

T 621.56
CUEC



Escuela Superior Politécnica del Litoral

Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción



“Cálculo y Dimensionamiento de una Cámara de Refrigeración para Mango”

TESIS DE GRADO

Previo a la Obtención del Título de:
INGENIERO MECANICO

Presentada por:

JUAN CARLOS CUEVA VICUÑA



Guayaquil - Ecuador

Año - 2001

AGRADECIMIENTO

Dejo constancia de mi imperecedero reconocimiento a los Directivos, Cuerpo de Profesores y Personal Administrativo de la FIMCP de la ESPOL, quienes con su constante labor de orientación coadyuvaron a la culminación de mi carrera profesional.

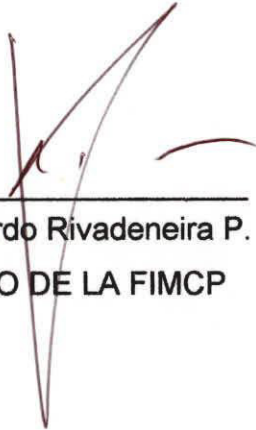
De modo especial, mi sincera gratitud al distinguido catedrático Ing. Angel Vargas Z., Director de Tesis, que con su valiosa ayuda hizo posible la realización de este trabajo de Investigación.

DEDICATORIA

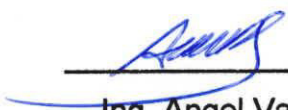


A mis queridos PADRES,
como homenaje a su esfuerzo
ejemplo y abnegación que
contribuyeron para culminar
mi carrera profesional.

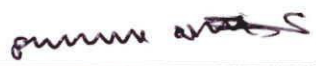
TRIBUNAL DE GRADUACIÓN



Ing. Eduardo Rivadeneira P.
DECANO DE LA FIMCP



Ing. Angel Vargas Z.
DIRECTOR DE TESIS



Ing. Francisco Andrade S.
VOCAL

DECLARACIÓN EXPRESA

"La responsabilidad del contenido de esta Tesis de Grado, me corresponden exclusivamente; y el patrimonio intelectual de la misma a la ESCUELA SUPERIOR POLITÉCNICA DEL LITORAL".

(Reglamento de Graduación de la ESPOL)

Juan Carlos Cueva V.

Juan Carlos Cueva V.

RESUMEN

La exportación del mango en el Ecuador tiene alrededor de una década, desde entonces esta fruta tropical se ha convertido en uno de los productos no tradicionales más importantes del Ecuador. En nuestro país existen actualmente alrededor de 9.000 hectáreas sembradas de mango. Debido al manejo óptimo que se le ha dado tanto al cultivo como a la exportación, las exportaciones de mango han crecido en un 1.039% en los últimos 5 años.

El mango después de cosechado tiene una vida de almacenamiento muy corta 10 a 12 días a temperatura ambiente, es de suma importancia establecer tanto métodos como condiciones óptimas para su conservación.

Con el presente proyecto se dará solución al problema expuesto anteriormente, y en el cual trataremos diversos aspectos como:

La Producción del mango, el Mercado de exportación del mango que para nuestro país cada vez es mayor; también se darán a conocer las diversas labores que se realizan en una Planta Empacadora; para luego centrarse en el Diseño de la Cámara Frigorífica para mango, incluyendo en este punto todos y cada uno de los factores que son importantes para esta.

INDICE GENERAL

	Pág.
RESUMEN	VI
ÍNDICE GENERAL	VII
ABREVIATURAS	X
SIMBOLOGÍA	XI
ÍNDICE DE FIGURAS	XII
ÍNDICE DE TABLAS	XIII
ÍNDICE DE PLANOS	XIV
INTRODUCCIÓN	1
 I. FACTIBILIDAD DEL PROYECTO	 2
1.1. Producción del Mango	2
1.2. Mercado de Exportación del Mango	5
1.3. Análisis de la Curva de Tendencia crecimiento de la Producción del Mango	 7
 II. PLANTA EMPACADORA	 9
2.1. Generalidades	9
2.2. Flujograma del procesamiento de la fruta	10
 III. PROPIEDADES DEL MANGO	 33
3.1. Generalidades	33
3.2. Variedades y Tamaños	35
3.3. Propiedades Termodinámicas de la fruta	37
 IV. CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE LA CÁMARA FRIGORÍFICA	 40
4.1. Determinación de las dimensiones de la Cámara	40

4.2. Materiales de construcción	41
4.3. Cálculo y Selección del Aislamiento	42
4.3.1. Aislamiento de las Paredes	50
4.3.2. Aislamiento del Piso	53
4.3.3. Aislamiento del Tumbado	53
4.3.4. Aislamiento de la Puerta	55
4.4. Cálculo de la Carga Frigorífica	56
4.4.1. Cálculo de los Aportes Internos	57
4.4.2. Cálculo de los Aportes Externos	59
4.4.3. Carga Frigorífica Total	64
4.5. Selección del Refrigerante del Sistema de Refrigeración	69
4.5.1. Clasificación de los refrigerantes	70
4.5.2. Propiedades de los refrigerantes	71
4.5.3. Selección del Refrigerante	73
4.5.4. Selección del sistema de refrigeración	74
 V. CÁLCULO DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN	 79
5.1. Determinación de la temperatura de condensación	79
5.2. Determinación de la temperatura de evaporación	80
5.3. Selección y trazado del ciclo de refrigeración	82
5.4. Cálculo de los principales parámetros del ciclo	85
 VI. CALCULO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA	 91
6.1. Cálculo y selección del evaporador	91
6.2. Cálculo y selección del condensador	95
6.3. Selección de dispositivos de control automático	98
6.4. Cálculo y dimensionamiento de la Tubería del Equipo Frigorífico	106
6.4.1. Material de las Tuberías	107
6.4.2. Tipos de Tuberías	107
6.4.3. Cálculo de las Tuberías	108

6.4.4 Cálculo y selección del aislamiento.....	110
CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES.....	113
APÉNDICES	116
BIBLIOGRAFÍA.....	146

ABREVIATURAS

Abs.	Absolutos
BTU	Unidad térmica británica
°C	Grados centígrados
cm ²	Centímetros cuadrados
°F	Grados Fahrenheit
gr.	Gramos
hr.	Hora
Kcal	Kilocalorías
Kg.	Kilogramos
lb	Libras
m ²	Metro cuadrado
m ³	Metro cúbico
mg	Miligramo
mm	Milímetro
msnm	metros sobre el nivel del mar
ppm	Partes por millón
psi	Libra sobre pulgada cuadrada

SIMBOLOGÍA

A	Area
ΔT	Diferencia de temperatura
e	espesor
k	Coeficiente de conductividad térmica
h_e	Coeficiente de convección exterior
h_i	Coeficiente de convección interior
T_m	Temperatura exterior promedio
T_A	Temperatura de almacenamiento
T_i	Temperatura inicial del producto
T_{WB}	Temperatura de bulbo húmedo
HR_A	Humedad Relativa de almacenamiento
HR_M	Humedad relativa del medio
Ir	Calor de respiración
c	Calor específico
c_l	Calor latente del mango
M	Masa total del producto
Q	Calor
Q_U	Calor de aportes internos
Q_E	Calor de aportes externos
P	Potencia
r	relación de compresión
v	volumen específico
Temp.	Temperatura
US	United States

INDICE DE FIGURAS

	Pág.
Figura 1.1 Curva Tendencia de crecimiento exportación del mango hasta el año 2005	8
Figura 2.1 Diagrama de Flujo de Planta empacadora (destino USA) ...	10
Figura 2.2 Diagrama de Flujo Planta empacadora (destino Europa)	11
Figura 2.3 Llegada de la Fruta en camiones	12
Figura 2.4 Recepción de la Fruta	13
Figura 2.5 Pesado y lavado de la Fruta.....	14
Figura 2.6 Selección de la fruta	15
Figura 2.7 Maquinaria para seleccionar el calibre de la fruta	16
Figura 2.8 Lavado de la fruta	17
Figura 2.9 Embalaje en gavetas.....	18
Figura 2.10 Tanque para tratamiento térmico	19
Figura 2.11 Gavetas listas para ser sumergidas en el tanque.....	20
Figura 2.12 Gavetas siendo inmersas en tanque tratamiento térmico....	21
Figura 2.13 Enfriamiento de la Fruta (reposo).....	22
Figura 2.14 Area de embalaje en cajas.....	24
Figura 2.15 Caja para exportación de mango	25
Figura 2.16 Ejemplo de caja de exportación con mangos	28
Figura 2.17 Area de palletizado	29
Figura 2.18 Defectos en el paletizado.....	30
Figura 2.19 Pallets ubicados en cámara de conservación	31
Figura 2.20 Pallets ubicados en cámara de conservación 1.....	32
Figura 2.21 Pallets ubicados en cámara de conservación 2.....	32
Figura 5.1 Eficiencia volumétrica vs relación de compresión	87
Figura 6.1 Control de presión de aceite P28AA.....	102
Figura 6.2 Control de interrupción por baja presión P29NC-3	104
Figura 6.3 Control de interrupción por alta presión P70DA.....	104
Figura 6.4 Control de presión doble P70SA-1	105
Figura 6.5 Control de Temperatura A19ABC-24.....	105

INDICE DE PLANOS

		Pág.
Plano 1	Cámara de conservación.....	144
Plano 2	Esquema de Planta Empacadora	145

INDICE DE TABLAS

Tabla I.	Países productores y períodos de cosecha.....	3
Tabla II.	Variación de las compras de mango ecuatoriano.....	6
Tabla III.	Indices de madures de tres variedades comerciales de mango de exportación.....	16
Tabla IV.	Dimensiones de la caja para exportación de mango	26
Tabla V.	Número de frutos por caja según calibres y peso aproximado	27
Tabla VI.	Datos del palletizado.....	31
Tabla VII.	Datos Técnicos recomendados para cultivo.....	34
Tabla VIII.	Información Nutricional	34
Tabla IX.	Características de algunas variedades comerciales del mango.....	36
Tabla X.	Clasificación del tamaño en base a la masa unitaria.....	37
Tabla XI.	Indice de producción de respiración.....	38
Tabla XII.	Tasas de pérdidas de humedad de diferentes productos de origen frutícola y hortícola	39
Tabla XIII.	Propiedades del Mango	39
Tabla XIV.	Conductividad del aire y agua	44
Tabla XV.	Materiales a ser usados en la cámara.....	48
Tabla XVI.	Propiedades de los aislamientos.....	49
Tabla XVII.	Coeficientes Globales de transferencia de Calor.....	50
Tabla XVIII.	Temperatura de las paredes	51
Tabla XIX.	Temperatura del Techo.....	53
Tabla XX.	Temperatura de las puertas	55
Tabla XXI.	Datos para el cálculo de la carga frigorífica.....	56
Tabla XXII.	Cambios de aire en 24 h $T > 0^{\circ}\text{C}$	66
Tabla XXIII.	Calor corporal de los ocupantes.....	68
Tabla XXIV.	Diferencias de temperatura promedio para el diseño de evaporadores	80
Tabla XXV.	Coeficientes Globales de Transferencia de Calor	93
Tabla XXVI.	Diferencias de temperatura vs Humedad Relativa	94

INTRODUCCIÓN

En estos últimos años el cultivo y exportación de mango en el país, ha concitado un enorme interés, aumentando considerablemente el número de ecuatorianos dedicados a esta rentable actividad para beneficio de la economía privada y nacional.

Esto ha motivado llevar a cabo el presente trabajo de investigación con el propósito de desarrollar un método de refrigeración que consiga que la fruta arribe a los diferentes mercados en las mejores condiciones.

Con este objetivo se investigado todo lo concerniente a: la fruta sus propiedades etc., en lo referente a refrigeración las diferentes características para la óptima conservación de la fruta y para la cámara en si, sus materiales, equipo necesario, área, tubería y aislamiento, tanto de las paredes como de la tubería.

Una de las metas ha sido despertar el interés en trabajos de investigación relacionados con la refrigeración para la exportación de frutas.

Presento este trabajo como un aporte técnico a consideración de estudiantes y lectores que requieran alguna información relacionadas con este tema.



CAPITULO 1

1. FACTIBILIDAD DEL PROYECTO

1.1 PRODUCCIÓN DEL MANGO

El cultivo de mango para la exportación se inició en el Ecuador hace una década y desde entonces, esta fruta tropical se ha convertido en uno de los productos no tradicionales más importantes del Ecuador.

En la actualidad existen en el Ecuador alrededor de 9.000 hectáreas sembradas de mango. Debido al manejo adecuado del cultivo la producción de mango presenta una tendencia creciente, razón por la cual las exportaciones de mango han crecido en un 1039 % en los últimos 5 años.

Los períodos de cosecha varían a nivel mundial, es así que los países del Hemisferio Norte tendrán su producción de mayo a agosto en cambio los del Hemisferio Sur de octubre a enero. La temporada de cosecha de mango en el Ecuador comprende los meses de octubre a enero. En la temporada 1998-99 se exportaron 15 287 toneladas métricas del producto; es decir, 3'473 017 cajas de 4 kilos.

Tabla I
Países productores y períodos de cosecha

PAÍS	PERÍODO DE COSECHA
Puerto Rico	Febrero - Septiembre
Haití	Mayo - Septiembre
República Dominicana	Mayo - Septiembre
Antillas	Febrero - Septiembre
Estados Unidos	Abril - Agosto
Pakistán	Abril - Julio
Chile	Febrero - Septiembre
Malí	Marzo - Julio
Burkina Faso	Marzo - Julio
Guinea	Marzo - Julio
Guinea Bissau	Marzo - Julio
Senegal	Mayo - Agosto
India	Abril - Julio
México	Junio - Agosto
Perú	Diciembre - Abril
Ecuador	Diciembre - Abril

Las variedades de exportación introducidas al país han sido escogidas en función al sabor y tamaño para satisfacer la demanda de sofisticados clientes internacionales. Las principales variedades son Tommy Atkins, Haden, Kent, Keitt y en una pequeña proporción, Van Dyke e Irwin.

Las características físicas del mango dependen básicamente de su variedad, siendo normalmente de forma ovalada de color amarillo rojo o verde; es consumido como fruta fresca o en jugos enlatados, jaleas, conservas y mermeladas. La mayor producción de esta fruta proviene de las provincias de Guayas y Manabí, comenzando el período de cosecha en el Litoral en octubre y termina en marzo y abril.

La producción tiene los siguientes pasos:

Esta comenzará con la adquisición de semilla calificada: El mango será sembrado en bolsas para que la semilla se desarrolle, luego de 6 o 7 meses es injertada con la yema de la variedad que el productor escoja. Transcurridos dos meses la planta prenderá en el vivero y será trasladada al campo e iniciará la producción.

Después de tres o cuatro años, dependiendo del tratamiento dado a la planta podrá darse la primera producción "pepiteo", en esta se

obtendrán pocos mangos, por lo cual es recomendable reducir esta producción al máximo cortando las flores; el propósito de esto es que la planta se fortalezca para el siguiente año y las ramas pueden sostener la fruta.

Ecuador cumple con normas sanitarias y ofrece calidad en las variedades que produce. Los suelos son aptos para el cultivo y se aplica tecnología para incrementar la producción.

1.2 MERCADO DE EXPORTACIÓN DEL MANGO

El mango ecuatoriano ha conquistado mercados tan exigentes como Estados Unidos, Europa y Canadá. Actualmente, el principal destino de esta fruta tropical es Estados Unidos. Países como Holanda, España, Alemania, Canadá, Reino Unido, entre otros; son también consumidores de esta fruta. La capacidad de las empacadoras nacionales de mango para cualquier destino bordea el millón de kilos diarios. (6)

Además de abastecer de mango fresco al mercado mundial, importantes industriales del país han comenzado a exportar elaborados de esta fruta exótica: puré, concentrado, pulpa, etc. Los principales destinos de los elaborados de mango son: Estados Unidos, Holanda, Bélgica, Chile, Panamá, Colombia y Perú.

Los precios varían de acuerdo a la procedencia, destino, calidad y canales de comercialización utilizados. Se puede esperar un precio FOB Ecuador de 1.12 dólares por kilogramo.

Tabla II
Variación de las compras de mango ecuatoriano

BLOQUES COMERCIALES	PAISES	1994	1995	1996	1997	1998
TLC	Estados Unidos	951	1.746	4.334	814	6.823
	Canadá	-	86	797	20	75
UNION EUROPEA	Bélgica	12	217	1.639	74	1.107
	España	263	146	629	107	641
	Alemania	-	90	316	172	184
	Francia	364	271	105	70	-
	Holanda	159	569	690	-	804
	Reino Unido	16	155	169		72
ALADI	Colombia		66	846	40	314
	Italia	16	16	959	-	-
	Argentina	12	41	2		
OTROS	Suiza		1	18		

BLOQUES COMERCIALES	PAISES	1994	1995	1996	1997	1998
TOTAL		1.793	3.404	10.504	1.297	10.020

1.3 ANÁLISIS DE LA CURVA DE TENDENCIA DEL CRECIMIENTO DE LA PRODUCCIÓN DEL MANGO HASTA EL AÑO 2005

En el año de 1986 Ecuador exportó 28 toneladas métricas que representaron US\$ 22.200, en el año de 1992 la cantidad exportada fue de 465 cantidad equivalente a US\$ 291.500; esto implica que en solamente seis años las exportaciones de esta fruta crecieron 400%, por lo que podríamos asumir que el crecimiento de exportación anual de esta fruta es del 50%.

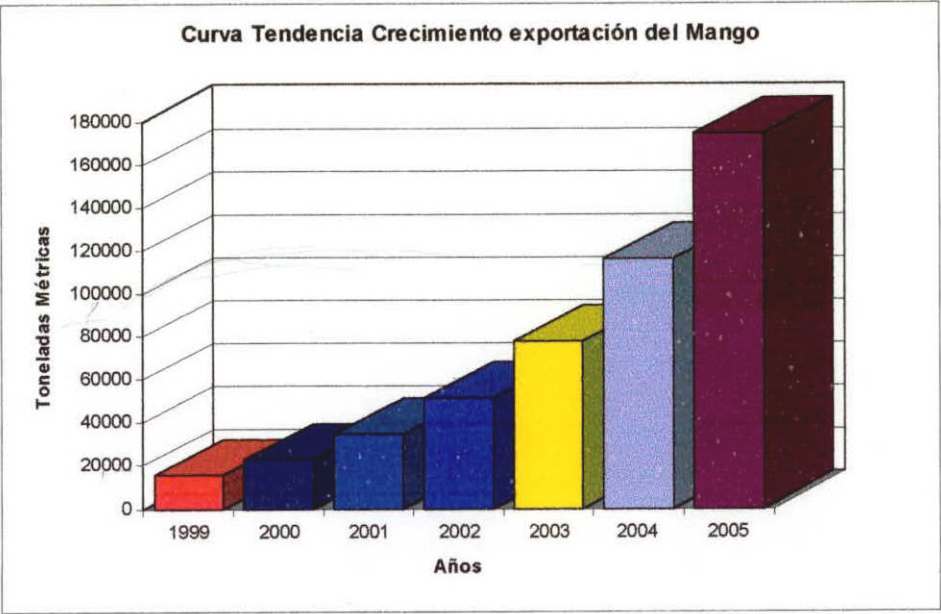


Figura 1.1. Curva Tendencia de crecimiento exportación del mango hasta el año 2005

CAPÍTULO 2

2. PLANTA EMPACADORA

2.1. GENERALIDADES

La labor de la planta empacadora varía de acuerdo al manejo, tecnología y el destino de la fruta. Si está destinada para Estados Unidos hay una restricción para las frutas que son atacadas por las moscas, razón por la cual a la fruta se le deberá dar un tratamiento térmico especial con el que se garantizará la inexistencia de esta plaga. A continuación en la Figura 2.1 se representan los diferentes procesos a los que se debe someter un mango para ser exportado hacia Estados Unidos; en cambio si el destino de la fruta es Europa u otros mercados no será necesario tratamiento térmico alguno. El procedimiento a aplicarse en esta planta se encuentra en la Figura 2.2.

2.2. FLUJOGRAMA DEL PROCESAMIENTO DE LA FRUTA

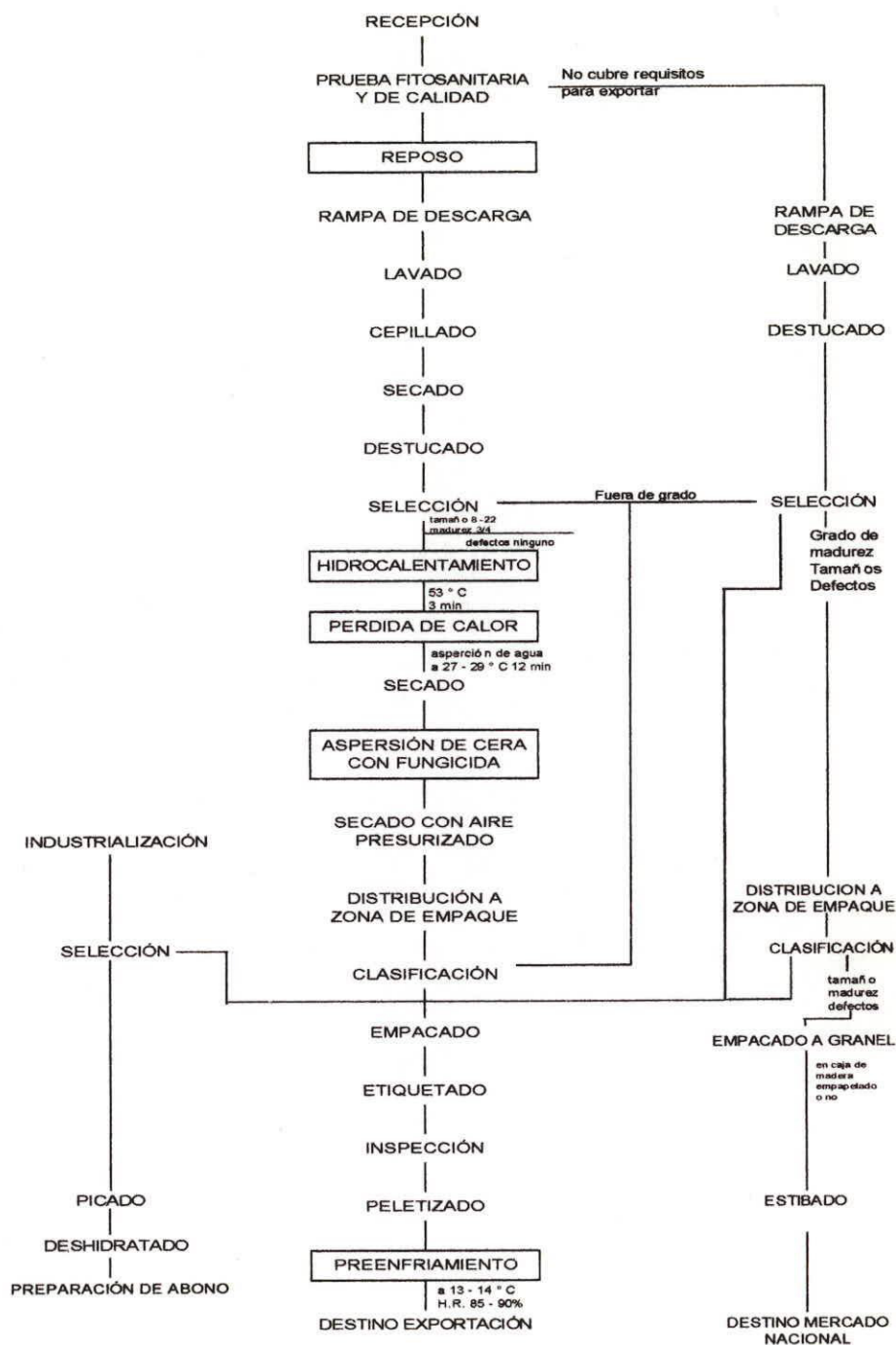


Figura 2. 1 Diagrama de Flujo de Planta empacadora (destino USA)



Figura 2. 2 Diagrama de Flujo Planta empacadora (destino EUROPA y otros)

1. RECEPCIÓN DE LA FRUTA

Una vez que la fruta llega del campo es recibida en cajas cosecheras, las cuales deben ser tratadas con sumo cuidado para evitar que pueda sufrir daño alguno y por ende sean rechazadas.



