

T 621.56
CUECA



POLITECNICA DEL LITORAL
BIBLIOTECA "GONZALO ZEVALLOS"
F.I.M.C.P.



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 britanica
°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	Área
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
l_r	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.....
Plano 2	Esquema de Planta Empacadora
	144
	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.	Índice 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 $T > 0$ °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 e 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 1 039 % 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	Abrial - Agosto
Pakistán	Abrial - Julio
Chile	Febrero - Septiembre
Malí	Marzo - Julio
Burkina Faso	Marzo - Julio
Guinea	Marzo - Julio
Guinea Bissau	Marzo - Julio
Senegal	Mayo - Agosto
India	Abrial - Julio
México	Junio - Agosto
Perú	Diciembre - Abrial
Ecuador	Diciembre - Abrial

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%.

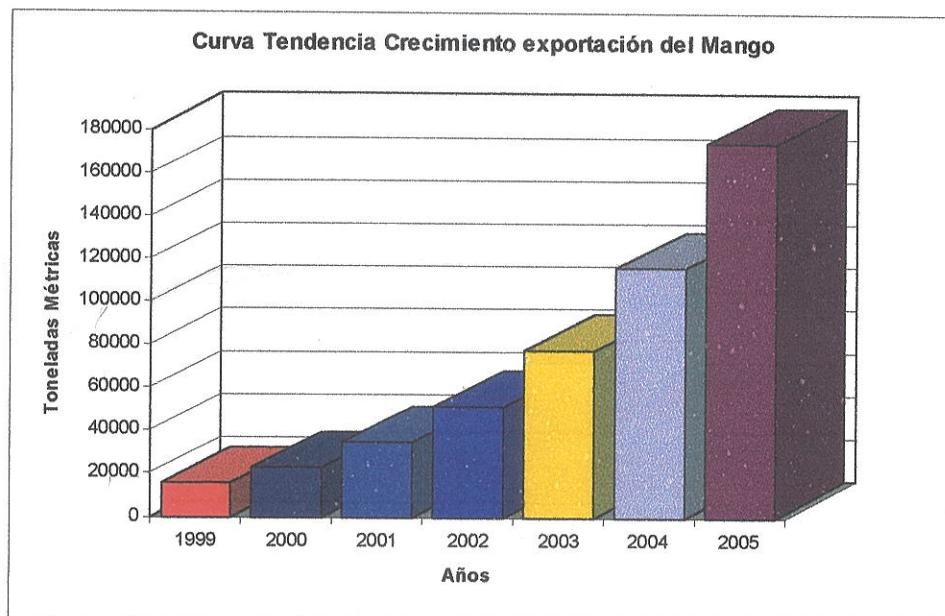


Figura 1.1. Curva Tendencia de crecimiento exportación del mango hasta el año 2005

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

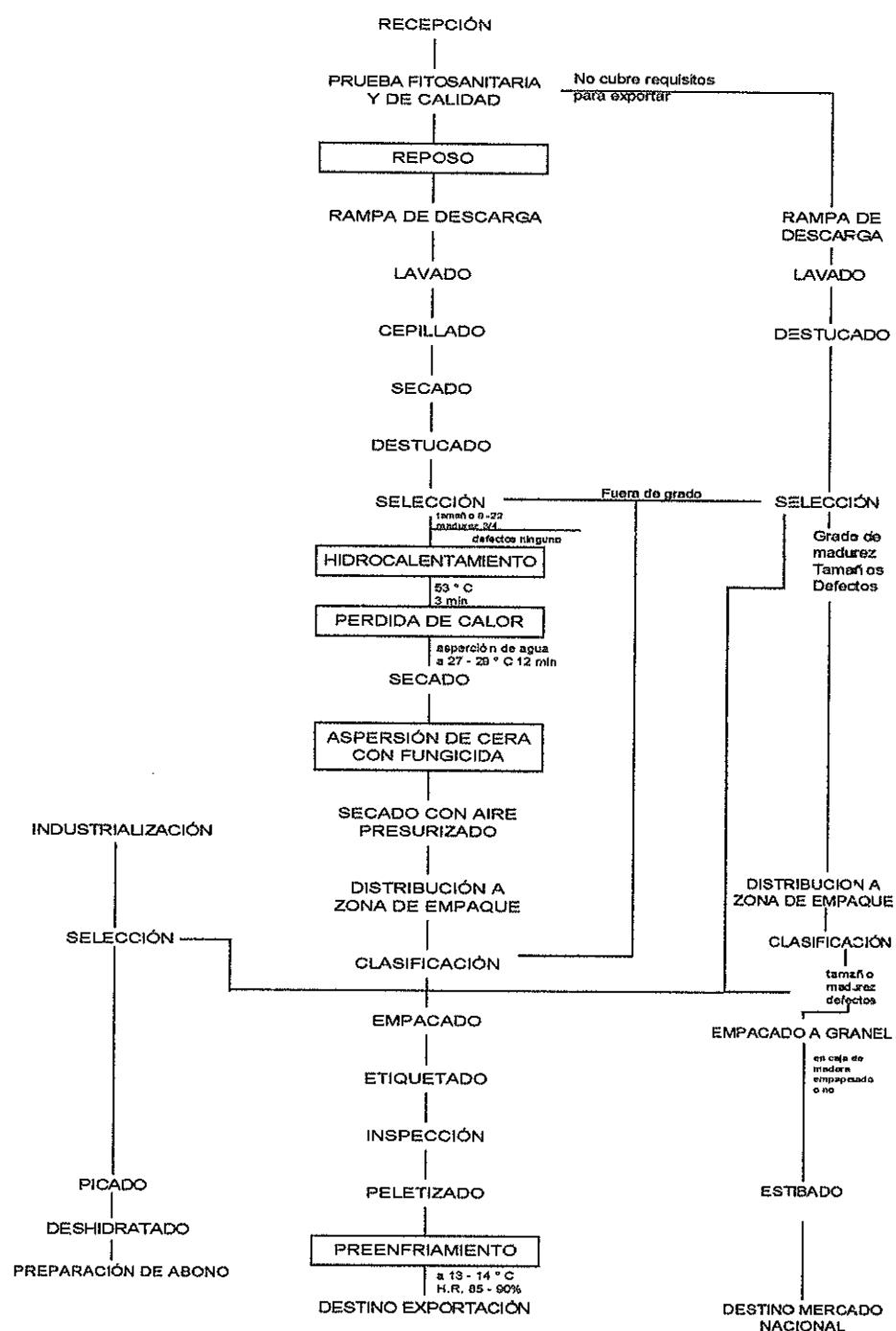


Figura 2.1 Diagrama de Flujo de Planta empacadora (destino USA)



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.

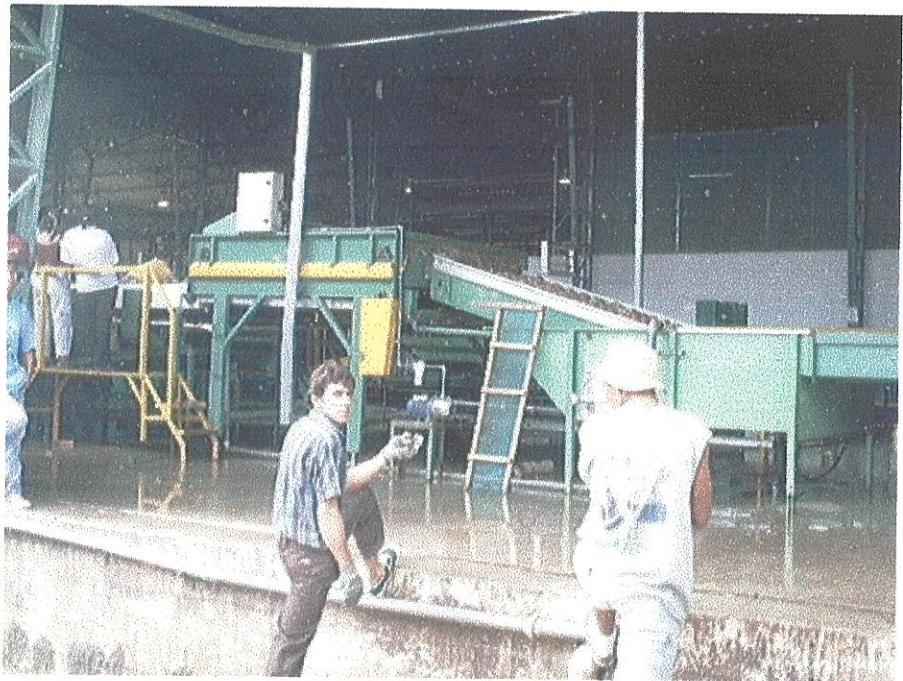


Figura 2. 5 Pesado y lavado de la fruta

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

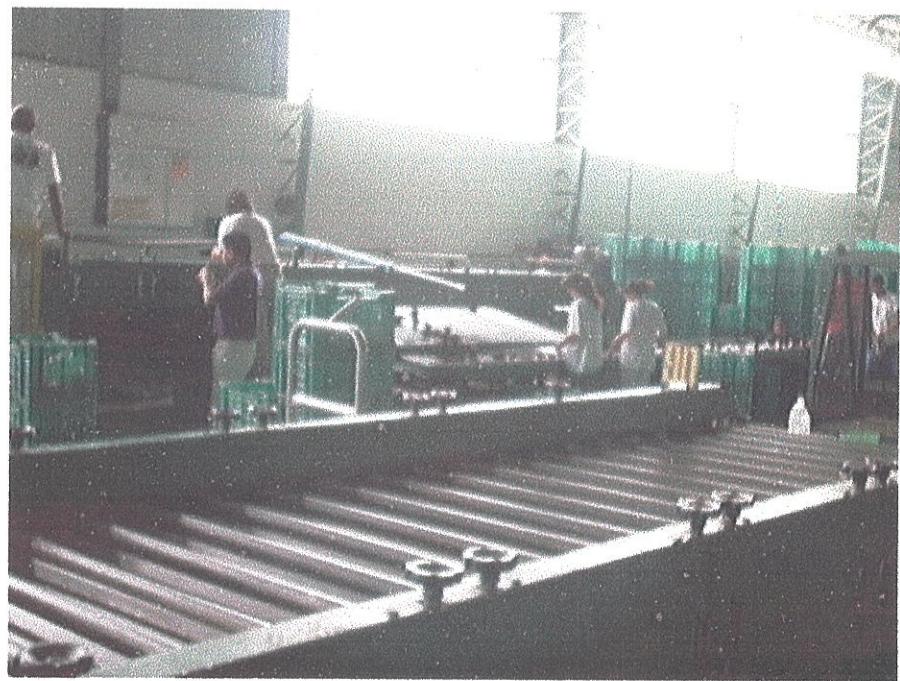


Figura 2. 7 Maquinaria para selección del calibre de la fruta

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	Base de la fruta en forma redondeada y gruesa de la fruta y presencia de brillo en la cáscara
Atkins	

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 acabo 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 (empaque) 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.

