.



*Figura 3.6.* Puerta pivotante superpuesta.  
Fuente: extraído de [www.frigopack.com](http://www.frigopack.com)

## **3.2. DISEÑO Y SELECCIÓN**

### **3.2.1. CALCULO DE LAS CARGAS TÉRMICAS**

El cálculo de las cargas térmicas de una o varias cámaras frigoríficas es una operación rutinaria y que resulta repetitiva, puesto que siempre intervienen las mismas consideraciones de datos y evaluaciones básicas.

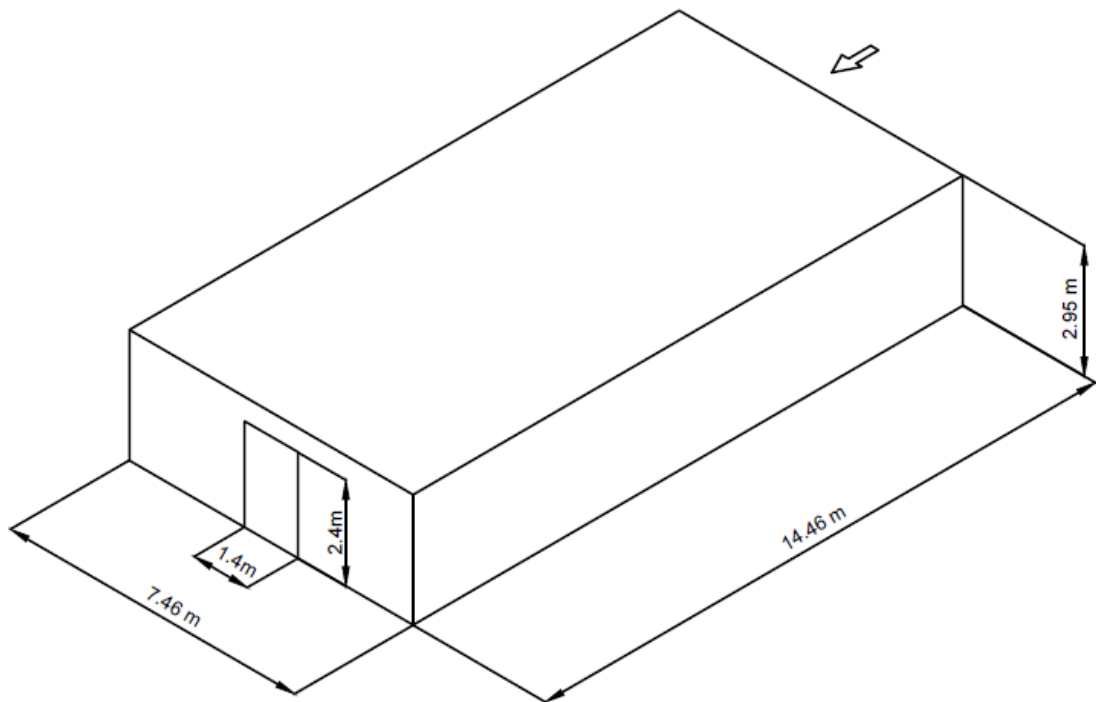
Los cálculos detallados de las cargas térmicas y de las necesidades de frío comportan frecuentemente la necesidad de utilización de tablas que permiten amplificar y obtener de un modo casi directo las estimaciones pertinentes.

Por otro lado, hay que tener en cuenta la necesidad de efectuar el descarchado de los evaporadores y es por este motivo que la potencia frigorífica de la maquina deberá ser determinada para una duración de funcionamiento que no será en todo caso de 24 horas por día, sino siempre menor.

Así pues, es práctica habitual para las cámaras frías utilizadas en refrigeración con temperaturas de funcionamiento superiores a 0°C estimar la

duración horaria del grupo frigorífico en 16 horas por día, lo cual supone un tiempo de 8h diarias, suficientemente amplio para proceder al “desescarche” del evaporador, por el método que sea.

Para las cámaras frías a temperatura negativa, es decir, por debajo de 0°C, la duración del funcionamiento del equipo frigorífico suele estimarse en 18 h diarias, siendo el resto de horas diarias suficiente para el descarchado con aporte suplementario de energía, si hace falta.



*Figura 3.7.* Esquema de la cámara frigorífica.  
Fuente: Elaborada por el autor con AutoCAD 2016

Las áreas de paredes, puerta, piso y techo son como se muestra en la figura anterior. Procedemos a calcular todas las áreas.

$$A1 = \text{Muro puerta} = 3.36 \text{ m}^2 = 36.17 \text{ ft}^2$$

$$A2 = \text{Muro Sur} = 22 \text{ m}^2 = 236.8 \text{ ft}^2$$

$$A3 = \text{Muro Oeste} = 42.7 \text{ m}^2 = 459.7 \text{ ft}^2$$

$$A4 = \text{Muro Norte} = 18.7 \text{ m}^2 = 201.3 \text{ ft}^2$$

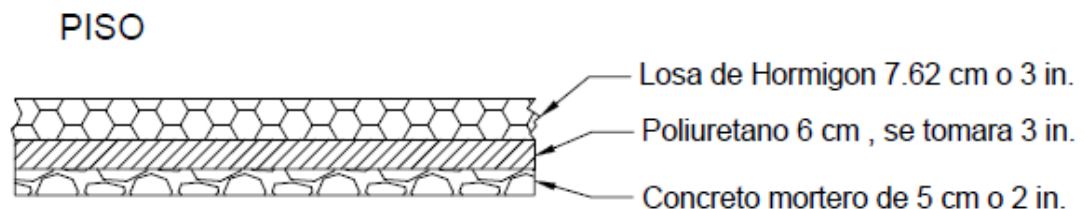
$$A5 = \text{Muro Este} = 42.7 \text{ m}^2 = 459.7 \text{ ft}^2$$

$$A6 = \text{Muro piso} = 107.9 \text{ m}^2 = 1161.43 \text{ ft}^2$$

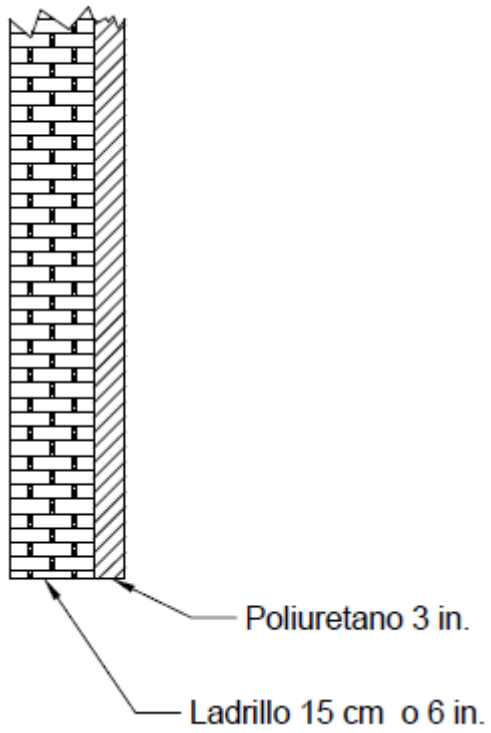
$$A7 = \text{Techo} = 107.9 \text{ m}^2 = 1161.43 \text{ ft}^2$$

### 3.2.2. SECCIONES TRANSVERSALES DE LAS PAREDES, PISO Y

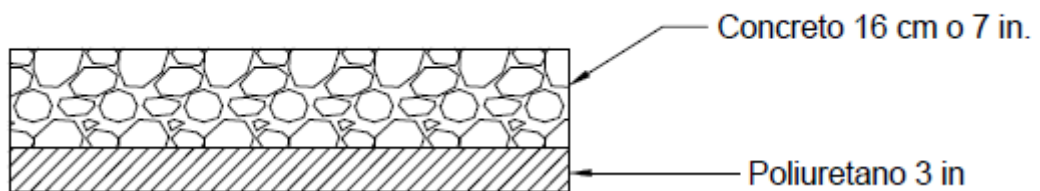
#### TECHO



## PAREDES



## TECHO



### **Carga térmica del producto.**

$$20000 \text{ Kg} = 44093 \text{ lb}$$

Donde:

$$m = 44093 \text{ lb}$$

$$C_{ep} = 0.85 \text{ BTU/lb.}^\circ\text{F} \dots\dots\dots (\text{Tabla 1})$$

$$T_{pe} = 66.2 \text{ }^\circ\text{F}$$

$$T_{co} = 50 \text{ }^\circ\text{F}$$

Reemplazando los datos en la Ecuación (2.2)

$$Q_{pr} = (44093 \text{ lb})(0.85 \text{ Btu/lb.}^\circ\text{F})(66.2-50) \text{ }^\circ\text{F}$$

$$Q_{pr} = 607160.6 \text{ BTU} \quad ; \text{ Entre 24 horas}$$

$$Q_{pr} = 25298.4 \text{ Btu/h}$$

### **Carga térmica por respiración del producto.**

Donde:

$$m = 44093 \text{ lb}$$

$$C_r = 0.108 \text{ BTU/lb.hr} \quad (\text{Dato Pág. 55})$$

Reemplazando los datos en la Ecuación (2.3)

$$Q_{cr} = 44093 \text{ lb}(0.108 \text{ Btu/lb.h})$$

$$Q_{cr} = 4762.1 \text{ Btu/h}$$

### Calculo de la carga térmica por embalaje.

Donde:

$$m = 44093 \text{ lb}$$

$$C_{em} = 0.35 \text{ BTU/lb.}^\circ\text{F} \dots\dots\dots(\text{Tabla 7})$$

$$T_{ee} = 22^\circ\text{C} = 71.6^\circ\text{F}$$

$$T_{co} = 50^\circ\text{F}$$

Reemplazando los datos en la Ecuación (2.4)

$$Q_{em} = 44093 \text{ lb}(0.35 \text{ BTU/lb.}^\circ\text{F})(71.6-50)^\circ\text{F}/24\text{h}$$

$$Q_{em} = 13889.3 \text{ Btu/h}$$

### Calculo de la carga térmica por transmisión de calor en las paredes, techo y piso.

Solo la pared del Este(A5) tienen contacto con los rayos solares, el resto no es afectado.

$$Q_{tr} = AU(\Delta t)$$

Para el área A1 (Puerta), tenemos:

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{f_1} + \frac{E_1}{k_1} + \frac{E_2}{k_2} + \frac{x E_3}{k_3} + \frac{1}{f_o}$$



K1: Placa de Acero. – E1 = 0.03 in

K2: Poliuretano expandido. – E2 = 3 in

K3: Placa de Acero. - E = 0.03 in

De las tablas, se obtiene:

K1 = 320 Btu.in/ft<sup>2</sup>.h.°F .....(Tabla 5)

K2 = 0.17 Btu.in/ft<sup>2</sup>.h.°F .....(Tabla 5)

