



T
621.56
VER

ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL

**Facultad de Ingeniería en Mecánica y Ciencias de la
Producción**

**“Cálculo de un Sistema de Refrigeración para dos
Cámaras de Conservación de Alimentos a
Temperaturas Diferentes”**

TESIS DE GRADO

Previa a la obtención del Título de



INGENIERO MECANICO



Presentado por:

PEDRO JOSE VERA ALVARADO

GUAYAQUIL-ECUADOR

Año: 2003

AGRADECIMIENTO



A mi Director de Tesis

DEDICATORIA



**A MI ESPOSA E HIJO
A MIS PADRES
A MIS HERMANOS**

TRIBUNAL DE GRADUACION



**Ing. Francisco Andrade S.
SUB-DECANO DE LA FIMCP
PRESIDENTE**



**Ing. Angel Vargas Z.
DIRECTOR DE TESIS**



**Ing. Jorge Duque R.
VOCAL**

DECLARACION EXPRESA

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

(Reglamento de Graduación de la ESPOL)



Pedro Vera A.

PEDRO VERA A.



RESUMEN

La presente Tesis de Grado tiene por objeto calcular los equipos y accesorios necesarios para un sistema de refrigeración para conservación de carnes y de vegetales. Dicha conservación será por medio de dos cámaras de refrigeración a diferentes temperaturas.

Inicialmente, se determina los materiales de construcción a utilizar para las cámaras y sus dimensiones. Estas cámaras serán utilizadas en un restaurante de la ciudad de Guayaquil.

Luego, se realizan los cálculos de carga frigorífica, se selecciona el sistema de refrigeración y el líquido refrigerante a utilizar para finalmente trazar el ciclo termodinámico en el diagrama Presión vs. entalpía. Con estos datos, diseñamos el equipo frigorífico principal con todos los accesorios del sistema.

En la última parte se realiza un cálculo de costos de todo el trabajo incluyendo obra civil y comparamos el valor local de las cámaras con los equipos, con el valor importado de los mismos.

INDICE GENERAL

	Pag.
RESUMEN.....	VI
INDICE GENERAL.....	VII
ABREVIATURAS.....	XI
SIMBOLOGIA.....	XII
INDICE DE FIGURAS.....	XIII
INDICE DE TABLAS.....	XV
INTRODUCCIÓN.....	1
CAPITULO 1	
1. FACTORES DE INFLUENCIA EN CONSERVACIÓN DE ALIMENTOS PARA RESTAURANTES.....	3
1.1 Factores de Influencia en conservación de Carnes.....	3
1.2 Factores de Influencia en conservación de Vegetales.....	9
CAPITULO 2	
2. SELECCIÓN DE MATERIALES PARA CONSTRUCCIÓN.....	10
2.1 Dimensionamiento y Ubicación de las cámaras.....	10
2.2 Materiales a Utilizar.....	13



CAPITULO 3

3. CALCULO DE LA CARGA FRIGORÍFICA TOTAL.....	18
3.1 Cámara de Carnes.....	18
3.1.1 Selección y cálculo del aislamiento.....	18
3.1.2 Cálculo de aportes caloríficos	31
3.2 Cámara de Vegetales.....	42
3.2.1 Selección y cálculo del aislamiento.....	42
3.2.2 Cálculo de aportes caloríficos.....	45

CAPITULO 4

4. SELECCIÓN DEL REFRIGERANTE.....	52
4.1 Concepto e importancia.....	52
4.2 Clasificación de los Refrigerantes.....	52
4.3 Selección del refrigerante a utilizar.....	57



CAPITULO 5

5. SELECCIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.....	58
5.1 Clasificación de Sistemas.....	58
5.2 Selección del sistema a utilizar.....	64

CAPITULO 6

6. CICLO TERMODINÁMICO DEL SISTEMA.....	65
---	----

6.1 Condiciones de Diseño.....	65
6.1.1 Determinación de Temperatura de condensación.....	65
6.1.2 Determinación de Temperatura de evaporación para ambas cámaras.....	68
6.2 Selección y trazado del ciclo.....	74
6.3 Parámetros principales del ciclo.....	86

CAPITULO 7

7. CALCULO DE LOS EQUIPOS PRINCIPALES Y DISPOSITIVOS ANEXOS DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.....	93
7.1 Cálculo del Compresor.....	93
7.2 Cálculo del Condensador.....	98
7.3 Cálculo de los evaporadores.....	113
7.4 Cálculo de las válvulas de expansión.....	133
7.5 Dispositivos Anexos.....	143
7.6 Dimensionamiento y cálculo de tuberías.....	156



CAPITULO 8

8. COSTO GENERAL DEL TRABAJO.....	174
8.1 Costo del trabajo importado.....	174
8.2 Costo del trabajo localmente.....	176

CAPITULO 9

9. CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES..... 179

ANEXOS

BIBLIOGRAFÍA



ABREVIATURAS

BTU	Unidad Térmica de medida
cms	Centímetros
cms ²	Centímetros cuadrado
°C	Grados centígrados
°F	Grados Fahrenheit
hr	Hora
Hp	Caballos de Fuerza (Horse power)
J	Joule
Kcal	Kilocalorías
Kg	Kilogramos
KJ	Kilojoule
Kw	Kilowatts
°K	Grados Kelvin
Lbs	Libras
M	Metros
M ²	metros cuadrados
M ³	metros cúbicos
mm	Milímetros
Mpa	Megapascal
Pr	Número de Prandtl
Pa	Pascal
P.M.	Después de meridiano
Ph	Grado de acidez
Pulg	pulgadas
RPM	Revoluciones por minuto
Re	Número de Reynolds
S	Segundo
S ²	Segundo cuadrado
Tn	Toneladas
U	Viscosidad cinética
V	Volumen específico
Z	Número de cilindros