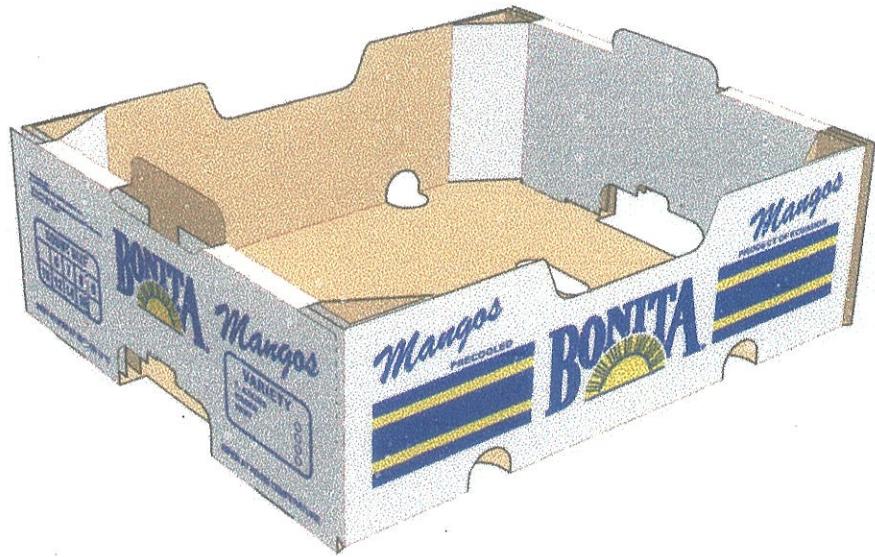


Figura 2. 15 Caja para exportación de mango

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.

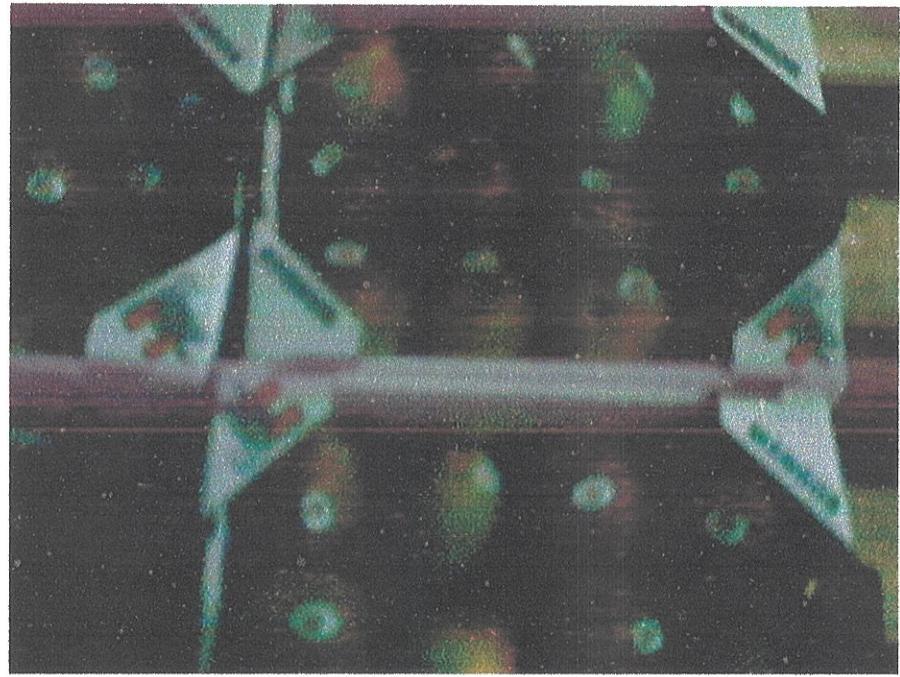


Figura 2. 16 Ejemplo de caja de exportación con mangos

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

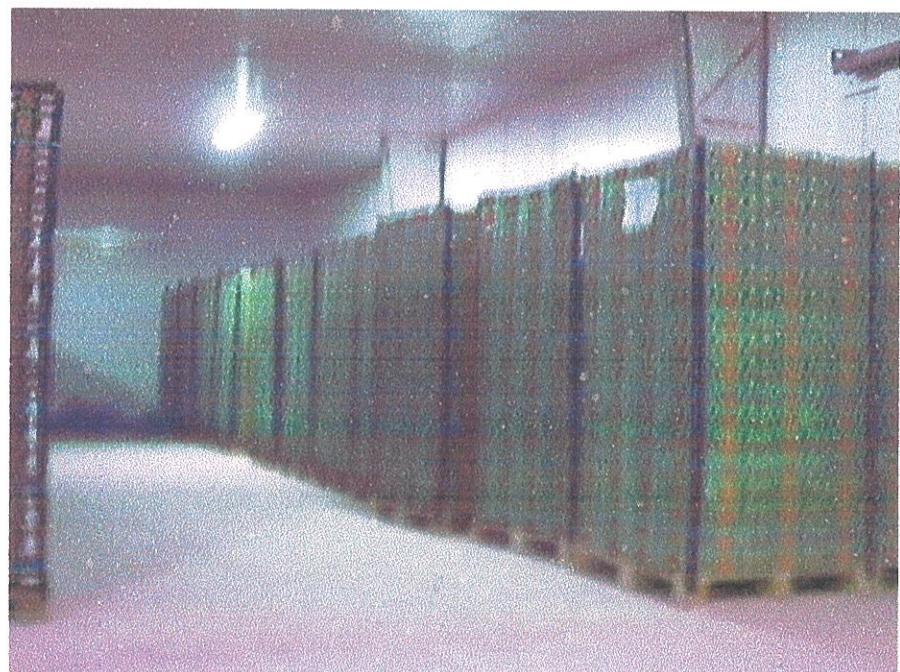
**Figura 2. 19 Pallets ubicados en Cámara de conservación**



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
Índice de producción de respiración (18)

Temperatura	10°C (50°F)	13°C (55°F)	15°C (59°F)	20°C (68°F)
MI. CO ₂ /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 poliéster blanco, material resistente a la sal, este panel está 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 $kcal / hr \cdot m^2 \cdot ^\circ C$
Conductividad del agua	0.50 $kcal / hr \cdot m^2 \cdot ^\circ C$

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 <i>kcal / hr · m² · °C</i>
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 °C	60	50	40	30	20	10
K <i>kcal</i> / <i>hr</i> · <i>m</i> ² ·°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

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

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

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

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

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

Para paredes en contacto con aire de una cámara ligeramente ventilada

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

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

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

$$\Delta T_{TECHO} = 47^{\circ}C - 13^{\circ}C$$

$$\Delta T_{TECHO} = 34^{\circ}C.$$

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:

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

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

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:

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

Donde:

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

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

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 [Ir]	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

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

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

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

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:

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

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

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

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.

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

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.

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

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

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

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

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

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

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

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

Apunte por Pared Posterior.

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

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

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

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

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

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

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

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

Apunte por Porción de Pared Delantera.

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

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

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

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

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

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

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

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

Aporte por Techo.

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

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

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

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

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

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

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

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

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 volumen 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

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

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

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

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 [ft ³]	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.

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

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

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

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

Personal.

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

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

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

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

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 eutético.

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 eutético 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 un 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 °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:

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

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

Haciendo uso del gráfico presión-entalpia 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:

$$T_{CONDENSACIÓN} = 32 °C + 13 °C$$

$$T_{CONDENSACIÓN} = 45 °C$$

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:

$$T_{EVAPORACIÓN} = T_{ALMACENAMIENTO} - \Delta T \quad Ec \ 5. \ 2$$

Donde:

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

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

ΔT disminución de temperatura recomendado = 8 °C

Entonces la temperatura de evaporación será:

$$T_{EVAPORACIÓN} = 13 \ ^\circ C - 8 \ ^\circ C$$

$$T_{EVAPORACIÓN} = 5 \ ^\circ C$$

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	$3.4987 \text{ bar abs} = 50.745 \text{ psia}$
Temperatura	$15^{\circ}\text{C} = 59^{\circ}\text{F}$
Entalpia (h_1)	$262.7637 \text{ KJ/kg} = 113 \text{ Btu/lb.}$
Volumen específico (v_1)	$0.85 \text{ ft}^3/\text{lb} = 0.05308 \text{ m}^3/\text{kg}$

En el punto anterior inicia la compresión del refrigerante, asumiendo que el proceso es a entalpia 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 ($P_{CONDENSACIÓN}$) 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

Entalpia (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:

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

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).

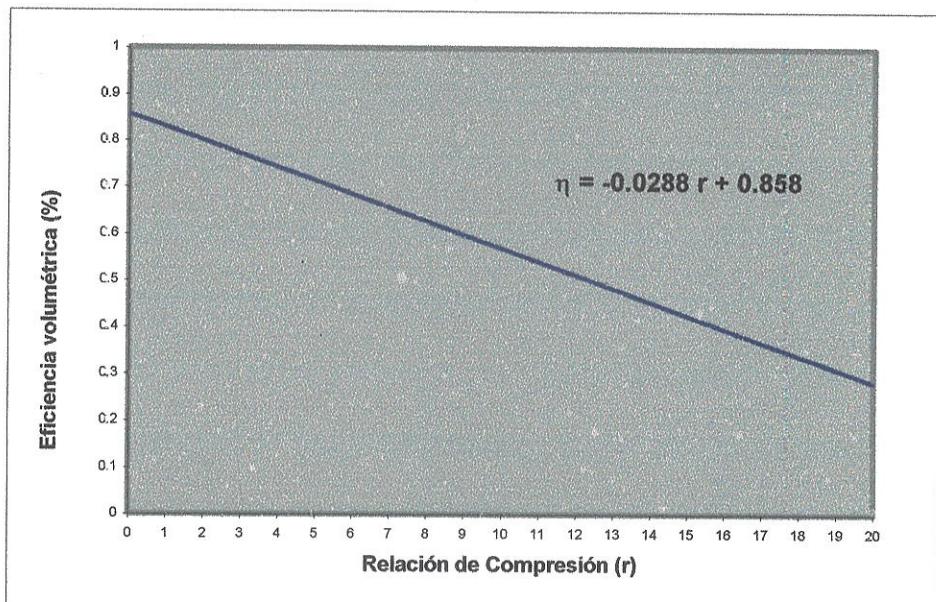


Figura 5.1. Eficiencia volumétrica vs. Relación de compresión

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:

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

Donde:

\dot{V} caudal volumétrico

\dot{m} flujo masico del refrigerante

v_1 volumen específico del refrigerante en punto 1

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

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

■ Calor Rechazado al medio

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

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

Donde:

$Q_{RECHAZADO}$ calor rechazado por el condensador

\dot{m}	flujo másico del refrigerante
h_2	entalpia a la entrada del condensador
h_4	entalpia a la salida del condensador

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

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

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

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

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 entrampamiento 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 30 a 40 Tubos aleteados 14 a 20

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)

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

Donde:

S superficie de transferencia de calor del evaporador m^2

Q Calor removido

K coeficiente global de transferencia del evaporador

$\Delta \bar{T}$ 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:

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

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

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 Área de transferencia de calor para el condensador.