K3 = 320 Btu.in/ft<sup>2</sup>.h.°F .....(Tabla 5)

f1 = 1.65 Btu/ft<sup>2</sup>.h.°F .....(Tabla 12)

f0 = 4 Btu/ft<sup>2</sup>.h.°F .....(Tabla 12)

E1 = E3

E2 = 3 in

Reemplazado los datos.

$$\frac{1}{U1} = \frac{1}{1.65btu/ft2.h.^{\circ}F} + \frac{0.03in}{320btu.in/ft2.h.^{\circ}F} + \frac{3in}{0.17btu.in/ft2.h.^{\circ}F} + \frac{0.03}{320btu.in/ft2.h.^{\circ}F} + \frac{1}{4btu/ft2.h.^{\circ}F}$$

U1 = 0.054 Btu/ft<sup>2</sup>.h.°F

Reemplazando los datos en la Ecuación (2.5)

$$Q_1 = AU(\Delta t)$$

$$Q_1 = 0.054 btu/ft2.h.^{\circ}F * (36.17ft2)(84.2-50)^{\circ}F$$

$$Q_1 = 66.8 Btu/h$$

Para el área Sur A2 (Pared), tenemos:

$$\frac{1}{U_2} = \frac{1}{f_1} + \frac{E_1}{k_1} + \frac{E_2}{k_2} + \frac{1}{f_o}$$

K1 = Ladrillo común. – E1 = 6 in

K2 = Poliuretano expandido. – E2 = 3 in

De la tabla 5:

K1 = 5 Btu.in/ft<sup>2</sup>.h.°F

K2 = 0.17 Btu.in/ft<sup>2</sup>.h.°F

Reemplazando los datos:

$$\frac{1}{U_2} = \frac{1}{1.65 \text{ btu/ft}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°F}} + \frac{6 \text{ in}}{5 \text{ btu} \cdot \text{in/ft}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°F}} + \frac{3 \text{ in}}{0.17 \text{ btu} \cdot \text{in/ft}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°F}} + \frac{1}{4 \text{ btu/ft}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°F}}$$

U2 = 0.051 Btu/ ft<sup>2</sup>.h.°F

Reemplazando los datos en la Ecuación (2.5)

Q<sub>2</sub> = AU(Δt)

Q<sub>2</sub> = 0.051 Btu/ ft<sup>2</sup>.h.°F \*(236.8 ft<sup>2</sup>)(34.2)°F

Q<sub>2</sub> = 413.1 Btu/h

**Para el área A3 (Muro Oeste), tenemos:**

$$\frac{1}{U_3} = \frac{1}{f_1} + \frac{E_1}{k_1} + \frac{E_2}{k_2} + \frac{1}{f_o}$$

Donde:

K1 = Ladrillo común. – E1 = 6 in

K2 = Poliuretano expandido. – E2 = 3 in

De la tabla 5:

K1 = 5 Btu.in/ft<sup>2</sup>.h.°F

K2 = 0.17 Btu.in/ft<sup>2</sup>.h.°F

Reemplazando los datos:

$$\frac{1}{U_3} = \frac{1}{1.65 \text{ btu/ft}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°F}} + \frac{6 \text{ in}}{5 \text{ btu} \cdot \text{in/ft}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°F}} + \frac{3 \text{ in}}{0.17 \text{ btu} \cdot \text{in/ft}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°F}} + \frac{1}{4 \text{ btu/ft}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°F}}$$

U3 = 0.051 Btu/ ft<sup>2</sup>.h.°F

Reemplazando los datos en la Ecuación (2.5)

Q<sub>3</sub> = AU(Δt)

Q<sub>3</sub> = 0.051 Btu/ ft<sup>2</sup>.h.°F \*(459.7 ft<sup>2</sup>)(34.2)°F

Q<sub>3</sub> = 802 Btu/h

**Para el área A4 (Muro Norte), tenemos:**

$$\frac{1}{U} = \frac{1}{f_1} + \frac{E_1}{k_1} + \frac{E_2}{k_2} + \frac{1}{f_o}$$

Donde:

K1 = Ladrillo común. – E = 6 in

K2 = Poliuretano expandido. – E2 = 3 in

De la tabla 5:

K1 = 5 Btu.in/ft<sup>2</sup>.h.°F

K2 = 0.17 Btu.in/ft<sup>2</sup>.h.°F

Reemplazando los datos:

$$\frac{1}{U_4} = \frac{1}{1.65 \text{ btu/ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}} + \frac{6 \text{ in}}{5 \text{ btu} \cdot \text{in/ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}} + \frac{3 \text{ in}}{0.17 \text{ btu} \cdot \text{in/ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}} + \frac{1}{4 \text{ btu/ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}}$$

U4 = 0.051 Btu/ ft<sup>2</sup>.h.°F

Reemplazando los datos en la Ecuación (2.5)

Q<sub>4</sub> = AU(Δt)

Q<sub>4</sub> = 0.051 Btu/ ft<sup>2</sup>.h.°F \*(201.3 ft<sup>2</sup>)(34.2)°F

Q<sub>4</sub> = 351.1 Btu/h

Para el área A5 (Muro Este), tenemos:

$$\frac{1}{U5} = \frac{1}{f_i} + \frac{E1}{k1} + \frac{E2}{k2} + \frac{1}{f_o}$$

Donde:

K1 = Ladrillo común. – E1 = 6 in

K2 = Poliuretano expandido. – E2 = 3 in

De la tabla 5:

K1 = 5 Btu.in/ft<sup>2</sup>.h.°F

K2 = 0.17 Btu.in/ft<sup>2</sup>.h.°F

Reemplazando los datos:

$$\frac{1}{U5} = \frac{1}{1.65 \text{ btu/ft}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°F}} + \frac{6 \text{ in}}{5 \text{ btu} \cdot \text{in/ft}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°F}} + \frac{3 \text{ in}}{0.17 \text{ btu} \cdot \text{in/ft}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°F}} + \frac{1}{6 \text{ btu/ft}^2 \cdot \text{h} \cdot \text{°F}}$$

U5 = 0.051 Btu/ ft<sup>2</sup>.h.°F

La pared Este tiene contacto con los rayos solares, por lo cual su temperatura aumenta. En la (Tabla 8) se toma pared claro, siendo.

2.2°C = 35.96°F

Reemplazando los datos en la Ecuación (2.5)

$$Q_5 = AU(\Delta t)$$

$$Q_5 = 0.051 \text{ Btu/ ft}^2\cdot\text{h}\cdot^\circ\text{F} \cdot (459.7 \text{ ft}^2)(84.2-50+35.96)^\circ\text{F}$$

$$Q_5 = 1645 \text{ Btu/h}$$

**Para el área A6 (Piso), tenemos:**

$$\frac{1}{U_6} = \frac{1}{f_1} + \frac{E_1}{k_1} + \frac{E_2}{k_2} + \frac{E_3}{k_3} + \frac{1}{f_0}$$

Donde:

$$K_1 = \text{Loza de hormigón} - E_1 = 3\text{in}$$

$$K_2 = \text{Poliuretano expandido} - E_2 = 3\text{in}$$

$$K_3 = \text{Concreto mortero} - E_3 = 2\text{in}$$

De la tabla:

$$K_1 = 12 \text{ Btu}\cdot\text{in}/\text{ft}^2\cdot\text{h}\cdot^\circ\text{F} \dots\dots\dots(\text{Tabla 12})$$

$$K_2 = 0.17 \text{ Btu}\cdot\text{in}/\text{ft}^2\cdot\text{h}\cdot^\circ\text{F} \dots\dots\dots(\text{Tabla 12})$$

$$K_3 = 5 \text{ Btu}\cdot\text{in}/\text{ft}^2\cdot\text{h}\cdot^\circ\text{F} \dots\dots\dots(\text{Tabla 12})$$

Reemplazando los datos:

$$\frac{1}{f_0} = 0 ; \text{ en el piso no hay corriente de aire.}$$

$$\frac{1}{U_6} = \frac{1}{1.65 \text{ btu/ft}^2 \cdot \text{h}^\circ\text{F}} + \frac{3 \text{ in}}{12 \text{ btu} \cdot \text{in/ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}} + \frac{3 \text{ in}}{0.17 \text{ btu} \cdot \text{in/ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}} + \frac{2 \text{ in}}{5 \text{ btu} \cdot \text{in/ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}} + 0$$

$$U_6 = 0.053 \text{ Btu/ ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}$$

Reemplazando los datos de la Ecuación (2.5)

$$Q_6 = AU(\Delta t)$$

$$Q_6 = 0.053 \text{ Btu/ ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F} * (1161.43 \text{ ft}^2)(68-50)^\circ\text{F}$$

$$Q_6 = 1108 \text{ Btu/h}$$

**Para el área A7 (Techo), tenemos:**

$$\frac{1}{U_7} = \frac{1}{f_i} + \frac{E_1}{k_1} + \frac{E_2}{k_2} + \frac{1}{f_o}$$

Donde:

$$K_1 = \text{Concreto} - E_1 = 7 \text{ in}$$

$$K_2 = \text{Poliuretano expandido} - E_2 = 3 \text{ in}$$

De la tabla 5:

$$K_1 = 12 \text{ Btu} \cdot \text{in/ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}$$

$$K_2 = 0.17 \text{ Btu} \cdot \text{in/ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}$$

Reemplazando los datos:

$$\frac{1}{U_7} = 0.86 \frac{\text{btu}/\text{ft}^2 \cdot \text{h}^\circ\text{F}}{\text{btu}} + \frac{7 \text{ in}}{12 \text{ btu} \cdot \text{in}/\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}} + \frac{3 \text{ in}}{0.17 \text{ btu} \cdot \text{in}/\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}}$$

$$U_7 = 0.053 \text{ Btu}/\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}$$

Reemplazando los datos de la Ecuación (2.5)

$$Q_7 = AU(\Delta t)$$

$$Q_7 = 0.053 \text{ Btu}/\text{ft}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F} * (1161.43 \text{ ft}^2)(34.2)^\circ\text{F}$$

$$Q_7 = 2105.2 \text{ Btu}/\text{h}$$

La carga térmica total por transmisión de calor es:

$$Q_{tr} = Q_1 + Q_2 + Q_3 + Q_4 + Q_5 + Q_6 + Q_7$$

$$Q_{tr} = 6491.2 \text{ Btu}/\text{h}$$

### **Carga térmica por iluminación**

Reemplazando los datos de la Ecuación (2.6)

$$Q_a = (3.414)(4)(75)$$

$$Q_a = 1024 \text{ Btu}/\text{h}$$



## Carga térmica por infiltración

Calcularemos el Volumen:

$$\text{Largo} = 14 \text{ m}$$

$$\text{Ancho} = 7 \text{ m}$$

$$\text{Alto} = 2.7 \text{ m}$$

$$\text{Vol} = (14) \cdot (7) \cdot (2.7) \text{ m}^3$$

$$\text{Vol} = 264.6 \text{ m}^3 = 9344.3 \text{ ft}^3$$

Buscando en la (tabla 9) los cambios de aire promedio por 24 horas.