SIMBOLOGIA

C	Calor desprendido por personas
Cp	Calor específico
Ec	Equivalente calorífico en Kcal/hr*HP
fe	Coefficiente de sarro
Gmax	Velocidad máxima de flujo de aire en área mínima
Hi	Coefficiente de convección del refrigerante
He	Coefficiente de convección del aire
η	Eficiencia de la aleta
N _m	Rendimiento Mecánico
N	Número de aletas
N _v	Rendimiento volumétrico
ξ	Relación de compresión
Te	Temperatura de entrada de aire
Ts	Temperatura de salida de aire
Tn	Toneladas
ΔTM_1	Diferencia logarítmica entre Temperatura de aire y Temperatura de condensación
ΔTM_2	Diferencia logarítmica entre Temperatura de aire y Temperatura de evaporación de Cámara de Carnes
ΔTM_3	Diferencia logarítmica entre Temperatura de aire y Temperatura de evaporación de cámara de Vegetales
Tc	Temperatura de Condensación
Tevap ₁	Temperatura de evaporador de cámara de carnes
Tevap ₂	Temperatura de evaporador de cámara de vegetales





INDICE DE FIGURAS

	Pag.
Figura 2.1	Dimensionamiento de las cámaras..... 11
Figura 2.2	Ubicación de los equipos sobre la cámara..... 14
Figura 2.3	Empotramiento recomendado para los tubos de sujeción..... 16
Figura 2.4	Bandejas metálicas..... 17
Figura 3.1	Espesor de Paredes..... 28
Figura 3.2	Espesor del Tumbado..... 29
Figura 3.3	Espesor del piso..... 30
Figura 3.4	Orientación de las Cámaras..... 35
Figura 3.5	Pérdidas de calor del cuerpo humano a diferentes temperaturas..... 41
Figura 6.1	Determinación de la temperatura de condensación..... 67
Figura 6.2	Nomograma de Mehener..... 69
Figura 6.3	Determinación de la temperatura de evaporación (Cámara de Carnes)..... 72
Figura 6.4	Determinación de la temperatura de evaporación (Cámara de Vegetales)..... 74
Figura 6.5	Límite de Compresión..... 78
Figura 6.6	Ciclo termodinámico del sistema..... 82
Figura 6.7	Esquema de la instalación frigorífica del sistema de Refrigeración..... 85
Figura 6.8	Curva del rendimiento volumétrico vs. relación de compresión..... 89
Figura 7.1	Disposición de tubos..... 107
Figura 7.2	Dimensionamiento de condensador de 3 hileras..... 108
Figura 7.3	Eficiencia de Aletas Anulares..... 111
Figura 7.4	Dimensionamiento de evaporador de cámara de carnes de 3 hileras..... 120
Figura 7.5	Dimensionamiento de evaporador de cámara de vegetales de 1 hilera..... 129
Figura 7.6	Válvula de expansión termostática (con equilibrador interno de presión)..... 136

	Pag.
Figura 7.7	Válvula de expansión termostática (con equilibrador externo de presión)..... 138
Figura 7.8	Válvula de Retención..... 145
Figura 7.9	Válvula de presión constante..... 146
Figura 7.10	Filtro deshidratador..... 148
Figura 7.11	Válvula solenoide (de acción directa)..... 152
Figura 7.12	Separador de aceite..... 154
Figura 7.13	Caídas de presión con respecto a bajas temperaturas.... 159
Figura 7.14	Diagrama de Moody..... 161
Figura 7.15	Nomograma para cálculo de aislamiento en tuberías..... 173

INDICE DE TABLAS

		Pag.
Tabla 1	Propiedades de los principales aislamientos térmicos.....	22
Tabla 2	Conductividad térmica de varios cuerpos.....	24
Tabla 3	Numero de renovaciones por volumen del local a temperaturas superiores a 0 °C.....	37
Tabla 4	Equivalente calorífico de motores eléctricos.....	39
Tabla 5	Propiedades de los principales refrigerantes primarios.....	55
Tabla 6	Diferencias de Temperaturas vs. Humedad relativa (para evaporadores enfriadores de aire).....	71
Tabla 7	Valores de las propiedades termodinámicas del ciclo de refrigeración.....	84
Tabla 8	Propiedades Termodinámicas del aire atmosférico a diferentes Temperaturas.....	101
Tabla 9	Factores de sarro.....	104
Tabla 10	Factor de corrección de la Temperatura del líquido refrigerante.....	139
Tabla 11	Capacidades para Selección de Válvulas de expansión termostática.....	141
Tabla 12	Especificaciones para Tubería de cobre usada en refrigeración.....	163
Tabla 13	Longitudes Equivalentes para cálculo de caída de presión	165



INTRODUCCION

La mayoría de los alimentos requieren estar a una temperatura determinada para su conservación a corto o largo plazo.

Cuando se necesita conservar alimentos tales como carnes, chorizos o vegetales, se tiene que tomar en cuenta las condiciones climáticas (tales como temperatura, humedad, etc.) para que dichos alimentos no se deterioren y no pierdan su poder nutritivo ni su calidad.

Por esta razón, en lugares como restaurantes, parrilladas o sitios donde se comercializa esta clase de alimentos, es muy necesario tener un medio para poder almacenar o refrigerar una gran cantidad de alimentos y disponer de ellos en el tiempo que sea necesario.

Esta tesis es realizada con el fin de proporcionar a un propietario de un restaurante -de la ciudad de Guayaquil- todos los datos necesarios para construir una cámara frigorífica para conservar alimentos. Dicho propietario es el Tecnólogo Pesquero (Graduado en la ESPOL) Victoriano Fernández cuyo negocio se encuentra ubicado en la ciudadela Bellavista.

Dicho establecimiento tiene 6 años de funcionamiento y siempre ha estado en constante crecimiento en cuanto a número de clientes se refiere.

La mayoría de los "platos" que se sirven en este lugar son parrilladas y ensaladas. Hay que resaltar que las dimensiones y ubicación de la cámara fueron establecidas por el dueño del restaurante con un suficiente asesoramiento por parte nuestra.

Por estas razones, el propietario está llevando a cabo un proyecto para expandir su negocio.

Su proyecto consiste en:

- Agrandar el patio de comidas
- Comprar e instalar una cortadora de carnes automática.
- Construir una cámara frigorífica para almacenar las carnes y vegetales.
- Redistribuir todo el espacio físico del local para edificar más cuartos y bodegas.

La construcción de la cámara le representa al propietario una gran ventaja, porque tendrá un medio para poder conservar una gran cantidad de alimentos en climas tropicales como el nuestro y podrá consumirlos cuando la demanda se lo exija y es precisamente el tema de esta tesis de grado a desarrollarse a continuación.