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

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 del refrigerante y la temperatura del medio de condensación

Entonces:

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

$$S = 48.85 \text{ m}^2$$

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:

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

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

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.

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

En donde:

L carrera del pistón

\bar{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

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

$$Z = 4.2532$$

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 recibidor.

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 perdidas 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 está bombeando aceite o una combinación de aceite y refrigerante.

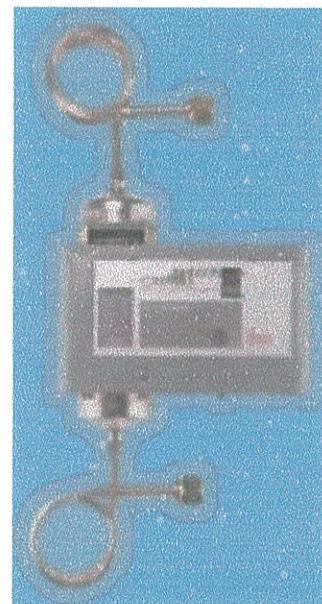


Figura 6. 1 Control de Presión de aceite P28AA

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.

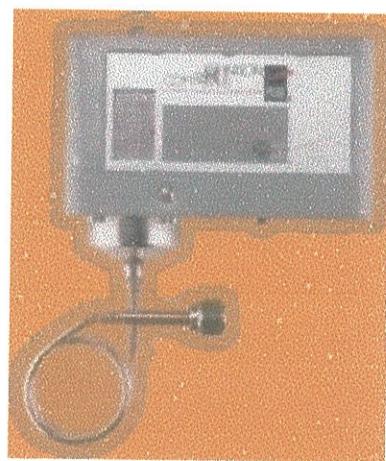
APENDICE N.

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**

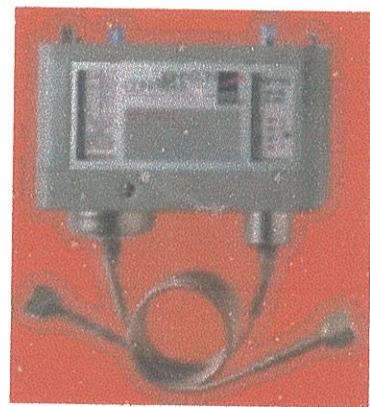


Figura 6. 4 Control de presión doble P70SA-1

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 utilizará 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 perdidas 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:

$$d_{\text{nominal}} = 1 \frac{1}{2} \text{ in} = 38.1 \text{ mm}$$

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

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

$$HR_A = 80\%$$



El procedimiento para encontrar el espesor es el siguiente:

- Mediante el uso del nomograma del APENDICE G, se traza una línea que une T_A y HR y se encuentra la Temperatura de Rocío (LINEA 1)
- Luego se dibuja una línea que une la Temperatura de Rocío con la $T_{\text{operación}}$ (LINEA 2)
- Despues se unen los puntos de intersección de la LÍNEA 1 con la escala λ y la LÍNEA 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_f 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 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 CURRELLOS 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 CURRELLOS 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 CURRELLOS 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
EXPORTADORA 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

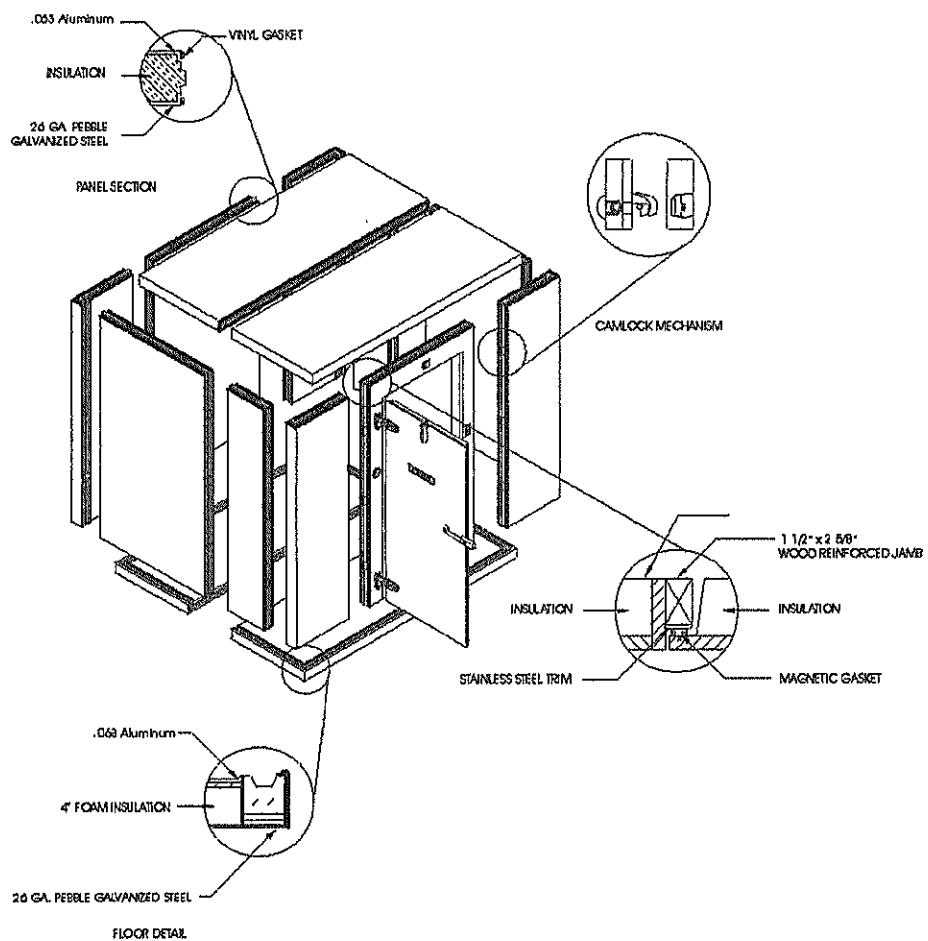
EMPRESA	REPRESENTANTE	DIRECCION	TELEFONO	CIUDAD
ADIMAXA	Alex Olsen	Km. 26.5 vía a la Costa	(593-4) 871996 /5	Guayaquil
AGRÍCOLA BALZAR Cía. Ltda.	WALTER MANOSALVAS ARAGON inesm@uiio.satnet.net	Panamericana Norte km. 8	(593-2) 471829	Quito
DOLE/UBESA	RENATO ACUÑA	Av. Las Monjas 10 y Av. C.J. Arosemena	(593-4) 204850	Guayaquil
DUPLINSA S.A..	Bustamante Morán Freddy duplinsa@gve.satnet.net	Vía Daule Km. 10.5	(593-4) 253179 252051 251601	Guayaquil
DUREXPORTA	OSCAR ORRANTIA durexport@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 fvaldaro@ecua.net.ec	Km. 19,5 vía a la Costa	(593-4) 871040 871044	Guayaquil
EXPORTADORA BANANERA NOBOA	ROBERTO MASPONS rmaspcns@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@hov.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 Marciel	(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
PRECEEXPORT	CECILIO JALIL * MARIUXI MASSINI	Aguirre 2115 y Carchi	(593-4) 452079/ 131; 132	Guayaquil
RAMON E. NAVARRO	RAMON NAVARRO mnavarro@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 33 y 34	Guayaquil		
<u>webmaster@corpei.org</u> <u>http://www.corpei.org/OfertaExportable/lista/elaborados/mangodeshi.htm</u>					
Mango deshidratado					
EMPRESA	TELEFONO	DIRECCION	CIUDAD		
Compañía Industrial Frutas del Ecuador S.A. <u>frutasel@gve.ipse.net</u>	(593-4) 350691 (593-4) 350808	Av. Segunda y calle primera Mapasingue Oeste	Guayaquil		
Confoco S.A. <u>confofi@impsat.net.ec</u> <u>confosal@impsat.net.ec</u>	(593-4) 566 527	Baquerizo Moreno 1119 y 9 de Octubre	Guayaquil		
<u>http://www.corpei.org/OfertaExportable/lista/elaborados/mangpulp.htm</u>					
Mango puré					
EMPRESA	TELEFONO	DIRECCION	CIUDAD		
Confoco S.A.. <u>confosal@impsat.net.ec</u>	(593-4) 566 527	Baquerizo Moreno 1119 y 9 de Octubre	Guayaquil		
ECUAPLANTATION S.A. <u>lanec1@ecua.net.ec</u> <u>lanec2@ecua.net.ec</u>	(593-4) 800 888 812 015	Vía Durán Tambo km. 4.5	Guayaquil		
<u>http://www.corpei.org/OfertaExportable/lista/elaborados/mangjugconc.htm</u>					
Jugo de mango					
EMPRESA	REPRESENTANTE	CARGO	DIRECCIÓN	TELEFONO	CIUDAD
Quicornac S.A. <u>www.quicornac.com</u>	Germán López	Gerente General	Km 12.5 Vía Daule intersección con la Av. Marcel Laniado de Wind	(593-4) 861 980 (593-4) 255 300	Guayaquil Guayaquil
Tropifrutas S.A. <u>glopez@telconet.net</u> <u>tropifru@tropifrutitas.com</u>					
<u>http://www.corpei.org/OfertaExportable/lista/elaborados/mangoesen.htm</u>					
Esencia de mango					
EMPRESA	TELEFONO	FAX	DIRECCION	CIUDAD	
Confoco S.A. <u>confosal@impsat.net.ec</u>	(593-4) 566 527	(593-4) 561 541	Baquerizo Moreno 1119 y 9 de Octubre	Guayaquil	