Como podemos verificar en la tabla no tenemos un dato exacto por lo cual procederemos a interpolar para tener un resultado preciso.

8000	5.5
9344.3	X
10000	4.9

$$\frac{x - 5.5}{9344.3 - 8000} = \frac{4.9 - 5.5}{10000 - 8000}$$

$$X = 5.1$$

$$\text{Vol}_{\text{inf}} = 9344.3 \text{ ft}^3 (5.1/24\text{horas})$$

$$\text{Vol}_{\text{inf}} = 1985.7 \text{ ft}^3/\text{h}$$

La instalación va a ser para uso pesado, por lo tanto, tenemos que multiplicar por 2 el volumen infiltrado

$$\text{Vol}_{\text{inf}} = 1985.7 \text{ ft}^3/\text{h}(2)$$

$$\text{Vol}_{\text{inf}} = 3971.4 \text{ ft}^3/\text{h}$$

Con los datos siguientes, hallaremos la carga de infiltración.

$$T_{\text{ext}} = 84.2^\circ\text{F}$$

$$T_{\text{int}} = 50^\circ\text{F}$$

Humedad relativa = 81%

En la (tabla 10), hallamos el factor por cambios de aire.

INTERPOLANDO:

60	1.54
70	1.78
80	X

$$\frac{1.78 - 1.54}{70 - 60} = \frac{x - 1.54}{80 - 60}$$

$$X = 2.02$$

Factor de cambios de aire = 2.02 Btu/ft<sup>3</sup>

Reemplazando los datos de la Ecuación (2.8)

$$Q_{in} = 3971.4 \text{ ft}^3/\text{h}(2.02 \text{ Btu}/\text{ft}^3)$$

$$Q_{in} = 8022.2 \text{ Btu}/\text{hora}$$

### **Carga térmica debido al personal.**

Reemplazando los datos de la Ecuación (2.9)

$$Q_{oc} = 2(720 \text{ Btu}/\text{h})$$

$$Q_{oc} = 1440 \text{ Btu}/\text{h}$$

### **Carga térmica debido a los equipos**

Reemplazando los datos de la Ecuación (2.7)

$$Q_e = (0.10)(25298.4+4762.1+13889.3+6491.2+1024+8022.2+1440)\text{Btu}/\text{h}$$

$$Q_e = (0.10)(60927.2) \text{ Btu}/\text{h}$$

$$Q_e = 6092.72 \text{ Btu}/\text{h}$$

## **LA CARGA TÉRMICA TOTAL**

La carga térmica total, la obtenemos de la ecuación (2.1):

$$Q_t = Q_{pr} + Q_{cr} + Q_{em} + Q_{tr} + Q_a + Q_e + Q_{in} + Q_{oc}$$

Sustituyendo los valores de las cargas particulares en esta ecuación, obtenemos:

$$Q_t = 67019.9 \text{ Btu/h}$$

Agregando el factor de seguridad del 10%, tenemos:

$$Q_t = 73722 \text{ Btu/h}$$

La cámara frigorífica trabajara 16 horas al día.

$$Q_t = 110583 \text{ Btu/h}$$

### **3.2.3. SELECCIÓN DEL REFRIGERANTE**

El refrigerante R-134a de Freón, es de tipo HFC (Hidrogeno, flúor y carbono). Al ser un producto libre de cloro su ODP (coeficiente que mide la capacidad destructiva de la capa de ozono) es igual a cero, es el reemplazo del R-12 en equipos nuevos de refrigeración.

En comparación el R12, el R-134a tiene una mejor conductividad de calor. Esto reduce considerablemente el consumo de refrigerante. Además, ambos tienen una conductividad térmica similar.

Nuestro refrigerante R134a no tiene ningún olor extraño y es un refrigerante Puro.

Se elige el refrigerante R-134a

### 3.2.4. SELECCIÓN DE LOS EQUIPOS

#### 3.2.4.1. Determinación de la temperatura de evaporación.

Para determinar la temperatura de evaporación del refrigerante se debe tener en cuenta los siguientes parámetros.

- Temperatura de la cámara: para esto necesitamos saber la humedad relativa deseada en el espacio refrigerado, la diferencia de temperatura entre el evaporador y el espacio refrigerado (DT), que se indica en la tabla y el tipo de evaporador si es de convección forzada o natural.
- Temperatura de la cámara = 50°F = 10°C
- Humedad relativa = 90%
- Evaporador = convección forzada

De la tabla (4), tenemos:

$$DT = 10^{\circ}\text{F}$$

$$T_{\text{evaporación}} = T_{\text{operación}} - DT$$

$$T_{\text{evaporación}} = 50^{\circ}\text{F} - 10^{\circ}\text{F}$$

$$T_{\text{evaporación}} = 40^{\circ}\text{F} = 4.44^{\circ}\text{C}$$

#### 3.2.4.2. Determinación de la temperatura de condensación.

Para determinar la temperatura de condensación se debe tener en cuenta el tipo de condensador que se va utilizar, en este caso se va a utilizar la unidad condensadora que es enfriada por aire forzado por un ventilador impulsado por un motor eléctrico.

$$T_{\text{condensación}} = T_{\text{exterior}} + DT$$

$$DT = 10^{\circ}\text{F} \quad \text{según (Tabla 4)}$$

$$T_{\text{condensación}} = 84.2^{\circ}\text{F} + 10$$

$$T_{\text{condensación}} = 94.2^{\circ}\text{F} = 34.6^{\circ}\text{C}$$

Tabla 4

*Diseño de evaporador con diferencia de temperatura(DT).*

DIFERENCIA DE TEMPERATURA (DT)		
Humedad relativa	Convección natural	Convección forzada
%	°F	°F
95 a 91	12 a 14	8 a 10
90 a 86	14 a 16	10 a 12
85 a 81	16 a 18	12 a 14
80 a 76	18 a 20	14 a 16
75 a 70	20 a 22	16 a 18

### 3.2.5. CARTA DE MOLLIER DEL REFRIGERANTE R-134a

Conociendo la temperatura de evaporación y la temperatura de condensación podemos encontrar las presiones y el esquema de nuestro ciclo de refrigeración usando el programa CoolPack.

Con la carta de mollier podemos encontrar la presión de evaporación y presión de condensación.

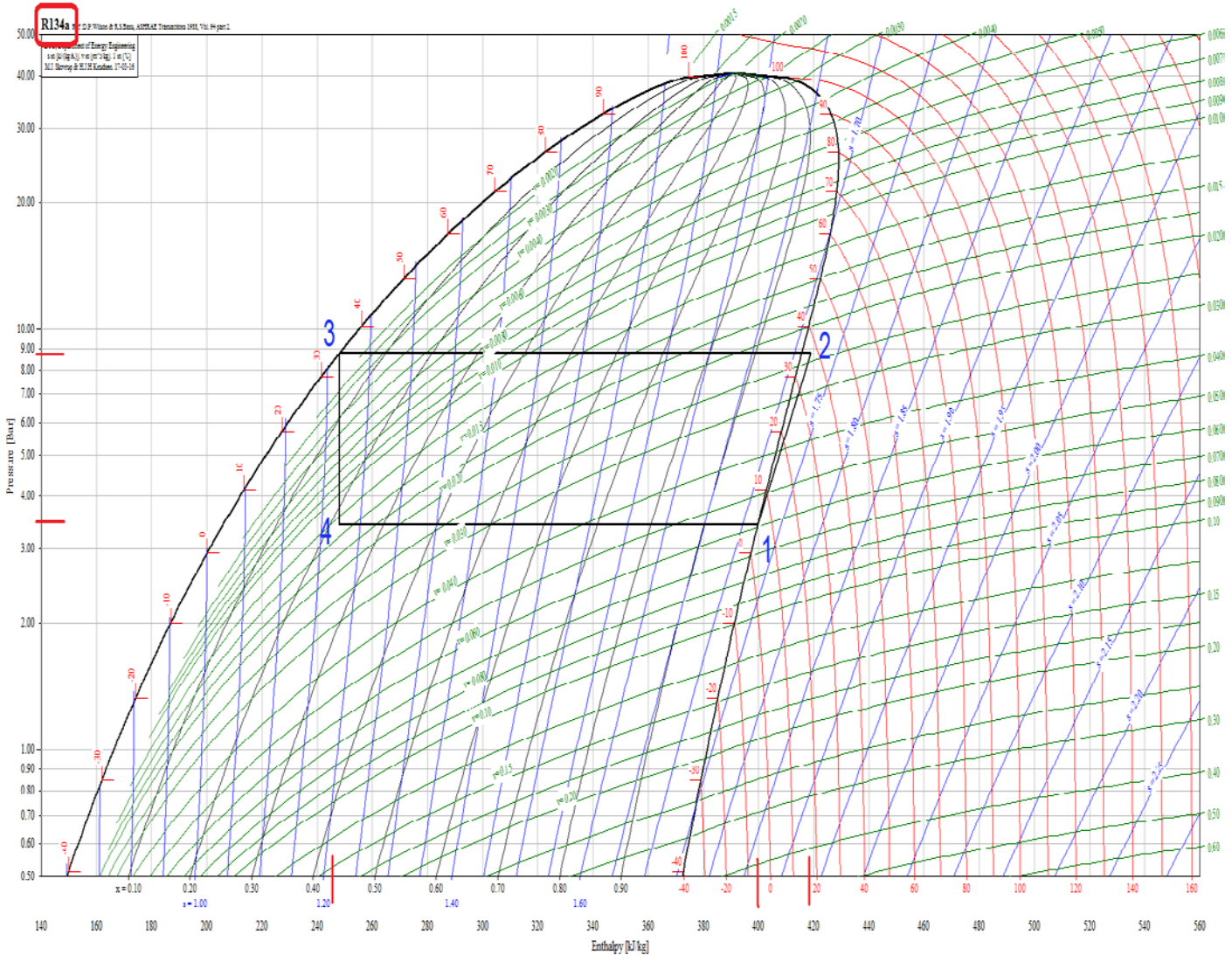


Figura 3.8. Diagrama de mollier, del refrigerante R-134a.  
Fuente: elaborado por el autor, con el programa CoolPack.

### 3.2.6. SELECCIÓN DEL EVAPORADOR

Los equipos siempre se eligen al superior siguiente del dato obtenido mediante los cálculos realizados de la carga térmica total, tomando como dato adicional la temperatura de evaporación.

Tenemos:

T <sub>evaporación</sub>	40°F	5°C
--------------------------	------	-----

Carga total térmica	110583 Btu/h
---------------------	--------------

Elegimos el Evaporador según el manual del fabricante.