Figura 2. 3 Llegada de la fruta en camiones



Figura 2. 4 Recepción de la fruta

El promedio de cajas por camión es del 600, conteniendo cada una 20 kilos de mango fresco.

2. PESADO DE LA FRUTA

El pesado de la fruta es un control, el cual determinará el volumen que maneja la planta empacadora, o en el caso de que reciba fruta de varios proveedores sirve para determinar el volumen de cada uno de ellos.

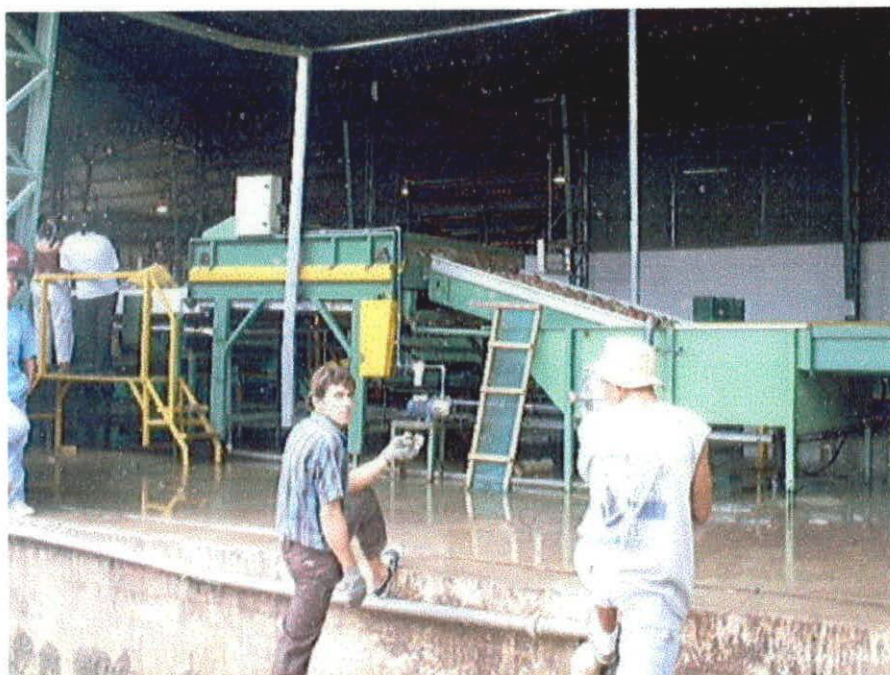


Figura 2. 5 Pesado y lavado de la fruta

Las cajas son pesadas cada diez para de esta manera determinar la cantidad de mango entregada por hacienda o proveedor.

3. SELECCIÓN DE LA FRUTA

Esta actividad es de suma importancia pues en ello radica el éxito para cumplir con los estándares para exportación; los aspectos a tomar en cuenta para la selección son:

- grado de madurez
- golpes

- roces
- manchas
- forma
- tamaños
- daños por insectos

La fruta rechazada es puesta en el mercado local o devuelta al proveedor. La fruta rechazada es vendida a un valor de US\$ 4 por gaveta de 20 kilos.



Figura 2. 6 Selección de la fruta

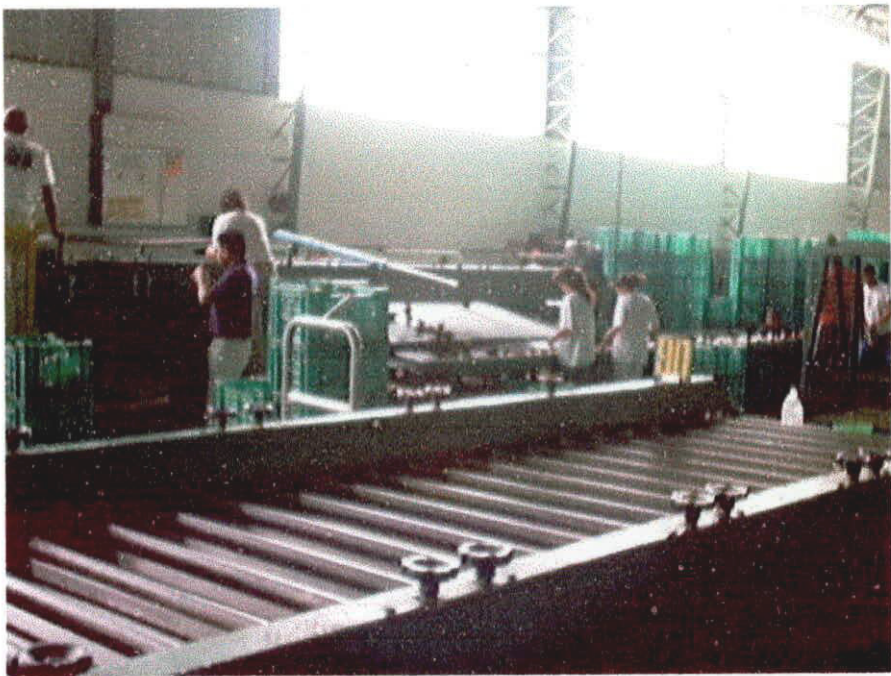


Figura 2. 7 Maquinaria para selección del calibre de la fruta

Tabla III

Índices de madurez de tres variedades comerciales de
mango de exportación (10)

Variedad	Índice Empleado
Amarillo	Color verde claro en la cáscara, hundimiento del pedúnculo y tamaño de la fruta
Keith	Hinchamiento general de la fruta y color amarillo pálido alrededor de la semilla y ensanchamiento en los hombros
Tommy Atkins	Base de la fruta en forma redondeada y grueso de la fruta y presencia de brillo en la cáscara

4. LAVADO DE LA FRUTA

Para el lavado de la fruta se utiliza una solución de agua con cloro (100 ppm) a temperatura ambiente. El propósito de este lavado es quitarle cualquier suciedad o mancha de látex; además el cloro actúa como agente desinfectante; se debe tener en cuenta que esta solución deberá permanecer limpia, pues las partículas de materia orgánica desactivan la solución.

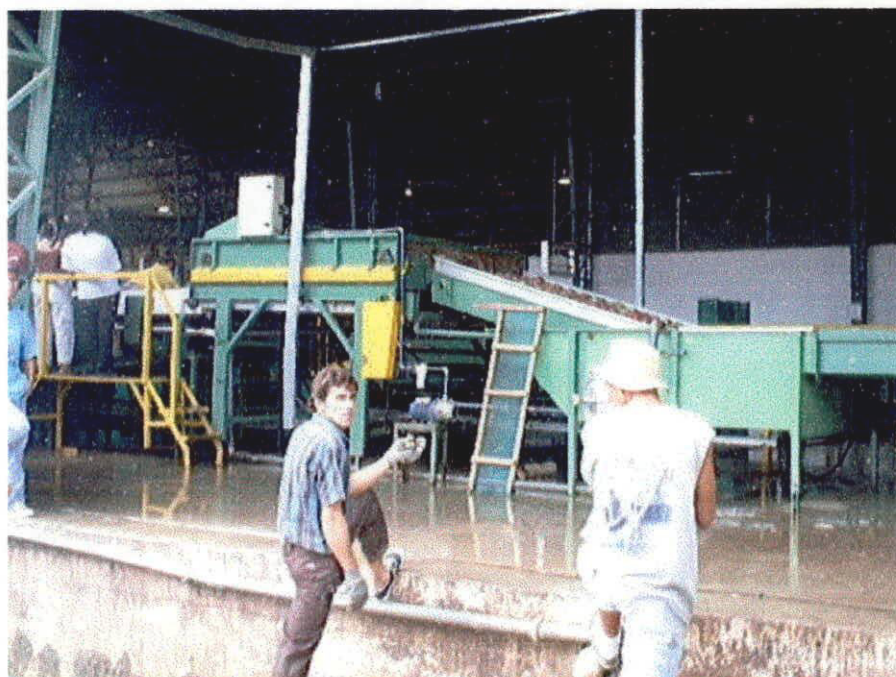


Figura 2. 8 Lavado de la Fruta



Figura 2. 9 Embalaje en gavetas

5. TRATAMIENTO CON AGUA CALIENTE

El objeto de esta fase del proceso es controlar térmicamente la antracnosis, que es la enfermedad más común del mango durante la fase de postcosecha.

Además se deberá tener muy en cuenta que la temperatura a la que se debe mantener el agua debe ser de 53 °C y el tiempo de inmersión de la fruta de 3 minutos. (14).



Figura 2. 10 Tanque para tratamiento térmico



Figura 2. 11 Gavetas listas para ser sumergidas en tanque



Figura 2. 12 Gavetas siendo inmersas en tanque para tratamiento térmico

6. ENFRIADO DE LA FRUTA

El propósito del proceso de enfriado de la fruta es disminuir la temperatura con la que sale del proceso anterior, mientras más rápido sea este enfriamiento será mejor, pues la fruta tendrá menos efectos negativos; por lo general se la rocía con agua

fría. El tiempo empleado para este proceso es de aproximadamente 12 minutos.



Figura 2. 13 Enfriamiento de la Fruta (reposo)

El enfriamiento en AGRIPRODUCT S.A. se lleva a cabo por reposo de la fruta, a temperatura ambiente.

7. TRATAMIENTO CON FUNGICIDA

En este tratamiento se realiza la inmersión en una solución con fungicida (Tiabendazol, Tecto o Mertec) con el propósito de tener un control químico de los patógenos presentes en el

exterior de la fruta. La acción de este fungicida dura desde el período de almacenamiento hasta su consumo.

8. SECADO

Toda fruta antes de ser empacada debe ser secada. Esta labor es realizada a mano o con rodillos mecánicos recubiertos de esponja, teniendo cuidado de no ocasionar ningún daño a la fruta.

9. SELECCIÓN Y CLASIFICACIÓN DE LA FRUTA

Este proceso consiste en una nueva revisión-clasificación para eliminar alguna fruta que no cumpla con las características necesarias para la exportación. Además se las clasifican de acuerdo a sus diferentes características tales como forma color, etc. Estos calibradores pueden ser: mecánicos por tamaño, mecánicos por peso, electrónicos por peso.



Figura 2. 14 Area de embalaje en cajas

10. EMPAQUE

El mango para que sea apreciado cuando llegue al consumidor final deberá presentar un buen aspecto, excelente sabor, alta calidad y la caja (empaquete) deberá ayudar a mantenerlos. Es por esto que el empaque debe proteger, transportar, etc., por lo que tiene tanta importancia como la misma fruta. Algunas de las diferentes condiciones adversas que debe soportar un empaque son: deterioro, variación de temperatura, variación de humedad, olores, insectos, roedores, golpes, etc.



Figura 2. 15 Caja para exportación de mango

11. REQUISITOS DEL EMPAQUE

El material del cual está construido el empaque deberá soportar el agua, de manera que no se produzcan daños en la atmósfera húmeda en la cual es transportado, así como el agua producida por la respiración de la fruta. El material utilizado es el cartón, fabricado principalmente de papel reciclado.

Debido al metabolismo de la fruta se producen gases y humedad, razón por la cual el empaque debe permitir el flujo de estos gases así como la circulación del aire frío durante el transporte y el almacenamiento. La superficie destinada a la

aireación de la fruta debe ser de alrededor del 8 al 10 % de la superficie total (Figura 2.15)

El peso de la caja no deberá sobrepasar el 10% del contenido neto de la fruta, por razones obvias al costo del transporte.

Los mangos son transportados en cajas que contienen de 4.5 Kg. a 5 Kg., las dimensiones de esta caja están indicadas en el siguiente cuadro:

Tabla IV

Dimensiones de la caja para exportación de mango (19)

Dimensión interior de la caja	320 X 252 X 111 mm.
Dimensión exterior de la caja	336 X 275 X 117 mm.
Volumen interior de la caja (m ³)	0.008951 m ³
Tara de la caja (sin fruta) Kg	0.314 Kg

Además debemos tener en cuenta que las frutas deben ser inmovilizadas en la caja, protegida contra impactos y protegida contra la compresión al colocar varias cajas una sobre otra, no mezclar mangos de variedades diferentes, el grado de madurez de las frutas debe ser el mismo, el número de frutos por caja está determinado por su variedad y calibre Tabla V.

Tabla V
Número de Frutos por caja según calibres y peso
aproximado (10)

Calibre	Número de unidades	Peso aproximado (gr)
6	6	830
8	8	630
10	10	500
12	12	415
14	14	350
16	16	315

El empaque contará con un diseño gráfico, que deberá tener la siguiente información: naturaleza del producto, identificación del exportador, origen del producto, descripción comercial y la marca.

12. PALLETIZADO Y ESTIBA

El pallet es el método más común para transportar varias unidades (cajas), dado que el pallet es la unidad de carga que es igual a la unidad de transporte y la de almacenado; es de suma importancia la estabilidad de las cajas colocadas en los pallets, para conseguir esto las cajas se ubican de forma lineal y no entrelazada, teniendo en cuenta evitar sobresalidas tanto internas como externas.

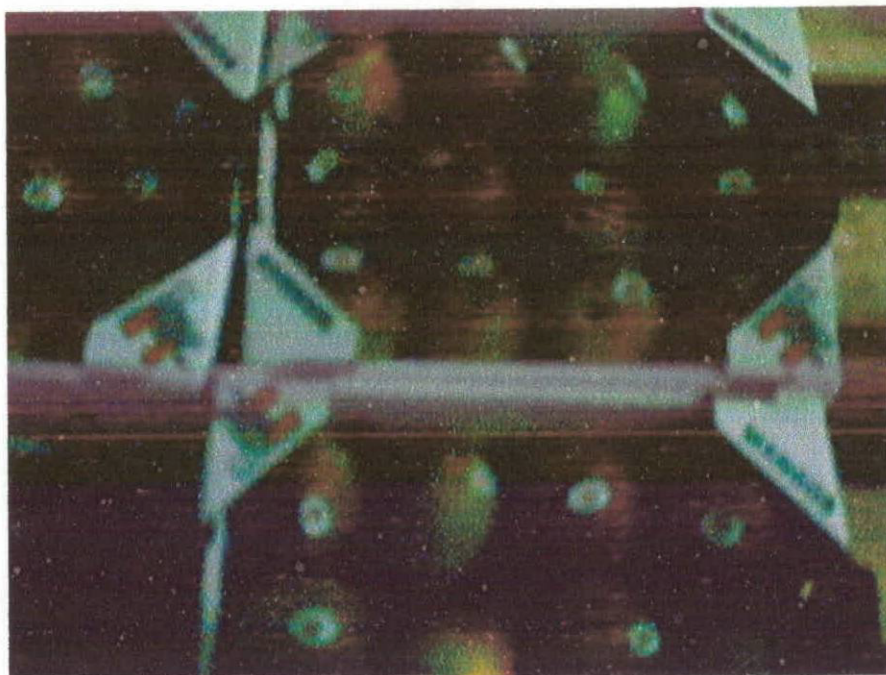


Figura 2. 16 Ejemplo de caja de exportación con mangos

La manera correcta de realizar el paletizado es evitando como se dijo anteriormente las sobresalidas, esto quiere decir que los esquineros de las cajas tengan apoyo. En la figura 2.17 encontramos el proceso del paletizado.



Figura 2. 17 Area de Palletizado

Como las cajas de mango son abiertas es necesario usar un "sombrero", que tiene el propósito de cubrir el último nivel de cajas; luego el encintado y la colocación de esquineros para asegurar la inmovilización de la totalidad de los niveles en el

pallet.. Si no se siguen estas normas se producirán daños en la fruta o defectos en el palletizado.



Figura 2. 18 Defectos en el palletizado

Tabla VI

Datos del Palletizado (19)

Dimensiones del Pallet (mm)	1020 x 1100 x 144 mm
Alto Total del Palet (mm)	2113 mm
Número de niveles	17
Número de cajas por nivel	12
Tara del Palet (sin carga) Kg.	15 Kg
Número de cajas por Palet	204



Figura 2. 19 Pallets ubicados en Cámara de conservación



Figura 2. 20 Pallets ubicados en Cámara de conservación 1



Figura 2. 21 Pallets ubicados en cámara de conservación 2

CAPÍTULO 3

3. PROPIEDADES DEL MANGO

3.1. GENERALIDADES

El mango es una fruta tropical cuyo nombre científico es "Mangifera indica", originario de la India aunque también es originario del Sudeste Asiático, lugares en los cuales ha sido cultivado por más de 4000 años. (10).

Al igual que en otras frutas y vegetales el clima es de vital importancia en la planta de mango, es decir los árboles localizados en lugares que tengan clima caliente y seco producirán más rápido que en aquellos que tengan un clima templado y húmedo.(1).

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.

Tabla VII
Datos Técnicos recomendados para cultivo (14)

Temperatura de cultivo	28 – 32 °C
Altitud	0 msnm - 600 msnm
Precipitaciones	130 – 250 mm ³ por año
Suelos	Francos, profundos, buen drenaje y abundante materia

La información nutricional del mango la encontramos en la siguiente tabla:

Tabla VIII
Información Nutricional (2)

Componente	Por cada 100 gr. de porción comestible
Energía	69 calorías
Humedad	82.5 g
Proteína	2.1 g
Grasa	0.5 g
Carbohidratos	14.1 g
Fibra	0.4 g
Ceniza	0.4 g
Calcio	19.0 mg
Fósforo	15.0 mg

Hierro	0.2 mg
Sodio	7.0 mg
Potasio	45.0 mg
Vitamina B1	0.1 mg
Vitamina B2	0.1 mg
Acido nicotínico	0.2mg
Vitamina C	20.5 mg

3.2. VARIEDADES Y TAMAÑOS

Existen más de 1000 variedades de mango entre las de exportación introducidas al país, las cuales han sido escogidas en función al sabor y tamaño para satisfacer la demanda de sofisticados clientes internacionales. Las principales variedades son Tommy Atkins, Haden, Kent, Keitt y en una pequeña proporción, Van Dyke e Irwin. (10)



Tabla IX
Características de algunas variedades comerciales
del mango (10)

Variedad	Peso por Fruta gr.	Color Fruta Madura	Fibra	Grosor de Cáscara	Estación de Cosecha	Producción
Irwin	340	Rojo y amarillo	Muy poca	Medio	Media	Buena
Tommy Atkins	550	Rojo y naranja	Alguna	Grueso	Media	Muy buena
Keitt	850	Rosado y naranja	Muy poca	Medio	Tardía	Muy buena
Kent	680	Rosado y amarillo	Muy poca	Grueso	Tardía	Muy buena
Early gold	340	Naranja y amarillo	Muy poca	Delgado	Temprana	Regular
Palmer	660	Rojo y naranja	Poca	Medio	Tardía	Buena
Haden	615	Rojo y amarillo	Alguna	Grueso	Media	Regular
Sufaida	590	Rojo y naranja	Alguna	Medio	Media	Buena
Sensation	310	Rojo	Poca	Grueso	Tardía	Buena
Van Dyke	350	Rojo y amarillo	Poca	Medio	Tardía	Buena

El tamaño es determinado por la masa unitaria de la fruta, los mangos son clasificados de acuerdo a la Tabla X.

Tabla X

Clasificación del tamaño en base a la masa unitaria (10)

Letra de Preferencia	Nº de unidades por envase 5 Kg.	Escala de masas (g.)	Masa Promedio (g.)
A	7	687 - 741	714
B	8	564 - 686	625
C	9	547 - 563	555
D	10	454 - 546	500
E	12	379 - 453	416
F	14	336 - 378	357
G	16	291 - 335	313
H	18	264 - 290	277
I	20	237 -263	250

En lo que se refiere a la forma del producto esta es una característica propia de la variedad.

3.3. PROPIEDADES TERMODINÁMICAS

Calor de Respiración

Las frutas y las verduras (en este caso el mango) a las temperaturas que son transportadas desprenden calor, este calor es generado por los procesos fisiológicos que todavía tienen efecto en ellas.

Tabla XI

Indice de producción de respiración (18)

Temperatura	10°C (50°F)	13°C (55°F)	15°C (59°F)	20°C (68°F)
MI. CO₂/kg.x hr	12 -16	15-22	19 - 28	35 - 80

Para calcular la producción de calor multiplique ml CO₂/kg hr por 440 para obtener BTU/ton/día o por 122 para obtener kcal/ton métrica/día. (18).

Temperatura de Almacenamiento

De la selección apropiada de la temperatura de almacenamiento dependerá la “duración” de la fruta, y a su vez esta tiene pequeñas variaciones dependiendo de la variedad de mango que se trate. La temperatura de almacenamiento varía de 11°C a 13°C. La Humedad Relativa a la que debe conservarse esta fruta fluctúa entre 85 – 95%.

Tabla XII

**Tasas de pérdidas de humedad de diferentes
productos de origen frutícola y hortícola (1)**

Tasas de pérdida de humedad		
Alta	Mediana	Baja
Acelga	Aguacate	Ajo
Albaricoques	Banano	Cebolla
Brócoli	Coco	Manzana
Guayabas	Lechuga	Melones
Mango	Toronja	Pepinos

Tabla XIII

Propiedades del Mango

Punto de congelación alto	-0.9 °C - 30.3°F
Vida aproximada de almacenamiento	2 – 3 semanas
Contenido de agua	81.7 %
Calor específico	0.85 (BTU/lb. °F)
Temperatura de almacenamiento	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

CAPÍTULO 4

4. CÁLCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE LA CÁMARA FRIGORÍFICA.

4.1. DETERMINACIÓN DE LAS DIMENSIONES DE LA CÁMARA

La selección de las dimensiones es un factor de vital importancia, de él partiremos para el diseño de la Cámara Frigorífica. Este dependerá primordialmente del número de cajas que en ella se vayan a conservar.

El tamaño de la cámara frigorífica, se seleccionará de los datos obtenidos de los diferentes exportadores de esta fruta, es decir, se hará un promedio de los datos de exportación diaria para determinar las dimensiones necesarias para almacenar los pallets. (Ver APENDICE A).

En el APENDICE B se encuentra una lista de exportadores de mango.

La cámara estará diseñada para almacenar un volumen correspondiente a 66 pallets, que es el valor promedio de exportación por hacienda semanal (Valor obtenido en AGRIPRODUCT S.A.)

4.2. MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN

La Cámara estará construida de paneles prefabricados de acero (isopaneles), los cuales están constituidos por un núcleo de poliuretano inyectado "in-situ" entre dos láminas preformadas de acero galvanizado, prepintadas con dos capas de poliester blanco, material resistente a la sal, este panel esta formado como un sándwich. APENDICE C

La espuma rígida de poliuretano que constituye el núcleo del panel es el mejor aislante fabricado por la tecnología moderna, además también debemos considerar las características del poliuretano, como lo son su bajo coeficiente de conductividad térmica, la no-absorción de agua y su resistencia a la compresión y flexión. (11).