APENDICE C

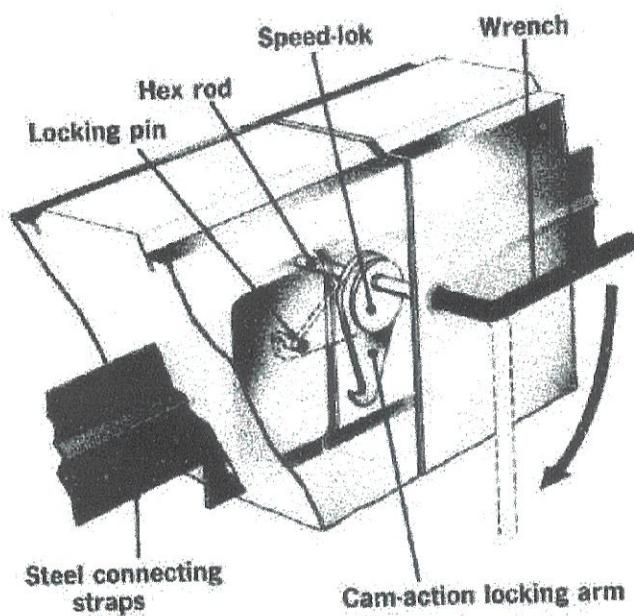
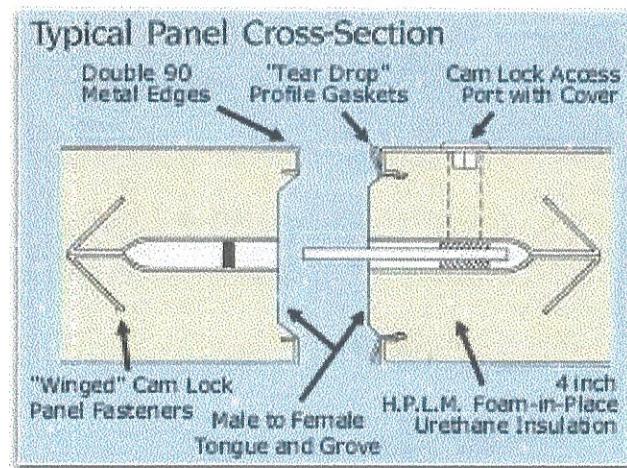
PANELES PREFABRICADOS

FEATURES



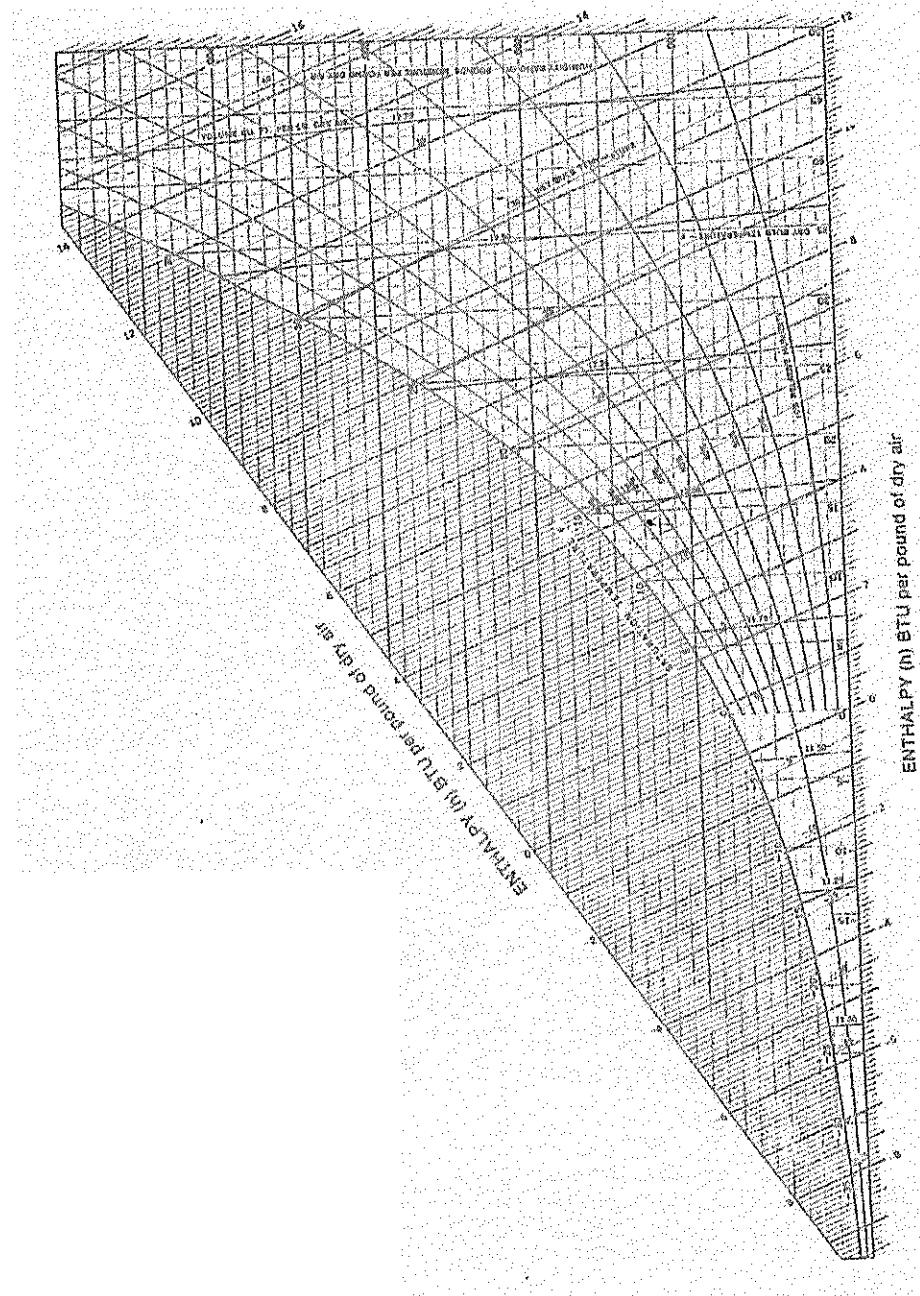
APENDICE D

GANCHOS DE SUJECIÓN ENTRE PANELES



APENDICE E

CARTA PSICROMETRICA



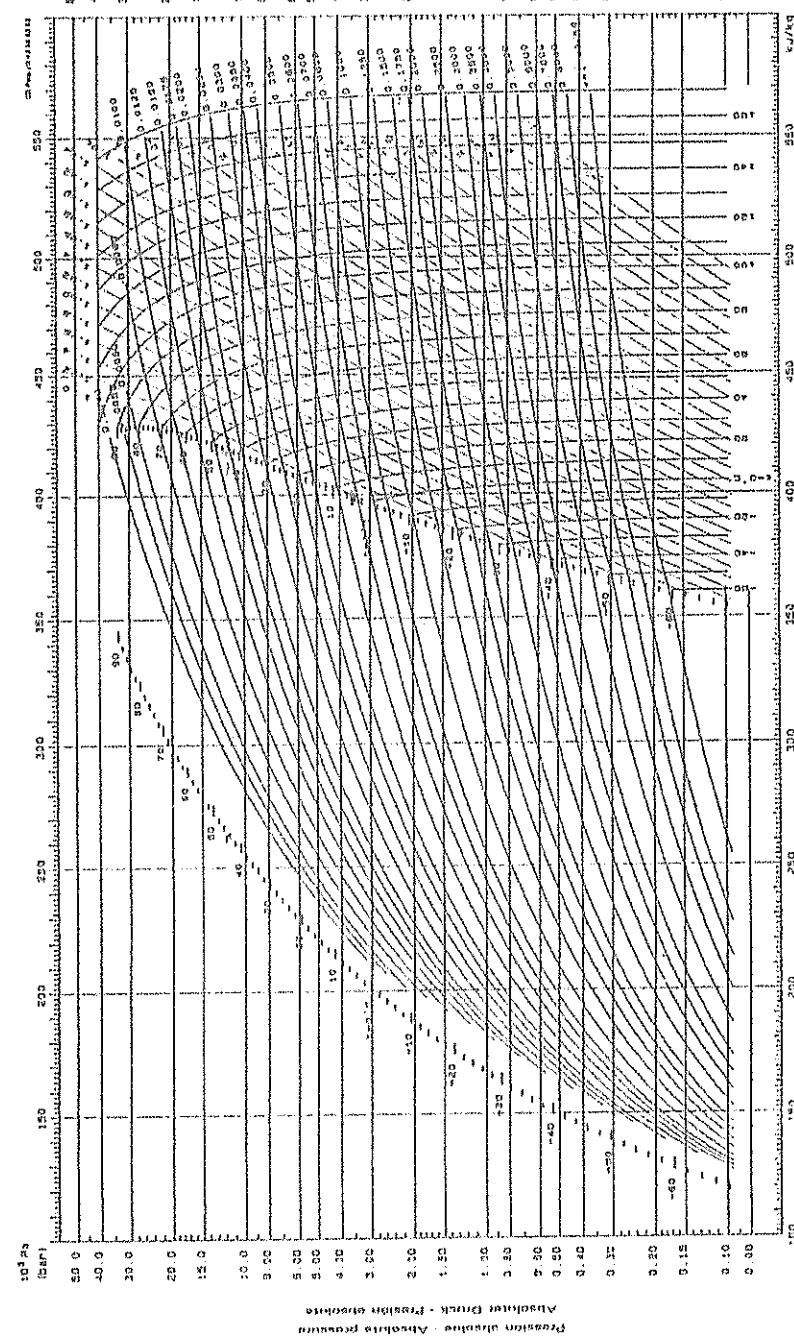
APENDICE F

DIAGRAMA PRESIÓN ENTALPIA R 134a



HFA 134a

(1, 1, 1, 2 Tétrafluoroéthane)



Graphique de Pression - Temp.
Courbe de Pression - Temp.
100 à 250 °C - 100 à 500 kPa

Entropie molaire - Specific enthalpy
Spontaneous Enthalpy - Entropie pression

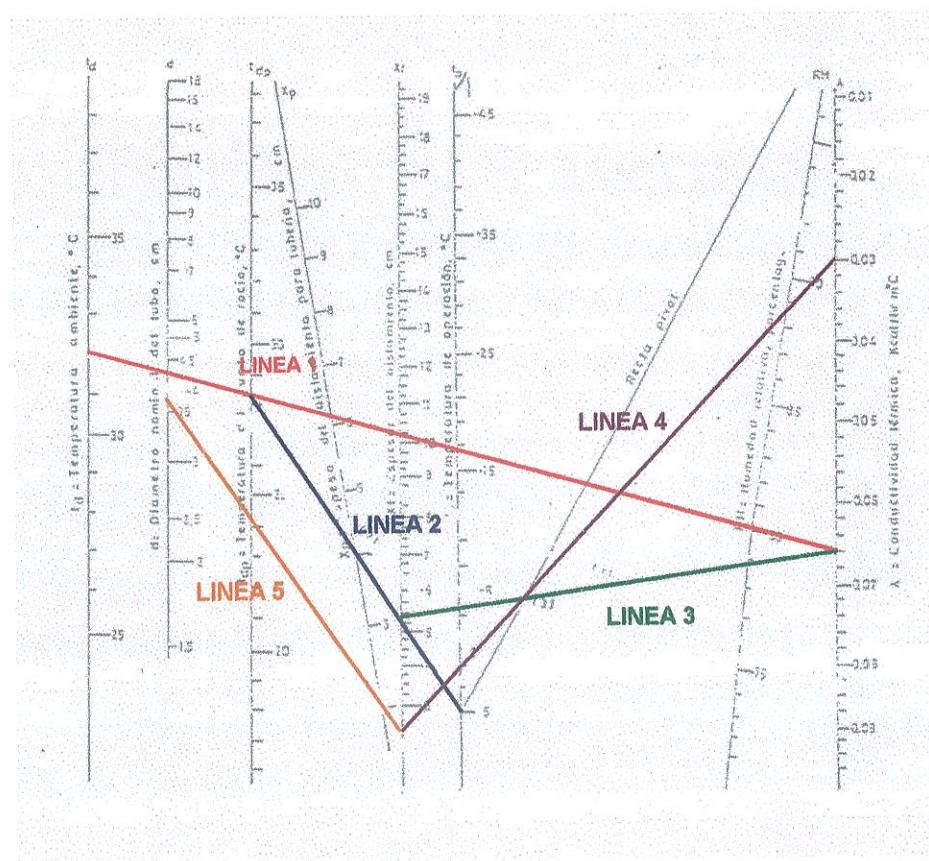
Calorifique et Pression des Services
Associations Thermodynamiques
via Flaminio, 10 - 00196 Roma