Hd DT1 = 10,8°F DT1 = 6°K BTU/h	Temperatura de evaporação										
	°F °C	-31 -35	-22 -30	-13 -25	-4 -20	5 -15	14 -10	23 -5	32 0	41 <u>5</u>	50 10
042		9479	10597	11808	12921	13934	14802	15626	16387	17082	17740
050		11334	12670	14118	15450	16661	17698	18684	19594	20425	21211
064		14510	16222	18075	19780	21331	22659	23921	25085	26149	27156
077		17382	19432	21652	23695	25552	27143	28655	30050	31324	32531
086		19517	21818	24311	26605	28690	30476	32173	33740	35171	36526
103		23379	26136	29123	31870	34368	36508	38541	40418	42132	43755
115		25857	28906	32209	35248	38010	40377	42626	44701	46597	48392
138		30965	34617	38572	42211	45519	48353	51046	53532	55802	57951
173		38428	42960	47869	52385	56491	60008	63350	66435	69252	71919
208		46155	51598	57494	62917	67848	72073	76087	79792	83175	86379
265		58804	65739	73251	80161	86443	91825	96939	101660	105970	110052
<u>318</u>		70816	79168	88214	96536	104102	110583	116742	122427	<u>127618</u>	132533

## MODELO Y MARCA

Hd-AE318C22C04PA, de la marca MIPAL.

## Características del evaporador seleccionado.

Cantidad de ventiladores	4
Peso Bruto	170 kg
Alcance	18 m
LargoxAnchoxAltura	3,56x0.75x0.86m
Código de tensión	220v/3F/60Hz



### 3.2.7. SELECCIÓN DEL CONDENSADOR

Los equipos siempre se eligen al superior siguiente del dato obtenido mediante los cálculos realizados de la carga térmica total, tomando como dato adicional la temperatura de evaporación.

Tenemos:

T <sub>evaporación</sub>	40°F	5°C
--------------------------	------	-----

Carga Térmica Total	110583 Btu/h	27886 Kcal/h
---------------------	--------------	--------------

Características principales de la unidad condensador marca Danfoss:

Aplicación	H = Alta y media temperatura de evaporación (MBP)
Designación	G = Unidad condensador con compresor hermético, dos ventiladores
Refrigerante/Aceite	Z = R134a/R404A/R507 - poliolester
Modelo del compresor	MTZ para hermético MBP
Plataforma	D = Tecnología microcanal
Configuración del Producto	49
Código de tensión	N = Compresor 230V/1F/60Hz


Ventiladores	Condições de teste	Modelo	Código por versão				Código elétrico	Compressor	Temperatura ambiente	Capacidade de refrigeração (Kcal/h) na temperatura de evaporação						
			D20	D39	D40	D49				-10°C	-5°C	0°C	5°C	10°C	15°C	20°C
										32°C	35°C	38°C	43°C	32°C	35°C	38°C
	superaquecimento 18K subrefrigimento 3K	OP-HJZ019D	115F0064	115F0269	115F0327	115F0369	N	MTZ019	32°C	1509	1952	2490	3132	3885	4749	5727
			115F0065	115F0270	115F0328	115F0370	Q		35°C	1421	1851	2375	3000	3732	4573	5526
			115F0067	115F0271	115F0329	115F0371	V		38°C	1332	1750	2258	2865	3577	4394	5320
									43°C	1185	1580	2061	2636	3311	4089	4968
		OP-HJZ022D	115F0069	115F0273	115F0330	115F0372	N	MTZ022	32°C	1912	2492	3175	3965	4861	5861	6960
			115F0070	115F0274	115F0331	115F0373	Q		35°C	1822	2384	3044	3808	4673	5639	6699
			115F0072	115F0275	115F0332	115F0374	V		38°C	1731	2273	2910	3647	4480	5410	6432
									43°C	1575	2082	2678	3366	4145	5014	5970
		OP-HJZ028D	115F0074	115F0277	115F0333	115F0375	N	MTZ028	32°C	2627	3402	4290	5294	6421	7666	9033
			115F0075	115F0278	115F0334	115F0376	Q		35°C	2504	3262	4127	5106	6202	7414	8743
			115F0077	115F0279	115F0335	115F0377	V		38°C	2379	3118	3960	4912	5976	7155	8444
									43°C	2165	2871	3673	4578	5588	6707	7930
		OP-HJZ032D	115F0079	115F0281	115F0336	115F0378	N	MTZ032	32°C	2674	3545	4547	5681	6950	8347	9871
			115F0080	115F0282	115F0337	115F0379	Q		35°C	2593	3434	4398	5489	6708	8051	9514
			115F0082	115F0283	115F0338	115F0380	V		38°C	2505	3314	4240	5285	6455	7741	9143
									43°C	2343	3094	3952	4920	6003	7193	8492
OP-HJZ036D	115F0084	115F0285	115F0339	115F0381	N	MTZ036	32°C	3396	4309	5358	6550	7883	9359	10974		
	115F0085	115F0286	115F0340	115F0382	Q		35°C	3226	4119	5141	6302	7598	9033	10602		
	115F0087	115F0287	115F0341	115F0383	V		38°C	3059	3928	4923	6051	7309	8701	10224		
							43°C	2782	3610	4555	5625	6819	8135	9577		
OP-HJZ040D	115F0089	115F0289	115F0342	115F0384	N	MTZ040	32°C	4300	5312	6482	7820	9338	11046	12945		
	115F0090	115F0290	115F0343	115F0385	Q		35°C	4036	5034	6186	7504	8998	10678	12547		
	115F0091	115F0291	115F0344	115F0386	V		38°C	3778	4761	5895	7193	8661	10315	12152		
							43°C	3364	4321	5424	6685	8113	9719	11505		
OP-HJZ044D	115F0093	115F0293	115F0345	115F0387	N	MTZ044	32°C	4098	5361	6833	8522	10439	12578	14939		
	115F0094	115F0294	115F0346	115F0388	Q		35°C	3873	5100	6528	8166	10022	12101	14394		
	115F0095	115F0295	115F0347	115F0389	V		38°C	3644	4835	6219	7806	9605	11620	13844		
							43°C	3255	4385	5696	7199	8900	10811	12922		
OP-HJZ050D	115F0097	115F0297	115F0348	115F0390	N	MTZ050	32°C	4277	5668	7302	9190	11341	13749	16410		
	115F0098	115F0298	115F0349	115F0391	Q		35°C	4113	5473	7066	8902	10991	13328	15912		
	115F0099	115F0299	115F0350	115F0392	V		38°C	3933	5261	6810	8594	10621	12885	15389		
							43°C	3605	4873	6347	8039	9960	12104	14472		
OP-HJZ056D	115F0101	115F0301	115F0351	115F0393	N	MTZ056	32°C	4852	6427	8260	10361	12723	15345	18214		
	115F0102	115F0302	115F0352	115F0394	Q		35°C	4625	6159	7941	9979	12270	14812	17594		
	115F0103	115F0303	115F0353	115F0395	V		38°C	4387	5880	7610	9586	11806	14266	16963		
							43°C	3972	5393	7033	8902	11004	13331	15883		
OP-HJZ064D	115F0105	115F0305	115F0354	115F0396	N	MTZ064	32°C	5498	7243	9262	11556	14108	16904	19928		
	115F0106	115F0306	115F0355	115F0397	Q		35°C	5266	6966	8926	11149	13619	16326	19250		
	115F0107	115F0307	115F0356	115F0398	V		38°C	5022	6675	8577	10728	13116	15733	18561		
							43°C	4587	6163	7965	9999	12250	14717	17382		
OP-HGZ072D	115F0109	115F0309	115F0357	115F0399	Q	MTZ072	32°C	6451	8443	10754	13393	16370	19675	23303		
	115F0110	115F0310	115F0358	115F0400	V		35°C	6170	8115	10366	12930	15824	19032	22556		
							38°C	5878	7774	9963	12454	15259	18370	21787		
							43°C	5368	7180	9262	11627	14287	17233	20471		
OP-HGZ080D	115F0112	115F0312	115F0359	115F0401	Q	MTZ080	32°C	7304	9473	11992	14870	18106	21695	25622		
	115F0113	115F0313	115F0360	115F0402	V		35°C	6996	9104	11549	14343	17480	20962	24773		
							38°C	6681	8728	11098	13805	16845	20220	23918		
							43°C	6147	8089	10332	12894	15771	18964	22469		
OP-HGZ100D	115F0115	115F0315	115F0361	115F0403	Q	MTZ100	32°C	8385	10891	13778	17041	20679	24678	29016		
	115F0116	115F0316	115F0362	115F0404	V		35°C	7902	10336	13136	16296	19814	23681	27874		
							38°C	7420	9777	12480	15539	18936	22668	26717		
							43°C	6618	8839	11384	14256	17449	20950	24753		
OP-HGZ125D	115F0118	115F0318	115F0363	115F0405	Q	MTZ125	32°C	10820	14051	17799	22076	26896	32226	38062		
	115F0119	115F0319	115F0364	115F0406	V		35°C	10232	13369	17000	21139	25797	30949	36588		
							38°C	9649	12684	16194	20187	24683	29647	35086		
							43°C	8686	11536	14827	18568	22774	27429	32520		
OP-HGZ144D	115F0121	115F0321	115F0365	115F0407	Q	MTZ144	32°C	13772	17285	21272	25739	30675	36081	41934		
	115F0122	115F0322	115F0366	115F0408	V		35°C	13173	16594	20467	24803	29588	34825	40491		
							38°C	12564	15890	19644	23842	28472	33535	39012		
							43°C	11523	14675	18221	22186	26551	31314	36474		
OP-HGZ160D	115F0124	115F0324	115F0367	115F0409	Q	MTZ160	32°C	15217	19023	23322	28103	33364	39084	45248		
	115F0125	115F0325	115F0368	115F0410	V		35°C	14539	18250	22433	27074	32180	37726	43699		
							38°C	13845	17455	21516	26022	30965	36340	42117		
							43°C	12657	16088	19934	24204	28878	33955	39415		

Figura 3.9. Tabla para elegir la unidad condensadora(Kcal/h)

Fuente: extraído del catálogo Danfoss.

### 3.2.8. SELECCIÓN DE LA TUBERÍA

La mayor parte de las tuberías que se utilizan en los sistemas de refrigeración y aire acondicionado se fabrica de cobre. Sin embargo, algunos fabricantes utilizan aluminio para la fabricación de circuitos internos de serpentín del evaporador y condensador. El aluminio no se ha hecho popular en la instalación en el campo de tuberías de conexión para el refrigerante debido a que no se puede trabajar con tanta facilidad como el cobre y su soldadura es más difícil.