CAPITULO 1

1. FACTORES DE INFLUENCIA EN CONSERVACIÓN DE ALIMENTOS PARA RESTAURANTES.

1.1 Factores de influencia en la conservación de carnes

La refrigeración , como medio de conservación de las carnes a corto plazo, esta influenciada por varios factores tanto intrínsecos (como son las características de las carnes) como los extrínsecos (temperatura, humedad, tipo de embalaje principalmente).

Características y tipo de carne a conservar.- existe una serie de parámetros que influye y determina variaciones en los tiempos de refrigeración y conservación de las carnes.

Estos parámetros empiezan desde la edad, raza, alimentación , cantidad de grasa y estado fisiológico que haya tenido la res antes de conservación.

Las propiedades termodinámicas de la carne también influyen en la conservación de las mismas. Por ejemplo la carnes con grado de acidez más elevado, es decir con un ph más bajo, se conservan más tiempo. Cuando el ph supera los valores de 6, tenemos un aumento en la velocidad de degradación, debido a los agentes bacterianos enzimáticos.

Al comienzo de un período de almacenamiento el ph se mantiene bajo, a causa de el desarrollo de los lacto bacilos y por tanto la carne se encuentra en buenas condiciones, pero con el paso del tiempo las bacterias anaerobias se superponen a las aerobias, subiendo el ph, con lo que se liberan olores anormales y comienza la descomposición.

Las bacterias son muy susceptibles a la acidez y no pueden vivir en un medio como este, por eso requieren ambientes ya sea neutros o ligeramente alcalinos.

Para mantener las carnes en buenas condiciones sin disminuir su calidad original, es necesario usar métodos que destruyan las bacterias ya sea aplicando calor, sustancias químicas o radiación. Algunas veces es factible usar métodos para inhibir el crecimiento bacteriano y para esto se usan sustancias químicas, ingredientes del

curado, deshidratación, fermentación, refrigeración y congelación. El método usado en nuestro caso será el de la refrigeración, este evita el crecimiento de los gérmenes mesófilos y psicrófilos, determinando un alargamiento de la fase de lactancia y reduciendo su velocidad de crecimiento. Estos gérmenes son más susceptibles a la refrigeración rápida que a la refrigeración lenta.

La conductividad térmica es otra propiedad termodinámica al tener en cuenta ya que varía ampliamente con la temperatura en que se encuentra la carne, es así que al disminuir la temperatura la conductividad térmica aumenta, esto se debe a que el hielo formado en la carne tiene mayor conductividad que el agua. La velocidad de enfriamiento de la carne también está afectada por la conductividad.

La variación de la entalpía es otra propiedad que influye en la conservación del alimento en general, la cual consiste en el calor extraído para el enfriamiento de la carne y depende la temperatura inicial y de la temperatura final de refrigeración.

La temperatura es el factor ambiental que más afecta el crecimiento de los microorganismos. Por esta razón es uno de los factores a considerar en la conservación tanto de carnes como de vegetales.

La temperatura afecta la velocidad de crecimiento, exigencias nutricionales y composición química y enzimática de los microorganismos. Los efectos letales de la congelación y refrigeración dependen del microorganismo en cuestión y de las condiciones de tiempo y temperatura de almacenamiento. Algunos microorganismos pueden estar viables durante largo tiempo en alimentos congelados.

La humedad relativa influye directamente en la actividad de agua del alimento. El término "actividad de agua" se refiere al agua disponible para el crecimiento microbiano. A mayores valores de actividad de agua, se incrementa el crecimiento bacteriano. Si un alimento con bajo contenido de agua se guarda en una atmósfera con humedad relativa alta, la actividad de agua de este alimento aumentará permitiendo el deterioro debido a los microorganismos. La combinación entre la humedad relativa y temperatura no puede despreciarse. Generalmente, cuanto mayor es la temperatura de almacenamiento, menor será la humedad relativa, y viceversa.

La velocidad y tiempo de refrigeración es uno de los principales factores físicos. Para determinar el tiempo de refrigeración se consideran 2 tipos de factores:



Los factores concernientes a la calidad del producto y los factores concernientes a la instalación frigorífica.

Las consideraciones más importantes a tomar en cuenta en el producto son:

- Dimensión y forma del producto
- Variación de entalpía
- Conductividad térmica
- Temperatura inicial y final del producto

Y las consideraciones más importantes en lo concerniente a la instalación frigorífica son:

- Temperatura del medio refrigerante
- Humedad relativa
- Medio o procedimiento de refrigeración utilizado.

En la práctica la velocidad de enfriamiento se obtiene dividiendo la mitad del espesor de la carne en el punto más grueso de la masa muscular por el tiempo efectivo en alcanzar la temperatura final deseada.

La forma y característica del embalaje es otro factor a tomar en cuenta. El tipo de embalaje afecta muy diferentemente a las carnes. En el aspecto bacteriológico se encuentran diferencias considerables en el número de bacterias y la naturaleza de la flora microbiana, para un mismo vacío y una misma temperatura de conservación, según el tipo de embalaje utilizado.

De forma general en todos los envases plásticos al vacío se produce una cierta pérdida de jugos, que determina un perjuicio económico como consecuencia de la pérdida de peso.

Con los materiales impermeables puede decirse que se mantiene al principio toda la humedad inicial, permitiéndose así una mejor maduración de la carne, que favorece la ternura y el sabor, dando una presentación más agradable. De otro lado los materiales retráctiles favorecen el aspecto visual y puede decirse que en los almacenamiento a largo plazo perjudica a todas las características organolépticas.

1.2 Factores de influencia en la conservación de vegetales

Al igual que en la conservación de las carnes, existen factores intrínsecos (biológicas y fisiológicas del material vegetal) y

extrínsecos que influyen en la conservación de vegetales, tales como acidez, potencial de óxido-reducción, composición química (intrínsecos) y temperatura, humedad, composición del medio y embalaje (extrínsecos).

En lo que se refiere a acidez, al igual que en las carnes, los microorganismos crecen mejor en los vegetales próximos a la neutralidad y alcalinidad. Es decir, los vegetales cuyo grado de acidez (pH) esté entre 5,8 a 6 están más propensos al deterioro. El grado de acidez de los vegetales más comunes son: la lechuga con un pH de 6,0; la patata con un pH de 5,3 a 5,6; la zanahoria con un pH de 4,9 a 6,0; y el tomate con un pH de 4,2 a 4,3

Con respecto a la temperatura y, en su caso, la humedad relativa en el interior de las cámaras frigoríficas, corresponderán a las condiciones de conservación reglamentarias de cada producto durante su tiempo de almacenamiento. La circulación forzada del aire mediante ventiladores en el interior de las cámaras será la adecuada, de modo que se obtenga una homogeneidad de temperatura y humedad relativa, evitándose tanto las zonas de aire estancado, como las ventiladas en exceso. Es importante evitar la permanencia simultánea de alimentos que produce la transmisión de olores y tratar de que la estiba influya lo menor posible.