POLITECNICO DEL LITORALE
BIBLIOTECA "GIOVANNI ZEDDINI"
1958

APENDICE G

NOMOGRAMA PARA CALCULAR EL ESPESOR DEL AISLAMIENTO



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

APENDICE H

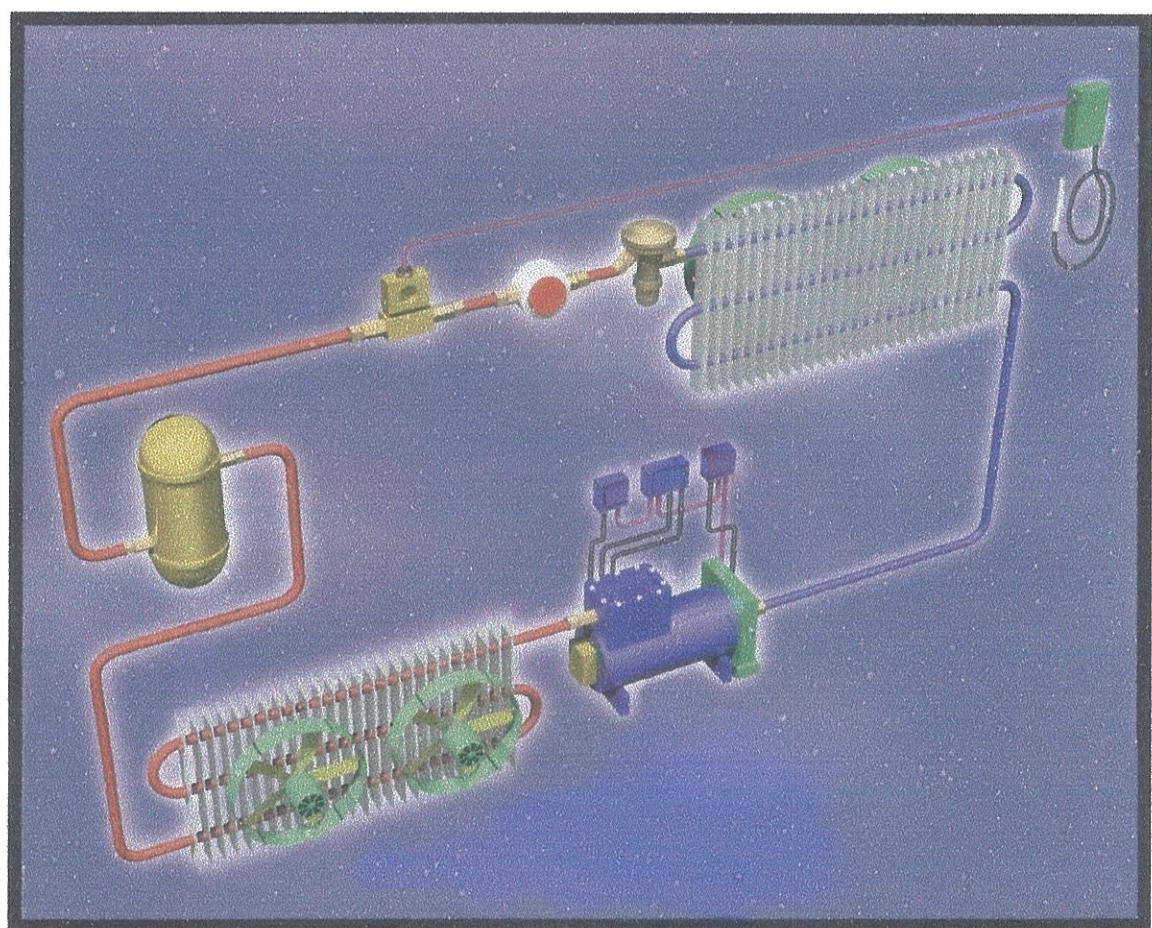
PROPIEDADES DE LOS REFRIGERANTES

	Formula Química	Volume específico en agua	Bosplata de combustión en atm. molar/atom	Consumo de oxígeno en combustión a 1000°C	Temperatura crítica de explosión	Tensión de Fusión	Flamabilidad	Seguridad
Haloclorofluorcarbónos HFCFs y halofluorcarbónos HFCs								
Hidroclorofluorcarbónos HFCFs y halofluorcarbónos HFCs								
HFC-C-22	Clorodifluorometana CHClF ₂	0.041	3.245	0.696	96	A	No	A1
HFC-C-123	no Diclorofluorometana CHCl ₂ CF ₃	0.367		0.656		B	No	B1
HFC-125	Penafluorotano CHFCF ₃	0.036		66		A	No	A1
HFC-134a	Tetrafluorotano CF ₃ CH ₂ F	0.039		0.689	101	A	No	A1
Clorofluorocarbonos CFCs								
CFC-11	Triclorofluorotano CCl ₃ F	0.338	26.94	0.636	193	A	No	A1
CFC-12	Diclorofluorotano CCl ₂ F ₂	0.039	5.223	0.689	112	A	No	A1
BFC-13B1	Bromodifluorotano CBF ₂	0.075			67	A	No	A1
CFC-113	Triclorotetrafluorotano CCl ₂ FCCl	0.638	67.20	0.71	214	A	No	A1
CFC-114	Diclorotetrafluorotano CCl ₂ FCF ₃	0.126	16.26	0.738	145.7	A	No	A1
Meidas Alcatópicas								
CFC-12/HFC132a(73.8/26.2)		0.039	6.151	0.692	105.5	A	No	A1
HFC-C-22/CFC11(68.8/31.2)						A	No	A1
Compuestos Inorgánicos								
R-717	Amoníaco NH ₃	0.248	2.838	0.653	133	B	Si	B1
R-718	Agua H ₂ O					No	No	No
R-799	Aire							

	Formula Química	Masa Molecular	Potencial destrucción Capa Ozono (ODP)	Potencial de Calefacción Global	Presión de Evaporación, kg / cm ²	Presión de Condensación, kg / cm ²	Relación compresión	Efecto de Refrigeración Watt/kg
Hidrofluorocarbonos HFCs y								
HCFC-22	Clorodifluorometano no	CHClF ₂	86.48	0.05	0.46	5.746	14.105	2.46
HCFC-123	Diclorodifluorometano no	CHCl ₂ CF ₃	153.0	0.02	0.02	0.406	1.455	3.59
HF ₂ C-125	Pentafluorano	CHF ₅ CF ₃	120.02	0.0	0.84	7.868	19.376	2.46
HF ₂ C-134a	Tetrafluoroetano	CF ₃ CH ₂ F	102.3	0.0	0.26	3.486	9.723	2.79
Clorefluorocarbonos CFCs								
CFC-11	Triclorofluorometano	CCl ₃ F	137.38	1.00	1.00	0.484	1.614	3.33
CFC-12	Diclorofluorometano	CCl ₂ F ₂	120.93	1.00	3.20	3.568	9.033	2.53
BFC-13B1	Bromodifluorometano	CBrF ₃	148.93	10				28.05
CFC-113	Triclorodifluorometano	CCl ₂ FCCl	187.39	0.30	4.95	0.184	0.714	3.87
CFC-114	Diclorodifluorometano ano	CCl ₂ FCF ₃	176.94	1.67	10.60	1.941	3.157	3.63
Meras Azoxyjinas								
HF ₂ C-12 HCFC-152a(73.8/26.2)			99.31			4.190	10.633	2.55
HCFC-22 HCFC-114(8.8/51.2)			111.63					33.61
Compuestos Inorgánicos								
R-717	Amoniaco	NH ₃	17.03	0	0	5.036	14.476	2.87
R-718	Agua	H ₂ O	18.02	0				25.6
R-729	Aire		28.97	0				

APENDICE I

CIRCUITO DE REFRIGERACIÓN



APENDICE J

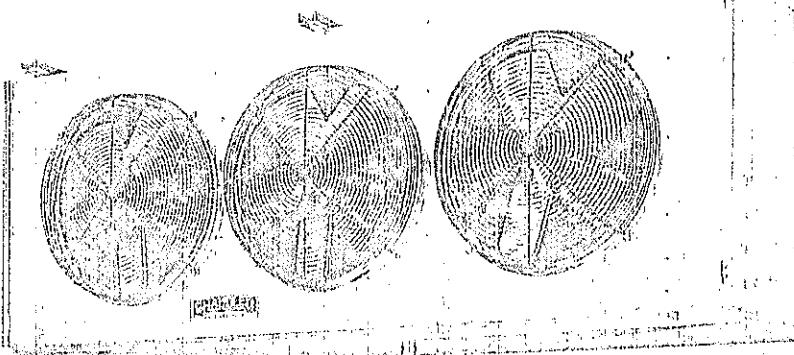
**CATALOGO DE
EVAPORADORES**

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 rpm 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.