Además debemos tener en cuenta que la construcción de paneles tipo hembra macho permite un mejor ensamblaje y menos filtración de aire y el empaque de vinil entre paneles permite el sellado hermético de éstos.

Las cerraduras y bisagras son cromadas, la cerradura cuenta con un dispositivo de seguridad para poder abrir la puerta desde el interior, aunque se encuentre con llave exterior. Igualmente las puertas son inyectadas "in-situ".

Los paneles son unidos entre sí por un sistema de ganchos "Roto-Lock" los que unen y ajustan los paneles entre sí logrando una estructura rígida y estable. APENDICE D (3)

4.3. CÁLCULO Y SELECCIÓN DEL AISLAMIENTO.

La selección apropiada del aislamiento y la correcta instalación de éste son de suma importancia, pues de él dependerá la capacidad de mantener la temperatura apropiada dentro de la cámara para la adecuada conservación del mango, es decir crear un ambiente apropiado para su óptimo mantenimiento. No se debe olvidar la parte económica, pues el aislamiento tiene un costo representativo en la construcción de una Cámara Frigorífica.

Para seleccionar el aislamiento de una cámara frigorífica, lo que debemos tomar en cuenta el producto a almacenar, la facilidad de obtención, combustibilidad, costo, etc.

Los objetivos que deberá cumplir el aislamiento son:

- Evitar el aporte calorífico hacia la cámara de refrigeración.
- Ayudar a mantener la temperatura del interior del local refrigerado dentro de los requerimientos deseados.
- Proveer de ahorro energético, en motores que impulsarán ventiladores, compresores, etc.

Las propiedades que deben tener los materiales aislantes para poder cumplir sus objetivos son:

- Coeficiente de Conductividad Térmica Bajo

Los materiales aislantes deben tener un bajo coeficiente de conductividad térmica, mientras menor sea el valor de este mejor aislante será.

La conductividad térmica se la expresa en $\frac{kcal}{hr \cdot m^2 \cdot ^\circ C}$, y se la define como la cantidad de calor [kcal] que atraviesa una pared de un metro de espesor durante una hora por una

superficie de un metro cuadrado, donde la diferencia de temperatura entre las dos caras de la pared es de 1°C .

- Impermeabilidad

Los materiales aislantes deberán ser no permeables, aunque los materiales fibrosos poseen una permeabilidad muy alta, en los celulares esta es prácticamente nula.

Se debe tener en cuenta que gran parte de los materiales aislantes están formados por células de aire limitadas por fibras o gránulos, por lo que el aire incluido es el elemento fundamental de la conductividad y en consecuencia el aislamiento se caracteriza por su porosidad.

Razón por la cual es importante que el aire que se encuentra contenido en las células sea seco, pues el aire húmedo es mejor conductor que el seco.

Tabla XIV

Conductividad del aire y agua

Conductividad aire seco	$0.0208 \frac{\text{kcal}}{\text{hr} \cdot \text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}}$
Conductividad del agua	$0.50 \frac{\text{kcal}}{\text{hr} \cdot \text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}}$

De la tabla anterior notamos que la conductividad del agua es 24 veces mayor a la del aire, entonces es evidente que la pared de célula de aire de un material aislante, no debe ser permeable a la humedad.

Para evitar la penetración de vapor de agua en los aislamientos, es necesario la colocación de barreras antivapor o revestimientos; las razones para ello son:

- El coeficiente de conductividad es una función directa de la cantidad de humedad presente en un aislante.
- El deterioro que el vapor puede causar en el material del aislante.

La barrera antivapor es colocada del lado caliente para de esta manera evitar el paso de la humedad o vapor de agua al aislamiento, y en algunos casos es recomendado no colocar una barrera antivapor del lado frío, para que la humedad fluya hacia el lado frío.

1. Barreras antivapor

Los revestimientos o barreras antivapor son usados tanto para retener el aislante como para impedir la penetración de humedad. Estos deberán ser resistentes de manera que le

brinde protección al aislante de la carga como del mismo montacargas. Los materiales usados para las barreras antivapor son los siguientes:

- ❖ Plancha de acero galvanizado
- ❖ Plancha de Aluminio
- ❖ Plancha de plywood
- ❖ Plancha de acero inoxidable

2. Libre de Olores

Es preciso que el aislamiento no emita olores como tampoco los capte. Propiedad importante dado que es posible que la carga refrigerada sea contaminada con olores extraños.

3. Incombustibilidad

El riesgo de incendio es un factor a tomar en cuenta al momento de seleccionar un aislante; entre los diversos materiales aislantes existentes, los de origen mineral son los que mejor resisten la acción del fuego.

4. Costo

El costo es otro de los factores considerar al momento de seleccionar un aislante, aunque los materiales aislantes más costosos son a su vez los mejores.

5. Facilidad de Aplicación

Propiedad directamente relacionada con la mano de obra, es decir mientras la aplicación del material aislante sea más fácil, esta será menos costosa.

6. Durabilidad

Esta propiedad está directamente relacionada con el costo, si el material escogido como aislante se debe reemplazar continuamente, el costo de mantenimiento de la cámara se encarece. Tomando en cuenta lo expuesto anteriormente sería recomendable el uso de un material aislante de mejor calidad y costo.

7. Resistencia a la compresión

Los materiales aislantes deberán tener una resistencia suficiente a la compresión, ellos podrían ser autosoportantes, en especial cuando son usados en los mamparos y en los pisos para soportar las cargas que se depositan sobre ellos.

Entre los materiales usados como aislamiento tenemos:

- ❖ Corcho
- ❖ Lana de vidrio
- ❖ Lana mineral
- ❖ Poliestireno

- ❖ Poliuretano expandido
- ❖ Cloruro de polivinilo expandido

Características adicionales

Se deberá tener siempre en consideración que tanto en las paredes de la cámara de conservación como en el techo no deberán existir puentes térmicos, dado que estos provocan pérdida del calor y deterioro del material aislante.

Los materiales a ser usados en la construcción de la cámara de conservación son los siguientes:

Tabla XV
Materiales a ser usados en la cámara

Material	Espesor mm	Conductividad $\frac{kcal}{hr \cdot m^2 \cdot ^\circ C}$
Poliestireno expandido	e_x	0.0235
Barrera antivapor	1	0.206
Plancha de acero galvanizado	1	39

Tabla XVI
Propiedades de los aislamientos (9)

Aislamiento	Densidad (Kg/m ³)	Conductividad a 0 °C (Kcal/m ² h °C)	Permeabilidad	Combustibilidad	Resistencia a la compresión (Kg/cm ²)
Corcho	150 -200	0.035	Alta	Mediana inflamable	5
Lana de vidrio	70	0.032	Alta	Incombustible	Nula
Lana Mineral	70	0.028	Alta	Incombustible	Nula
Poliestireno	15 - 30	0.030	Regular	Combustible autoextingible	0.6 - 2.5
Poliuretano expandido	25	0.018 - 0.0235	Baja	Depende de la calidad	1.2
PVC expandido	20 - 40	0.020	Baja	No inflamable	1.5 - 3

4.3.1. Aislamiento de Paredes

Tabla XVII

Coeficientes Globales de transferencia de Calor(16)

ΔT $^{\circ}C$	60	50	40	30	20	10
K $\frac{kcal}{hr \cdot m^2 \cdot ^{\circ}C}$	0.15	0.20	0.25	0.30	0.35	0.40

Para determinar la diferencia de temperatura entre las dos superficies de la pared se considerará que la superficie exterior se halla expuesta a las adversidades climáticas, por lo que se aconseja que la temperatura de esta será aproximadamente 10°C más sobre la temperatura del promedio del medio exterior (16). Las temperaturas las encontramos en la siguiente tabla.

Tabla XVIII

Temperatura de las paredes

Temperatura Paredes	°C	°F
Temperatura del medio exterior	32	89.6
Temp. de la superficie exterior paredes	42	107.6
Temp. de la superficie interior paredes	13	55.4
Temperatura de almacenamiento	13	55.4

$$\Delta T = T_{SE} - T_{SI}$$

$$\Delta T = 42\text{ }^{\circ}\text{C} - 13\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta T = 29\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

El coeficiente K puede ser expresado por la siguiente fórmula:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum \frac{e_x}{k} + \frac{1}{h_e}} \quad \text{Ec. 4.1}$$

Donde :

h_i : coeficiente de convección interior de la pared.

h_e : coeficiente de convección exterior de la pared.

e_x : espesor de los diferentes materiales usados en la pared.

k : coeficiente de transmisión de calor de cada uno de los materiales.

Para paredes en contacto con el aire exterior se recomienda

$$h_e = 20 \text{ Kcal/ hr.} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Para paredes en contacto con aire de una cámara ligeramente ventilada

$$h_i = 10 \text{ Kcal/ hr.} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Reemplazando obtenemos:

$$0.305 = \frac{1}{\frac{1}{10} + \frac{0.001}{39} + \frac{0.001}{0.206} + \frac{e_x}{0.0235} + \frac{0.001}{0.206} + \frac{0.001}{39} + \frac{1}{20}}$$

Ahora despejando encontraremos el valor de e :

$$e_x = 0.0235 \left[\frac{1}{0.305} - \left(\frac{1}{10} + \frac{0.001}{39} + \frac{0.001}{0.206} + \frac{0.001}{0.206} + \frac{0.001}{39} + \frac{1}{20} \right) \right]$$

$$e_x = 0.0729 \text{ m.}$$

4.3.2. Aislamiento del Piso

En el piso no se colocará aislamiento, pues la cámara estará a una cota del piso de +1.30, altura necesaria para que el producto paletizado pueda ser dispuesto directamente en los contenedores refrigerados, para luego ser transportado hacia su destino final.

4.3.3. Aislamiento del Tumbado

Los criterios a usar para realizar el cálculo del aislamiento del techo son los mismos que para las paredes, con la diferencia de que la temperatura del medio que rodea al techo será 15°C mayor.

Tabla XIX

Temperatura del Techo

Temperatura del Techo	°C	°F
Temperatura exterior	32	89.6
Temperatura exterior del techo	47	116.6
Temperatura interior del techo	13	55.4
Temperatura de almacenamiento	13	55.4

$$\Delta T_{TECHO} = T_{SE} - T_{SI}$$
$$\Delta T_{TECHO} = 47\text{ }^{\circ}\text{C} - 13\text{ }^{\circ}\text{C}$$
$$\Delta T_{TECHO} = 34\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

En la tabla XVII interpolando se encuentra el valor de K
(coeficiente global de transferencia de calor):

El coeficiente K lo encontramos de la siguiente ecuación:

$$K = \frac{1}{\frac{1}{h_i} + \sum \frac{e}{k} + \frac{1}{h_e}} \quad \text{Ec. 4.2}$$

Sabiendo que:

$$h_e = 20 \text{ Kcal/ hr.} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

$$h_i = 10 \text{ Kcal/ hr.} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Reemplazando obtenemos:

$$0.28 = \frac{1}{\frac{1}{10} + \frac{0.001}{39} + \frac{0.001}{0.206} + \frac{e}{0.0235} + \frac{0.001}{39} + \frac{0.001}{0.206} + \frac{1}{20}}$$

Ahora despejando encontraremos el valor de e :

$$e = 0.0235 \left[\frac{1}{0.28} - \left(\frac{1}{10} + \frac{0.001}{39} + \frac{0.001}{0.206} + \frac{0.001}{0.206} + \frac{0.001}{39} + \frac{1}{20} \right) \right]$$

$$e = 0.08017 \text{ m.}$$

4.3.4. Aislamiento de la Puerta

Las condiciones para el diseño de las puertas son las siguientes:

Tabla XX

Temperatura de las puertas

Temperatura de la Puerta	°C	°F
Temperatura del medio exterior	32	89.6
Temperatura exterior de la pared	42	107.6
Temperatura interior de la pared	13	55.4
Temperatura de almacenamiento	13	55.4

$$\Delta T_{ESTE} = T_{SE} - T_{SI}$$
$$\Delta T_{ESTE} = 42\text{ }^{\circ}\text{C} - 13\text{ }^{\circ}\text{C}$$
$$\Delta T_{ESTE} = 29\text{ }^{\circ}\text{C}.$$

Con una diferencia de temperatura de $\Delta T = 29\text{ }^{\circ}\text{C}$ en la Tabla XX encontramos el valor de K:

$$K = 0.305 \text{ Kcal} / \text{hr} \cdot \text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$$

Donde:

$$h_e = 20 \text{ Kcal} / \text{hr} \cdot \text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$$

$$h_i = 10 \text{ Kcal} / \text{hr} \cdot \text{m}^2 \cdot ^{\circ}\text{C}$$

Aplicando la ecuación anterior encontraremos el espesor necesario para el aislamiento:

$$e = 0.0235 \left[\frac{1}{0.305} - \left(\frac{1}{10} + \frac{0.001}{0.206} + \frac{0.001}{0.206} + \frac{0.001}{0.206} + \frac{0.001}{39} + \frac{1}{20} \right) \right]$$

$e = 0.0732 \text{ m.}$

4.4. CÁLCULO DE LA CARGA FRIGORÍFICA

Los datos necesarios para el diseño de la cámara de refrigeración son los siguientes:

Tabla XXI

Datos para el cálculo de la carga frigorífica

Temperatura exterior promedio [T _m]	32 °C	90°F
Temperatura de almacenamiento [T _A]	13 °C	55.4 °F
Temperatura inicial de la fruta [T _i]	20 °C	68 °F
Temperatura de bulbo húmedo [T _{wb}]	10.83 °C	51.5°F
Humedad relativa de almacenamiento [HR _A]	85-95 %	85-95 %
Humedad relativa del medio [HR _M]	80 %	80 %
Calor de respiración del mango [I _r]	2440 Kcal/TM/ dia	8800 BTU/TM/ dia

Calor específico del mango [c]	15.96 Kcal/Kg/° C	0.85 BTU/lb/°F
Calor latente del mango [c _l]	64.98 Kcal/Kg	117 BTU/lb

4.4.1. Cálculo de los Aportes Internos

Enfriamiento de los productos

El calor a extraer de los productos se lo encuentra mediante la siguiente ecuación:

$$Q_{u1} = c \cdot M \cdot (T_i - T_A) \quad \text{Ec. 4.3}$$

En donde:

Q_{u1} Calor extraído para enfriar al producto

c Calor específico

M Masa total del producto

T_i Temperatura inicial del producto

T_A Temperatura de almacenamiento

$$Q_{u1} = 0.85 \frac{BTU}{lb \cdot ^\circ F} \cdot (66 \times 204 \times 4.5 Kg) \cdot \left(\frac{2.204 lb}{1 Kg} \right) \cdot (68 - 55.4) ^\circ F \times \frac{1}{24h}$$

$$Q_{u1} = 59590.41 \frac{BTU}{h}$$

$$Q_{u1} = 15016.78 \frac{Kcal}{h}$$

Calor producido por la respiración del producto

El producto en este caso el mango continua su proceso evolutivo normal aunque este sometido a refrigeración, siendo este un proceso inevitable aunque puede ser controlado manteniéndolo a ciertas condiciones de humedad y temperatura.

$$Q_{u2} = l_r \cdot M \quad \text{Ec. 4. 4}$$

Donde:

Q_{u2} calor desprendido por el producto

l_r calor de respiración

M Masa del producto

Entonces en la Ec 4.4 tenemos:

$$Q_{u2} = 8800 \frac{BTU}{TM \cdot dia} \cdot 60.588 TM \times \frac{1 dia}{24h}$$

$$Q_{u2} = 22215.6 BTU/h$$

$$Q_{u2} = 5898.33 Kcal/h$$

El calor total producto de los aportes internos será entonces:

$$Q_U = Q_{u1} + Q_{u2}$$

$$Q_U = 59590.41 + 22215.6$$

$$Q_U = 81806.01 BTU/h$$

$$Q_U = 20615.11 Kcal/h$$

4.4.2. Cálculo de los Aportes Externos

Los aportes externos se deben a paredes, piso, techo y puertas, es definido por medio de la ecuación 4.5.

$$Q_E = KA \cdot (T_{ext} - T_{alm}) \text{ Ec. 4. 5}$$

En donde:

Q_E calor generado por las paredes, piso, techo y puerta

K coeficiente global de transferencia de calor

A Area de paredes piso techo y puerta de acuerdo al caso

T_{ext} Temperatura exterior

T_{alm} Temperatura de almacenamiento

Aporte por Paredes Laterales.

$$Q_{E1} = KA \cdot (T_{ext} - T_{alm})$$

$$T_{ext} = T_e + 10^\circ C$$

$$T_{ext} = 32 + 10$$

$$T_{ext} = 42^\circ C$$

$$K = 0.305 \text{ Kcal/m}^2 \cdot \text{h} \cdot ^\circ C$$

$$Q_{E1} = 2 \times 0.305 \times (15 \times 4.5) \cdot (42 - 13)$$

$$Q_{E1} = 1194.075 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{E1} = 4738.39 \text{ BTU/h}$$

Aporte por Pared Posterior.

$$Q_{E2} = KA \cdot (T_{ext} - T_{alm})$$

$$T_{ext} = T_e + 10^\circ C$$

$$T_{ext} = 32 + 10$$

$$T_{ext} = 42^\circ C$$

$$K = 0.305 \text{ Kcal}/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$$

$$Q_{E2} = 0.305 \times (9 \times 4.5) \cdot (42 - 13)^\circ C$$

$$Q_{E2} = 358.22 \text{ Kcal}/h$$

$$Q_{E2} = 1421.51 \text{ BTU}/h$$

Aporte por Porción de Pared Delantera.

$$Q_{E3} = KA \cdot (T_{ext} - T_{alm})$$

$$T_{ext} = T_e + 10^\circ C$$

$$T_{ext} = 32 + 10$$

$$T_{ext} = 42^\circ C$$

$$K = 0.305 \text{ Kcal}/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$$

$$Q_{E3} = 0.305 \times ((9 \times 4.5) - (2.6 \times 3)) \cdot (42 - 13)^\circ C$$

$$Q_{E3} = 289.23 \text{ Kcal}/h$$

$$Q_{E3} = 1147.74 \text{ BTU}/h$$

Aporte por Techo.

$$Q_{E4} = KA \cdot (T_{ext} - T_{alm})$$

$$T_{ext} = T_e + 15^\circ C$$

$$T_{ext} = 32 + 15$$

$$T_{ext} = 47^\circ C$$

$$K = 0.28 \text{ Kcal}/m^2 \cdot h \cdot ^\circ C$$

$$Q_{E4} = 0.28 \times (15 \times 9) \cdot (47 - 13)^\circ C$$

$$Q_{E4} = 1285.2 \text{ Kcal}/h$$

$$Q_{E4} = 5100 \text{ BTU}/h$$

Aporte por la Puerta.

$$Q_{E5} = KA \cdot (T_{ext} - T_{alm})$$

$$T_{ext} = T_e + 10^\circ C$$

$$T_{ext} = 32 + 10$$

$$T_{ext} = 42^\circ C$$

$$K = 0.305 \text{ Kcal/m}^2 \cdot h \cdot ^\circ C$$

$$Q_{E5} = 0.305 \times (2.6 \times 3) \cdot (42 - 13)^\circ C$$

$$Q_{E5} = 68.991 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{E5} = 273.77 \text{ BTU/h}$$



El calor total producto de las cargas externas será entonces:

$$Q_E = Q_{E1} + Q_{E2} + Q_{E3} + Q_{E4} + Q_{E5}$$

$$Q_E = 1194.075 + 358.22 + 289.23 + 1285.2 + 68.991$$

$$Q_E = 3195.71 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_E = 12681.41 \text{ BTU/h}$$

4.4.3. Carga Frigorífica Total.

Antes de proceder a calcular la Carga Frigorífica Total, se deberá calcular el Aporte de Calor producto de las Cargas Misceláneas, el cual será igual a la suma de los calores producidos tanto por: los cambios de aire, el calor producto del funcionamiento de motores, las luces y el personal que labora en el interior de la cámara de conservación. (13)

Renovación de aire

$$Q_{AIRE} = N \times \frac{V}{v_a} \times (h_a - h_f)$$

En donde:

Q_{AIRE}	calor producto de la renovación de aire
N	número de cambios de aire
V	volúmen de la cámara de conservación
v_a	volumen específico del aire
h_a	entalpía del aire del medio

h_f entalpia del aire dentro de la cámara

Mediante el uso de la carta psicrométrica (APENDICE E),
conociendo temperatura y humedad relativa, encontramos:

T_e 32°C

HR_A 80%

h_a 26.6 Kcal/Kg = 47.9 BTU/lb

ν 0.898 m³/kg = 14.38 ft³/lb

T_{alm} 13 °C

HR_{alm} 85%

h_f 12.38 Kcal/Kg = 22.3 BTU/lb

$$Q_{AIRE} = 2 \times 3.3546 \times \frac{607.5 \frac{m^3}{Kg}}{0.898 \frac{m^3}{Kg}} \times (26.6 - 12.38) \frac{Kcal}{Kg} \left(\frac{1}{24h} \right)$$

$$Q_{AIRE} = 2689.23 \frac{Kcal}{h}$$

$$Q_{AIRE} = 10671.57 \frac{BTU}{h}$$

El valor de N (cambios de aire) se encuentra en la siguiente Tabla XVIII

Tabla XXII
Cambios de aire en 24 h T > 0 °C (8)

Volumen [ft³]	Cambios de aire por 24h
2000	12.0
3000	9.5
4000	8.2
5000	7.2
6000	6.5
8000	5.5
10000	4.9
15000	3.9
20000	3.5
25000	3.0
30000	2.7

Ventiladores del Evaporador.

$$Q_{\text{VENTILADORES}} = [\Sigma(KW)] \times 860 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{\text{VENTILADORES}} = 4 \times 0.3 \times 860 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{\text{VENTILADORES}} = 1032 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{\text{VENTILADORES}} = 4095.23 \text{ BTU/h}$$

Personal.

$$Q_{\text{PERSONAL}} = N \times c \times t$$

$$Q_{\text{PERSONAL}} = 4 \times 720 \frac{\text{BTU}}{\text{h}} \times 5$$

$$Q_{\text{PERSONAL}} = 14400 \text{ BTU/h}$$

$$Q_{\text{PERSONAL}} = 3626.3 \text{ Kcal/h}$$

El calor corporal de los ocupantes se encuentra en la Tabla XIX.

Tabla XXIII

Calor corporal de los ocupantes (8)

Temperatura °F	Equivalente térmico por persona BTU/h
50	720
40	840
30	950
20	1050
10	1200
0	1300
-10	1400

Luces.

$$Q_{LUCES} = 860 \times W \times t$$

$$Q_{LUCES} = 860 \times 5 \times 10$$

$$Q_{LUCES} = 43 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{LUCES} = 170.63 \text{ BTU/h}$$

El total de cargas Misceláneas será entonces igual a:

$$Q_M = Q_{AIRE} + Q_{VENTILADORES} + Q_{PERSONAL} + Q_{LUCES}$$

$$Q_M = 2689.23 + 1032 + 3626.3 + 43$$

$$Q_M = 7390.53 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_M = 29327.5 \text{ BTU/h}$$

Ahora entonces se procederá a calcular el Calor Total removido:

$$Q_{TOTAL} = Q_U + Q_E + Q_M$$

$$Q_{TOTAL} = 20615.11 + 3195.71 + 7390.53$$

$$Q_{TOTAL} = 31201.35 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{TOTAL} = 123514.88 \text{ BTU/h}$$

4.5. SELECCIÓN DEL REFRIGERANTE Y DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

El refrigerante es un fluido que circula cíclicamente por las instalaciones frigoríficas actuando como agente enfriador de un cuerpo. Un refrigerante se caracteriza por su tendencia a vaporizarse a bajas temperaturas al absorber calor en los evaporadores y además por su facilidad de condensarse a temperatura ambiente al ceder calor en los condensadores (17).