CAPITULO 2

2. SELECCIÓN DE MATERIALES PARA SU CONSTRUCCION

2.1 Dimensionamiento y ubicación de las cámaras

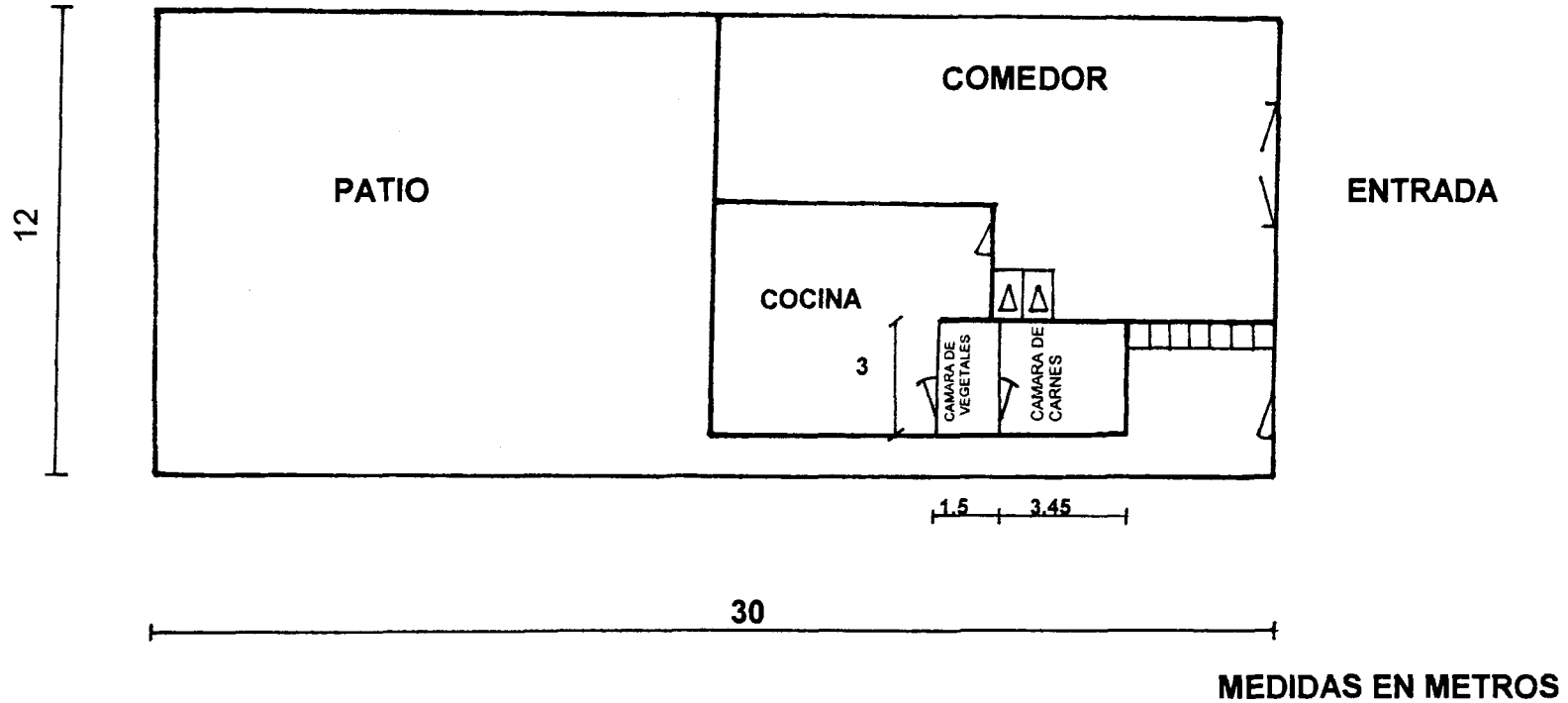
Las dimensiones fueron establecidas en base al espacio disponible en el restaurante, teniendo en cuenta la cantidad de alimentos que se va a refrigerar. La dimensión total de la cámara junta es de 4,95 m por 3 m, con una altura de 2,5 m. Por lo tanto, se tiene un volumen total de 37, 12 m³. Estas son las dimensiones exteriores de la cámara, es decir incluyendo espesor de paredes, aislamiento, enlucido, etc.

Como habíamos mencionado, esta cámara se divide en dos partes:

La cámara de carnes cuya medida exterior es de 3,45 x 3 m.

Su volumen total es de 25,87 m³.

FIGURA 2.1
DIMENSIONAMIENTO DE LAS CAMARAS DE REFRIGERACIÓN



La cámara de vegetales cuya medida exterior es de 1,5 x 3 m. Su volumen total es de 11,25 87 m³.

La ubicación de la cámara, así como sus dimensiones ha sido establecida conjuntamente con el propietario del establecimiento en coordinación con nosotros. El área total del establecimiento es de 30 metros de largo -en dirección meridiana- por 12 metros de largo - en dirección paralela-.

La cámara será ubicada hacia un costado central del establecimiento, junto a la cocina para obtener un acceso más rápido de los trabajadores del restaurant. Esta cámara está dividida en dos partes: Una cámara para carne y otra para vegetales. Las dos cámaras se encuentran contiguas, es decir, poseen una pared en común. Con esto obtenemos la gran ventaja de que en una de las paredes de la cámara de carnes se disminuye la carga térmica al estar en contacto directo con la otra cámara, produciéndose, de esta manera, un ahorro en el equipo frigorífico.

Además, con esta ubicación, existe una disponibilidad exterior -en la parte superior de la cámara- para la colocación de los equipos tales como compresor, condensador, etc. La pared en dirección al Oeste



está muy próxima a un gran muro que separa al restaurant con la propiedad vecina.

2.2 Materiales a utilizar

Los materiales a utilizar para la construcción de nuestras cámaras son los siguientes:

-Mortero de cemento como enlucido

-Poliestireno como aislamiento .