Model No.	Capacity BTUH	10' PTD CFM	200-230/1/60 Wired 1 ph. 2 ph. 3 ph.	200-230 Wired 1 ph. 3 ph.	Motor Data		460/3/60 Wired 1 ph. 3 ph.	460/3/60 Wired 1 ph. 3 ph.	575 3/60 Wired 1 ph. 3 ph.	Cell Inlet Sight Gage	Connections (in.)		Dimensions (in.)			Approx. Ship. Wt. (lbs.)		
					460/3/60 Wired 1 ph. 3 ph.	460/3/60 Wired 1 ph. 3 ph.					Exch. Equal.	Brake	L	H	W			
450	45000	9400	2	0.4	—	9.2	3.4	—	2.6	1.8	1½	1½	1/4	1½	83½	37½	26½	425
550	65000	9600	2	0.4	—	9.2	3.4	—	2.6	1.8	1½	1½	1/4	1½	83½	37½	26½	455
640	84000	13200	3	—	5.5	7.8	—	6.0	3.9	2.7	1½	2½	1/4	1½	105½	37½	26½	580
740	74000	12600	3	—	5.5	7.8	—	6.0	3.9	2.7	1½	2½	1/4	1½	105½	37½	26½	620
810	91000	17800	4	—	8.7	10.4	—	4.7	5.8	9.0	1½	2½	1/4	1½	133½	37½	26½	740
950	95000	16900	4	—	8.7	10.4	—	4.7	5.8	9.0	1½	2½	1/4	1½	136½	37½	26½	790
1020	102000	21500	3	—	—	13.8	—	—	6.9	7.8	1½	2½	1/4	1½	136½	44½	35½	1005
1200	110000	20700	3	—	—	18.8	—	—	6.9	7.0	1½	2½	1/4	1½	135½	44½	35½	1070
1390	139000	24300	3	—	—	19.8	—	—	9.0	7.8	(2)½	(2)½	1/4	1½	135½	50½	33½	1140
1650	165000	29500	3	—	—	21.0	—	—	10.5	8.4	1½	2½	1/4	1½	142½	50½	35½	1470
2120	212000	35400	4	—	—	28.0	—	—	14.0	11.2	1½	2½	1/4	1½	165½	50½	35½	1990
400	40000	9400	2	0.4	—	5.2	3.4	—	2.8	1.8	1½	1½	1/4	1½	83½	37½	26½	420
480	48000	9400	2	0.4	—	5.2	3.4	—	2.8	1.8	1½	1½	1/4	1½	83½	37½	26½	450
560	56000	13800	3	—	5.5	7.8	—	3.0	3.9	2.7	1½	2½	1/4	1½	105½	37½	26½	575
650	65000	13200	3	—	5.5	7.8	—	3.0	3.9	2.7	1½	2½	1/4	1½	105½	37½	26½	620
710	71000	18400	4	—	8.7	10.4	—	4.7	5.2	3.6	1½	2½	1/4	1½	135½	37½	26½	735
840	84000	17600	4	—	8.7	10.4	—	4.7	5.2	3.6	1½	2½	1/4	1½	135½	37½	26½	785
890	89000	22800	3	—	—	13.8	—	—	6.9	7.8	1½	2½	1/4	1½	135½	44½	35½	1000
1050	105000	21600	3	—	—	13.8	—	—	6.9	7.8	1½	2½	1/4	1½	135½	44½	35½	1060
1220	122000	25200	3	—	—	19.8	—	—	9.0	7.8	(2)½	(2)½	1/4	1½	135½	50½	35½	1130
1440	144000	27600	3	—	—	21.0	—	—	10.5	8.4	1½	2½	1/4	1½	142½	50½	35½	1450
1880	188000	36800	4	—	—	28.0	—	—	14.0	11.2	1½	2½	1/4	1½	165½	50½	35½	1970

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

Model No.

APENDICE K

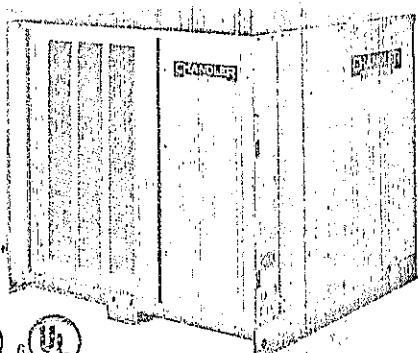
**CATALOGO DE
CONDENSADORES**

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.



Model	Compressor	Type	Suction Temp.	BTUH	Minimum Circuit		Connections (in.)	Dimensions (in.)			
					95°F Amb	205°F/230°F/60°F/3		Suction	Liquid	H	
HIDH0500D7	2D5C-075E	Med. Temp.	25°F	45130	98.5	18.9	1-1/8	1/2	39-1/4	43-3/8	42-5/16
HIDH0501D7	2D5D-050E			51160	26.9	19.5	1-1/8	1/2	39-1/4	43-3/8	42-5/16
HIDH0750D7	2D1L-075E			64149	42.4	19.3	1-3/8	5/8	39-1/4	43-3/8	61-5/16
HIDH0751D7	2D1A-075E			72330	48.9	19.6	1-1/8	5/8	39-1/4	43-3/8	61-5/16
HIDH1000D7	2D1A-075E			86960	58.0	20.2	1-3/8	5/8	39-1/4	43-3/8	61-5/16
HIDH1000D7	2D1G-100E			102380	55.9	20.2	1-3/8	5/8	39-1/4	43-3/8	61-5/16
HIDH1500D6	3D9G-140E			137490	80.1	29.1	1-5/8	7/8	48-3/4	42-1/4	102-1/2
HIDH2000D6	4D1G-200E			143470	87.9	43.9	1-5/8	7/8	48-3/4	42-1/4	102-1/2
HIDH2500D6	4D1H-250E			190010	105.3	52.7	2-1/8	1-1/8	48-3/4	42-1/4	102-1/2
HIDH2600D6	4D1H-250E			197260	109.7	84.9	3-1/8	1-1/8	48-3/4	42-1/4	132-1/2
HIDH3000D6	4D1H-300E	Low Temp.	-10°F	225520	123.0	61.5	3-1/8	1-1/8	48-8/4	42-1/4	132-1/2
HIDH3500D6	6D1H-350E			266600	137.6	68.9	3-1/8	1-1/8	48-3/4	42-1/4	132-1/2
HIDH4000D6	6D1H-400E			322600	176.5*	86.1	3-1/8	1-1/8	48-3/4	42-1/4	132-1/2
HIDH0300L2	2D5G-030E			22660	22.4	19.4	1-1/8	1/2	39-1/4	43-3/8	42-5/16
HIDH0400L2	2D1L3-040E			26780	33.0	13.4	1-1/8	1/2	39-1/4	43-3/8	42-5/16
HIDH0600L2	2D1G3-060E			39090	35.9	16.8	1-1/8	1/2	39-1/4	43-3/8	42-5/16
HIDH0901L2	3D1G3-090E			47690	37.0	17.3	1-3/8	5/8	39-1/4	43-3/8	61-5/16
HIDH0750L2	3D1G3-075E			44570	42.8	21.8	1-3/8	5/8	39-1/4	43-3/8	61-5/16
HIDH0900L2	3D1G3-090E			64540	50.0	22.7	1-3/8	5/8	39-1/4	43-3/8	61-5/16
HIDH1000L2	3D1G3-100E			68930	54.1	24.6	1-3/8	5/8	39-1/4	43-3/8	61-5/16
HIDH0500M6	2DC3-050E	Med. Temp.	25°F	43500	28.5	13.0	1-1/8	1/2	39-1/4	43-3/8	42-5/16
HIDH0501M6	2D1D3-050E			50600	28.5	13.5	1-1/8	1/2	39-1/4	43-3/8	42-5/16
HIDH0750M6	2D1L3-075E			61400	42.4	19.3	1-3/8	5/8	39-1/4	43-3/8	61-5/16
HIDH0751M6	2D1A3-075E			72300	42.9	19.6	1-1/8	5/8	39-1/4	43-3/8	61-5/16
HIDH0800M6	3D1A3-075E			85700	53.0	26.2	1-3/8	5/8	39-1/4	43-3/8	61-5/16
HIDH1000M6	3D1B3-100E			101200	56.9	26.2	1-3/8	5/8	39-1/4	43-3/8	61-5/16
HIDH1500D6	3D5B3-150E			143170	80.1	99.1	1-5/8	7/8	48-3/4	42-1/4	102-1/2
HIDH2000D6	4D1A3-200E			148760	87.9	43.9	1-5/8	7/8	48-3/4	42-1/4	102-1/2
HIDH2500D6	4D1H3-250E			191910	105.3	62.7	2-1/8	1-1/8	48-3/4	42-1/4	102-1/2
HIDH2600D6	4D1H3-250E			200970	100.7	94.9	2-1/8	1-1/8	48-3/4	42-1/4	102-1/2
HIDH2600D6	4D1J3-300E	Low Temp.	-10°F	231280	123.0	61.5	2-1/8	1-1/8	48-3/4	42-1/4	132-1/2
HIDH3000D6	4D1J3-300E			261970	137.8	68.9	2-1/8	1-1/8	48-3/4	42-1/4	132-1/2
HIDH3500D6	6D1J3-350E			329170	176.3	88.1	2-1/8	1-1/8	48-3/4	42-1/4	132-1/2
HIDH0300L6	2D1F3-030E			35600	22.4	13.4	1-1/8	1/2	39-1/4	43-3/8	42-5/16
HIDH0400L6	2D1L3-040E			40020	33.0	18.4	1-1/8	1/2	39-1/4	43-3/8	42-5/16
HIDH0600L6	2D1G3-060E			45700	35.2	16.8	1-1/8	1/2	39-1/4	43-3/8	42-5/16
HIDH0601L6	3D1A3-060E			41800	37.0	17.3	1-3/8	5/8	39-1/4	43-3/8	61-5/16
HIDH0750L6	3D1G3-075E			46200	42.3	21.9	1-3/8	5/8	39-1/4	43-3/8	61-5/16
HIDH0900L6	3D1F3-090E			69490	50.8	22.7	1-3/8	5/8	39-1/4	43-3/8	61-5/16
HIDH1000L6	3D5G3-100E			64800	54.1	24.0	1-3/8	5/8	39-1/4	43-3/8	61-5/16
HIDH11500L6	4D1L3-150E			91780	72.2	96.1	1-5/8	7/8	48-3/4	42-1/4	102-1/2
HIDH2200L6	4D1T3-220E			108690	85.3	51.9	1-5/8	7/8	48-3/4	42-1/4	102-1/2
HIDH2700L6	6D1L3-270E			134870	103.7	51.9	2-1/8	1-1/8	48-3/4	42-1/4	102-1/2
HIDH3000L6	6D1T3-300E			146440	120.4	60.2	2-1/8	1-1/8	48-3/4	42-1/4	102-1/2
HIDH3100L6	6D1T3-300E			163480	124.8	52.4	2-1/8	1-1/8	48-3/4	42-1/4	132-1/2

APENDICE L

**CATALOGO DE
COMPRESORES**

Dados de Performance

Referente à temperatura de succão do gas à 25 °C sem subresfriamento do líquido, velocidade do motor = 1750 min⁻¹ (60 Hz).

Dados de Performance

Referente à temperatura de succão do gas a 25 °C s/n sub-enfriamento do líquido, velocidad do motor = 1750 min⁻¹ (60 Hz).