En los sistemas de refrigeración, tanto por compresión como por absorción, el enfriamiento es obtenido por la evaporación de un líquido. Entre las cualidades de los diferentes tipos de refrigerantes se debe tomar en cuenta la capacidad del equipo, el consumo de energía, la seguridad y el mantenimiento.

4.5.1. Clasificación de los Refrigerantes

Los refrigerantes se clasifican en:

1. Primarios
2. Secundarios

Refrigerantes Primarios

Los refrigerantes primarios son sustancias químicas que se caracterizan por su tendencia a vaporizarse a bajas temperaturas al absorber calor y además por su fácil tendencia a condensarse a temperaturas ambiente al ceder calor.

Entre los refrigerantes primarios tenemos:

- | | |
|--------------------|------|
| ➤ El amoníaco | R717 |
| ➤ Refrigerante 12 | R12 |
| ➤ Refrigerante 22 | R22 |
| ➤ Refrigerante 502 | R502 |

Refrigerantes secundarios

Son fluidos usados generalmente en refrigeración indirecta cuya característica principal es tener un bajo punto de congelación y bajo punto eutéctico.

4.5.2. Propiedades de los refrigerantes

Entre las características o propiedades de un **refrigerante primario** tenemos:

Propiedades Termodinámicas

- La temperatura de evaporación deberá ser superior a la temperatura de ebullición.
- La temperatura crítica (punto máximo de la curva en el gráfico presión -entalpía) debe ser la más alta posible con respecto a la temperatura de condensación.

Propiedades de seguridad

- La toxicidad debe ser la menor posible
- La inflamabilidad deberá ser la más baja posible.
- La acción sobre los productos perecederos debe ser nula.

Propiedades Técnicas

- No debe tener acción sobre los metales

- Debe ser completamente miscible con el aceite para facilitar la circulación de ambos.
- Su comportamiento en presencia del agua debe ser nulo
- No debe ser susceptible a las fugas

Propiedades Económicas

- Su precio debe ser lo más bajo posible
- Debe ser de fácil obtención en el mercado

Entre las propiedades de los refrigerantes secundarios tenemos:

- a) Un punto de congelación o eutéctico inferior a la más baja temperatura a la cual va a usarse.
- b) Ligera viscosidad a fin de:
 - Limitar la caída de presión en los circuitos
 - Obtener coeficientes de transferencia de calor elevados
- c) Alta densidad y calor específico
- d) Bajo punto de ebullición
- e) No inflamable
- f) No tóxico
- g) Bajo precio

- h) Ligera aptitud a provocar corrosiones, esto exige que el refrigerante sea un electrolito mediocre y que tenga una baja conductividad eléctrica

4.5.3. Selección del Refrigerante.

El uso de refrigerantes halogenados en nuestro país no está restringido, pero como una manera de preservar el medio ambiente que nos rodea, es decir salvaguardar la capa de ozono, se seleccionará un refrigerante que tenga un impacto ambiental nulo y por supuesto posea unas características termodinámicas y de seguridad buenas.

Entre los refrigerantes más comúnmente usados en refrigeración tenemos:

HCFCs: HCFC – 22 y HCFC – 123

HCFS: HCF – 134a y HCF – 125

Compuestos Inorgánicos: Amoníaco, agua y aire.

El refrigerante HCF – 134a tiene una temperatura crítica que es igual a 101.08 °C, superior a la temperatura de condensación (determinada en el siguiente capítulo) y de la misma forma la temperatura de evaporación es mayor a

la de ebullición del refrigerante ($-26.6\text{ }^{\circ}\text{C}$) as la presión atmosférica.

El refrigerante a ser seleccionado por las razones antes expuestas será el HCF – 134a.

4.5.4. Selección del Sistema de Refrigeración

Los sistemas de refrigeración se clasifican de acuerdo al tipo de refrigerante usado, es decir que depende que se utilice exclusivamente refrigerantes primarios para el evaporador o refrigerantes secundarios para el intercambiador de calor.

Los sistemas de refrigeración pueden ser:

- Sistema de refrigeración directa
- Sistema de refrigeración Indirecta

SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN DIRECTA

Estos sistemas son los que operan únicamente con refrigerantes primarios, nombrados anteriormente.

Los sistemas de refrigeración directa, a su vez se clasifican de acuerdo a las etapas de presión a la cual trabajen él o los compresores. Se pueden clasificar en:

- Ciclos a una etapa de compresión mecánica
- Ciclos a dos etapas de compresión mecánica

Los ciclos a una etapa son los más usados para sistemas empleados en la conservación de alimentos perecederos. Este tipo de ciclo es usado cuando la relación de compresión (razón entre la presión de condensación y la presión de evaporación) no sobrepase los siguientes valores:

- Para instalaciones de amoniaco $r \leq 7$
- Para instalaciones con hidrocarburos halogenados $r \leq 10$

Para determinar el número de etapas adecuadas del sistema de refrigeración se considera la diferencia de temperatura entre el interior y el exterior del sistema, entonces:

- Para instalaciones de amoniaco de una etapa $\Delta T \leq 50^{\circ}\text{C}$
- Para instalaciones con hidrocarburos halogenados $\Delta T \leq 70^{\circ}\text{C}$

Los ciclos de refrigeración de dos etapas de compresión se emplean cuando se exceden los valores ya

mencionados de relación de compresión y diferencia de temperatura, son usados generalmente en sistemas de congelación rápida, a bajas temperaturas y presiones de evaporación.

SISTEMA DE REFRIGERACIÓN INDIRECTA

Este tipo de sistema utiliza los refrigerantes secundarios (agua, salmuera, etc) para producir el efecto refrigerante que se desea. El refrigerante secundario recibe el aporte calorífico del primario a través de intercambiadores de calor.

Ventajas del sistema de refrigeración Indirecta

- El refrigerante secundario permite almacenar y mantener el frío durante cierto tiempo, aunque el equipo frigorífico este parado.
- Las fugas de refrigerante primario pueden ser controladas de una mejor manera al estar ubicado el equipo frigorífico en un solo lugar.
- La maquinaria frigorífica para el refrigerante primario debe ser instalada a distancia del local para refrigerar evitando tuberías de aspiración largas.

Desventajas del sistema de refrigeración Indirecta.

- Costo de instalación más alto, ya que existen dos instalaciones en lugar de una sola.
- Costo de operación más alto, implica mantenimiento más alto.
- Uso de compresores más potentes para disminuir la temperatura de evaporación del refrigerante.

El sistema más adecuado considerando tanto costo como facilidad de instalación es el de refrigeración directa.

Ahora se determinará el número de etapas del sistema a ser utilizado. Para realizar este cálculo se tomará la relación de compresión existente entre la presión de condensación y la de evaporación.

En el capítulo siguiente se ha determinado:

$$T_{\text{CONDENSACIÓN}} = 45\text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$T_{\text{EVAPORACIÓN}} = 5\text{ }^{\circ}\text{C}$$

Haciendo uso del gráfico presión-entalpía del refrigerante HFC 134a se determina estas presiones.

$$P_{\text{CONDENSACIÓN}} = 11.6102 \text{ bar abs} = 168.393 \text{ psia}$$

$$P_{\text{EVAPORACIÓN}} = 3.4987 \text{ bar abs} = 50.745 \text{ psia}$$

Ahora se determina la relación de compresión:

$$r = \frac{P_{\text{CONDENSACIÓN}}}{P_{\text{EVAPORACIÓN}}}$$

Donde:

r relación de compresión

$P_{\text{CONDENSACIÓN}}$ Presión de condensación del refrigerante

$P_{\text{EVAPORACIÓN}}$ Presión de evaporación del refrigerante

Entonces:

$$r = \frac{11.61028}{3.4987}$$

$$r = 3.31 < 10$$



La condición de que la relación de compresión es menor que 10 se cumple. Por consiguiente, el sistema será de una sola etapa.

CAPÍTULO 5

5. CÁLCULO DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN

5.1. DETERMINACIÓN DE LA TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN

Para determinar la temperatura de condensación se partirá del dato conocido de la temperatura ambiente, en este caso para condensadores enfriados por aire, la temperatura de condensación tendrá un ΔT mayor a la temperatura media en el rango de 10 a 15 °C. (16).

$$T_{\text{CONDENSACIÓN}} = T_{\text{MEDIO}} + \Delta T \quad \text{Ec. 5.1}$$

En donde:

$T_{\text{CONDENSACIÓN}}$ es la temperatura de condensación refrigerante

T_{MEDIO} la temperatura del medio = 32 °C

ΔT Incremento de temperatura recomendado = 10 °C

Entonces la temperatura de condensación será:

$$T_{CONDENSACIÓN} = 32\text{ °C} + 13\text{ °C}$$

$$T_{CONDENSACIÓN} = 45\text{ °C}$$

5.2. DETERMINACIÓN DE LA TEMPERATURA DE EVAPORACIÓN.

El factor a considerar para la selección de la temperatura de evaporación es la humedad relativa a la que se deberá encontrar el medio a enfriar. En la Tabla XXIV (16), encontramos los rangos de diferencia de temperatura entre la temperatura de almacenamiento y la temperatura de evaporación, tomando en cuenta la humedad relativa.

Tabla XXIV
Diferencias de temperatura promedio para el diseño de
evaporadores (16)

Humedad Relativa	90%	85%	80%	75%
Tubos Lisos [°C]	3	5	7	10
Tubos con Aletas [°C]	5 - 6	7 - 8	9 – 10	12 - 13

En este caso con una humedad relativa de 85% para evaporadores de tubos con aletas, la diferencia de temperatura recomendada varía entre 7 y 8 °C

El valor tomado será 8 °C como ΔT . Por lo tanto la temperatura de evaporación será:

$$T_{\text{EVAPORACIÓN}} = T_{\text{ALMACENAMIENTO}} - \Delta T \quad \text{Ec 5.2}$$

Donde:

$T_{\text{EVAPORACIÓN}}$ es la temperatura de evaporación del refrigerante

$T_{\text{ALMACENAMIENTO}}$ temperatura de almacenamiento de la fruta = 13 °C

ΔT disminución de temperatura recomendado = 8 °C

Entonces la temperatura de evaporación será:

$$T_{\text{EVAPORACIÓN}} = 13 \text{ °C} - 8 \text{ °C}$$

$$T_{\text{EVAPORACIÓN}} = 5 \text{ °C}$$

5.3. SELECCIÓN Y TRAZADO DEL CICLO DE REFRIGERACIÓN.

Habiendo sido establecido en el capítulo anterior, que el ciclo será de una sola etapa y teniendo el conocimiento de la temperatura de evaporación y condensación, en el diagrama presión – entalpía (ver APENDICE F) para el refrigerante 134 a, se procede a ubicar en el las temperaturas, determinando de esta manera las presiones de evaporación y condensación. Las propiedades del refrigerante 134a se encuentran en el APENDICE H.

Para dibujar el punto de partida del ciclo (punto 1), entrada del compresor, es necesario conocer la temperatura a la que entra el refrigerante al compresor, la cual se asumirá que tendrá 10 ° C de recalentamiento sobre la temperatura de evaporación.

Por lo tanto el punto 1 tendrá las siguientes condiciones:

Presión de evaporación	3.4987 bar abs = 50.745 psia
Temperatura	15 °C = 59 °F
Entalpía (h_1)	262.7637 KJ/kg = 113 Btu/lb.
Volumen específico (v_1)	0.85 ft ³ /lb = 0.05308m ³ /kg

En el punto anterior inicia la compresión del refrigerante, asumiendo que el proceso es a entalpía constante y siguiendo la

línea de entropía correspondiente a este punto, se intercepta la línea de presión de condensación (presión de descarga), teniendo el punto 2 las siguientes condiciones:

Presión de descarga ($P_{\text{CONDENSACIÓN}}$) 11.6102 bar abs = 168.393

psia

Entropía 0.5348 KJ/kg °K 0= 0.23 Btu/lb

°F

Entalpía (h_2) 288.3425 KJ/kg = 124 Btu/lb

El refrigerante luego de ser comprimido, pasa a través del condensador, asumiendo presión constante, se encuentra las condiciones del punto 3:

Presión de condensación 11.6102 bar abs = 168.393

psia

Temperatura de condensación 45 °C = 113 °F

Entalpía (h_3) 114.4068 KJ/kg = 49.2 Btu/lb

El equipo se encuentra dotado de un intercambiador subenfriador entre la líneas de salida del condensador y la salida del evaporador, el intercambio de calor en ellas es ideal, es decir, lo que gana la una pierde la otra. Entonces se tomará un ΔT de 10 °C de subenfriamiento, el que es igual al ΔT de recalentamiento a

la entrada del compresor, entonces se determinará las condiciones del punto 4:

Presión de condensación	11.6102 bar abs = 168.393 psia
Temperatura	35 °C = 104 °F
Entalpia (h_4)	103.9428 KJ/kg = 44.7 Btu/lb

Una vez que el refrigerante haya sido condensado y subenfriado, estando en una condición de líquido saturado ésta es estrangulado al pasar a través del dispositivo de expansión, en este punto la presión es forzada a descender a entalpia constante, hasta alcanzar la condición de mezcla líquido-vapor a la entrada del evaporador, encontramos el punto 5.

Presión de evaporación	3.4987 bar abs = 50.745 psia
Temperatura de evaporación	5 °C = 41 °F
Entalpia (h_5)	103.9428 KJ/kg = 44.7 Btu/lb

El refrigerante al pasar a través del evaporador absorbe el calor del medio y produce el efecto refrigerante, saliendo de este punto en forma de vapor saturado (idealmente sin caídas de presión y temperatura constante) encontrando de esta manera el punto 6

Presión de evaporación	3.4987 bar abs = 50.745 psia
Temperatura de evaporación	5 °C = 41 °F
Entalpia (h_6)	251.1370 KJ/kg = 108 Btu/lb

Para completar el ciclo de refrigeración, al salir el refrigerante del evaporador es recalentado en el intercambiador de calor, alcanzando nuevamente las condiciones del punto 1 y cerrando el ciclo de refrigeración. Un esquema del circuito de refrigeración lo encontramos en el APENDICE I.

5.4. CÁLCULO DE LOS PRINCIPALES PARÁMETROS DEL CICLO

▪ Flujo Másico

Para determinar el flujo másico se analizará el gráfico anterior (presión-entalpia), el efecto refrigerante del sistema es definido por:

$$Q = \dot{m} \cdot (h_6 - h_5) \quad \text{Ec. 5.3}$$

En donde:

Q calor absorbido por el sistema

$\dot{m}$ flujo másico del refrigerante

h_6 entalpía a la salida del evaporador

h_5 entalpia a la entrada del evaporador

Para obtener el flujo másico:

$$\dot{m} = \frac{Q}{(h_6 - h_5)} \quad \text{Ec. 5. 4}$$

$$\dot{m} = \frac{ER}{(h_6 - h_5)}$$

$$\dot{m} = \frac{130633.81 \text{ KJ/h}}{(251.1370 - 103.9428) \text{ KJ/Kg}}$$

$$\dot{m} = 887.4929 \text{ Kg/h}$$

▪ Potencia del compresor

El trabajo realizado por el compresor es determinado por los puntos 1 y 2 donde la potencia es definida por:

$$P = \frac{\dot{m} \cdot (h_2 - h_1)}{\eta_i \cdot \eta_m} \quad \text{Ec. 5. 5}$$

En donde:

P potencia del compresor

$\dot{m}$ Flujo másico

- h_2 entalpia a la salida el compresor
- h_1 entalpia a la entrada el compresor
- η_i eficiencia indicada del compresor
- η_m eficiencia mecánica del compresor

Prácticamente la eficiencia indicada es igual aproximadamente a la eficiencia volumétrica η_v . En la figura 5.1 es establecida la relación entre el rendimiento volumétrico y la relación de compresión (r).

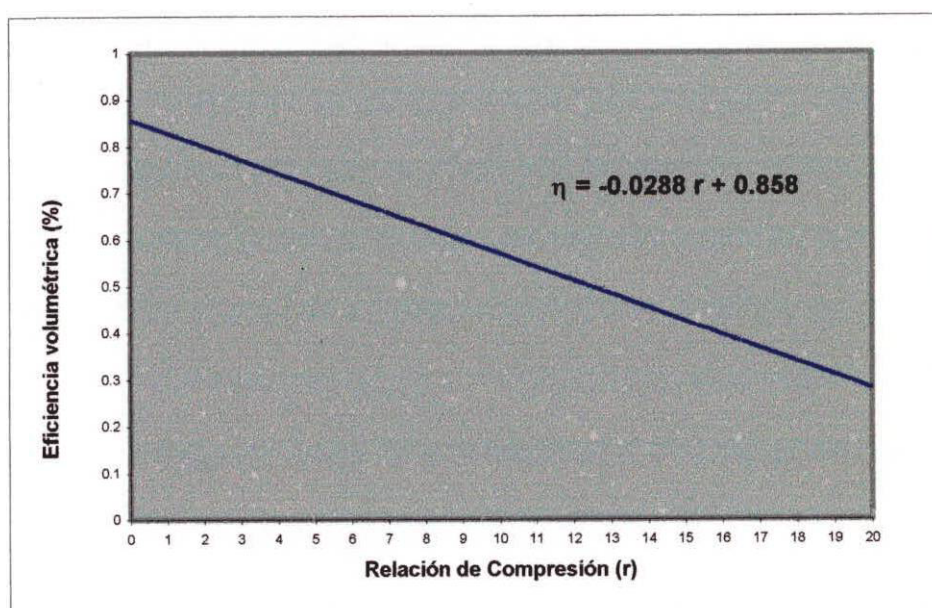


Figura 5.1. Eficiencia volumétrica vs. Relación de compresión

La relación de compresión es igual a:

$$r = \frac{P_{CONDENSACION}}{P_{EVAPORACION}} \quad \text{Ec. 5. 6}$$

r relación de compresión

$P_{CONDENSACION}$ presión de condensación

$P_{EVAPORACION}$ presión de evaporación

$$r = \frac{11.61028}{3.4987}$$

$$r = 3.31$$

Para la figura 5.1 con $r = 3.31$ la eficiencia volumétrica es 0.762

Entonces para la ecuación 5.5 tenemos:

$$P = \frac{887.4929 \cdot (288.3425 - 262.7637)}{(0.762) \cdot (0.8)}$$

$$P = 37239.1787 \text{ KJ/h}$$

$$P = 10336.804 \text{ W}$$

▪ Caudal volumétrico desplazado por el compresor

El caudal volumétrico es obtenido mediante la siguiente relación:

$$\dot{V} = \dot{m} \times v_1 \quad \text{Ec 5. 7}$$

Donde:

$\dot{V}$ caudal volumétrico

$\dot{m}$ flujo másico del refrigerante

v_1 volumen específico del refrigerante en punto 1

$$\dot{V} = 887.4929 \times 0.05308$$

$$\dot{V} = 47.1165 \quad m^3/h$$

▪ Calor Rechazado al medio

El calor rechazado al medio es el calor que es rechazado mediante al condensador.

$$Q_{RECHAZADO} = \dot{m} \cdot (h_2 - h_4) \quad \text{Ec 5. 8}$$

Donde:

$Q_{RECHAZADO}$ calor rechazado por el condensador

$\dot{m}$ flujo másico del refrigerante

h_2 entalpía a la entrada del condensador

h_4 entalpía a la salida del condensador

$$Q_{\text{RECHAZADO}} = 887.4929 \cdot (288.3425 - 103.9428)$$

$$Q_{\text{RECHAZADO}} = 163653.4245 \text{ KJ/h}$$

$$Q_{\text{RECHAZADO}} = 39087.9489 \text{ Kcal/h}$$

$$Q_{\text{RECHAZADO}} = 155010.9083 \text{ BTU/h}$$



CAPITULO 6

6. CALCULO Y SELECCIÓN DE LOS COMPONENTES DEL SISTEMA

6.1 CALCULO Y SELECCIÓN DEL EVAPORADOR

Los evaporadores deben ser correctamente seleccionados de acuerdo a la carga de refrigerante. Un evaporador demasiado grande puede ocasionar bajas velocidades y posible alojamiento de aceite, los demasiado pequeños tendrán una diferencia de temperatura excesiva (Temperatura de evaporación del

refrigerante y la temperatura del medio enfriado). Esta diferencia puede ser determinada por el control de humedad relativa.

El volumen interno de los tubos del evaporador debe mantenerse a un mínimo para mantener la carga del refrigerante del sistema tan baja como sea posible (5). Debido que la caída de presión a bajas temperaturas de evaporación es crítica en lo que a capacidad se refiere es preferible el uso de sistemas múltiples con carreras relativamente cortas, igualmente es necesario que las velocidades del refrigerante en el evaporador sean suficientemente altas para evitar el entrapamiento del aceite.

Los evaporadores son intercambiadores de calor en cuyo interior se produce la vaporización del refrigerante al hacer uso de su calor latente para absorber el calor del medio a enfriar o refrigerar.

Coeficiente Global de Transferencia de Calor

El coeficiente global de transferencia de calor es variable, depende de las características y funcionamiento del evaporador, entre estos tenemos:

- ♦ La naturaleza y estado del refrigerante

- ♦ La naturaleza y dimensiones de los tubos
- ♦ La velocidad y circulación del medio a enfriar
- ♦ La magnitud de la película de aceite y de escarcha
- ♦ La diferencia de temperatura entre el medio a enfriar y el refrigerante a vaporizar.

Tabla XXV
Coeficientes Globales de Transferencia de Calor (16)

Grupo	Tipo		K Kcal/h m ² °C
Enfriadores de Líquido	A Inmersión	Serpentin	60 a 80
			200 a 250
		Parrilla	350 a 400
		Intensivos	500
	Doble tubo y contracorriente		500 a 700
	A chorro		800 a 1200
	Multitubulares	Horizontales	400 a 600
		Verticales	700 a 1200
Enfriadores de Aire	Circulación Natural	Tubos lisos	16 a 20
		Tubos aleteados	6 a 8
		Circulación Forzada	Tubos lisos
			Tubos aleteados

Superficie de evaporación.

El coeficiente global de transferencia de calor K, indica el calor que puede ser absorbido por metro cuadrado de superficie por hora y

por grado de diferencia de temperatura entre la temperatura de vaporización del refrigerante y la del medio a enfriar. (16)

$$S = \frac{Q}{K \times \Delta T} \text{ Ec 6. 1}$$

Donde:

S superficie de transferencia de calor del evaporador m²

Q Calor removido

K coeficiente global de transferencia del evaporador

ΔT diferencia de temperatura entre la temperatura promedio del medio a enfriar y la temperatura de vaporización del refrigerante.

Tabla XXVI
Diferencias de temperatura vs Humedad Relativa (16)

Humedad Relativa	90%	85%	80%	75%
Tubos Lisos [°C]	3	5	7	10
Tubos con aletas [°C]	5 - 6	7 - 8	9 - 10	12 - 13

Entonces en la Ec 6.1:

$$S = \frac{31201.35 \text{ Kcal} / h}{20 \text{ Kcal} / h \cdot m^2 \cdot ^\circ C \times 8^\circ C}$$

$$S = 195 \text{ m}^2$$

El evaporador a ser elegido puede ser el **HHE/HHL 1440** marca **HEATCRAFT**, el cual cumple con las condiciones de diseño.