-Lámina de acero galvanizado como barrera antivapor para las paredes laterales, o capa de asfalto como antivapor para el suelo y tumbado.

-Pared de bloques de hormigón. (En el capítulo 3 detallaremos el cálculo del espesor de estos materiales principalmente del aislamiento).

La estructura de la cámara puede ser con pilares de hormigón armado, (de 15 a 20 cms. de espesor) y el tumbado con tirantes metálicos apoyado sobre la estructura de la cámara para poder sujetar el peso de los equipos que irán colocados en la parte superior.

De esta manera, se facilitarán las conexiones de tuberías con los evaporadores y se evitará una demasiada longitud de tubería que aumenta las caídas de presión y el costo de instalación.

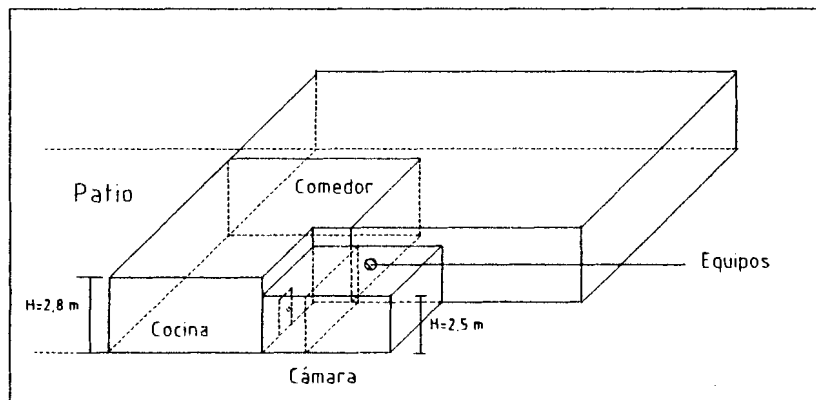


FIGURA 2.2 UBICACIÓN DE LOS EQUIPOS EN LA CÁMARA

Por lo tanto, el diseño del tumbado deberá estar hecho de tal forma que pueda soportar las cargas estáticas de los equipos y además, las
 las
 cargas dinámicas por efecto del funcionamiento de los equipos. (Por esta razón, se recomienda colocar aisladores de vibración sobre los equipos).

La puerta puede ser hecha de madera de plywood marino con aislamiento en su núcleo con frisos de caucho en sus bordes de cierre a fin de asegurar una buena hermeticidad o estanqueidad.

Sobre el suelo de la cámara, se recomienda colocar una capa final de hormigón simple (piedra + cemento + arena) enlucido con cemento un poco rugoso para evitar el resbalamiento del personal.

El espesor de los materiales utilizados en la pared interior puede ser menor al de las demás paredes, al no haber un gran intercambio de calor entre ambos ambientes.

En la cámara de vegetales, que servirá como antecámara para la de carnes, se colocará una mesa de madera de 1,30 x 0,9 metros x 2cms. de espesor (apoyada sobre una de las paredes) para realizar el despiece de carnes y elaboración de chorizos.

Dicho despiece y elaboración de los chorizos se realizará frecuentemente por dos personas, por lo que hay que considerar un prudente espacio de trabajo.

En cambio, en la cámara de carnes, se colocarán unos tubos de acero de 4 centímetros de diámetro para poder colgar o sujetar las reses de carne porcino teniendo, obviamente, cuidado en el empotramiento de estos tubos para evitar la formación de puentes térmicos.

Estos elementos de acero pueden ser empotrados en varias partes, como por ejemplo un tubo horizontal sobre las paredes laterales, o ganchos colgados en la pared superior o tumbado.

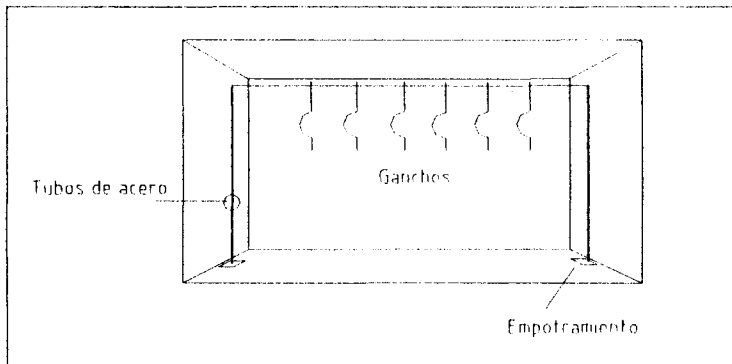


FIGURA 2.3 EMPOTRAMIENTO RECOMENDADO PARA LOS TUBOS DE SUJECIÓN

En este tipo de empotramiento hay que tener mucho cuidado porque los agujeros de las paredes -donde se colocarán los tubos- puede

infiltrarse calor, si no son debidamente contruidos. Se recomienda en estos casos, un arco de acero con empotramiento en el suelo.

Además se pondrán bandejas metálicas en ambas cámaras, en forma de repisa para colocar los diferentes tipos de alimentos que se va a almacenar, teniendo en cuenta en no amontonar las carnes en ciertas partes de la cámara (evaporador) para conseguir una adecuada distribución del aire dentro de la misma.

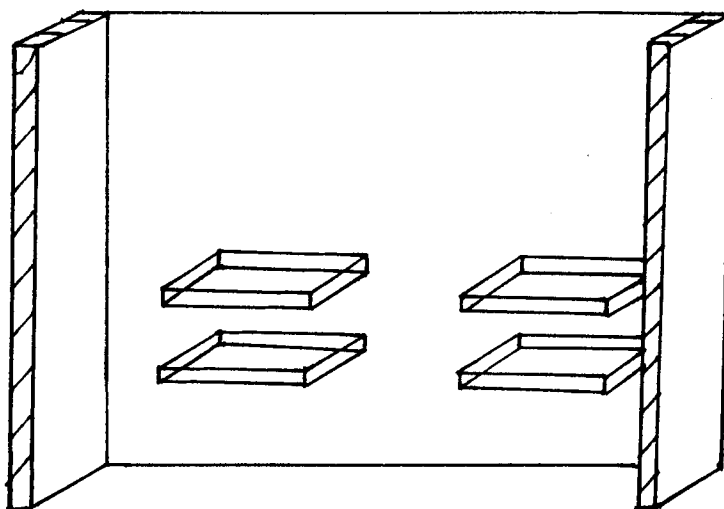


FIGURA 2.4 BANDEJAS METÁLICAS

CAPITULO 3

3. CALCULO DE CARGA FRIGORIFICA

3.1 Cámara de Carnes

3.1.1 Selección y Cálculo del aislamiento

Las propiedades más importantes a considerar para seleccionar un aislante son las siguientes:

1) Conductividad térmica: los materiales aislantes deben tener un bajo coeficiente de conductividad térmica, es decir, mientras más bajo sea este valor, mejor aislante será.