Compressor Tipo	Temp. de Cond. °C	Capacidade de Refrigeração Capacidad de Refrigeración				Q ₀ [Watt]	Potência Consumida Potencia Consumido				P _e [kW]	
		12,5	0	5	0		-5	-10	-15	-20		
	30	Q	70691	64180	52889	42641	34187	27080	21013	15097	11858	8481
		P	10.76	10.45	9.80	9.19	8.42	7.70	6.94	6.10	5.35	4.51
4J -15.2Y	40	Q	62819	56882	49800	37651	30108	23711	18831	13843	10187	7113
		P	12.94	12.63	11.43	10.43	9.48	8.51	7.64	6.56	5.57	4.56
	50	Q	54930	49893	40766	32984	26262	20376	15792	11795	8491	5792
		P	11.73	11.07	10.76	11.60	10.28	9.09	7.92	6.77	5.62	4.47
4J -22.2Y	60	Q	39380	30883	40705	32956	30252	20776	16792	11795		
		P	14.33	13.67	12.22	11.23	10.99	8.99	7.61	6.83		
4J -22.2Y	60	Q	47660	43259	35200	28444	22563	17893	13977	9845		
		P	18.57	18.80	18.32	11.31	10.57	9.28	8.03	6.80		
4J -22.2Y	70	Q	40542	36724	29993	24125	19077	14761	11039	8018		
		P	16.80	15.73	14.98	12.48	10.97	9.51	8.10	6.71		
4J -22.2Y	30	Q	81626	74210	60896	49474	39741	31482	24623	18704	13885	9937
		P	12.55	12.5	11.35	10.56	9.78	8.90	8.08	7.18	6.27	5.34
4H -15.2Y	40	Q	72360	66095	53788	43582	34074	27486	21262	16063	12763	8247
		P	15.04	14.46	13.19	12.03	10.91	9.81	8.72	7.63	6.51	5.35
4H -15.2Y	50	Q	63752	57689	47931	36143	28987	23898	18271	12052	9839	6731
		P	13.39	16.89	14.75	13.20	11.84	10.48	9.10	7.86	6.56	5.24
4H -22.2Y	60	Q	63752	57689	47931	36143	30197	23808	18271	13692		
		P	10.69	15.85	14.39	13.91	11.68	10.40	9.10	7.91		
4H -22.2Y	60	Q	59527	50852	40974	32953	30129	23825	18452	11896		
		P	18.15	17.82	15.46	13.80	12.83	10.73	9.29	7.88		
4H -22.2Y	70	Q	47119	42917	36180	28916	32001	16990	12766	9296		
		P	19.42	18.23	19.39	14.43	12.64	10.95	9.34	7.78		
4G -15.2Y	30	Q	92740	83283	69187	50259	45233	38962	27970	21370	15901	11419
		P	15.92	14.66	13.60	13.01	12.07	11.05	9.97	8.83	7.63	6.37
4G -20.2Y	40	Q	62222	74612	61182	49610	39749	31373	24314	18415	13534	9540
		P	17.03	17.00	18.60	14.52	13.21	11.88	10.83	9.16	7.79	6.37
4G -20.2Y	50	Q	72516	65798	53798	43498	34706	27247	19806	15723	1393	7860
		P	20.12	19.23	17.48	15.70	14.08	12.44	10.83	9.24	7.68	6.15
4G -20.2Y	50	Q	72616	65798	53793	43496	34706	27247	19806	15723		
		P	19.49	18.69	17.92	16.41	13.88	11.83	10.70	9.26		
4G -30.2Y	60	Q	63283	57329	46749	37659	39946	23340	17811	13205		
		P	21.31	20.28	18.27	16.84	14.47	12.66	10.89	9.18		
4G -30.2Y	70	Q	544981	48860	39946	31991	29089	19398	14826	10800		
		P	22.19	21.92	19.49	17.20	16.04	12.98	11.01	9.12		
4G -30.2Y	30	Q	100119	90254	76941	63951	51272	40538	31615	23992	17784	12719
		P	10.14	10.97	14.70	19.60	12.04	11.54	10.41	9.24	8.02	6.77
6J -22.2Y	40	Q	93914	80456	69790	56497	49450	36561	37412	20761	15203	10668
		P	19.14	18.05	17.15	15.97	14.22	12.76	11.31	9.85	8.36	6.84
6J -22.2Y	50	Q	62457	74813	61188	48996	36972	30569	23084	17600	12734	8686
		P	22.12	21.11	19.14	17.25	16.41	13.03	11.68	10.15	8.43	6.70
6J -22.2Y	60	Q	82487	76863	61188	48996	36972	30569	23084	17600		
		P	21.43	20.81	18.92	16.84	15.13	13.48	11.86	10.24		
6J -22.2Y	70	Q	71479	64835	58292	42869	33890	26936	20082	14765		
		P	29.30	29.20	19.97	17.87	15.86	15.92	12.94	10.20		
6J -22.2Y	30	Q	60903	56163	44982	36143	28611	22139	16646	12024		
		P	24.90	23.59	21.99	18.71	16.46	14.22	12.15	10.07		
6J -22.2Y	40	Q	122623	111410	91412	74279	59903	47206	38017	28081	20846	14918
		P	18.05	18.26	17.96	16.84	14.62	13.37	12.09	10.78	9.42	8.01
6J -22.2Y	50	Q	108638	98691	80759	65433	52358	41206	31622	24117	17660	12382
		P	22.07	21.83	19.80	18.00	16.39	14.73	13.00	11.46	9.77	8.04
6J -22.2Y	50	Q	95714	86818	70911	57307	45021	36715	27431	20496	14772	10106
		P	25.80	24.64	22.48	19.91	17.79	15.74	13.75	11.80	9.85	7.86
6J -22.2Y	60	Q	95714	86818	70911	57307	45021	36715	27431	20496		
		P	24.85	23.80	21.60	19.43	17.54	15.62	13.73	11.87		
6H -35.2Y	60	Q	82307	76030	61620	49489	39220	30516	23100	17109		
		P	27.24	26.86	23.22	20.72	18.36	16.10	13.23	11.83		
6H -35.2Y	70	Q	71192	64434	52322	41915	33031	26608	16195	13556		
		P	23.16	27.56	24.62	21.67	18.98	16.44	14.02	11.69		
6H -35.2Y	30	Q	130165	120476	103871	84417	67002	53814	41971	32067	23861	17135
		P	22.54	22.00	20.83	19.53	18.11	15.58	14.93	13.24	11.44	9.57
6G -30.2Y	40	Q	123362	112052	91810	74497	59046	47077	30480	27034	20309	14136
		P	20.53	25.90	19.71	21.76	19.82	17.43	16.81	13.75	11.67	9.66
6G -30.2Y	50	Q	108408	98730	80725	65272	52080	40886	31461	23694	17096	11795
		P	30.19	28.86	26.22	23.65	21.14	16.07	16.26	13.87	11.53	9.23
6G -30.2Y	50	Q	108808	98730	80752	65272	52080	40886	31461	23694		
		P	29.14	27.93	25.54	23.17	20.83	18.50	16.19	13.90		
6G -40.2Y	60	Q	94887	86022	70152	56525	44800	35024	26727	19815		
		P	31.97	30.43	27.42	24.52	27.71	19.98	18.38	13.77		
6G -40.2Y	70	Q	81158	73508	59793	48005	37930	29408	22240	16206		
		P	34.80	32.90	29.25	25.81	22.50	19.47	16.62	13.08		
6G -40.2Y	30	Q	163363	148526	122034	99336	79067	62624	46058	38056	28435	120544
		P	26.75	26.12	24.76	23.25	21.61	19.94	17.95	15.94	13.81	11.58
6G -40.2Y	40	Q	145016	131773	108108	87815	70488	55777	43373	32009	24407	17370
		P	31.13	30.06	27.88	25.63	23.33	20.99	18.61	16.20	13.77	11.33
6G -40.2Y	50	Q	128106	116336	95282	77212	61778	48676	37934	28410	20783	14551
		P	36.04	34.37	31.09	27.94	24.88	21.92	19.06	16.26	13.55	10.90
6G -50.2Y	60	Q	128106	116336	95282	77212	61778	48676	37934	28410		
		P	35.37	33.77	30.67	27.66	24.74	21.90	19.13	16.43		
6G -50.2Y	70	Q	111958	101600	83051	67117	53604	41952	32928	24119		
		P	39.33	37.21	33.18	29.41	26.87	22.53	19.37	16.36		
6G -50.2Y	70	Q	96034	87097	71068	57282	45502	35510	27112	20125		
		P	42.48	40.01	35.36	31.08	27.11	23.40	19.90	16.56		

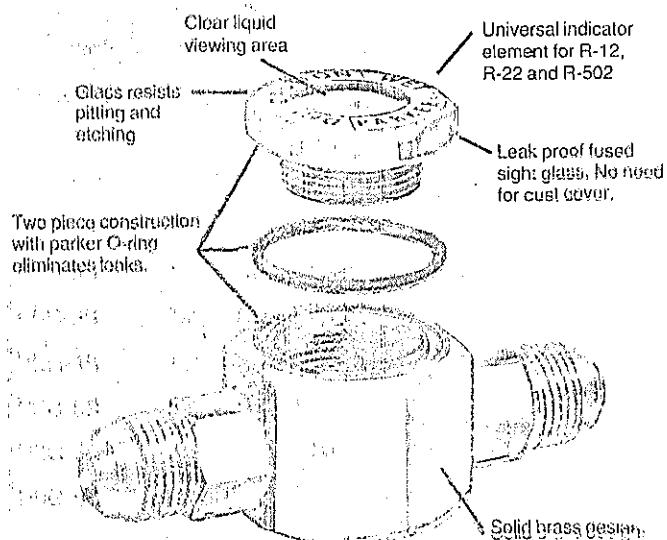
Resfriamento adicional.

Enfriamiento adicional.

APENDICE M

CATALOGO DE VISORES

Sight Glass Moisture Indicator



- Available in all popular end connections up to 1 1/4".
- 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	Image
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	6.06"	—	
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	3 - 6			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 - 29			5/8 ODF	7/8 ODF
	S (E) 10	8 - 10	28 - 38			3/8 ODF	7/8 ODF
R-502	S (E) 1	1/4 - 1	1 - 4	R	W or X	3/8 ODF	5/8 ODF
	S (E) 4	1 1/2 - 4	8 - 14			1/2 ODF	7/8 ODF
	S (E) 6	4 1/2 - 6	18 - 21			5/8 ODF	7/8 ODF

Notes:

1. Do not use VW liquid charge in air conditioning systems where ambient temperature can exceed 100°F (38°C). For Micro (R-502) units 100°F vs 100 MOP (100°F) is the charge limit.

2. Parker's initial capacity range 9 series thermostatic expansion valves, with balanced port through, allow the valve to exceed its rated system capacities. All valves will operate at less than the capacity range given. Consult factory for systems operating below these parameters.

3. 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.