APÉNDICE J

6.2 CALCULO Y SELECCIÓN DEL CONDENSADOR

Al igual que para el caso del evaporador se calculará el Area de transferencia de calor para el condensador.

$$S = \frac{Q}{K \times \Delta \bar{T}}$$

Donde:

S superficie de transferencia del condensador

K coeficiente global de transferencia del condensador

Q calor rechazado por el condensador

ΔT diferencia entre la temperatura dl refrigerante y la temperatura del medio de condensación

Entonces:

$$S = \frac{39087.9489 \text{ Kcal} / h}{100 \text{ Kcal} / h \cdot m^2 \cdot ^\circ C \times 8^\circ C}$$

$$S = 48.85 m^2$$

El modelo del condensador seleccionado es **HDH1500D6** marca **HEATCRAFT**. APENDICE K.

▪ **Cálculo y Selección del compresor.**

Previamente se han establecido la potencia teórica del motor y el caudal volumétrico que deberá desplazar el compresor, estos valores son:

$$P = 10,336 \text{ KW}$$

$$\dot{V} = 860.86 m^3 / h$$

Se nota que el caudal desplazado es menor que 1500 m³/h. De acuerdo a (16) se recomienda que sean compresores semiherméticos alternativos.

Ahora se calculará la carrera del pistón y el diámetro del mismo para después proceder a calcular el número de cilindros.

$$L = \frac{\vec{v} \times 60}{2 \times n} \quad \text{Ec 6. 2}$$

En donde:

L carrera del pistón

$\vec{v}$ velocidad lineal del pistón

n velocidad de rotación

Se deberá tener presente que:

- La relación L/d entre la carrera del pistón y el diámetro del mismo, para refrigerantes CFC, HCFC Y HFC varia entre el rango de 0.8 a 1.
- La velocidad lineal promedio varia entre 2 a 5 m/s.

Entonces en la Ec. 6.2 tenemos:

$$L = \frac{3 \text{ m/s} \times 60}{2 \times 1750 \text{ rpm}}$$

$$0.051428 \text{ m}$$

Asumiendo que la relación L/d es igual a 0.9 se tiene:

$$d = 0.05714 \text{ m}$$

Ahora se calculará el número de cilindros:

$$Z = \frac{\dot{V}}{\eta_v \cdot \frac{\pi \cdot d^2}{4} \cdot L \cdot n} \quad \text{Ec 6. 3}$$

Donde:

Z numero de pistones

$\dot{V}$ caudal volumétrico desplazado por el compresor

η_v Rendimiento volumétrico

$$Z = \frac{47.1165 \, m^3 / h}{0.8 \times \frac{\pi \cdot 0.05714^2}{4} \times 0.051428 \, m \times 1750 \, rpm \times 60}$$

$$Z = 4.2532$$

El compresor escogido deberá ser uno de 6 cilindros redondeando el resultado anterior, por lo tanto, este será el **6J -22.2Y** marca **BITZER**. APENDICE L.

6.3 SELECCIÓN DE DISPOSITIVOS DE CONTROL AUTOMÁTICO

SEPARADORES DE ACEITE

El diseño correcto de las tuberías de refrigerante y la operación del sistema dentro de sus límites de diseño para mantener velocidades del refrigerante adecuadas, son la única solución para

los problemas de acumulación de aceite, pero un separador, puede ser una ayuda para mantener la lubricación.

Raramente existen condiciones dentro del sistema que no permitan regresar ninguna cantidad de aceite al compresor y aunque sea con bajas velocidades de gas, una fracción del aceite que abandona el compresor será regresado, también debemos considerar que si existen periodos regulares a plena carga o periodos de descongelamiento en los cuales el aceite puede regresar normalmente.

Los separadores de aceite deben ser considerados como una ayuda al sistema pero no como una solución total, estos nunca son un 100% eficientes, su eficiencia puede ser tan baja como el 50% dependiendo de las condiciones de operación del sistema.

Si el separador está expuesto a la temperatura ambiente exterior, se lo deberá aislar para evitar problemas de condensación.

CRISTAL MIRILLA E INDICADOR DE HUMEDAD (INDICADOR DE LÍQUIDO)

Una combinación de cristal mirilla e indicador de humedad es indispensable para facilitar el mantenimiento, este es un método conveniente para determinar la carga de refrigerante, mostrando

burbujas cuando la carga es insuficiente y un haz de flujo único cuando la carga es suficiente (5). APENDICE M.

VÁLVULA SOLENOIDE DE LA LÍNEA DE LÍQUIDO

Una válvula solenoide de líquido es recomendable para todos los sistemas instalados con cargas grandes, esencialmente cuando un sistema contiene una carga que excede de la proporción 3 libras/Hp del motor (5).

La función de la válvula solenoide será la de evitar la alimentación continua al evaporador a través de la válvula de expansión o tubo capilar cuando el compresor no opera y controlará la migración del refrigerante líquido al receptor.

FILTROS DE SUCCIÓN.

Para toda instalación es recomendable el uso de un filtro de succión, este removerá efectivamente los contaminantes del sistema que penetraron cuando se hizo la instalación y además servirá para mantener limpio de impurezas al compresor durante la operación.

CONTROL DE PRESIÓN DE ACEITE.

Un gran porcentaje de todas las fallas de los compresores se deben a pérdidas de lubricación adecuada, esta puede deberse a

falta de aceite en el sistema, arrastre de aceite al evaporador o diámetros de tubería de succión insuficientes para la velocidad del refrigerante, falta de refrigerante, migración o inundación de refrigerante al cárter del compresor, falla de la bomba de aceite u operación inadecuada de los dispositivos de control del refrigerante (5).

El control opera con un diferencial de presión entre la presión de descarga de la bomba y la presión del cárter, y los dos minutos de disparo servirán para evitar que el compresor se pare durante las fluctuaciones de la presión de aceite al arranque.

Una paralización debida al control de seguridad de presión de aceite es una señal de advertencia o precaución de que el sistema ha estado operando sin la lubricación adecuada durante dos minutos.

El control de seguridad de presión de aceite no protegerá contra todos los fallos, este no tiene la capacidad de detectar cuando se esta bombeando aceite o una combinación de aceite y refrigerante.

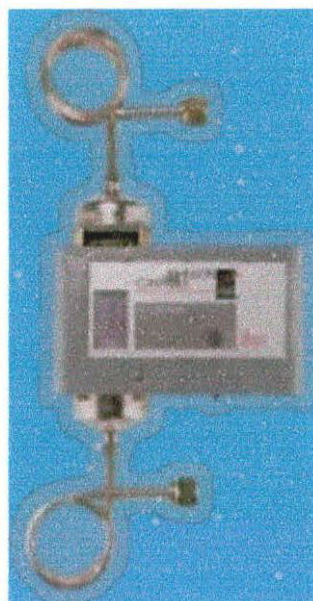


Figura 6. 1 Control de Presión de aceite P28AA

FILTRO DESHIDRATADOR DE LA LÍNEA DE LÍQUIDO.

Este dispositivo deberá ser usado en toda instalación. La humedad puede ser un factor que de muchas formas puede causar daños al sistema por lo que la reducción de la humedad a un nivel aceptable puede permitir una vida más prolongada del compresor y disminuir las reacciones violentas.

El desecante usado debe ser capaz de eliminar la humedad a un extremo bajo y aún más, debe ser del tipo que permita eliminar una cantidad razonable de acidez, siendo también muy importante que esté equipado con un filtro excelente que evite la circulación del carbón y partículas extrañas (5)

VALVULA DE EXPANSIÓN.

Son dispositivos destinados a expandir isentálpicamente el refrigerante realizando una laminación del mismo, pueden ser de dos tipos:

- Automáticas
- Termostáticas

Las primeras son accionadas por la presión de aspiración.

Y las Termostáticas accionadas a la vez por presión de aspiración y por temperatura de los gases que salen del evaporador.

APENDICE N.

CONTROLES DE ALTA Y BAJA PRESIÓN

En todo diseño de un sistema de enfriamiento enfriado por aire realizado correctamente se recomienda el uso de controles de alta y baja presión desde 1 HP hasta capacidades superiores.

Una de las causas más frecuentes de que el motor se sobrecaliente y la lubricación sea deficiente es la operación del compresor a presiones de succión excesivamente bajas.





**Figura 6. 2 Control de interrupción por baja presión
P29NC-3**



**Figura 6. 3 Control de interrupción por alta
presión P70DA**

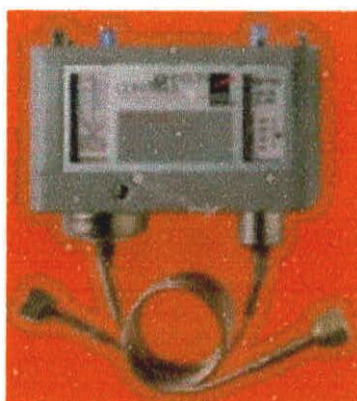


Figura 6. 4 Control de presión doble P70SA-1

TERMOSTATOS

Estos pueden actuar ya sea como aparatos de regulación o como órganos de seguridad; entre los primeros encontramos los termostatos de ambiente para el control de temperaturas de las cámaras frigoríficas y entre los segundos los termostatos de control de recalentamiento de compresores.



Figura 6. 5 Control de temperatura A19ABC-24

6.4 CALCULO Y DIMENSIONAMIENTO DE LA TUBERÍA DEL EQUIPO FRIGORÍFICO

El diseño de sistemas para tuberías de refrigeración es una muy importante en toda instalación. Se desearía tener una máximo de capacidad, mínimo costo, retorno de aceite adecuado, mínimo consumo de electricidad, mínima carga de refrigerante, bajo nivel de ruido, un control de líquido adecuado. Estas necesidades no pueden ser satisfechas correctamente puesto que algunas de ellas se contraponen directamente.

La caída de presión del refrigerante tiende a reducir la capacidad y aumentar los requerimientos de potencia por lo que se las deberá evitar en lo posible, la magnitud de esta variará dependiendo del segmento de tubería que se trate.

Pero la caída de presión no es el único criterio de mayor importancia, son las velocidades. El tamaño de la válvula de servicio instalada en los compresores o el tamaño de la conexión de un condensador, no indica el tamaño de la tubería a usarse. Es muy probable que la línea de refrigerante pueda ser de mayor o

menor diámetro que la de las conexiones de varios componentes del sistema, en tal caso será necesario el uso de reductores.

6.4.1. Materiales de las tuberías

Para el diseño de una tubería se debe tener en cuenta el material que se va a utilizar, en el caso de los refrigerantes HCFs es recomendable el uso de tubería de cobre puesto que este material no reacciona con estos refrigerantes. En instalaciones con R-12, R-22 Y R-502 las tuberías de cobre son casi siempre empleadas.

6.4.2. Tipos de Tuberías

La tubería de cobre puede ser obtenida en tres espesores de pared, los cuales son conocidos como tipos K, L y M.

El tipo K es el más comúnmente usado en refrigeración. El tipo M es de espesor muy delgado para las presiones manejadas. En la industria el diámetro se expresa por el diámetro exterior.

6.4.3. Cálculo de las Tuberías

- **Calculo de la Tubería de Líquido**

Para calcular el diámetro de la tubería se utilizará la siguiente ecuación:

$$\dot{m} = \rho \cdot \vec{V} \cdot A \quad \text{Ec 6. 4}$$

Donde:

$\dot{m}$ flujo másico del refrigerante = 887.4929
kg/h

ρ densidad del refrigerante = 1113 kg/m³

$\vec{V}$ velocidad del refrigerante en la tubería =
0.7 m/s (16)

A área transversal de la tubería

$$d = 2 \cdot \sqrt{\frac{\dot{m}}{\rho \cdot \vec{V} \cdot \pi}}$$

$$d = 2 \cdot \sqrt{\frac{887.4929 \text{ Kg/h}}{1113 \text{ kg/m}^3 \cdot 0.7 \text{ m/s} \cdot \pi \cdot 3600}}$$

$$d = 0.02 \text{ m}$$

$$d = 20.07 \text{ mm}$$

$$d = 7/8 \text{ in}$$

- **Cálculo de la tubería de aspiración**

Se utilizara la Ec 6.4 sabiendo que:

$$\dot{m} = 887.4929 \text{ kg/h}$$

$$\vec{V} = 13 \text{ m/s (16)}$$

$$\rho = 16.86 \text{ kg/m}^3$$

$$d = 2 \cdot \sqrt{\frac{887.4929 \text{ Kg/h}}{16.86 \text{ kg/m}^3 \cdot 13 \text{ m/s} \cdot \pi \cdot 3600}}$$

$$d = 0.03784 \text{ m}$$

$$d = 37.8430 \text{ mm}$$

$$d = 1 \frac{1}{2} \text{ in}$$

- **Calculo de la tubería de descarga**

Se usará la Ec 6.4 sabiendo que:

$$\dot{m} = 887.4929 \text{ kg/h}$$

$$\vec{V} = 15 \text{ m/s (16)}$$

$$\rho = 54.89 \text{ kg/m}^3$$

$$d = 2 \cdot \sqrt{\frac{887.4929 \text{ Kg} / h}{54.89 \text{ kg} / m^3 \cdot 18 \text{ m} / s \cdot \pi \cdot 3600}}$$

$$d = 0.01952 \text{ m}$$

$$d = 19.5251 \text{ mm}$$

$$d = 3/4 \text{ in}$$

6.4.4. Cálculo y selección del aislamiento

La función principal del aislamiento en la tubería es evitar las pérdidas de eficiencia. El tramo a ser aislado es el comprendido entre el evaporador y condensador es decir la tubería de aspiración.

Los aislantes en el mercado pueden ser conseguidos de las siguientes formas:

- Casquillos, para tuberías de diámetro pequeño
- Duelas o planchas para tuberías de diámetro amplio
- Tubo como es el caso del Armaflex o Rubatex

Para realizar el cálculo del espesor del aislamiento necesitamos conocer los siguientes datos:

$$d_{no\ min\ al} = 1\ \frac{1}{2}\ in = 38.1\ mm$$

$$T_{operación} = 5^{\circ}C = 41^{\circ}F$$

$$T_A = 32^{\circ}C$$

$$HR_A = 80\%$$



El procedimiento para encontrar el espesor es el siguiente:

- Mediante el uso del nomograma del APENDICE G, se traza una línea que una T_A y HR y se encuentra la Temperatura de Rocío (LINEA 1)
- Luego se dibuja una línea que una la Temperatura de Rocío con la $T_{operación}$ (LINEA 2)
- Después se unen los puntos de intersección de la LÍNEA 1 con la escala λ y la LINEA 2 con la escala X_f (LINEA 3).
- Se procede a dibujar la línea que une el valor de λ del material aislante con la intersección de la LÍNEA 3 y la línea P, esta deberá avanzar hasta la escala X_f .

- Finalmente se traza la línea que une el valor de X_r con el valor del diámetro nominal del tubo, esta intercepta la escala X_p resultando el valor del espesor mínimo del aislamiento.

El espesor del aislamiento necesario es igual a 21 mm, por lo que se instalará un aislante con un **espesor de 1 pulgada**.

CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

- 1 El mango se ha convertido en uno de los productos no tradicionales de mayor importancia en lo que tiene que ver a exportación.
- 2 La inversión inicial de producción es elevada pues la primera cosecha se la realizará a los cuatro años.
3. Existen más de 1000 variedades de mango introducidas al país, de las que se han escogido para exportar: Tommy Atkins, Haden, Kent, Keitt y en una pequeña proporción, Van Dyke e Irwin, tomando en consideración el sabor y tamaño, para satisfacer la demanda de sofisticados clientes internacionales

4. La fruta antes de ser colocada en las cajas para exportación es sometida a un estricto control de calidad, para detectar defectos del producto y luego a un proceso de calentamiento, para evitar enfermedades postcosecha.
5. La cámara de conservación se diseñó para una capacidad de 66 pallets, promedio de producción semanal por hacienda exportadora.
6. El aislamiento de las paredes y la puerta tendrá un espesor de 8 cm y el del techo de 9 cm, espesores necesarios para mantener condiciones de humedad y temperatura apropiadas para la correcta conservación de la fruta.
7. El equipo ha de ser instalado deberá tener una capacidad de 11 TONELADAS DE REFRIGERACIÓN.
8. El modelo de compresor seleccionado es **6J -22.2Y** marca **BITZER**
9. El modelo del evaporador es **HHE/HHL 1440** marca **HEATCRAFT**.
- 10 El modelo del condensador seleccionado es **HDH1500D6** marca **HEATCRAFT**.

11. La cámara de conservación debe ser construida con las características estipuladas, para optimizar su rendimiento y duración

APENDICE A

DATOS DE KILOS EXPORTADOS DIVIDIDOS POR EXPORTADOR/MES

Tabla A1 Resumen por exportador Octubre 1998 (Empresa de manifiestos)

Exportador	Bultos	Kilos Brutos
INDUSTRIAL PESQUERA SANTA PRISCILA	13167	65835
PRECEXPORT S.A.	1073	4354
LIBIA PIÑERES CHAMBERS	450	

Tabla A2 .Resumen por exportador Noviembre de 1998 (EM)

Exportador	Bultos	Kilos Brutos
EXPORTACIONES DUREXPORT S.A.	125664	565487
EXPORTADORA BANANERA NOBOA S.A. "EBN"	31680	156156
INDUSTRIAL PESQUERA SANTA PRISCILA	120821	525950
LIBIA PIÑERES CHAMBERS	65287	321656
MANGOLITE S.A.	44880	195222
ADIMAXA S.A.	39528	181307
WINSTON VERDUGA VALLEJO	70416	316873
NATRADE S.A. / NATIONAL TRADING	26928	121176
PIVANO S.A.	17280	72576
HERNAN ZALDUMBIDE (ECUADOR)	8808	36528
CONGRUEP S.A.	22440	100980
TELESIGNOS C.LTD.	4488	19298
DAVILA Y CURRILLOS CIA LTDA.	8968	39010
TROPICAL FRUIT TRADING (ECUADOR)	4096	18432
METROTRADE S.A. (ECUADOR)	4491	19298
RUBEN ARTURO OLIVO O.	8976	40392
ING. AGRON. ADOLFO RODRIGUEZ M.	4308	19386
FRUTERA DEL PACIFICO. LTDA.	210	

Tabla A3 Resumen por exportador Diciembre de 1998

Exportador	Bultos	Kilos Brutos
EXPORTACIONES DUEREXPORT S.A.	664224	2989006
LIBIA PIÑERES CHAMES	300958	1316066
EXPORTADORA BANANERA NOBOA S.A. "EBN"	103224	485520
ADIMAXA S.A.	112392	513962
WINSTON VERDUGA VALLEJO	223080	958716
INDUSTRIAL PESQUERA SANTA PRISCILA	173026	808850
MANGOLITE S.A.	71808	318648
NATRADE S.A. / NATIONAL TRADING	53856	240108
PIVANO S.A.	60024	252095
AURELIO SAN NICOLAS ROSIQUE	35904	161568
DAVILA Y CURRILLOS CIA. LTDA.	33000	143548
HERNAN ZALDUMBIDE (ECUADOR)	13296	56724
RUBEN ARTURO OLIVO O.	37020	166590
RAMON E NAVARRO E.	17554	78948
EXOFRUIT INV AGRICOLAS Y GANADERAS GUAYAS	13464	60588
RAFAEL DILLON MANTILLA	13732	58831
CONGRUEP S.A.	17952	80784
EUGENIA V. WHITER C.	4320	18576
TELESIGNOS C. LTD.	4320	18576
TROPICAL FRUIT TRADING (ECUADOR)	4096	18432

SUCRE RODRIGUEZ MATOS	4752	20671
METROTRADE S.A. (ECUADOR)	4320	19298
ING AGRON. ADOLFO REODRIGUEZ M.	8080	39636
TERELSA S.A.	4488	20196
FRUTERA DEL PACIFICO Q & Q CIA LTDA.	630	
EXPORTADORA E IMPORTADORA DE FRUTAS EXIMFRUT S.A.	4272	21360
VITELMO L. VILLAVIZAR	1	50000
TO THE ORDER	4752	20979

Tabla A4. Resumen por exportador Enero de 1999

Exportador	Bultos	Kilos Brutos
EXPORTACIONES DUREXPORT S.A.	185396	834282
LIBIA PIÑERES CHAMES	157596	686205
PIVANO S.A.	98472	413583
INDUSTRIAL PESQUERA SANTA PRISCILA	118483	592415
ADIMAXA S.A.	45963	209104
NATRADE S.A.A/NATIONAL TRADING	40392	181764
WINSTON VERDUGA VALLEJO	66528	299376
METROTRADE S.A. (ECUADOR)	29722	130157
MANGOLITE S.A.	22440	100980
TERELSA S.A.	22440	100980
EXOFRUIT INV. AGRICOLAS Y GANADERAS CUAYAS	8976	40392
EXPORTADORA BANANERA NOBOA "EBN"	4488	20400
FRUTERA JAMBELI FRUJASA C.A.	4488	20400
DAVILA Y CURRILLOS CIA. LTDA.	9504	41342
RAMON E. NAVARRO E.	8976	40392
TROPICAL FRUIT TRADING (ECUADOR)	4096	17817
EXPOLATINA S.A.	4752	20963
RAFAEL DILLOS MANTILLA	4764	20008
RIZZO REYES FRANSISCO	4488	17952
EXPPORTADORA E IMPORTADORA DE	4488	22440

FRUTAS EXIMFRUT S.A.		
ANGEL ROJAS AYALA	2155	9051

Tabla A5. Resumen por exportador Febrero de 1999

Exportador	Bultos	Kilos Brutos
NATRADE S.A. / NATIONAL TRADING	40392	181764
PIVANO S.A.	14256	59874
INDUSTRIAL PESQUERA SANTA PRISCILA	18074	91292
METROTRADE S.A. (ECUADOR)	7557	33392
LIBIA PIÑERES CHAMES	4560	19836
WINSTON VERDUGA VALLEJO	4044	18198