2) Permeabilidad: los materiales aislantes deberán ser no permeables, dentro de lo posible, pues existen aislantes fibrosos que tienen una alta permeabilidad. Es necesario tener en cuenta que la mayor parte de los aislantes están constituidos por células de aire limitadas por fibras ó gránulos, por lo tanto el aire incluido es el elemento fundamental de

conductividad y en consecuencia los aislamientos se caracterizan por su porosidad.

Es importante que el aire que se encuentra contenido en las células sea seco, pues el aire húmedo es 24 veces más conductor que el aire seco. Por lo tanto, podemos comprender que éstas células de aire no deben ser permeables al vapor de agua (humedad). Para prevenir estas penetraciones, se utilizan revestimientos ó barreras antivapor los cuales cumplen las siguientes funciones:

- Retener el aislamiento sobre la estructura de la pared.
- Impedir la penetración del vapor de agua en los aislamientos.
- Proteger el aislamiento de daños, por lo tanto, deben ser estancos y suficientemente resistentes.

Existen varias clases y tipos de revestimientos usados como barrera antivapor. A continuación enumeraremos una lista de revestimientos los cuales pueden tener algunas formas de presentación:

- Planchas de acero galvanizado
- Planchas de Aluminio
- Capas de asfalto

-Planchas de Plywood.

-Resinas

-Brea

-Sustancias Bituminosas

-Poliéster.

-Planchas de fibra de vidrio

y otras clases de emulsiones

3) Olor: es indispensable que el aislamiento no despidan olores ni sea sensible a la captación de los mismos.

4) Combustibilidad: considerar que un aislante sea lo menos inflamable posible para evitar posibles peligros de incendio.

5) Costo: en todo proyecto, se debe tener en cuenta el precio, considerando que, generalmente, los mejores aislantes son más costosos.

6) Facilidad de Aplicación: esta propiedad está relacionada con el costo de la mano de obra en la instalación del aislamiento, es decir, mientras más difícil sea la colocación del material, el costo será más elevado.

7) **Resistencia a la compresión:** en toda clase de construcción, se prefieren materiales que tengan una suficiente resistencia a la compresión. En realidad, son pocos los aislamientos que reúnen esta propiedad, por esta razón se escogen a aquellos que cumplan con los requerimientos mínimos de compresión. Esta particularidad es principalmente importante e aislamientos colocados en el piso de las cámaras

8) **Durabilidad:** se requiere un aislamiento cuya estabilidad química perdure ó no disminuya (en lo posible) con el tiempo. Esta propiedad también está relacionada con los costos.

Generalmente, los aislamientos que se utilizan para esta aplicación son el poliestireno, poliuretano o productos derivados de la polimerización. Estos materiales poseen una aceptable impermeabilidad, una baja conductividad térmica, y de bajo costo dentro del mercado. Para nuestro trabajo, se seleccionará el material el poliestireno.

El poliestireno es un material derivado del petróleo y producto de la polimerización del estireno. Su fabricación se la hace en

TABLA 1 PROPIEDADES DE LOS PRINCIPALES AISLAMIENTOS TERMICOS

PROPIEDADES	Lana de Vidrio	Lana Mineral	Poliestireno	Poliuretano	Silicato de Calcio
PRESENTACION	cañuelas, láminas, mantas	cañuelas, láminas, mantas	Cañuelas, láminas	Cañuelas, láminas	cañuelas, láminas, segmentos
COMPOSICION	silicio con resina fibras de vidrio termoestable	fibras de roca, impurezas sólidas	Polímero orgánico	Polímero orgánico	silicato hidratado y silice con fibras de refuerzo
CONDUCTIVIDAD Kcal/hr*m*°C	0.032	0.028	0.030	0.020	0.032-0.040
DENSIDAD Kg/m³	70	70	15 a 30	25	160 a 200
COMBUSTIBILIDAD	incombustible	incombustible	autoextingible	depende de calidad	incombustible
PERMEABILIDAD	alta	Alta	intermedia	baja	intermedia
RESISTENCIA A LA COMPRESION Kg/cm²	muy baja	Muy baja	1 a 2.5	1.2	7 a 15

planchas, láminas y casquillos para aislamiento de tuberías, y su densidad es de 20 a 30Kg/m³.

Aunque su resistencia a la compresión es baja, es considerado un material auto extingible y se lo puede conseguir en el medio, con facilidad.

Para el cálculo de la pared con aislamiento de la cámara para carnes (y de vegetales) se utilizaron los siguientes valores:

-Bloques de hormigón armado de 10 cms. de espesor (E) cuya conductividad térmica (λ) es: 1,3 Kcal / hr* m*°C

-Plancha de acero galvanizado de 0.7 mm. de espesor cuya conductividad térmica es: 11 Kcal/hr* m*°C

-Capa de Asfalto de 7 mm. de espesor cuya conductividad térmica es: 0,7 Kcal/hr* m*°C

-Mortero de cemento como enlucido de 1 cm. de espesor cuya conductividad térmica es: 0,8 Kcal/ hr*m*°C

-Poliestireno de 6, 10 ó 12 cms. de espesor cuya conductividad térmica es: 0,03 Kcal/hr* m*°C

El coeficiente de convección superficial de la pared (h_e), hacia el exterior es: 20 Kcal/hr*m²*°C



El coeficiente de convección superficial de la pared hacia el interior de la cámara (he) ligeramente ventilada es: 10 Kcal/hr*m² *°C

TABLA 2
CONDUCTIVIDAD TERMICA DE VARIOS CUERPOS
(Kcal/hr*m*°C)

PLATA	100
COBRE	74
LATON	27
HIERRO	12
HIELO	0.21
VIDRIO	0.46
CORCHO	0.05

Para calcular el espesor de los aislamientos, intervienen métodos que hacen intervenir el precio del material utilizado, el costo de frigoría instalada, las amortizaciones y las tarifas de venta de la corriente eléctrica con el fin de determinar los espesores llamados económicos.