4. MOP available: R-12: 15, 35, 55; R-22: 35, 55, 100; R-502: 35, 65, 110

5. 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 5	5	21	F	W or X	5/8 ODF	7/8 ODF	2# (.91 kg)
	RE 9	9	32			7/8 ODF	11/8 ODF	
	RE 12	12	42			7/8 ODF	1 1/8 ODF	
	RE 16	16	56			1 1/8 ODF	13/8 ODF	
	RE 23	23	81			1 1/8 ODF	13/8 ODF	
	RE 40	40	141			1 1/8 ODF	13/8 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	13/8 ODF	
	RE 30	30	100			1 1/8 ODF	13/8 ODF	
	RE 40	40	141			1 1/4 ODF	1 1/8 ODF	
	RE 70	70	240			1 1/8 ODF	1 1/8 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	13/8 ODF	
	RE 21	21	74			1 1/8 ODF	13/8 ODF	
	RE 30	30	100			1 1/8 ODF	13/8 ODF	
	RE 45	45	158			1 1/8 ODF	13/8 ODF	

Notes:

1. All valves will operate at less than the capacity range given. Consult factory for systems operating below these parameters.

2. 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.

3. MOP available: R-12: 15, 35, 55; R-22: 35, 55, 100; R-502: 35, 65, 110.

4. Other connections size combinations available.

F Series Specifications

Refrigerant	Model Nominal Capacity	Capacity		Refrigerant Designation	Thermostatic Charge	Flange Assembly Connections		
		tons	kW			Part #	Inlet	Outlet
R-12	FE 15	15	53	F	W or X	F-1	5/8 ODF or 1 1/8 ODM	1 1/8 ODM
	FE 20	20	70			F-2	1 1/8 ODF	13/8 ODF
	FE 25	25	88			F-3	7/8 ODF	13/8 ODF
	FE 35	35	123			F-4	15/8 ODF	15/8 ODF
	FE 45	45	168			F-5	1 1/4 ODF	1 1/4 ODF
	FE 55	55	183			F-6	1 1/8 ODF	13/8 ODF
R-22	FE 26	26	51	V	W or X	F-7	15/8 ODF	15/8 ODF
	FE 34	34	120			F-8	1 1/8 ODF	13/8 ODF
	FE 42	42	148			F-9	13/8 ODF	15/8 ODF
	FE 50	50	200					
	FE 70	70	267					
	FE 93	93	327					
R-502	FE 15	15	53	R	W or X			
	FE 20	20	70					
	FE 25	25	68					
	FE 30	30	108					
	FE 38	38	134					
	FE 45	45	158					
	FE 55	55	193					
	FE 70	70	246					

Notes:

1. Flange assemblies are not included with valve, must be ordered separately. (3.5 lbs.)

2. For full flow, the flange outlet fittings should be used with the larger valve sizes. Flange assemblies can be used with any valve.

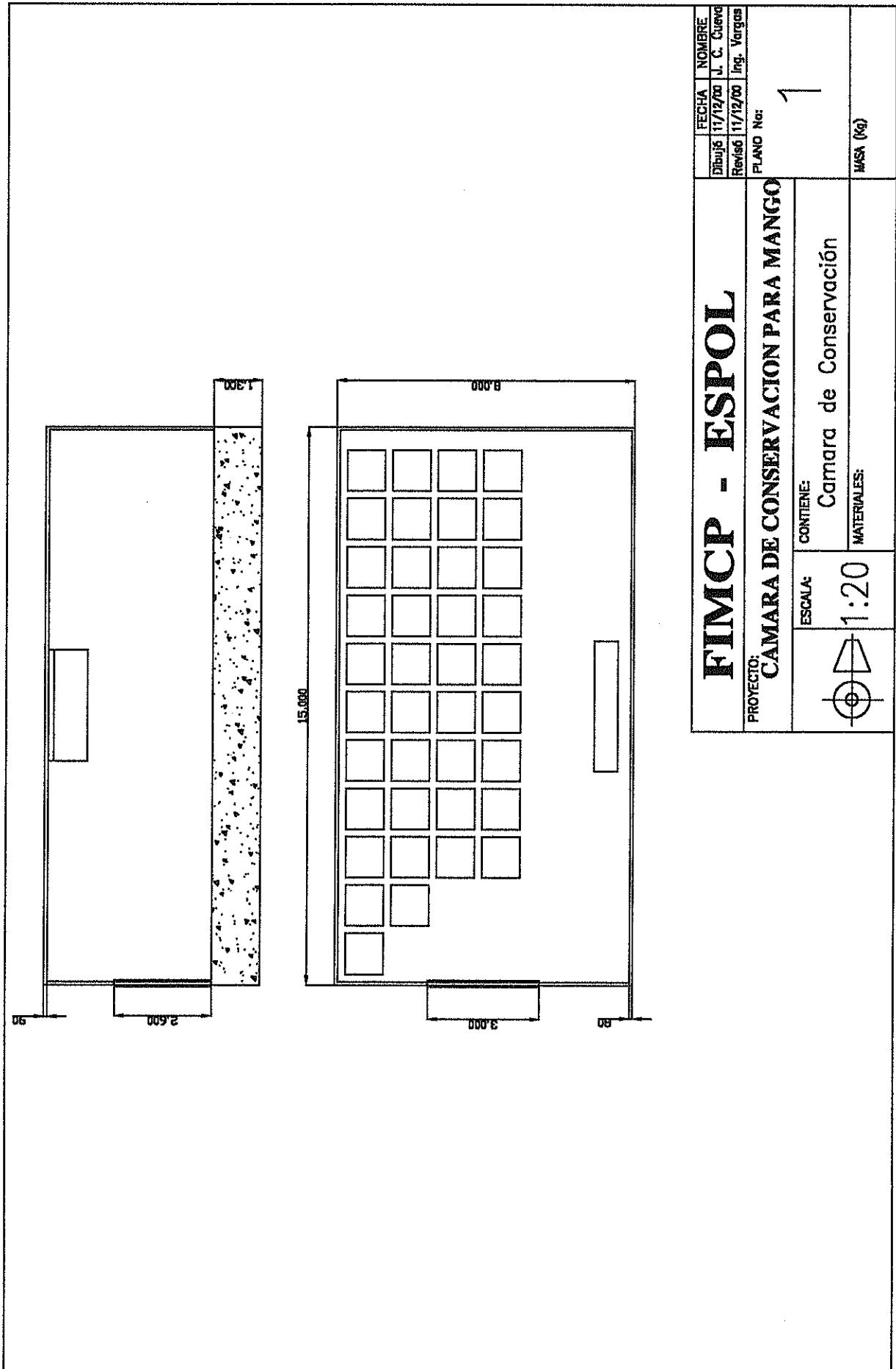
3. ODF means a female fitting that will accept tubing of the given outside diameter; example: 7/8 ODF will accept 7/8" outside diameter tubing.

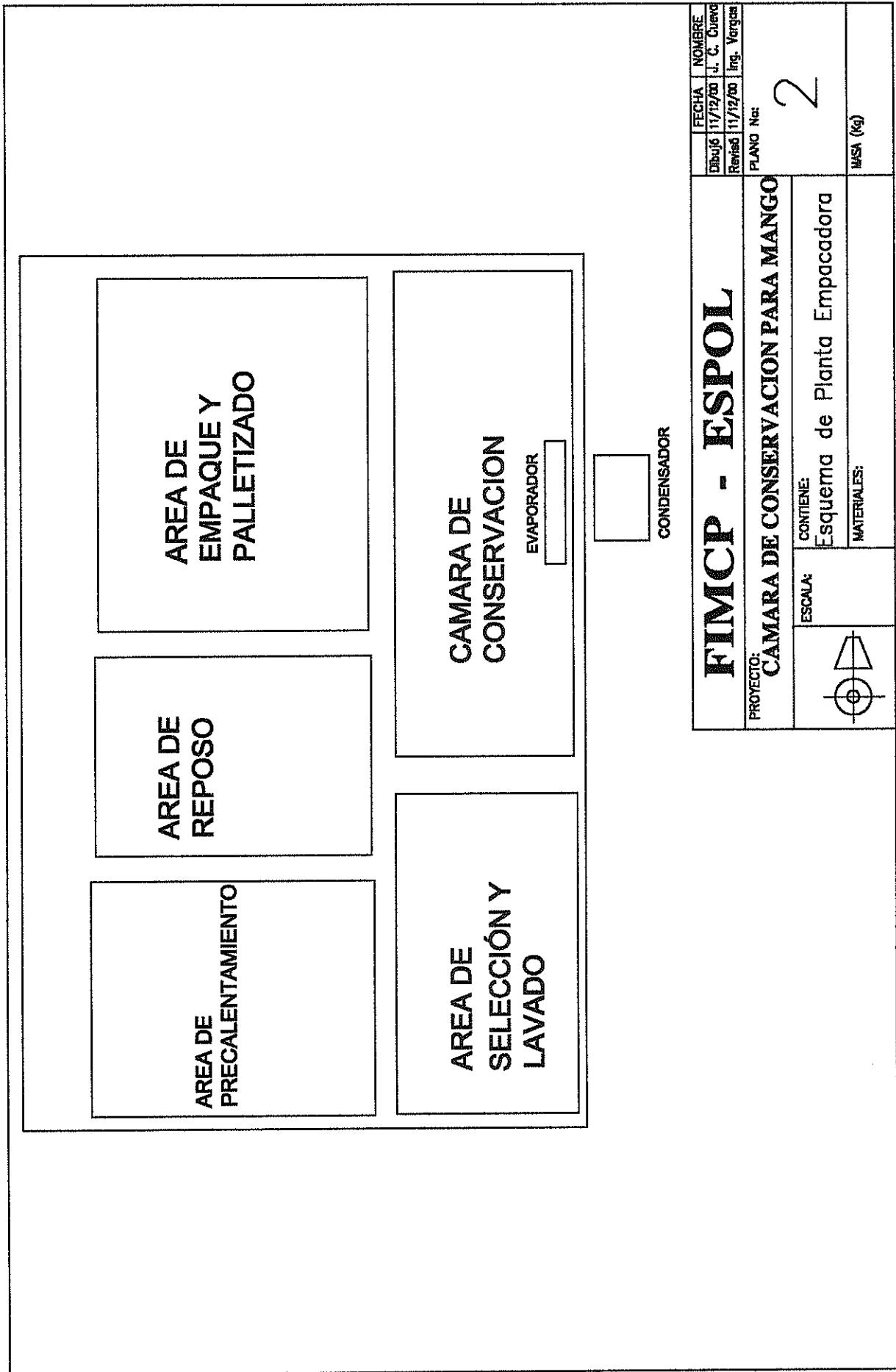
4. MOP available: F-1: 15, 35, 55; R-22: 35, 65, 100; R-502: 35, 65, 110.

APENDICE O



**PLANOS DE LA CAMARA DE
CONSERVACIÓN PARA
MANGO**





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