Desenho 2C - versão 49 (2 ventiladores)

Vista frontal



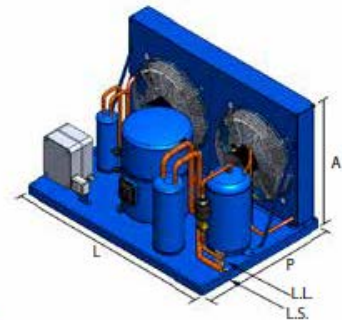
Vista lateral direita



Vista superior



Vista isométrica



Fixações	X	Y
OP-H...072D a 160D	25	500
OP-L...215D a 271D		

Figura 3.10. Detalle de línea de succión y línea líquida (tubería de cobre).  
Fuente: catálogo Danfoss

#### 3.2.8.1. LÍNEA DE LIQUIDO

Tubo o tubería que transporta el refrigerante líquido desde el condensador o receptor de un sistema de refrigeración a un dispositivo reductor de presión.

- Se usará tubería de cobre de **5/8"** para la línea líquido, es lo indicado en el catálogo de Danfoss para la unidad condensadora, tal como muestra la (figura 3.19).

### **3.2.8.2. LÍNEA DE SUCCIÓN**

Tubo o tubería la cual transporta el refrigerante en estado de vapor, desde el evaporador a la entrada del compresor.

- Se usará tubería de cobre de **1 1/8"** para la línea de succión, es lo indicado en el catálogo de Danfoss para la unidad condensadora, tal como muestra la (figura 3.19).

### **3.2.8.3. LÍNEA DE DESCARGA**

La línea de descarga ya está instalada en la unidad condensadora OPTYMA.

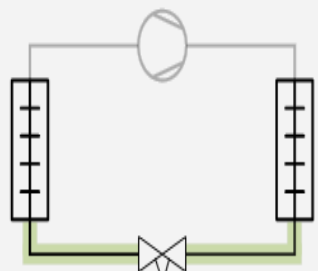
### **3.2.9. SELECCIÓN DE LA VÁLVULA TERMOSTÁTICA**

La selección de la válvula termostática se realizará mediante el programa proporcionado por Danfoss, llamado Coolselector 2 en su versión 2.0.1, para realizar la selección se considerará los datos del siguiente cuadro.

Capacidad de refrigeración	110583 Btu/h	32.41 Kw
Refrigerante	R-134a	
Temperatura de Evaporación	5°C	
Temperatura de Condensación	34.6°C	

Sistema: Expansión seca

Línea seleccionada: Línea de líquido con o sin c



Refrigerante: R134a

Familias de productos

- T2
- TD1
- TGE
- TD1/C

Condiciones de funcionamiento:

Capacidad:

Capacidad de refrigeración: 32.41 kW

Flujo másico en la línea: 716.8 kg/h

Capacidad de calefacción: 37.89 kW

Evaporación:

Temperatura: 5.0 °C

Recalentamiento útil: 8.0 K

Recalentamiento adicional: 0 K

Condensación:

Temperatura: 34.6 °C

Subenfriamiento: 2.0 K

Subenfriamiento adicional: 0 K

Criterios de selección:

Carga: 100 %

Caída de presión en el distribuidor: 0 bar

Línea de líquido con o sin cambio de fase (Sistema de expansión seca, R134a, TXV)

Selección: TGE 20 - 16

Seleccionado	Tipo	NS	Rango	Nominal capacity [kW]	Capacidad mín. [kW]	Carga [%]	DP [bar]	Velocidad, ent. [m/s]	Resultado
<input type="radio"/>	TGE 20 - 12.5	15.88	N	29.79	7.447	109	5.273	1.20	⚠
<input type="radio"/>	TGE 10 - 16	12.7	N	30.88	7.720	105	5.273	2.07	⚠
<input checked="" type="radio"/>	TGE 20 - 16	15.88	N	37.88	9.470	86	5.273	1.20	✓
<input type="radio"/>	TGE 20 - 20	15.88	N	44.78	11.20	72	5.273	1.20	✓
<input type="radio"/>	TGE 20 - 21	15.88	N	51.19	12.80	63	5.273	1.20	✓

Curva de rendimiento Datos de rendimiento

Figura 3.11. Selección de la válvula termostática  
Fuente: Programa Coolselector 2.

TGE válvula de expansión termostática. Cuerpo de latón con conectores bimetálicos. Diseño de 1 pieza: cuerpo de latón con elemento termostático de acero inoxidable y orificio fijo.

### 3.2.10. SELECCIÓN DE VÁLVULA SOLENOIDE

En la mayoría de las aplicaciones de refrigeración es necesario iniciar o detener el flujo en un circuito de refrigerante para controlar automáticamente el flujo de líquidos en el sistema. Para ello se utiliza una válvula solenoide operada eléctricamente. Su función esencial es la misma que una válvula de paso operada manualmente, pero, como es accionada eléctricamente, se puede

instalar en lugares remotos y puede ser controlada por interruptores eléctricos simples.

Condición de funcionamiento:

Capacidad: Capacidad de refrigeración: 32.41 kW, Flujo másico en la línea: 716.8 kg/h, Capacidad de calefacción: 37.89 kW

Evaporación: Temperatura: 5.0 °C, Recalentamiento útil: 8.0 K, Recalentamiento adicional: 0 K

Condensación: Temperatura: 34.6 °C, Subenfriamiento: 2.0 K, Subenfriamiento adicional: 0 K

Criterios de selección:  Caída de presión: 0.050 bar,  Velocidad: 1.00 m/s,  Tamaño: Conexión: Soldadura a tope acero DIN4, Tamaño: DIN-EN 15 (1/2"),  Caída de temperatura de saturación: 0.1 K

Línea de líquido con o sin cambio de fase (Sistema de expansión seca, R134a, Válvula solenoide)

Selección: **EVRST 10**

Seleccionado	Tipo	NS	Kv [m <sup>3</sup> /h]	DP [bar]	DT_sat [K]	Velocidad, ent. [m/s]	Estado de la válvula	Resultado
<input checked="" type="radio"/>	EVRST 10	15	1.5	0.194	0.8	0.77	Abierta	✓
<input type="radio"/>	EVRST 15	20	2.7	0.060	0.2	0.43	Abierta	✓
<input type="radio"/>	EVRST 20	25	4.5	0.022	0.1	0.27	Abierta	✓

Figura 3.12. Selección de la válvula solenoide.  
Fuente: elaborado por el usuario con el programa CoolSelector 2.

EVRS es una electroválvula de accionamiento directo de acero inoxidable con elevación asistida para líquidos, succión y tuberías de gas caliente con amoníaco, refrigerantes fluorados y CO2. EVRS tiene conexiones acopladas directas.

### 3.2.11. AISLAMIENTO DE LA TUBERÍA

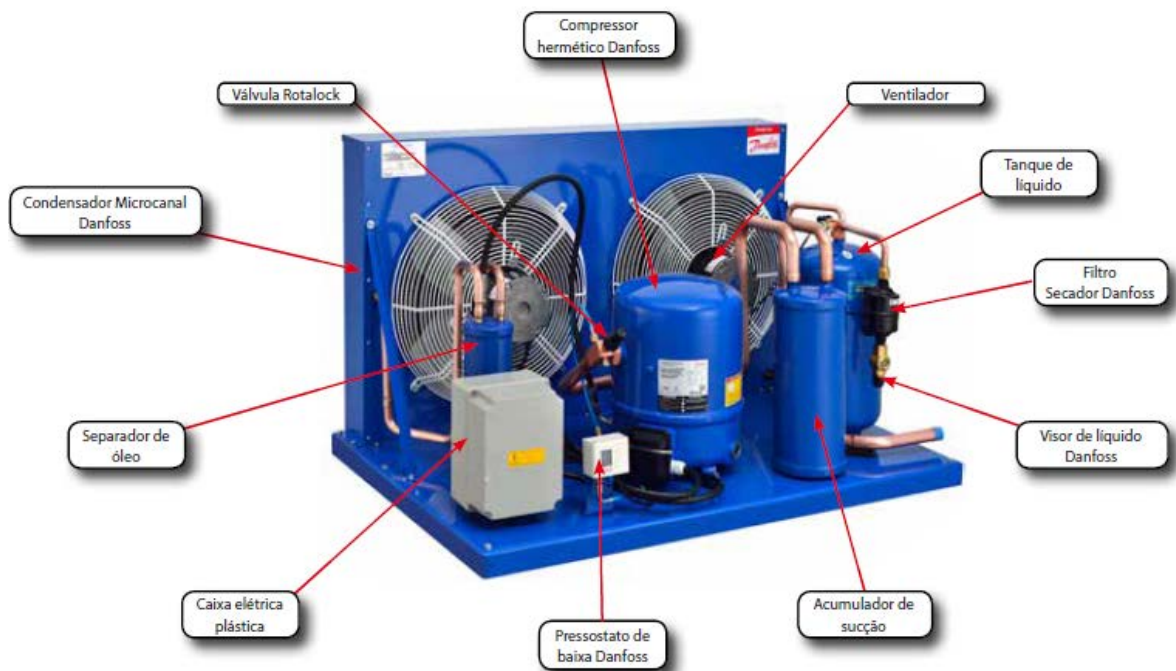
Las tuberías estarán recubiertas de ARMAFLEX, el armaflex es un aislamiento térmico flexible de espuma elastómerica. Su baja conductividad térmica y su alta resistencia a la difusión del vapor de agua aseguran una mayor durabilidad y un mejor rendimiento de su instalación.



*Figura 3.13:* Armaflex, aislamiento para tuberías.  
 Fuente: extraído de <http://www.solocobre.com/armaflex.html>

### 3.2.12. COMPONENTES DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN

Versão D49



*Figura 3.14.* Componentes de una unidad condensadora.  
 Fuente: manual Danfoss

### 3.3. REVISIÓN Y CONSOLIDACIÓN DE RESULTADOS.

Verificaremos la carga total obtenida mediante los cálculos realizados y compararlo con el programa SR-2015

$$Q_t = 110583 \text{ Btu/h}$$

Heatcraft SR2015

Datos generales | **Carga Térmica** | Selección de equipo | Sistema Integrado

La carga térmica calculada incluye un factor de seguridad de 10% para cubrir un incremento inesperado de carga en la cámara, altas temperaturas externas o cambios en el embalaje de los productos.