Tabla A6. Resumen por exportador Marzo de 1999

Exportador	Bultos	Kilos Brutos
LIBIA PIÑERES CHAMES	4488	19522

APENDICE B

LISTADO DE EXPORTADORES DE MANGO Y PRODUCTOS ELABORADOS DEL MISMO

<http://www.corpei.org/OfertaExportable/mango/index.htm>

webmaster@corpei.org

<http://www.corpei.org/OfertaExportable/lista/exporMango.htm>

LISTA DE EXPORTADORES DE MANGO

EMPRESA	REPRESENTANTE	DIRECCION	TELEFONO	CIUDAD
ADIMAXA	Alex Olsen	Km. 26.5 vía a la Costa	(593-4) 871996 /5	Guayaquil
AGRÍCOLA BALZAR Cía. Ltda.	WALTER MANOSALVAS	Panamericana Norte km. 8	(593-2) 471829	Quito
DOLE/UBESA	ARAGON inesm@uio.satnet.net RENATO ACUÑA	Av. Las Monjas 10 y Av. C.J. Arosemena	(593-4) 204850	Guayaquil
DUPLINSA S.A..	Bustamante Morán Freddy duplinsa@gve.satnet.net	Via Daule Km. 10.5	(593-4) 253179 252051 251601	Guayaquil
DUREXPORTA	OSCAR ORRANTIA durexpor@srv1.telconet.net	Km. 14 1/2 vía a Daule frente a DUREX	(593-4) 893652 893651/ 741	Guayaquil
EXOFRUT INV.	FERNANDO VALDANO exofrut@impsat.net.ec fvaldano@ecua.net.ec	Km. 19,5 vía a la Costa	(593-4) 871040 871044	Guayaquil
EXPORTADORA BANANERA NOBOA	ROBERTO MASPONS rmaspons@bonita.com	El Oro 101 y la Ría	(593-4) 442055	Guayaquil
FRUIT PACK	LUIS PULIDO fruitpac@impsat.net.ec	Km. 26.5 vía a la Costa	(593-4) 871996 /5	Guayaquil
FRUTADING S.A.	DAVID MOYA / DR. ESTEBAN PEREZ proserfl@proserfin.com.ec ftt@hoy.net	Av. Patria 640 y Amazonas piso 4 of. 1003	(593-2) 563342 509832 501289	Quito
IMAGROSA	Adolfo Rodríguez Matos - arodrig@gu.pro.ec	Av. Juan Tanca Marengo a 500 m de Edif. Imagrosa	(593-4) 284700 292409	Guayaquil
INCOAGRO	ESTUARDO QUIROLA	Circunvalación Sur 205 y Unica	(593-4) 386897	Guayaquil
IND. PESQUERA SANTA PRISCILLA	TONY SAMAN	Chile 602 y 10 de Agosto	(593-4) 325632 /33	Guayaquil
LIBIA PIÑEROS CHAME	RICARDO GONZALEZ	Km. 13.5 vía a Daule	(593-4) 256745 253851	Guayaquil
MANGOLITE S.A.	GILBERTO ESCOBAR mangrico@ecua.net.ec	FCO. DE Orellana, calle 3ra. transversal #300, junto a Juan Marcet	(593-4) 283400	Guayaquil
NATRADE	ALFONSO TRUJILLO	Pascuales km. 14 1/2 atrás de DUREX	(593-4) 898247 /9	Guayaquil
PIVANO EL ROSARIO	SERGIO CEDEÑO agrdivision@mail.ersa.com.ec ivaque@mail.ersa.com.ec	Av. Domingo Comín s/n P.J. Boloña	(593-4) 447448 445903	Guayaquil
PRECEXPORT	CECILIO JALIL * MARIUXI MASSINI	Aguirre 2115 y Carchi	(593-4) 452079/ 131; 132	Guayaquil
RAMON E. NAVARRO	RAMON NAVARRO rnavarro@ecua.net.ec	Fco. De P. Ycaza 407 y Gral. Córdova	(593-4) 314009	Guayaquil
RUBEN OLIVO	RUBEN OLIVO	Calle G 705 Oeste y la Octava	(593-4) 291694	Guayaquil
SUCRE RODRIGUEZ MATOS	SUCRE RODRIGUEZ	Km. 22,5 vía Daule	(593-4) 267719	Guayaquil
TERELSA	TERELSA / FRANCISCO RIZZO prizzo@gu.pro.ec terelsa@gve.satnet.net	Km. 23 vía Perimetral frente a SUPAN	(593-4) 262839 257372 (593-9) 741716	Guayaquil

WINSTON VERDUGA FLEVI S.A CC EL TERMINAL Bloque B local (593-4) 297245 Guayaquil
33 y 34

webmaster@corpei.org

<http://www.corpei.org/OfertaExportable/lista/elaborados/mangodeshi.htm>

EMPRESA		TELEFONO	DIRECCION	CIUDAD
Compañía Industrial	Frutas del Ecuador S.A.	(593-4) 350691	Av. Segunda y calle primera Mapasingue Oeste	Guayaquil
frutase1@gve.ipse.net		(593-4) 350808		
Confoco S.A.	confofi@impsat.net.ec	(593-4) 566 527	Baquerizo Moreno 1119 y 9 de Octubre	Guayaquil
confosal@impsat.net.ec				

<http://www.corpei.org/OfertaExportable/lista/elaborados/mangulpulp.htm>

Mango puré

EMPRESA		TELEFONO	DIRECCION	CIUDAD
Confoco S.A.	confosal@impsat.net.ec	(593-4) 566 527	Baquerizo Moreno 1119 y 9 de Octubre	Guayaquil
ECUAPLANTATION S.A.		(593-4) 800 888	Vía Durán Tambo km. 4.5	Guayaquil
lanec1@ecua.net.ec lanec2@ecua.net.ec		812 015		

<http://www.corpei.org/OfertaExportable/lista/elaborados/mangjugconc.htm>

Jugo de mango

EMPRESA	REPRESENTANTE	CARGO	DIRECCIÓN	TELEFONO	CIUDAD
Quicornac S.A.				(593-4) 861 980	Guayaquil
www.quicornac.com					
Tropifrutas S.A.	Germán López	Gerente	Km 12.5 Vía Daule intersección con la Av.	(593-4) 255 300	Guayaquil
glopez@telconet.net		General	Marcel Laniado de Wind		
tropifru@tropifrutas.com					

<http://www.corpei.org/OfertaExportable/lista/elaborados/mangoesen.htm>

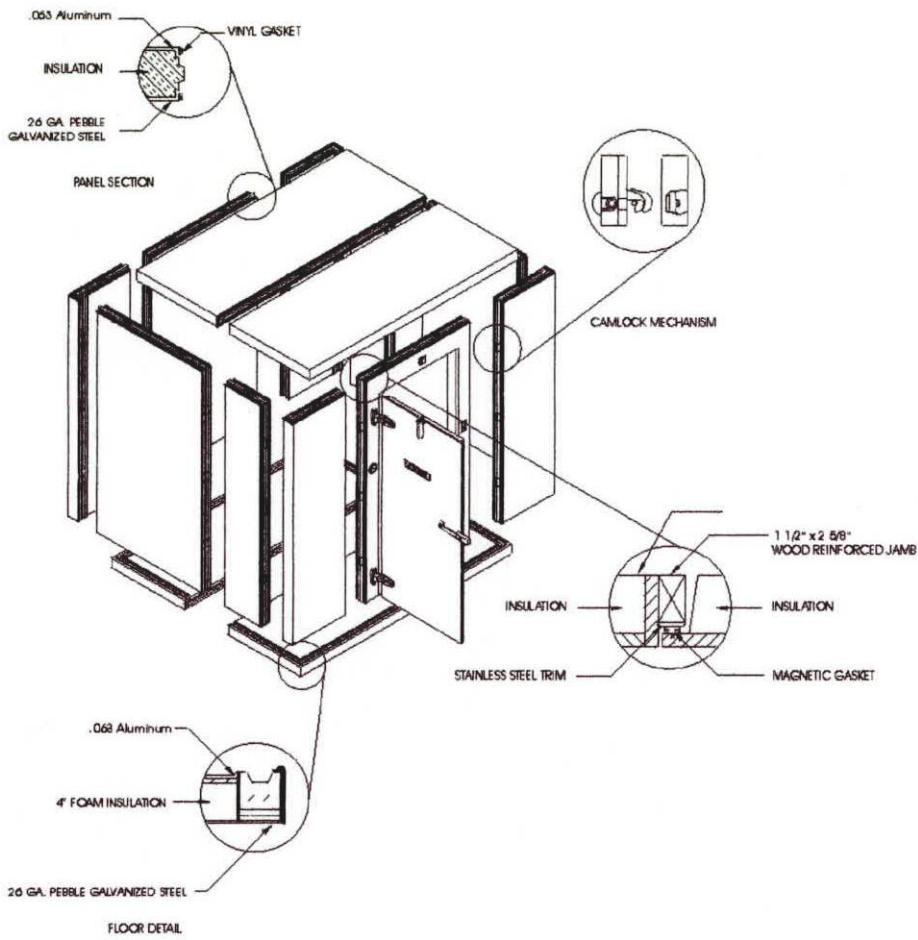
Esencia de mango

EMPRESA	TELEFONO	FAX	DIRECCION	CIUDAD
Confoco S.A.	(593-4) 566 527	(593-4) 561 541	Baquerizo Moreno 1119 y 9 de Octubre	Guayaquil
confosal@impsat.net.ec				

APENDICE C

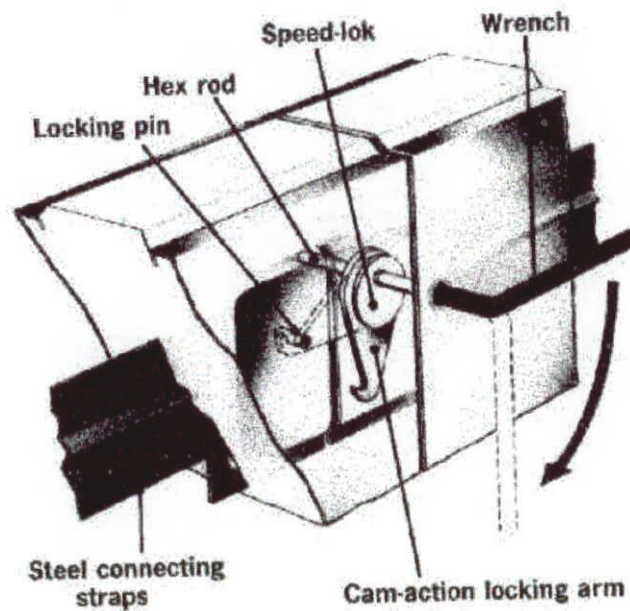
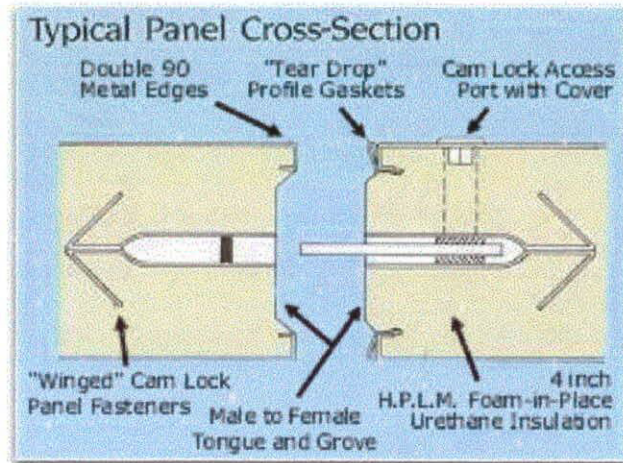
PANELES PREFABRICADOS

FEATURES



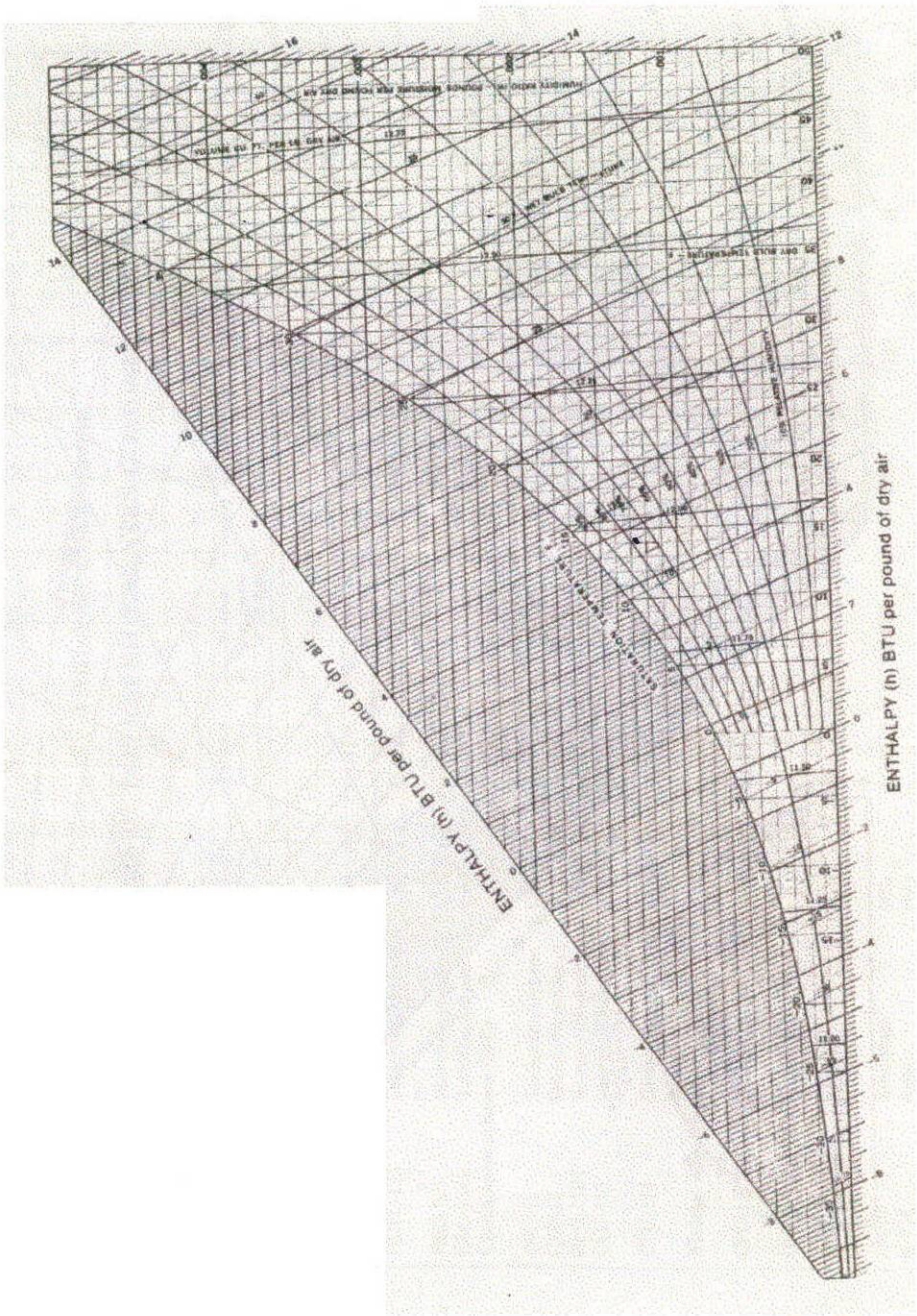
APENDICE D

GANCHOS DE SUJECCIÓN ENTRE PANELES



APENDICE E

CARTA PSICROMETRICA



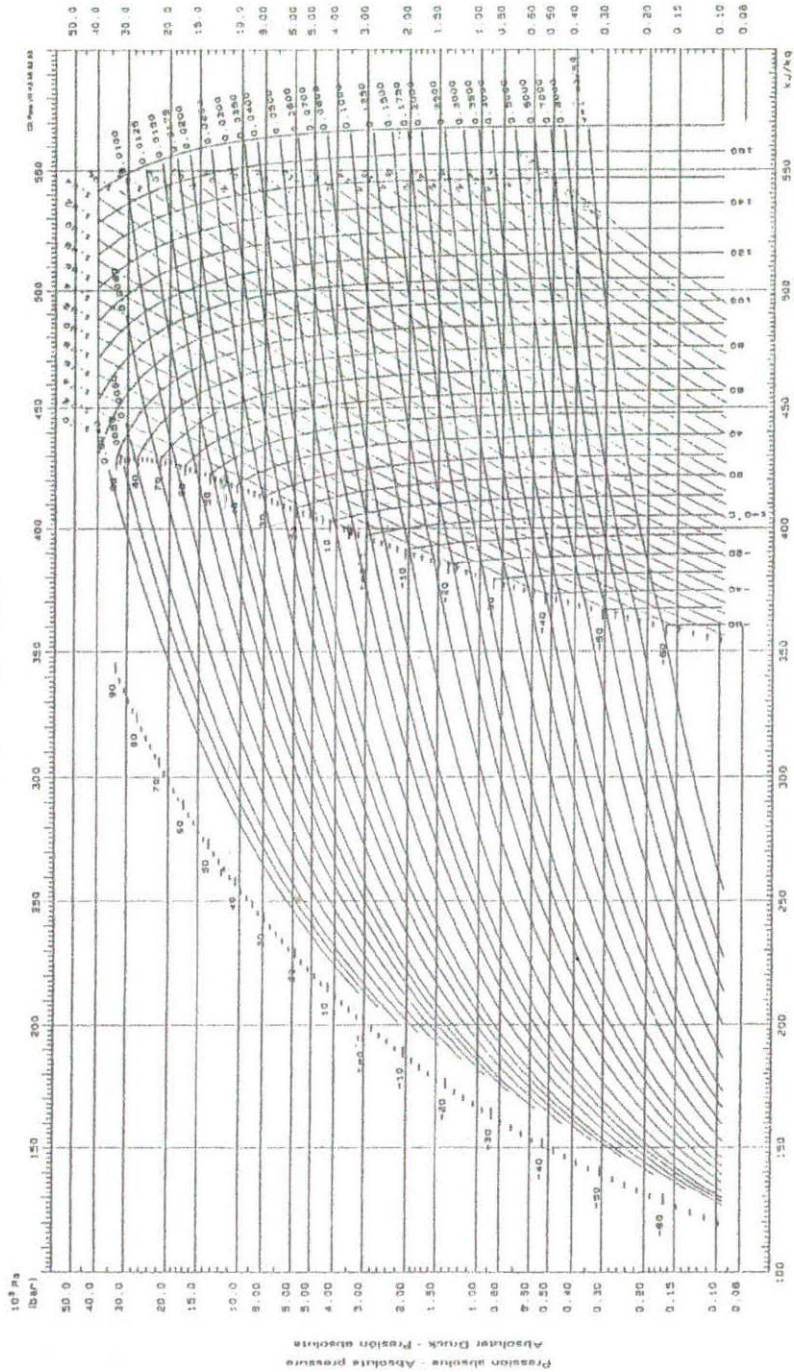
APENDICE F

DIAGRAMA PRESIÓN ENTALPIA R 134a

dehon service
LE SERVICE AVANT TOUT.

HFA 134a

(1, 1, 1, 2 Tétrafluoroéthylène)



Cet état est réservé au Service
Appareils frigorifiques
de la Direction Générale

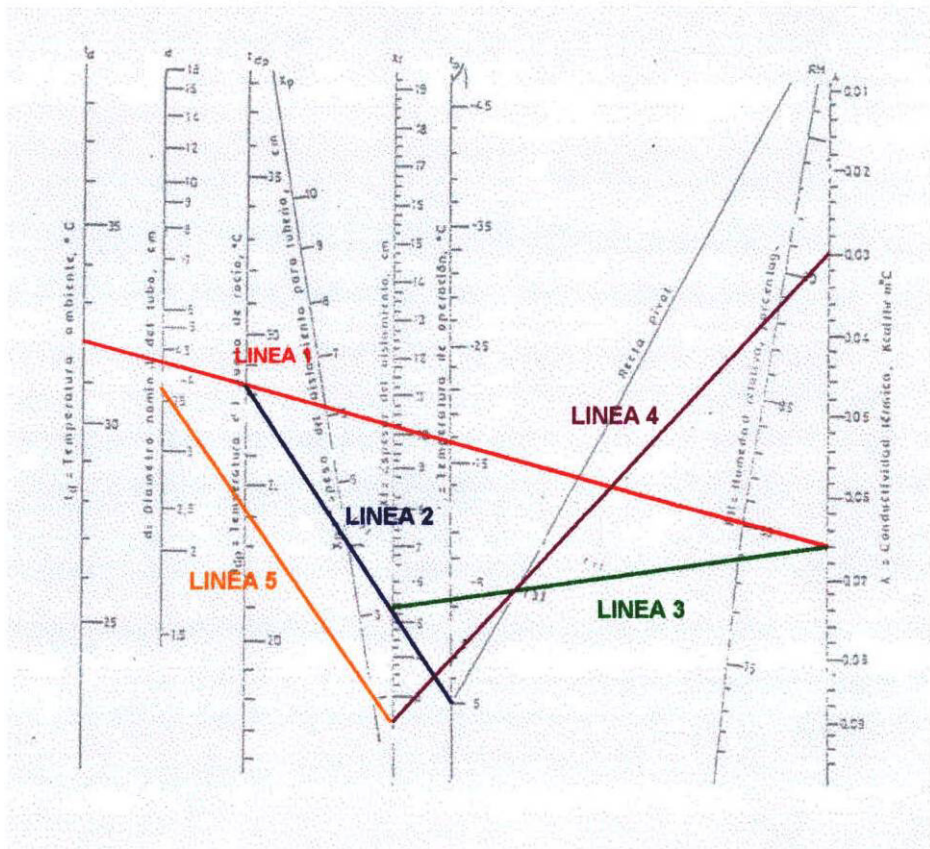
Entalpie massique - Specific enthalpy
Spécifique Entalpie - Entalpie específica

Copyright Dehon Service 1988
Dessiné et gravé
20, Avenue du Port Port, 94403 Vincennes Cedex
Tél. 01 47 08 14 00 - 01 47 08 14 01