Estos métodos pueden ser razonablemente aplicados cuando las condiciones económicas permitan establecer relaciones constantes entre los diferentes factores puestos en consideración, lo cual es raramente realizado. Por otra parte, es justificable atenerse a las reglas generales admitidas para

la elección de los coeficientes de transmisión de calor y que han sido desde el punto de vista económico aceptadas por la experiencia.

Estos factores han sido fijados en el orden de 8 a 10 Kcal/hr*m² para instalaciones de refrigeración de plantas que no trabajan todo el año. Sin embargo, para temperaturas más bajas se puede adoptar el valor de 6 Kcal/hr*m².

Este valor resulta de calcular el valor del coeficiente de transmisión de calor de una pared multiplicado por la diferencia de temperatura entre las paredes. En la práctica se puede admitir una relación entre estos dos factores, la cual es:

Diferencia de Temperatura (°C)	50	40	35-25	20	15-5
Coefficiente de Transferencia de calor (Kcal/hr*m ² *°C)	0.20	0.25	0.30	0.35	0.45

Esto quiere decir, que el costo más bajo que se puede obtener al sumar los costos iniciales de instalación y los costos de operación (electricidad), resulta al calcular y determinar el espesor del aislamiento, tomando como referencia estos datos.



Cabe mencionar, que para calcular el espesor definitivo de las paredes orientadas en varias direcciones, se tiene que determinar primero, la diferencia de temperatura entre las paredes. Se admite que en las proximidades de los techados y paredes expuestos al sol, la temperatura exterior promedio (que en nuestro caso es 25 °C) se debe aumentar: 15 °C para los techados, 10 °C para las paredes expuestas al oeste y 5 °C para las paredes expuestas al sur y este.

Con el valor de las diferencias de temperatura (ΔT) especificado para cada una de las paredes, tenemos el coeficiente de transmisión global (K), el cual es igual $1/h_e + \Sigma (E/\lambda) + 1/h_i$ y podemos despejar el valor de E (espesor del aislamiento)

Pared Norte (interior) ($\Delta T = 11$ °C)

$$K = 0.45 = 1 / (1/10 + 0.1/1.3 + 2 * (0.0007) / 11 + E/0.03 + 0.01/0.8 + 1/10)$$

$$E = 0.057 \text{ cms.}$$

Escogeremos 6 cms. de espesor cuyo K recalculando será:
0.4367 Kcal/hr*m²*°C

Pared Sur, Este y Oeste ($\Delta T = 30, 25$ y 35 °C respectivamente)

$$K=0.30=1/(1/20+0.1/1.3+2*(0.0007)/11+E/0.03+0.01/0.8+1/10)$$

$$E= 0.092 \text{ cms.}$$

Escogeremos 9 cms de espesor cuyo K recalculando es:
0.3086 Kcal/hr*m²*°C. (Ver Figura 3.1)

Techo ($\Delta T= 40 \text{ }^\circ\text{C}$)

$$K=0.25=1/(1/20+0.1/1.3+2*(0.007)/0.7+E/0.03+0.01/0.8+1/10)$$

$$E= 0.1122 \text{ cms.}$$

Escogeremos 12 cms. de espesor cuya K recalculado es:
0.2347 Kcal/hr*m²*°C.

Para el techo usamos como barrera antivapor, capas de
asfalto de 7 mm. (Ver Figura 3.2)

Piso ($\Delta T= 30^\circ\text{C}$) Se calculó con una Temp. del piso de 30°C

Para la base del suelo usaremos una capa de hormigón
armado de 20 cms. de espesor con 2 capas de asfalto de 0.7
cms. para proteger el aislamiento.

$$K=0.30=1/(1/20+0.2/1.3+2*(0.007)/0.7+E/0.03+0.01/0.8+1/10)$$

$$E= 0.091 \text{ cms.}$$

Escogeremos 10 cms. de espesor cuya K recalculado es:
0.2762 Kcal/hr*m²*°C. (Ver Figura 3.3)