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

**PASO 1**      **PASO 2**      **PASO 3**

**Dimensiones**

Metros     Pies

Largo: 14 m

Altura: 2.7 m

Ancho: 7 m

Área de puerta: 3.36 m<sup>2</sup>

**Aislamiento**

Paredes y techo: POLIURETANO

Espesura: 76.2 mm

Conductividad Térmica (k): 0.018 kcal/mh°C

**Local de instalación**

Temperatura ambiente: 32 °C

**Temperatura en el interior de la cámara**

Temperatura interna: 10 °C

**Tipo de Producto**

Variedad: FRUTAS/VERDURAS

Producto: MANGO

Temperatura de entrada del producto en la cámara: 22 °C

Cantidad de producto por día: 5000 kg

Tiempo de proceso: 4 h

**Consideraciones Adicionales**

Número de personas en la cámara: 2

Tiempo de permanencia: 4 h

Tiempo de funcionamiento de la Unidad Condensadora: 16 h

**Equipamientos que generan calor dentro de la cámara**

Potencia de iluminación: 300 W

Tiempo de iluminación: 4 h

Potencia total de los motores: 0 HP

Tiempo de trabajo del motor: 0 h

**Resultados**

Btu/h     kcal/h

Carga Térmica: 106806 Btu/h

**Calcular**

Heatcraft do Brasil Ltda. Todos los derechos reservados.  
www.heatcraft.com.br

Figura 3.15. Resultado obtenido del total de la carga térmica.

Fuente: realizado por el autor con el programa SR-2015

El resultado obtenido con el programa SR-2015 es de 106806 Btu/h, siendo solo un 3.4% menor al que se obtuvo mediante los cálculos realizados.



### 3.3.1. COSTO TOTAL DEL PROYECTO

Costo generado por pago al personal.

Diseño de Ingeniería		4500
Construcción		1100
Obreros		2200
Técnicos de refrigeración		2900
	Total	10700

Costo generado por los equipos y accesorios de la cámara de refrigeración.

Poliuretano y Adhesivo				2900
Evaporador	xUnid.	6132	1	6132
Unidad Condensadora	xUnid.	12500	1	12500
Tubería de cobre 5/8 pulg	xm	3.92	3.5	13.72
Tubería de cobre 1 1/8 pulg.	xm	7.68	3	23.04
4 focos 75w	xUnid.	73	4	292
Refrigerante R-134a	xBidon 13.5 kg	340	1	340
Puerta	xUnid.	2900	1	2900
Válvula Solenoide	xUnid.	110	1	110
Válvula de expansión Termostática	xUnid.	380	1	380
Válvula Manual	xUnid.	60	1	60
Codo de 90 5/8 pulg.	xUnid.	9	2	18
Codo de 90 1 1/8 pulg.	xUnid.	12.7	3	38.1
			Sub-Total	25707
			IGV 17%	4370.2
			Total	30077

- El costo total nos da la suma de 40777 soles

## CONCLUSIONES

1. Se cumplió el objetivo planteado, es decir, se ha diseñado la cámara frigorífica para la capacidad de 20 toneladas de mango, donde el refrigerante a usarse será el R-134a, un refrigerante ecológico que no daña la capa de ozono.
2. Se ha calculado las cargas térmicas por producto, calor de respiración del producto, por embalaje, transmisión de paredes- techo y piso, iluminación, infiltración del aire, por el número de trabajadores. Tal como lo establece ASHRAE.
3. Se seleccionó los equipos adecuados según los datos obtenidos mediante cálculos realizados y se le dio al cliente toda la información requerida (manual y catalogo).

## RECOMENDACIONES

1. Se debe tener cuidado al momento de realizar las conexiones respectivas para el correcto funcionamiento del sistema y verificar que no exista algún tipo de vibración.
2. Se recomienda tener mucho cuidado al momento de soldar, y verificar que queden bien la unión de las tuberías o codos. Se usa soldadura FUERTE con varilla de plata para lograr mejores resultados.
3. Se recomienda hacer un programa de mantenimiento preventivo, tomando como guía inicial el manual de los equipos y así poder alargar el tiempo de vida útil de los equipos.

## BIBLIOGRAFÍA

Afshin y Cengel. (2007). *Transferencia de calor y masa*. Mexico D.F: MacGraw-Hill.

Cengel & Boles(2011). Termodinamica. En Cengel, *Termodinamica* (págs. 615-665). Mexico D.F: Editorial McGraw-HILL/interamerica.

Dossat, R. J. (2003). *Principios de Refrigeracion*. Mexico: Editorial Continental.

Lijo, F. (2012). *Manual de refrigeracion*. Barcelona: Editorial Reverte.

Ramirez, J. A. (1996). *Nueva Enciclopedia de la Refrigeracion*. Barcelona: Editorial Ceac.

Silberstein, Johnson, Tomczyk y Bill Whitman (2010). *Tecnologia de Refrigeracion y aire acondicionado*. Mexico D.F: Editorial Cengage Learning.

Parra, A. (2007). *Tecnicas de almacenamiento y conservacion de frutas y hortalizas frescas*. Bogota: Unidad de publicaciones Universidad de colombia.

frutas, A. d. (1 de Junio de 2014). *GrupoPM*. Obtenido de <http://www.abcdefrutasyverduras.com/descargas/Manual%20Tecnico%20Frutas%20y%20Verduras.pdf>

Bruno, I. (24 de Marzo de 2015). *mangoperu-brualssac*. Obtenido de <http://wwwmangoperu-brualssac.blogspot.pe/p/plantas-y-exportadores.html>

## **ANEXOS**

## ANEXO 1

Tabla 5  
*Conductividad térmica y valor R*

Sustancia	Conductividad térmica, K		Valores R
	W/m.°K	Btu.in/ft <sup>2</sup> .h.f°	
Ladrillo	0.7	5	0.2
Concreto	0.8	5	0.18
Corcho	0.04	0.3	3.3
Fibra de Vidrio	0.8	5.6	3.3
Poliuretano	0.24	0.17	5.9
Cartón de yeso	0.16	1.1	0.9
Acero	50.2	320	0.0031

Fuente: *elaboración propia*

Tabla 6  
*Datos de diseño de almacenaje de frutas.*

Producto	Temp. De Almacenaje °F	% Humedad Relativa	Vida aproximada en almacenaje
Manzanas	30 - 32	85 - 90	2 - 6 meses
Cerezas	31 - 32	85 - 90	10 - 14 días
Papaya	32	85 - 90	2 - 3 semanas
Peras	32	85 - 90	1 - 2 semanas
Mango	50	85 - 90	3 - 4 semanas
Melón	32 - 40	85 - 90	5 - 15 días
Sandía	36 - 40	85 - 90	2 - 3 semanas

Fuente: *elaboración propia, manual de refrigeración industrial.*

## ANEXO 2

Tabla 7  
*Calor específico del embalaje*

MATERIAL	CALOR ESPECIFICO
	BTU/lb.°F
Madera	0.5 a 0.65
Cartón	0.3 a 0.4
Caucho	0.46
Papel	0.33
Vidrio	0.21

Fuente: *elaboración propia, manual de refrigeración industrial.*

Tabla 8.  
*Suplementos de temperatura por radiación solar °C*

	<b>Este</b>	<b>Sur</b>	<b>Oeste</b>	<b>Techo</b>
<b>Colores Claros</b>	2.2	1	2.2	5
<b>Colores medios</b>	3.3	2.2	3.3	8.3
<b>Colores oscuros</b>	4.4	2.8	4.4	11

Fuente: *Enciclopedia de refrigeración.*

*Nota: Para este trabajo se usó grados Kelvin por lo que es necesario realizar su conversión.*

### ANEXO 3

Tabla 9

*Cambios de aire promedio por 24 horas para cuartos de almacenaje arriba de 32°F debido a abertura de puertas e infiltración.*

Volumen pies <sup>3</sup>	Cambios de Aire en 24 Hrs.	Volumen pies <sup>3</sup>	Cambios de Aire en 24 Hrs.	Volumen pies <sup>3</sup>	Cambios de Aire en 24 Hrs.
200	44.0	2,000	12.0	25,000	3.0
250	38.0	3,000	9.5	30,000	2.7
300	34.5	4,000	8.2	40,000	2.3
400	29.5	5,000	7.2	50,000	2.0
500	26.0	6,000	6.5	75,000	1.6
600	23.0	8,000	5.5	100,000	1.4
800	20.0	10,000	4.9	150,000	1.2
1,000	17.5	15,000	3.9	200,000	1.1
1,500	14.0	20,000	3.5	300,000	1.0

Fuente: *Extraído de [http://firc.com.mx/memoriasPDF/CALCULO\\_DE\\_CARGAS.pdf](http://firc.com.mx/memoriasPDF/CALCULO_DE_CARGAS.pdf)*

Nota: *Para uso pesado multiplicar los valores arriba por 2.0*

*Para largos periodos de almacenamiento multiplicar los valores por 0.6*

Tabla 10

*Btu por pie cubico de aire eliminado en enfriamiento para condiciones de almacenaje arriba de 30°F*

Temperatura cuarto almacén °F	Temperatura aire de entrada °F											
	85			90			95			100		
	Humedad Relativa del air Int. %											
	50	60	70	60	60	70	50	60	50	60	50	60
65	0.65	0.85	1.12	0.93	1.17	1.44	1.24	1.54	1.58	1.95		
60	0.85	1.03	1.26	1.13	1.37	1.64	1.44	1.74	1.78	2.15		
55	1.12	1.34	1.57	1.41	1.66	1.93	1.72	2.01	2.06	2.44		
50	1.32	1.54	1.78	1.62	1.87	2.15	1.93	2.22	2.28	2.65		
45	1.50	1.73	1.97	1.8	2.06	2.34	2.12	2.42	2.47	2.85		
40	1.69	1.92	2.16	2	2.26	2.54	2.31	2.62	2.67	3.06		
35	1.86	2.09	2.34	2.17	2.43	2.72	2.49	2.79	2.85	3.24		
30	2.00	2.24	2.49	2.26	2.53	2.82	2.64	2.94	2.95	3.35		

Fuente: *extraído del libro Dossat, principio de refrigeración. Pág. 208.*



## ANEXO 4

Tabla 11

*Calor disipado por las personas dentro del espacio refrigerado.*

Temperatura enfriador °F	Calor equivalente por persona Btu/hora
50	720
40	840
30	950
20	1050
10	1200
0	1300
-10	1400

*Fuente: elaboración propia, tomado del manual de fundamentos de ASHRAE 1967*

## ANEXO 5

Tabla 12  
*Conductividad Térmica de materiales usados en paredes de almacenamiento frío.*