APENDICE G

NOMOGRAMA PARA CALCULAR EL ESPESOR DEL AISLAMIENTO



Fuente: Tesis de Grado Ing. Johnny Andino, ESPOL, 1985

APENDICE H

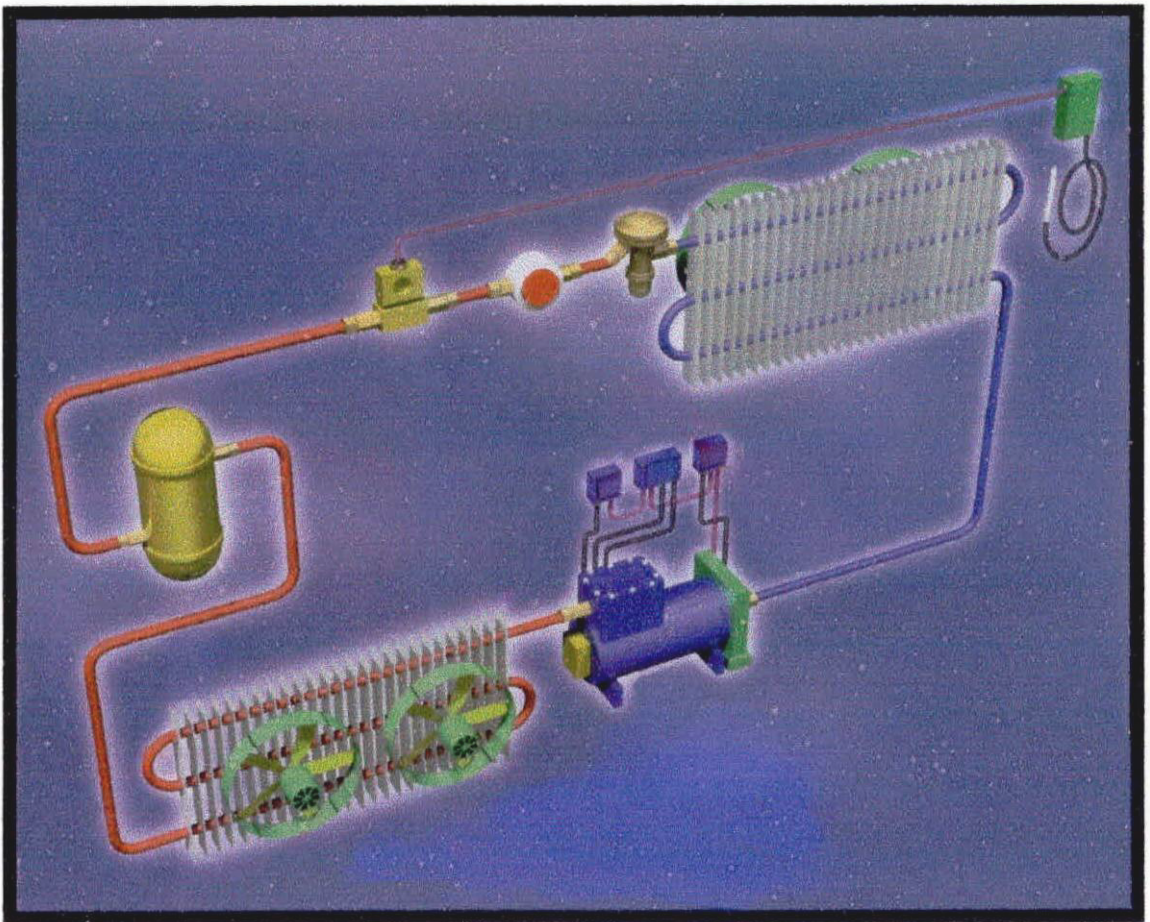
PROPIEDADES DE LOS REFRIGERANTES

	Formula Química	Volumen específico de vapor m ³ /kg	Desplaza de compresor m ³ /refricton	Consumo de Poder refricton	Temperatura critica °C	Toxicidad	Flamabilidad	Seguridad
Hidroclorofluorocarbonos HCFCs y Hidrofluorocarbonos HFCs								
HCFC-22	Clorodifluorometano no	CHClF ₂	0.041	3.245	0.696	96	A	No A1
HCFC-123	Diclorotrifluorometano no	CHCl ₂ CF ₃	0.367		0.656		B	No B1
HFC-125	Pentafluorometano	CHF ₃ CF ₃	0.020			66	A	No A1
HFC-134a	Tetrafluorometano	CF ₃ CH ₂ F	0.059		0.689	101	A	No A1
Clorofluorocarbonos CFCs								
CFC-11	Triclorofluorometano	CCL ₃ F	0.338	26.94	0.636	198	A	No A1
CFC-12	Diclorodifluorometano	CCL ₂ F ₂	0.049	5.223	0.689	112	A	No A1
BFC-13B1	Bromotrifluorometano	CBF ₃	0.075			67	A	No A1
CFC-113	Triclorotrifluorometano	CCL ₂ FCF ₃	0.668	67.20	0.71	214	A	No A1
CFC-114	Diclorotetrafluorometano	CF ₃ CF ₂ CF ₃	0.126	16.26	0.738	145.7	A	No A1
Mezclas Azeotrópicas								
CFC-12/HFC-152a(73.8/26.2)			0.049	6.151	0.692	105.5	A	No A1
HCFC-22/CFC-11(48.8/51.2)							A	No A1
Compuestos Inorgánicos								
R-717	Amoníaco	NH ₃	0.248	2.888	0.653	133	B	Si B1
R-718	Agua	H ₂ O						No
R-729	Aire							No

	Formula Química	Masa Molecular	Potencial de Destrucción Ozono (ODP)	Potencial de Calentamiento Global	de Presión de Evaporación, kg / cm ²	de Presión de Condensación, kg / cm ²	Relación de compresión	Efecto de Refrigeración kcal / kg
Hidroclorofluorocarbonos HCFCs y Hidrofluorocarbonos HFCs								
HCFC-22	Clorodifluorometano no	CHClF ₂ 86.48	0.05	0.46	5.746	14.105	2.46	38.33
HCFC-123	Diclorotrifluorometano no	CHCl ₂ CF ₃ 153.0	0.02	0.02	0.406	1.436	3.59	
HFC-125	Pentafluorometano	CHF ₃ CF ₃ 120.02	0.0	0.84	7.868	19.376	2.46	20.22
HFC-134a	Tetrafluorometano	CF ₃ CH ₂ F 102.3	0.0	0.26	3.486	9.723	2.79	
Clorofluorocarbonos CFCs								
CFC-11	Triclorofluorometano	CCl ₃ F 137.38	1.00	1.00	0.484	1.614	3.33	38.05
CFC-12	Diclorodifluorometano	CCl ₂ F ₂ 120.93	1.00	3.20	3.568	9.043	2.53	28.05
BFC-13B1	Bromotrifluorometano	CFBrF ₂ 148.93	10					
CFC-113	Triclorotrifluorometano	CCl ₂ FCFCl 187.39	0.80	4.95	0.184	0.714	3.87	30.05
CFC-114	Diclorotetrafluoroetano ano	CF ₃ CF ₂ CF ₃ 176.94	1.00	10.60	1.041	3.157	3.03	23.61
Mezclas Azeotrópicas								
CFC-12/HFC152a(73.8/26.2)		99.31			4.190	10.693	2.55	33.61
HCFC-22/CFCl ₃ (48.8/51.2)		111.63						
Compuestos Inorgánicos								
R-717	Amoníaco	NH ₃ 17.03	0	0	5.036	14.476	2.87	259.6
R-718	Agua	H ₂ O 18.02	0					
R-729	Aire	28.97	0					

APENDICE I

CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN



APENDICE J

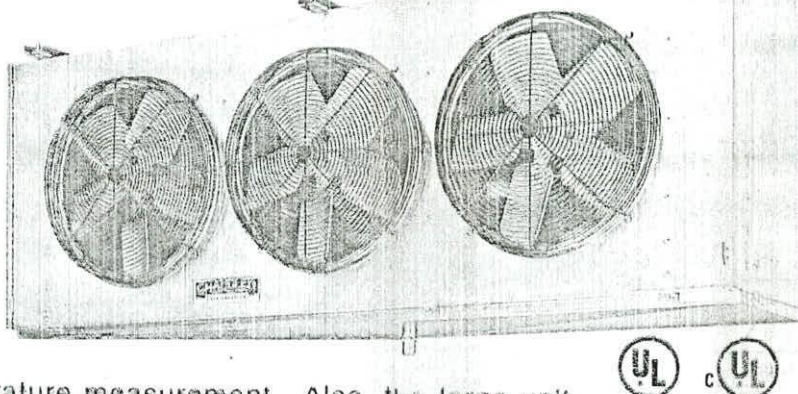
CATALOGO DE EVAPORADORES

Unit Coolers

High Profile Unit Cooler Model HHE/HHL

Models HHE/HHL large unit coolers are ideal for warehouse cooler/freezer applications. With a wide capacity range and the patented **Thermo-Flex™** coil design, these large unit coolers provide efficient, reliable operation. Features include a mill finish aluminum cabinet, 850 rpm motors for low noise and reliability, liquid line solenoid wiring harness for faster installation, suction Schrader fitting for easier suction temperature measurement. Also, the large unit coolers have captive fasteners on access panels for easy servicing - no fumbling with loose bolts and nuts. All of the HHE/HHL models have a standardized terminal board for easier field wiring.

Options include high cfm motor and fan combinations, totally enclosed motors, low temp motors for blast cooling and freezing, long air throw collars for large warehouse/industrial applications, and insulated drain pans.



HHE/HHL Model No.	Capacity BTUH	CFM	Qty.	Motor Data								Connections (in.)				Dimensions (in.)			Approx. Ship Wt. (Lbs.)
				208-230/1/60		208-230/3/60	460/1/60		458/3/60	575/3/60	Coil inlet	Suct.	Ext. Equal.	Drain	L	H	W		
				Wired 1 ph.	Wired 3 ph.		Wired 1 ph.	Wired 3 ph.											
450	45000	9400	2	6.4	---	5.2	3.4	---	2.6	1.8	1 1/8	1 1/8	1/4	1 1/4	83 3/32	37 7/16	26 1/4	425	
550	65000	9000	2	6.4	---	5.2	3.4	---	2.6	1.8	1 1/8	1 1/8	1/4	1 1/4	83 3/32	37 7/16	26 1/4	455	
640	64000	13200	3	---	5.5	7.8	---	3.0	3.9	2.7	1 1/8	2 1/8	1/4	1 1/4	105 5/32	37 7/16	26 1/4	580	
740	74000	12600	3	---	5.5	7.8	---	3.0	3.9	2.7	1 1/8	2 1/8	1/4	1 1/4	105 5/32	37 7/16	26 1/4	620	
810	81000	17800	4	---	8.7	10.4	---	4.7	5.2	3.6	1 1/8	2 1/8	1/4	1 1/4	133 7/32	37 7/16	26 1/4	740	
950	95000	16900	4	---	8.7	10.4	---	4.7	5.2	3.6	1 1/8	2 1/8	1/4	1 1/4	135 1/32	37 7/16	26 1/4	790	
1020	102000	21900	3	---	---	13.8	---	---	6.9	7.8	1 1/8	2 1/8	1/4	1 1/4	136 1/32	44 1/2	35 2 1/32	1005	
1200	120000	20700	3	---	---	13.8	---	---	6.9	7.8	1 1/8	2 1/8	1/4	1 1/4	135 1/32	44 1/2	35 2 1/32	1070	
1390	139000	24300	3	---	---	19.8	---	---	9.9	7.8	(2) 1 1/8	(2) 2 1/8	(2) 1/4	1 1/4	135 1/32	50 7/32	35 2 1/32	1140	
1650	165000	26550	3	---	---	21.0	---	---	10.5	8.4	1 1/8	2 1/8	1/4	1 1/4	142 1/2	50 7/32	35 2 1/32	1470	
2120	212000	35400	4	---	---	28.0	---	---	14.0	11.2	1 1/8	2 1/8	1/4	1 1/4	185 1/2	50 7/32	35 2 1/32	1990	
400	40000	9800	2	6.4	---	5.2	3.4	---	2.6	1.8	1 1/8	1 1/8	1/4	1 1/4	83 3/32	37 7/16	26 1/4	420	
480	48000	9400	2	6.4	---	5.2	3.4	---	2.6	1.8	1 1/8	1 1/8	1/4	1 1/4	83 3/32	37 7/16	26 1/4	450	
560	56000	13800	3	---	5.5	7.8	---	3.0	3.9	2.7	1 1/8	2 1/8	1/4	1 1/4	105 5/32	37 7/16	26 1/4	575	
650	65000	13200	3	---	5.5	7.8	---	3.0	3.9	2.7	1 1/8	2 1/8	1/4	1 1/4	105 5/32	37 7/16	26 1/4	620	
710	71000	18400	4	---	8.7	10.4	---	4.7	5.2	3.6	1 1/8	2 1/8	1/4	1 1/4	135 1/32	37 7/16	26 1/4	735	
840	84000	17600	4	---	8.7	10.4	---	4.7	5.2	3.6	1 1/8	2 1/8	1/4	1 1/4	135 1/32	37 7/16	26 1/4	785	
890	89000	22600	3	---	---	13.8	---	---	6.9	7.8	1 1/8	2 1/8	1/4	1 1/4	135 1/32	37 7/16	26 1/4	785	
1050	105000	21600	3	---	---	13.8	---	---	6.9	7.8	1 1/8	2 1/8	1/4	1 1/4	135 1/32	44 1/2	35 2 1/32	1000	
1220	122000	25200	3	---	---	19.8	---	---	9.9	7.8	1 1/8	2 1/8	1/4	1 1/4	135 1/32	44 1/2	35 2 1/32	1060	
1440	144000	27600	3	---	---	21.0	---	---	10.5	8.4	(2) 1 1/8	(2) 2 1/8	(2) 1/4	1 1/4	135 1/32	50 7/32	35 2 1/32	1130	
1860	186000	36800	4	---	---	28.0	---	---	14.0	11.2	1 1/8	2 1/8	1/4	1 1/4	142 1/2	50 7/32	35 2 1/32	1450	
	186000	36800	4	---	---	28.0	---	---	14.0	11.2	1 1/8	2 1/8	1/4	1 1/4	185 1/2	50 7/32	35 2 1/32	1970	

☐ Shading indicates HHL models 400 through 1860 with 4 fins per inch.

APENDICE K

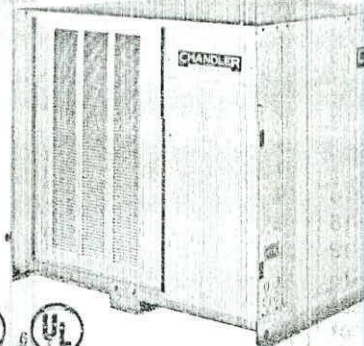
CATALOGO DE CONDENSADORES

Condensing Units

Outdoor Discus Condensing Units

Models HDH 3 Through 40 HP

The HDH Outdoor Discus Condensing Unit features a new leak resistant design which includes the patented fully floating tube condenser. The HDH features a high efficiency Copeland Discus compressor. The electrical controls including compressor contactor and optional defrost control are located in an easily accessible control box with a hinged cover. UL listed, UL listed for Canada.



HDH Model	Compressor	Ref.	Suction Temp	BTUH 95°F Amb	Minimum Circuit Ampacity		Connections (In.)		Dimensions (In.)	
					208-230/60/3	460/60/3	Suction	Liquid	H	D
HDH0500D7	2DC3-050E	Med. Temp. HCFC-22	25°F	45130	28.5	18.6	1-1/8	1/2	39-1/4	43-3/8
HDH0501D7	2DD3-050E			51150	28.5	19.5	1-1/8	1/2	39-1/4	43-3/8
HDH0750D7	2DL3-075E			68110	42.4	19.5	1-3/8	5/8	39-1/4	43-3/8
HDH0751D7	2DA3-075E			72330	42.9	19.6	1-1/8	5/8	39-1/4	43-3/8
HDH0800D7	3DA3-075E			86960	53.0	26.2	1-3/8	5/8	39-1/4	43-3/8
HDH1000D7	3DB3-100E			102280	55.9	26.2	1-3/8	5/8	39-1/4	43-3/8
HDH1500D6	3DS3-150E			137460	80.1	39.1	1-5/8	7/8	48-3/4	42-1/4
HDH2000D6	4DA3-200E			143470	87.9	43.9	1-5/8	7/8	48-3/4	42-1/4
HDH2500D6	4DH3-250E			190910	105.3	52.7	2-1/8	1-1/8	48-3/4	42-1/4
HDH2600D6	4DH3-250E			197260	109.7	54.9	2-1/8	1-1/8	48-3/4	42-1/4
HDH3000D6	4DJ3-300E	Low Temp HCFC-22	-10°F	225520	123.0	61.5	2-1/8	1-1/8	48-3/4	42-1/4
HDH3500D6	6DH3-350E			286600	137.8	68.9	2-1/8	1-1/8	48-3/4	42-1/4
HDH4000D6	6DJ3-400E			322590	176.5	88.1	2-1/8	1-1/8	48-3/4	42-1/4
HDH0300L2	2DF3-030E			22660	22.4	13.4	1-1/8	1/2	39-1/4	43-3/8
HDH0400L2	2DL3-040E			26780	33.0	13.4	1-1/8	1/2	39-1/4	43-3/8
HDH0600L2	2DB3-060E			32090	35.2	16.8	1-1/8	1/2	39-1/4	43-3/8
HDH0601L2	3DA3-060E			37690	37.0	17.3	1-3/8	5/8	39-1/4	43-3/8
HDH0750L2	3DB3-075E			44570	42.3	21.8	1-3/8	5/8	39-1/4	43-3/8
HDH0900L2	3DF3-090E			54540	50.8	22.7	1-3/8	5/8	39-1/4	43-3/8
HDH1000L2	3DS3-100E			58930	54.1	24.0	1-3/8	5/8	39-1/4	43-3/8
HDH0500M6	2DC3-050E	Med. Temp. HFC-404A /HFC-507	25°F	43500	28.5	13.6	1-1/8	1/2	39-1/4	43-3/8
HDH0501M6	2DD3-050E			50600	28.5	13.5	1-1/8	1/2	39-1/4	43-3/8
HDH0750M6	2DL3-075E			64400	42.4	19.5	1-3/8	5/8	39-1/4	43-3/8
HDH0751M6	2DA3-075E			72300	42.9	19.6	1-1/8	5/8	39-1/4	43-3/8
HDH0800M6	3DA3-075E			85700	53.0	26.2	1-3/8	5/8	39-1/4	43-3/8
HDH1000M6	3DB3-100E	Med. Temp. HFC-404A /HFC-507	25°F	101200	55.9	26.2	1-3/8	5/8	39-1/4	43-3/8
HDH1500D6	3DS3-150E			143170	80.1	39.1	1-5/8	7/8	48-3/4	42-1/4
HDH2000D6	4DA3-200E			148750	87.9	43.9	1-5/8	7/8	48-3/4	42-1/4
HDH2500D6	4DH3-250E			191910	105.3	52.7	2-1/8	1-1/8	48-3/4	42-1/4
HDH2600D6	4DH3-250E			200370	109.7	54.9	2-1/8	1-1/8	48-3/4	42-1/4
HDH2600D6	4DJ3-300E			231280	123.0	61.5	2-1/8	1-1/8	48-3/4	42-1/4
HDH3000D6	4DJ3-350E			261570	137.8	68.9	2-1/8	1-1/8	48-3/4	42-1/4
HDH3500D6	6DH3-350E			325470	176.3	88.1	2-1/8	1-1/8	48-3/4	42-1/4
HDH0300L6	2DF3-030E	Low Temp. HFC-404A /HFC-507	-10°F	25600	22.4	13.4	1-1/8	1/2	39-1/4	43-3/8
HDH0400L6	2DL3-040E			30000	33.0	13.4	1-1/8	1/2	39-1/4	43-3/8
HDH0600L6	2DB3-060E			35700	35.2	16.8	1-1/8	1/2	39-1/4	43-3/8
HDH0601L6	3DA3-060E			41800	37.0	17.3	1-3/8	5/8	39-1/4	43-3/8
HDH0750L6	3DB3-075E			46200	42.3	21.8	1-3/8	5/8	39-1/4	43-3/8
HDH0900L6	3DF3-090E			59400	50.8	22.7	1-3/8	5/8	39-1/4	43-3/8
HDH1000L6	3DS3-100E			64800	54.1	24.0	1-3/8	5/8	39-1/4	43-3/8
HDH1500L6	4DL3-150E			91780	72.2	36.1	1-5/8	7/8	48-3/4	42-1/4
HDH2200L6	4DT3-220E			106690	85.3	51.9	1-5/8	7/8	48-3/4	42-1/4
HDH2700L6	6DL3-270E			134870	103.7	51.9	2-1/8	1-1/8	48-3/4	42-1/4
HDH3000L6	6DT3-300E			146440	120.4	60.2	2-1/8	1-1/8	48-3/4	42-1/4
HDH3100L6	6DT3-300E			163480	124.8	62.4	2-1/8	1-1/8	48-3/4	42-1/4

APENDICE L

**CATALOGO DE
COMPRESORES**

R 134a



Dados de Performance

Referente a temperatura de sucção do gás a 25 °C sem subresfriamento do líquido, velocidade do motor = 1750 min⁻¹ (60 Hz).

Datos de Performance

Referente a la temperatura de succión del gas a 25 °C sin sub-enfriamiento de líquido, velocidad del motor = 1750 min⁻¹ (60 Hz).

Compressor Tipo	Temp. de Cond. °C	Capacidade de Refrigeração	Capacidad de Refrigeración	Q ₀	[Watt]	Potência Consumida	Potencia Consumida	P _e	[kW]		
Compressor Tipo	Temp. de Cond. °C	Temperatura de Evaporação °C				Temperatura de Evaporación °C					
		12.5	10	5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30
4J -13.2Y	30	70091	64160	52569	42641	34187	27030	21019	15997	11858	8461
		10.76	10.45	9.80	9.13	8.42	7.70	6.94	6.16	5.35	4.48
	40	62519	56693	46900	37851	30108	23711	18331	13843	10137	7111
4J -22.2Y	40	12.94	12.43	11.43	10.43	9.48	8.51	7.54	6.56	5.57	4.59
	50	54980	49853	40765	32938	26252	20576	15792	11795	8491	5791
		14.75	14.07	12.76	11.50	10.28	9.09	7.92	6.77	5.62	4.47
4J -30.2Y	50	54980	49883	40765	32938	26252	20576	15792	11795	8491	5791
		14.33	13.67	12.42	11.23	10.09	8.99	7.91	6.83	5.75	4.67
	60	47660	43290	35200	28444	22583	17993	13377	9845	7195	4945
4H -15.2Y	60	15.57	14.80	13.32	11.91	10.57	9.28	8.03	6.80	5.62	4.47
	70	40342	36774	29993	24125	19077	14751	11099	8018	5791	4045
		16.00	15.73	14.08	12.48	10.97	9.51	8.10	6.71	5.32	4.03
4H -25.2Y	30	81675	74210	60686	49474	39741	31482	24523	18704	13885	9931
		12.55	12.15	11.35	10.55	9.73	8.90	8.05	7.18	6.27	5.35
	40	72360	65695	53708	43582	34874	27486	21762	16063	11763	8245
4H -35.2Y	40	15.04	14.40	13.19	12.03	10.91	9.81	8.72	7.63	6.51	5.39
	50	63752	57629	47251	38143	30957	23808	18271	13652	9839	6731
		17.18	16.39	14.75	13.20	11.64	10.48	9.10	7.86	6.56	5.27
4G -20.2Y	50	63752	57629	47251	38143	30957	23808	18271	13652	9839	6731
		16.69	15.85	14.30	12.81	11.68	10.40	9.15	7.91	6.67	5.43
	60	55527	50512	40976	32963	26129	20325	15452	11396	8396	5791
4G -30.2Y	60	18.15	17.32	15.46	13.80	12.23	10.73	9.28	7.88	6.48	5.08
	50	47419	42917	34650	27918	22001	16990	12785	9295	6795	4295
		19.42	18.39	16.33	14.43	12.64	10.95	9.34	7.78	6.17	4.57
6J -22.2Y	30	92740	84283	69187	56250	45229	35862	27970	21370	15901	11411
		15.02	14.66	13.60	12.07	10.67	9.35	8.03	6.71	5.39	4.07
	40	82222	74672	61182	49618	39748	31373	24314	18415	13534	9541
6J -33.2Y	40	17.68	17.06	15.40	14.52	13.21	11.88	10.53	9.16	7.78	6.39
	50	72910	65798	53799	43498	34706	27247	20900	15723	11393	7861
		20.12	19.23	17.48	15.76	14.08	12.44	10.83	9.24	7.68	6.11
6J -40.2Y	50	72910	65798	53799	43498	34706	27247	20900	15723	11393	7861
		19.42	18.60	17.02	15.44	13.84	12.33	10.79	9.26	7.72	6.17
	60	63203	57325	46749	37669	29915	23340	17811	13205	9713	7011
6H -25.2Y	60	21.31	20.28	18.27	16.34	14.47	12.66	10.89	9.13	7.36	5.59
	70	54804	48995	39846	31991	25292	19695	14875	10900	8000	5791
		23.19	21.92	19.49	17.26	15.04	12.98	11.01	9.12	7.15	5.18
6H -35.2Y	30	10019	96254	78041	63951	51272	40538	31515	23992	17784	12711
		16.14	15.67	14.70	13.68	12.64	11.54	10.41	9.24	8.02	6.79
	40	90114	86235	69735	56497	45162	35561	27492	20761	15203	10601
6H -45.2Y	40	19.14	18.65	17.15	15.57	14.22	12.76	11.31	9.85	8.36	6.84
	50	62457	54813	44138	35998	28972	23059	18084	13690	10194	7491
		22.12	21.11	19.14	17.25	15.41	13.83	12.24	10.65	9.06	7.47
6J -33.2Y	50	82487	74813	61138	49399	39372	30899	23684	17690	13205	9713
		21.43	20.51	18.62	16.64	14.67	12.70	10.73	8.76	6.79	4.82
	60	71479	64835	52920	42660	33869	26386	20062	14765	10924	8000
6J -40.2Y	60	23.36	22.20	19.97	17.87	15.86	13.92	12.04	10.20	8.36	6.51
		60803	55153	44942	36183	28611	22139	16646	12024	8924	6491
	70	24.90	23.59	21.09	18.71	16.45	14.27	12.15	10.07	7.95	5.82
6H -25.2Y	30	122623	114116	91412	74279	59805	47266	36817	28081	20846	14911
		18.85	18.25	17.05	15.84	14.62	13.37	12.09	10.78	9.42	8.01
	40	108438	98631	80735	65433	52358	41266	31922	24117	17660	12382
6H -35.2Y	40	22.57	21.63	19.80	18.06	16.38	14.73	13.09	11.45	9.77	8.04
	50	95714	86818	70911	57267	45621	35745	27431	20496	14772	10106
		25.80	24.54	22.15	19.91	17.78	15.74	13.75	11.80	9.85	7.86
6H -45.2Y	50	95714	86818	70911	57267	45621	35745	27431	20496	14772	10106
		24.95	23.80	21.60	19.53	17.54	15.62	13.73	11.87	10.01	8.15
	60	83367	75596	61520	49489	39220	30516	23199	17109	12609	9109
6G -20.2Y	60	27.24	25.86	23.22	20.72	18.36	16.10	13.93	11.83	9.73	7.63
		71192	64434	52322	41915	33031	25508	19195	13955	10105	7205
	70	29.16	27.56	24.52	21.67	18.98	16.44	14.02	11.69	9.36	7.03
6G -30.2Y	30	139165	126475	103821	84417	67802	53814	41971	32067	23861	17135
		22.54	22.00	20.83	19.53	18.11	16.58	14.95	13.24	11.44	9.57
	40	123362	112052	91810	74457	59646	47077	36486	27634	20309	14136
6G -40.2Y	40	26.53	25.60	23.71	21.78	19.82	17.83	15.91	13.75	11.67	9.56
	50	108808	98736	80725	65272	52080	40886	31461	23594	17096	11795
		30.19	28.85	26.22	23.65	21.14	18.67	16.25	13.87	11.53	9.23
6G -50.2Y	50	108808	98736	80725	65272	52080	40886	31461	23594	17096	11795
		29.14	27.93	25.54	23.17	20.83	18.50	16.19	13.90	11.60	9.30
	60	94887	86022	70152	56525	44890	35024	26727	19815	14715	10715
6F -20.2Y	60	31.97	30.43	27.42	24.52	21.71	18.99	16.35	13.77	11.19	8.61
		81158	73508	59793	48005	37938	29408	22240	16296	12096	8896
	70	34.80	32.90	29.25	25.81	22.56	19.47	16.52	13.68	10.84	8.00
6F -30.2Y	30	163363	148525	122034	99336	79967	63624	49658	38055	28435	20544
		26.75	26.12	24.76	23.25	21.61	19.84	17.95	15.94	13.81	11.58
	40	145016	131773	108108	87815	70488	55777	43373	33999	24407	17370
6F -40.2Y	40	31.13	30.06	27.88	25.63	23.33	20.99	18.61	16.20	13.77	11.33
	50	128106	116336	95282	77212	61778	48676	37634	28410	20783	14551
		36.04	34.37	31.09	27.94	24.88	21.92	19.05	16.26	13.55	10.90
6F -50.2Y	50	128106	116336	95282	77212	61778	48676	37634	28410	20783	14551
		35.37	33.77	30.67	27.66	24.74	21.90	19.13	16.43	13.73	11.03
	60	111958	101600	83051	67117	53504	41952	32228	24119	17915	12915
6F -60.2Y	60	39.33	37.21	33.18	29.41	25.87	22.53	19.37	16.36	13.36	10.36
		96034	87097	71068	57282	45502	35510	27112	20125	14915	10915
	70	42.48	40.01	35.36	31.08	27.11	23.40	19.90	16.56	13.16	9.76