Material	Descripción	Conductividad Térmica (k)*	Conductancia térmica (C)*
		5.0	
Mampostería	Ladrillo, común	9.0	
	Ladrillo, de fachada	5.0	
	Concreto mortero o mezcla	12.0	
	Concreto, agregado de arena		
	Bloque de concreto		
	Agregado de arena 4 plg		1.40
	Agregado de arena 8 plg		0.90
	Agregado de arena 12 plg		0.78
	Agregado de escoria 4 plg		0.90
	Agregado de escoria 8 plg		0.58
	Agregado de escoria 12 plg		0.53
	Yeso de estucar 1/2 plg		3.12
	Barro bloque hueco 4 plg		0.90
	Barro bloque hueco 6 plg		0.86
	Barro bloque hueco 8 plg		0.54
Maderas	Arce, roble, maderas duras similares		1.10
	Abeto, pino, maderas suaves similares		0.80
	Madera contrachapada 1/2 plg		1.60
	Madera contrachapada 3/4 plg		1.07
Techado	Techado con rollo de asfalto	6.50	0.15
	Techado armado 3/8 plg	3.00	0.33
Materiales de aislamiento	Bloque o rollos de fibra, mineral o de vidrio	0.27	
	Tabla o placa		
	Vidrio celular	0.40	
	Placa de corcho	0.30	
	Fibra de vidrio	0.25	
	Poliestireno expandido	0.20	
	Poliuretano expandido	0.17	
	Relleno		
	Papel prensado o pulpa de madera	0.27	
	Aserrín o virutas	0.45	
	Lana mineral (roca, vidrio, escoria)	0.27	
Corteza de pino	0.26		
Fibra de madera (madera suave)	0.30		
Conductancia en la superficie (coeficiente de convección)	Aire tranquilo		1.65
	Aire en movimiento (7.5 mph)		4.00
	Aire en movimiento (15 mph)		6.00
Vidrio	Una hoja		1.13
	Dos hojas		0.46
	Tres hojas		0.29
	Cuatro hojas		0.21

Fuente: *Libro DOSSAT, principios de refrigeración. Pág. 196*

## ANEXO 6



# Progressive Down Light 3

Sistema de iluminación LED

### Progressive Down Light 3

- Puede instalarla una sola persona y no necesita inspecciones del lugar
- Ahorra hasta un 84% de energía comparado con luminarias típicas HID

**Placa de cubierta** – Se monta directamente y cubre los cortes hechos en el techo de la luminaria HID a reemplazar, eliminando la necesidad de retocar o pintar el techo, permitiendo un acabado perfecto.

**Reflector progresivo** – Direccionando la luz hasta las zonas de servicio, ilumina con suavidad el entorno sin producir cualquier efecto de deslumbramiento.

### Especificaciones

#### Electricidad

Voltage de entrada	100-277 VAC, 50-60 Hz
Alimentación del sistema	125 W, 100 W, 75 W (entrada)
Eficiencia energética (lm/W)	110 lm/W (125 W) 115 lm/W (100 W) 118 lm/W (75 W)

#### Iluminación<sup>1</sup>

Capacidad Lumínica (lm)	13,750 Lumens (125 W) 11,500 Lumens (100 W) <u>8,900 Lumens (75 W)</u>
Distribución de luz	Simétrica (Tipo 2)
Color	5000 K CCT
Reproducción cromática	70 IRC

#### Características Técnicas

Grado de protección	IP68 (la mayor protección contra el agua y polvo)
UL Calificación de ubicación	Adecuado para lugares húmedos
Temperatura de funcionamiento	-30 °C to 40 °C (125 W) -30 °C to 50 °C (100 W) <u>-30 °C to 60 °C (75 W)</u>
Vida útil estimada	100,000 horas (L <sub>70</sub> ) <sup>2</sup>
Control atenuador (opcional)	1-10 VDC de suministro eléctrico

#### Construcción

Estructura	Policarbonato
Placa disipadora de calor	Aluminio, recubierto de polvo para condiciones extremas
Color del cuerpo	Blanco
Lente	Vidrio templado

#### Montaje

Luminaria	4 tornillos auto perforantes para lámina metálica (incluidos)
Fuente de alimentación	Carcasa para fuente de alimentación (vendida por separado)

#### Documentación

Garantía	5 Años
Certificaciones	cULus, CE, ENEC, DesignLights Consortium®(DLC) RoHS, California Title 24 Compliant
Files available	LM-79, LM-80, IES

1 Datos de iluminación pendientes de verificación por terceros.  
2 Basado en datos del fabricante de los componentes LED.

### Exterior

Down lighting

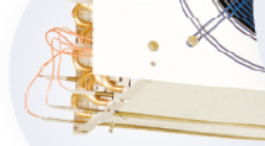


Figura 3.16. Tipo de iluminación a usar dentro de la cámara de refrigeración.

## ANEXO 7

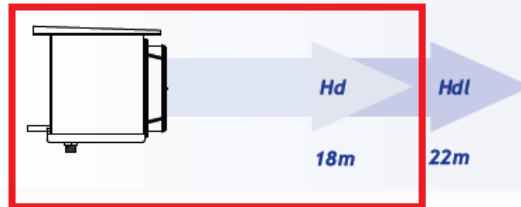
### Detalhes técnicos

Dupla bandeja

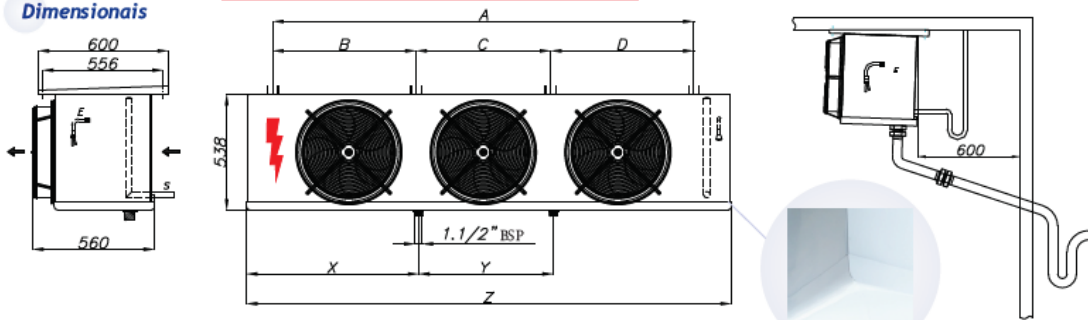


O formato aerodinâmico das coifas garante alta performance no insuflamento de ar, alcance de 18m para Hd e 22m para Hdl, e baixo nível de ruído.

### Alcance do ar



### Dimensionais



• Cantos arredondados.

Hd	Hdl	Quantidade de Ventiladores	Dimensional										Pesos			
			A	B	C	D	Z	E	S	X	Y	Hd				
			mm	mm	mm	mm	mm	Ø	Ø	mm		PL	PB	PL	PB	
042	031	1	530	-	-	-	896	1/2"	5/8"	400	-	29	35	26	31	
050	038	1	530	-	-	-	896	1/2"	1 1/8"	400	-	35	42	31	37	
064	048	1	800	-	-	-	1166	1/2"	1 1/8"	535	-	37	44	34	41	
077	058	1	800	-	-	-	1166	1/2"	1 1/8"	535	-	42	50	40	48	
086	064	2	1060	530	-	530	1426	1/2"	1 1/8"	665	-	53	64	44	53	
103	077	2	1060	530	-	530	1426	1/2"	1 1/4"	665	-	61	73	47	56	
115	086	2	1400	700	-	700	1766	1/2"	1 1/4"	835	-	70	84	62	74	
138	103	2	1400	700	-	700	1766	5/8"	1 1/2"	835	-	75	90	66	79	
173	129	3	2100	700	700	700	2466	5/8"	1 1/2"	635	1200	91	109	88	106	
208	155	3	2100	700	700	700	2466	1/2"	2"	635	1200	97	116	95	114	
265	198	4	3200	800	800 (2x)	800	3566	5/8"	2"	910	1750	130	156	115	138	
318	238	4	3200	800	800 (2x)	800	3566	5/8"	2"	910	1750	142	170	126	151	

\* PL = Peso Líquido / PB = Peso Bruto

Figura 3.17. Tamanho y alcance del evaporador Hd de la marca MIPAL.

Fuente: extraído del catálogo de evaporadores de MIPAL.

## ANEXO 8

### Capacidades



Kcal/h

Hd DT1 = 10,8°F DT1 = 6°K	Temperatura de evaporação										
	°F	-31	-22	-13	-4	5	14	23	32	41	50
	°C	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10
042	Kcal/h	2389	2670	2975	3256	3511	3730	3938	4129	4305	4470
050		2856	3193	3558	3893	4199	4460	4708	4938	5147	5345
064		3657	4088	4555	4985	5375	5710	6028	6322	6590	6843
077		4380	4897	5456	5971	6439	6840	7221	7573	7894	8198
086		4918	5498	6126	6704	7230	7680	8108	8503	8863	9204
103		5892	6586	7339	8031	8661	9200	9712	10185	10617	11026
115		6516	7284	8117	8882	9579	10175	10742	11265	11742	12195
138		7803	8723	9720	10637	11471	12185	12864	13490	14062	14604
173		9684	10826	12063	13201	14236	15122	15964	16742	17451	18124
208		11631	13003	14488	15855	17098	18162	19174	20107	20960	21767
265		14819	16566	18459	20201	21784	23140	24429	25618	26705	27733
318		17846	19950	22230	24327	26234	27867	29419	30852	32160	33398

Watts

Hd DT1 = 10,8°F DT1 = 6°K	Temperatura de evaporação										
	°F	-31	-22	-13	-4	5	14	23	32	41	50
	°C	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10
042	W	2777	3105	3460	3786	4083	4337	4579	4802	5005	5198
050		3321	3713	4137	4527	4882	5186	5475	5741	5985	6215
064		4252	4753	5296	5796	6250	6640	7009	7351	7662	7957
077		5093	5694	6345	6943	7487	7953	8396	8805	9179	9532
086		5719	6393	7124	7796	8407	8930	9428	9887	10306	10703
103		6851	7659	8534	9339	10071	10698	11293	11843	12346	12821
115		7577	8470	9438	10328	11138	11831	12490	13099	13654	14180
138		9073	10143	11303	12369	13338	14169	14958	15686	16351	16981
173		11260	12588	14027	15350	16553	17584	18563	19467	20292	21074
208		13524	15119	16847	18436	19881	21119	22295	23381	24372	25311
265		17231	19263	21464	23489	25330	26907	28406	29789	31052	32248
318		20751	23198	25849	28287	30504	32403	34208	35874	37395	38835