Resfriamento adicional.

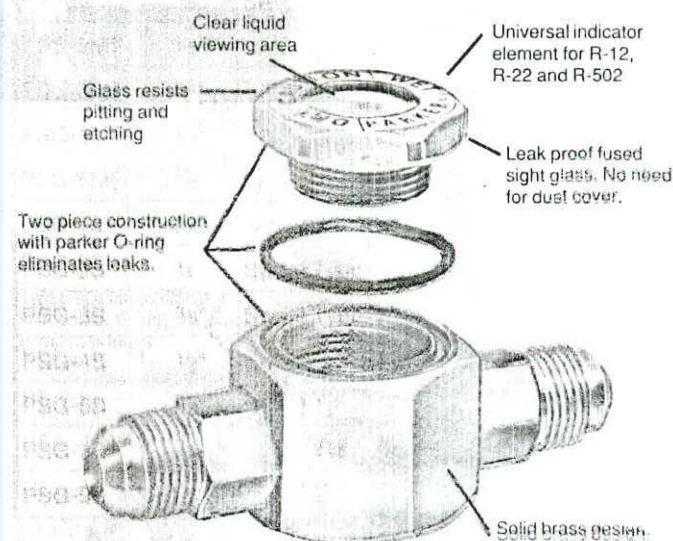
Enfriamiento adicional.

Dados Experimentais / Datos Experimentales

APENDICE M

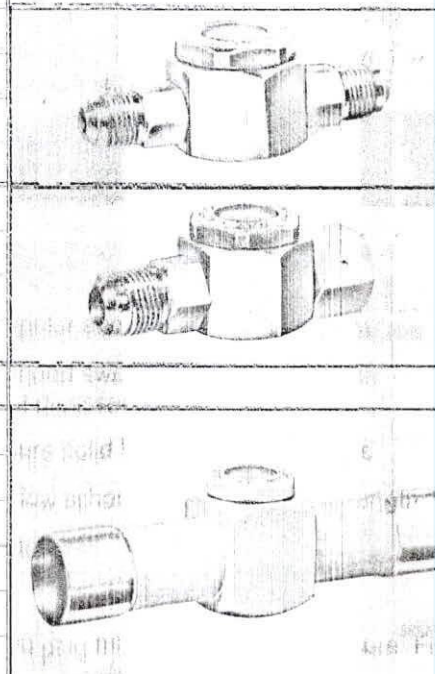
CATALOGO DE VISORES

Sight Glass Moisture Indicator



- Available in all popular end connections up to 1 1/8".
- Solid copper extended sweat fittings permit solder installation without disassembly.
- Flare models feature solid brass body and fittings.
- Compact design, low silhouette, short laying in length.
- Extremely accurate.
- Easy viewing.
- U.L. listed for 2500 psig minimum bursting pressure. File No. SA4744.

Model No.	Fitting Size	Fitting Type	Overall Length	Cut Out Length
PSG-2	1/4"	SAE Male Flare	3.42"	—
PSG-3	3/8"	SAE Male Flare	3.56"	—
PSG-4	1/2"	SAE Male Flare	3.82"	—
PSG-5	5/8"	SAE Male Flare	4.06"	—
PSG-2MF	1/4"	SAE Male x Female Flare	3.05"	—
PSG-3MF	3/8"	SAE Male x Female Flare	3.17"	—
PSG-4MF	1/2"	SAE Male x Female Flare	3.39"	—
PSG-5MF	5/8"	SAE Male x Female Flare	3.69"	—
PSG-10T	Replacement indicator element and o-ring			
PSG-2S	1/4"	Sweat Type	4.88"	4.19"
PSG-3S	3/8"	Sweat Type	4.88"	4.12"
PSG-4S	1/2"	Sweat Type	4.88"	3.87"
PSG-5S	5/8"	Sweat Type	4.88"	3.62"
PSG-7S	7/8"	Sweat Type	6.25"	4.73"
PSG-9S	1 1/8"	Sweat Type	6.25"	4.45"



Moisture-color indications in PPM at liquid line specific temperatures

System Refrigerant		R-12		R-22		R-502	
Liquid Line Temperature		75°F	125°F	75°F	125°F	75°F	125°F
System Conditions - Indicator Color							
Dry	Green	Below 5	Below 15	Below 30	Below 60	Below 10	Below 30
Caution	Yellow/Green	5 - 15	15 - 50	30 - 110	60 - 220	10 - 50	30 - 120
Wet	Yellow	above 15	above 50	above 110	above 220	above 50	above 120

Immediate steps should be taken to protect the system when the moisture indicating element shows "Wet".

The best protection system available is a Parker Liquid Line Filter Dryer and Parker Suction Line Filter Dryer.

The sight-glass moisture indicator should normally be installed between a Parker Liquid Line Filter Dryer and a refrigerant control device.

APENDICE N

**CATALOGO DE VALVULAS DE
EXPANSIÓN**

S Series Specifications

Refrigerant	Model Nominal Capacity	Capacity Range		Refrigerant Designation	Thermostatic Charge	Connections	
		tons	kw			Inlet	Outlet
R-12	S (E) 1	1/4 - 1	1 - 4	F	W or X	3/8 ODF	5/8 ODF
	S (E) 3	1 1/2 - 3	5 - 11			1/2 ODF	7/8 ODF
	S (E) 5	3 1/2 - 5	12 - 18			5/8 ODF	7/8 ODF
	S (E) 1 1/2	1/2 - 1 1/2	2 - 8			3/8 ODF	5/8 ODF
R-22	S (E) 5	1 1/2 - 8	5 - 18	V	W or X	1/2 ODF	7/8 ODF
	S (E) 7 1/2	5 1/2 - 7 1/2	19 - 26			5/8 ODF	7/8 ODF
	S (E) 10	8 - 10	28 - 35			5/8 ODF	7/8 ODF
	S (E) 1	1/4 - 1	1 - 4			3/8 ODF	5/8 ODF
R-502	S (E) 4	1 1/2 - 4	5 - 14	R	W or X	1/2 ODF	7/8 ODF
	S (E) 6	4 1/2 - 6	18 - 21			5/8 ODF	7/8 ODF
	S (E) 1	1/4 - 1	1 - 4			3/8 ODF	5/8 ODF

- Notes:
- Do not use VW liquid charge in air conditioning systems where plenum temperature can exceed 135° F (55° C). For these applications use VX 100 MOP (see charge only).
 - Parker's multi capacity range S series thermostatic expansion valves, with balanced port design, allow one valve to serve a number of system capacities. All valves will operate at less than the capacity range given. Consult factory for systems operating below these parameters.
 - ODF means a female fitting that will accept the tubing of the given outside diameter. Example: 7/8 ODF will accept 7/8 outside diameter tubing.
 - MOP available: R-12: 15, 35, 55; R-22: 35, 65, 100; R-502: 35, 65, 110.
 - 1/4" ODF inlet fitting available.

R Series Specifications

Refrigerant	Model Nominal Capacity	Capacity		Refrigerant Designation	Thermostatic Charge	Connections		Net Weight
		tons	kw			Inlet	Outlet	
R-12	RE 6	6	21	F	W or X	5/8 ODF	7/8 ODF	2# (.91 kg)
	RE 9	9	32			7/8 ODF	1 1/8 ODF	
	RE 12	12	42			7/8 ODF	1 3/8 ODF	
	RE 16	16	56			1 1/8 ODF	1 3/8 ODF	2.5# (1.13 k)
	RE 23	23	81			1 1/8 ODF	1 3/8 ODF	
	RE 40	40	141			1 1/8 ODF	1 5/8 ODF	
R-22	RE 10	10	35	V	W or X	5/8 ODF	7/8 ODF	2# (.91 kg)
	RE 15	15	53			7/8 ODF	1 1/8 ODF	
	RE 20	20	70			7/8 ODF	1 3/8 ODF	
	RE 30	30	106			1 1/8 ODF	1 3/8 ODF	2.5# (1.13 k)
	RE 40	40	141			1 1/8 ODF	1 3/8 ODF	
	RE 70	70	246			1 1/8 ODF	1 5/8 ODF	
R-502	RE 6	6	21	R	W or X	5/8 ODF	7/8 ODF	2# (.91 kg)
	RE 9	9	32			7/8 ODF	1 1/8 ODF	
	RE 12	12	42			7/8 ODF	1 3/8 ODF	
	RE 21	21	74			1 1/8 ODF	1 3/8 ODF	2.5# (1.13 k)
	RE 30	30	106			1 1/8 ODF	1 3/8 ODF	
	RE 45	45	158			1 1/8 ODF	1 5/8 ODF	

- Notes:
- All valves will operate at less than the capacity range given. Consult factory for systems operating below these parameters.
 - ODF means a female fitting that will accept the tubing of the given outside diameter. Example: 7/8 ODF will accept 7/8 outside diameter tubing.
 - MOP available: R-12: 15, 35, 55; R-22: 35, 65, 100; R-502: 35, 65, 110.
 - Other connections size combinations available.

F Series Specifications

Refrigerant	Model Nominal Capacity	Capacity		Refrigerant Designation	Thermostatic Charge
		tons	kw		
R-12	FE 15	15	53	F	W or X
	FE 20	20	70		
	FE 25	25	88		
	FE 35	35	123		
	FE 45	45	158		
	FE 55	55	193		
R-22	FE 26	26	91	V	W or X
	FE 34	34	120		
	FE 42	42	148		
	FE 59	59	208		
	FE 76	76	267		
	FE 93	93	327		
R-502	FE 15	15	53	R	W or X
	FE 20	20	70		
	FE 25	25	88		
	FE 30	30	106		
	FE 38	38	134		
	FE 45	45	158		
	FE 55	55	193		
	FE 70	70	246		

Flange Assembly Connections		
Part #	Inlet	Outlet
F-1	7/8 ODF or 1 1/8 ODM	7/8 ODF
F-2		1 1/8 ODF
F-3	7/8 ODF	1 3/8 ODF
F-4		1 5/8 ODF
F-5		1 1/8 ODF
F-6	1 1/8 ODF	1 3/8 ODF
F-7		1 5/8 ODF
F-8	1 3/8 ODF	1 3/8 ODF
F-9		1 5/8 ODF

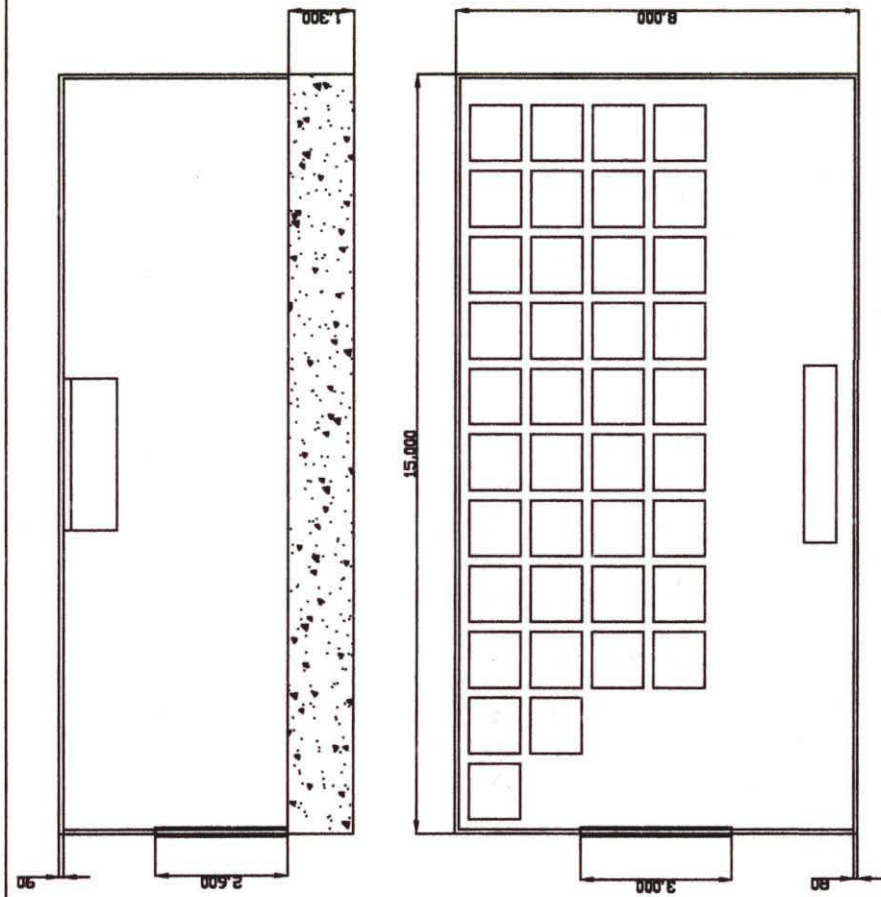
- Notes:
- Flange assemblies are not included with valve, must be ordered separately. (3.5 lbs.)
 - For full flow, the larger outlet fittings should be used with the larger valve sizes. Flange assemblies can be used with any valve.
 - ODF means a female fitting that will accept tubing of the given outside diameter. Example: 7/8 ODF will accept 7/8 outside diameter tubing.
 - MOP available: R-12: 15, 35, 55; R-22: 35, 65, 100; R-502: 35, 65, 110.



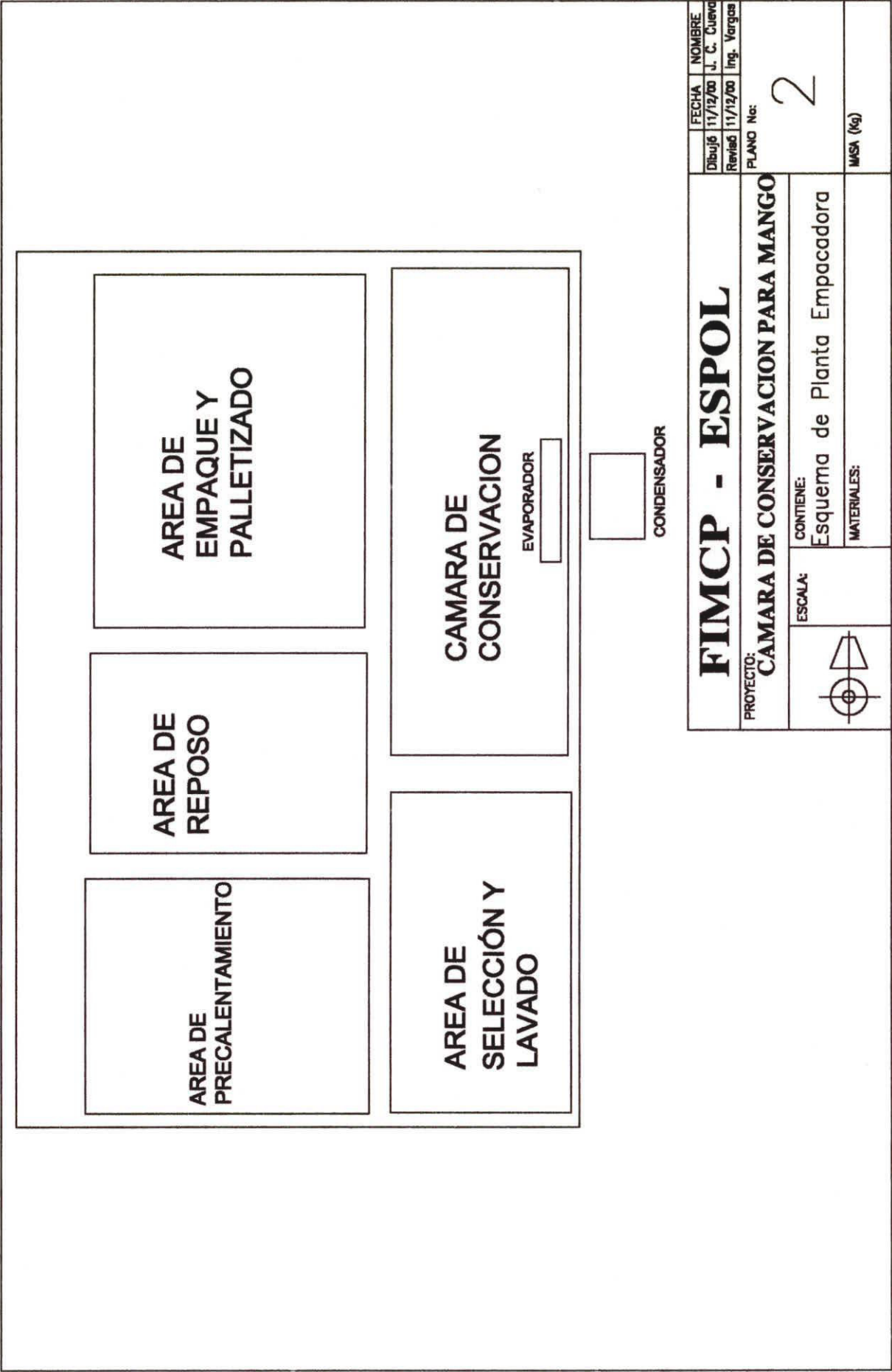
APENDICE O



PLANOS DE LA CAMARA DE CONSERVACIÓN PARA MANGO



FIMCP - ESPOL		FECHA	NOMBRE
PROYECTO: CAMARA DE CONSERVACION PARA MANGO		Dibujó 11/12/00	J. C. Cueva
ESCALA: 		Revisó 11/12/00	Ing. Vargas
CONTIENE: Camara de Conservación		PLANO No: 1	
MATERIALES:		MESA (Kg)	



BIBLIOGRAFIA

1. **AVILAN LUIS, ALVAREZ CARMELO**, "El Mango", Editorial América, Primera Edición, Chacaito Caracas Venezuela, 1990
2. **AGROLINK**, <http://agrolink.moa.my/comodith/mangga/mangga.html>
3. **BALLY**, "Bally prefab insulated buildings", USA, 1980
4. **BITZER**, Catalogo de Compresores, Sao Paulo
5. **COPELAND**, "Manual de Refrigeración", Parte 4, USA
6. **CORPOCAMARAS**, "Informe Ejecutivo de Avance del Estudio del Proyecto de Competitividad de la Agrupación Productiva del mango", Guayaquil, Julio 1999.
7. **EMPRESA DE MANIFIESTOS**, "Resumen por exportador", Guayaquil, Octubre 1999.

8. **HEATCRAFT**, "Engineering Manual", USA, 1990
9. **HEATCRAFT**, "Refrigeration System Installation, Marzo 1999
10. **INSTITUTO AGRARIO DE SANTA LUCIA**, "El ABC del Mango, 1992
11. **MAFRICO**, "Cámaras frigoríficas Sistema Isopaneles Prefabricados"
12. **MARKS**, "Manual del Ingeniero Mecánico", Tomo I y II, Mc Graw – Hill, Colombia, 1982.
13. **PITA EDWARD**, "Principios y Sistemas de Refrigeración", Editorial
14. **PROEXANT**, "Curso sobre cultivo, procesamiento y comercialización de mango para exportación", Ecuador, 1992
15. **SPORTLAND**, "Catalog 201", Washington, Abril 1994.
16. **VARGAS ANGEL**, "Curso de Refrigeración", Series VZ, Primera Edición, Ecuador, 1986

17. **VARGAS ANGEL**, "Transporte de carga en Buques Refrigerados",

Series VZ, Ecuador, 1991

18. **POSTHARVEST**.

<http://postharvest.ucdavis.edu/Produce/ProduceFacts/Fruit/mango.html>

19. **MANGOS BONITA**, "Catalogo", Guayaquil, 1999