BTU/h

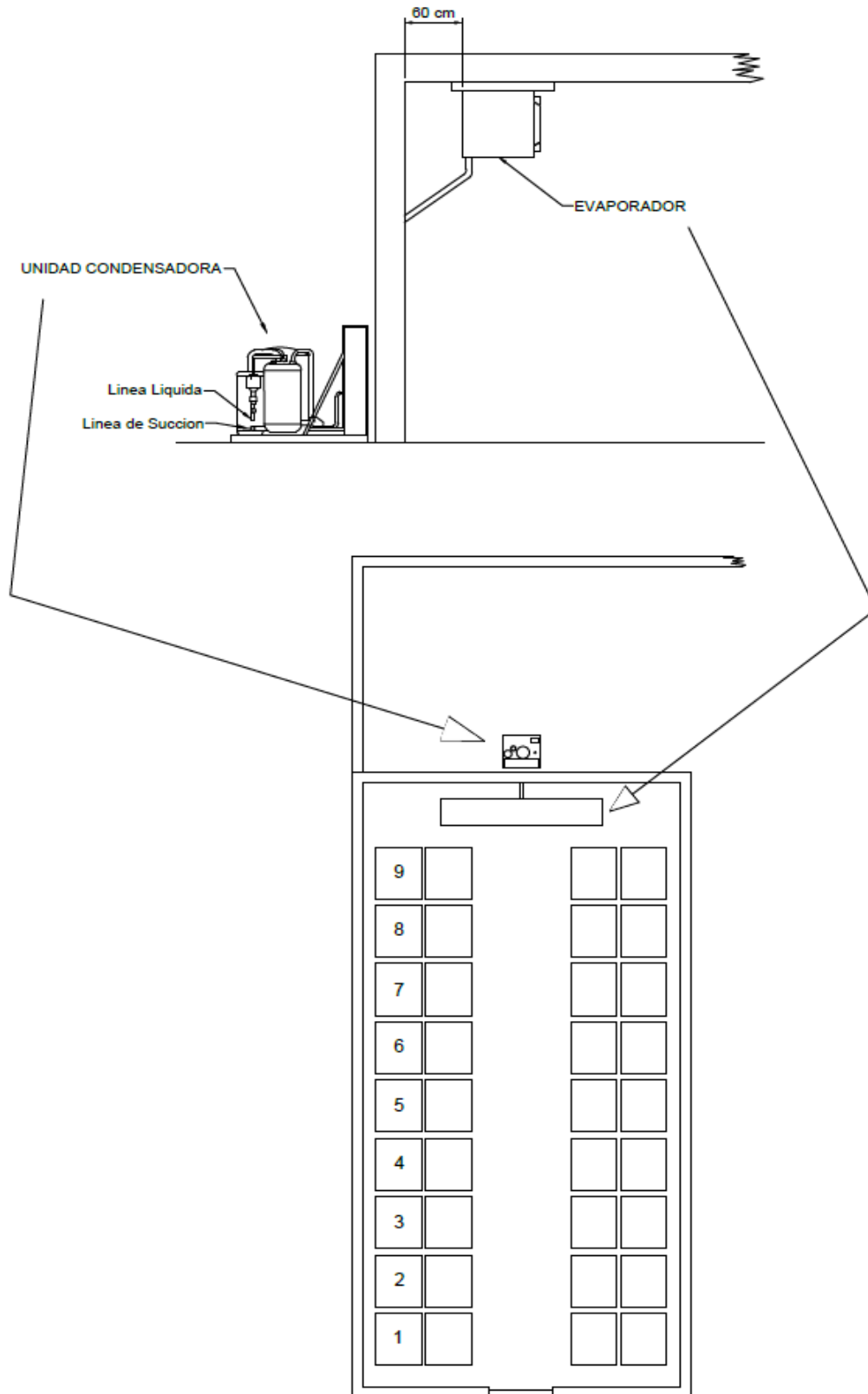
Hd DT1 = 10,8°F DT1 = 6°K	Temperatura de evaporação										
	°F	-31	-22	-13	-4	5	14	23	32	41	50
	°C	-35	-30	-25	-20	-15	-10	-5	0	5	10
042	BTU/h	9479	10597	11808	12921	13934	14802	15626	16387	17082	17740
050		11334	12670	14118	15450	16661	17698	18684	19594	20425	21211
064		14510	16222	18075	19780	21331	22659	23921	25085	26149	27156
077		17382	19432	21652	23695	25552	27143	28655	30050	31324	32531
086		19517	21818	24311	26605	28690	30476	32173	33740	35171	36526
103		23379	26136	29123	31870	34368	36508	38541	40418	42132	43755
115		25857	28906	32209	35248	38010	40377	42626	44701	46597	48392
138		30965	34617	38572	42211	45519	48353	51046	53532	55802	57951
173		38428	42960	47869	52385	56491	60008	63350	66435	69252	71919
208		46155	51598	57494	62917	67848	72073	76087	79792	83175	86379
265		58804	65739	73251	80161	86443	91825	96939	101660	105970	110052
318		70816	79168	88214	96536	104102	110583	116742	122427	127618	132533

(\*) Mesmas capacidades para motor convencional em 50e 60 Hz. Para outras versões consulte-nos (R404A, R507A, R407A, R407C e R-22. Outros refrigerantes, contate-nos.  
DT1: Diferença entre a temperatura de entrada do ar no evaporador e a temperatura de evaporação do refrigerante. °K=Graus Kelvin °F=Graus Fahrenheit  
A temperatura de entrada do ar no evaporador é considerada a temperatura da câmara aproximadamente.

Figura 3.18. Capacidad del evaporador Hd MIPAL.

Fuente: extraído del catálogo de evaporadores de MIPAL.

## ANEXO 9



*Figura 3.19.* Distribución de los equipos.

Fuente: elaborado por el autor, con AutoCAD 2016.

## ANEXO 10



### Catálogo      Unidades Condensadoras com R134a (Médias e altas temperaturas)

Modelo	Condensador			Ventilador Ø [mm]	Tanque de líquido [l]	Consumo da unidade [W] na temp. evaporação		Dimensões [mm]					Peso [kg]		
	Tipo	Vazão ar [m³/h]	Volume interno [l]			-10°C	5°C	Figura	Altura A [mm]	Largura L [mm]	Profundidade P [mm]	Linha sucção	Linha líquido	Bruto	Líquido
OP-HJZ019D	D8	2400	0,36	1x355	3	1067	1289	D20 = 1A D39 = 1A D40 = 1B D49 = 1C	463	310	1000	1/2"	3/8"	D20 = 62 D39 = 64 D40 = 75 D49 = 69	D20 = 53 D39 = 55 D40 = 66 D49 = 60
OP-HJZ022D	D8	2400	0,36	1x355	3	1273	1617	D20 = 1A D39 = 1A D40 = 1B D49 = 1C	463	310	1000	1/2" 5/8" (N)	3/8"	D20 = 62 D39 = 64 D40 = 75 D49 = 69	D20 = 53 D39 = 55 D40 = 66 D49 = 60
OP-HJZ028D	G8	4800	0,47	1x457	6	2160	2603	D20 = 1A D39 = 1A D40 = 1B D49 = 1C	538	420	1150	1/2" 5/8" (N)	1/2"	D20 = 83 D39 = 85 D40 = 102 D49 = 90	D20 = 71 D39 = 73 D40 = 90 D49 = 78
OP-HJZ032D	G8	4800	0,47	1x457	8	2388	2930	D20 = 1A D39 = 1A D40 = 1B D49 = 1C	538	420	1150	5/8"	1/2"	D20 = 85 D39 = 87 D40 = 104 D49 = 93	D20 = 73 D39 = 75 D40 = 92 D49 = 81
OP-HJZ036D	G8	4800	0,47	1x457	8	2634	3327	D20 = 1A D39 = 1A D40 = 1B D49 = 1C	538	420	1150	5/8"	1/2"	D20 = 85 D39 = 87 D40 = 104 D49 = 93	D20 = 73 D39 = 75 D40 = 92 D49 = 81
OP-HJZ040D	J8	6300	1,25	1x457	8	2845	3624	D20 = 1A D39 = 1A D40 = 1B D49 = 1C	688	420	1150	5/8"	1/2"	D20 = 93 D39 = 95 D40 = 114 D49 = 101	D20 = 80 D39 = 82 D40 = 101 D49 = 88
OP-HJZ044D	J8	6300	1,25	1x457	8	2718	3273	D20 = 1A D39 = 1A D40 = 1B D49 = 1C	688	420	1150	7/8"	1/2"	D20 = 104 D39 = 107 D40 = 126 D49 = 115	D20 = 91 D39 = 94 D40 = 113 D49 = 102
OP-HJZ050D	J8	6300	1,25	1x457	8	3003	3620	D20 = 1A D39 = 1A D40 = 1B D49 = 1C	688	420	1150	7/8"	1/2"	D20 = 104 D39 = 107 D40 = 126 D49 = 115	D20 = 91 D39 = 94 D40 = 113 D49 = 102
OP-HJZ056D	J8	6300	1,25	1x457	8	3362	4183	D20 = 1A D39 = 1A D40 = 1B D49 = 1C	688	420	1150	7/8"	1/2"	D20 = 104 D39 = 107 D40 = 126 D49 = 115	D20 = 91 D39 = 94 D40 = 113 D49 = 102
OP-HJZ064D	J8	6300	1,25	1x457	8	3599	4536	D20 = 1A D39 = 1A D40 = 1B D49 = 1C	688	420	1150	7/8"	1/2"	D20 = 104 D39 = 107 D40 = 126 D49 = 115	D20 = 91 D39 = 94 D40 = 113 D49 = 102
OP-HGZ072D	N8	8800	1,55	2x457	14	4832	5889	D20 = 2A D39 = 2A D40 = 2B D49 = 2C	715	800	1200	1 1/8"	5/8"	D20 = 140 D39 = 143 D40 = 173 D49 = 152	D20 = 125 D39 = 128 D40 = 158 D49 = 137
OP-HGZ080D	N8	8800	1,55	2x457	14	5252	6500	D20 = 2A D39 = 2A D40 = 2B D49 = 2C	715	800	1200	1 1/8"	5/8"	D20 = 143 D39 = 146 D40 = 176 D49 = 155	D20 = 128 D39 = 131 D40 = 161 D49 = 140
OP-HGZ100D	N8	8800	1,55	2x457	14	6051	7599	D20 = 2A D39 = 2A D40 = 2B D49 = 2C	715	800	1200	1 1/8"	5/8"	D20 = 159 D39 = 162 D40 = 182 D49 = 171	D20 = 154 D39 = 147 D40 = 177 D49 = 156
OP-HGZ125D	Q8	13980	2,54	2x600	14	6894	8802	D20 = 2A D39 = 2A D40 = 2B D49 = 2C	971	800	1500	1 1/8"	5/8"	D20 = 243 D39 = 247 D40 = 287 D49 = 257	D20 = 225 D39 = 229 D40 = 269 D49 = 239
OP-HGZ144D	Q8	13980	2,54	2x600	14	8599	10609	D20 = 2A D39 = 2A D40 = 2B D49 = 2C	971	800	1500	1 1/8"	5/8"	D20 = 248 D39 = 252 D40 = 293 D49 = 262	D20 = 230 D39 = 234 D40 = 274 D49 = 244
OP-HGZ160D	Q8	13980	2,54	2x600	14	9206	11792	D20 = 2A D39 = 2A D40 = 2B D49 = 2C	971	800	1500	1 1/8"	5/8"	D20 = 248 D39 = 252 D40 = 293 D49 = 262	D20 = 230 D39 = 234 D40 = 274 D49 = 244

Figura 3.20. Medida del diámetro de la tubería de línea líquida y línea de succión.

Fuente: extraído del catálogo Danfoss.