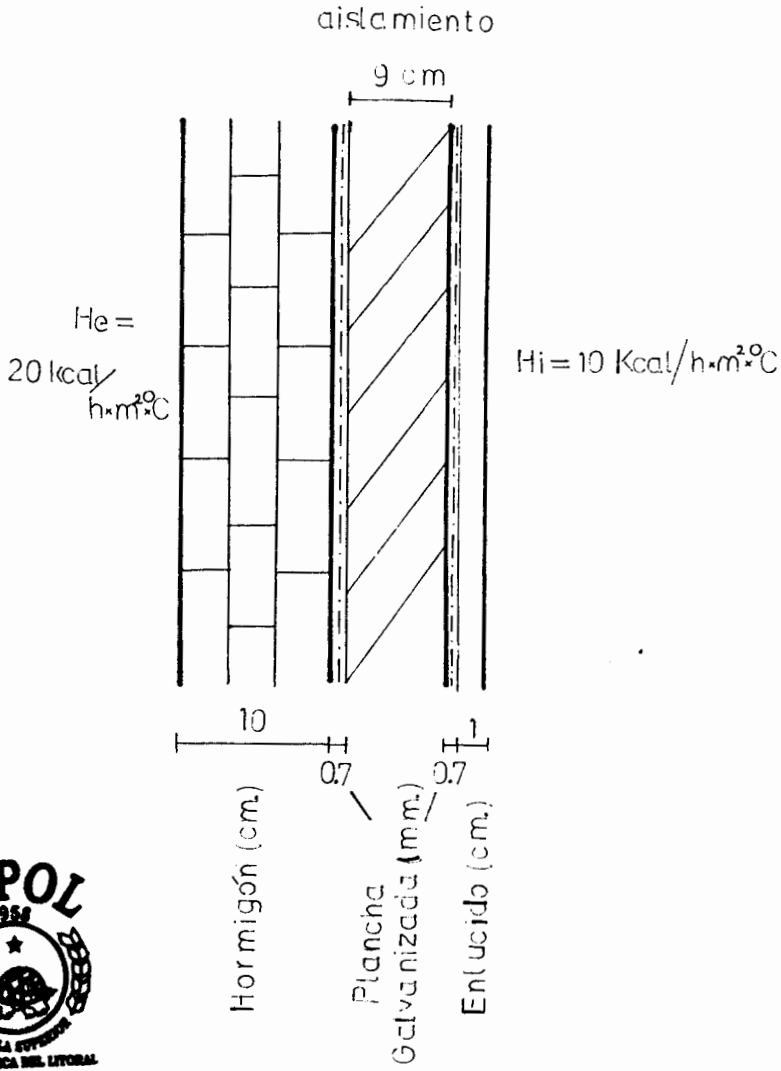


FIG. 3.1 ESPESOR DE PAREDES

$H_3 =$
 20 KCal/hr·m²·°C

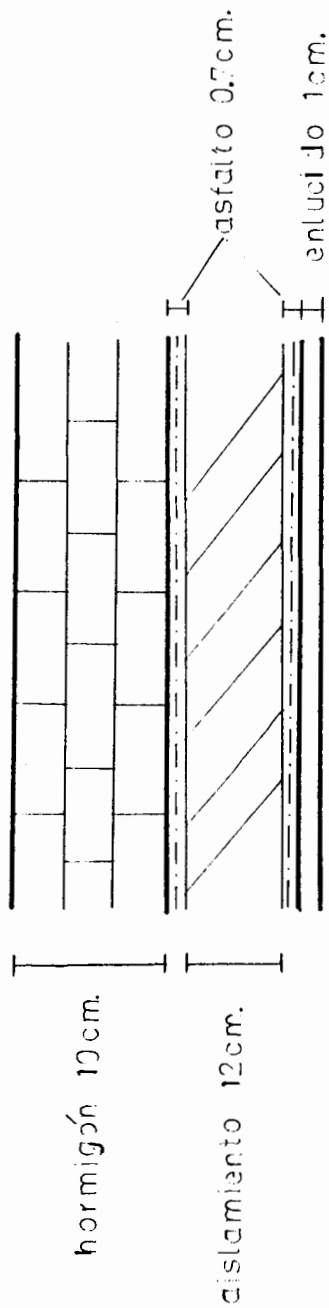


FIG. 3.2 ESPESOR DE TUMBADO

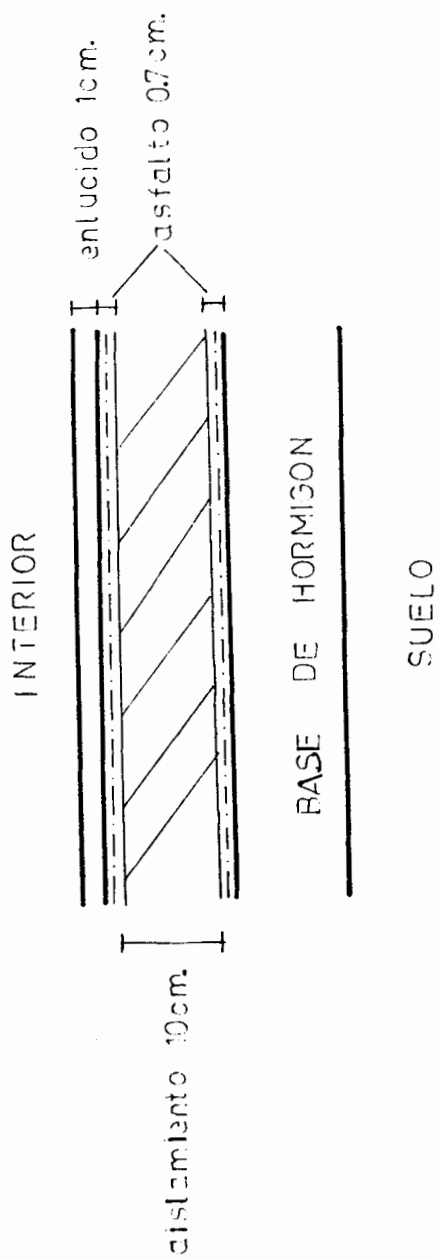


FIG. 3.3 ESPESOR DE PISO

3.1.2 Cálculos de Aportes Caloríficos

Aportes Internos

Enfriamiento de los Productos

La cantidad de calor que se debe absorber a los alimentos es:

P= Cantidad de producto que se va a enfriar por hora (Kg/hr)

Cp= calor específico del producto (antes de congelación)
(Kcal/Kg*°C)

ΔT= Diferencia de temperatura entre la temperatura de introducción Ti y la temperatura de refrigeración Tf (para almacenamiento de carnes en períodos cortos).

$$Q_{i1} = P * C_p * (T_i - T_f) \quad T_f = 0^{\circ}\text{C}$$

	<u>Kg/hr</u>	<u>Kcal/Kg*°C</u>	<u>Ti(°C)</u>	<u>Kcal/hr</u>
Carne de res	1.15	0.75	29	25.0
Carne de chanco	62.5	0.68	29	1,232.5
Pollos	7.5	0.79	29	171.8
Chuletas	12.5	0.75	29	271.9
Chorizos	5.75	0.75	29	125.1
Víceras y corazón	7.75	0.75	29	168.6
Higado	5.75	0.75	29	125.1
Morcilla	2.85	0.75	29	<u>62.0</u>
				2,181.9

Nota: Los datos del Cp y calor de respiración de los alimentos son tomados de "Carrier Design Data".

Calor desprendido por los productos

El calor desprendido por los productos animales es calculado por la siguiente expresión:

Lr= calor de respiración (Kcal/Kg)

P= cantidad del producto almacenado por hora (Kg/hr)

$$Qa_2 = P * Lr$$

	<u>Kg/hr</u>	<u>Kcal/Kg</u>	<u>Kcal/hr</u>
Carne de res	1.15	10	11.5
Carne de chanco	62.5	10	625.0
Pollos	7.5	10	75.0
Chuletas	12.5	10	125.0
Chorizos	5.75	10	57.5
Víceras y corazón	7.75	10	77.5
Higado	5.75	10	57.5
Morcilla	2.85	10	<u>28.5</u>
			1,057.5

Los alimentos serán embalados en fundas plásticas, cuya masa es muy pequeña y se considera despreciable.

Tubos

radio = 2 cms.



Longitud = 7.5 m.

$$\text{volumen} = 3.14 (0.02)^2(7.5) = 0.009425 \text{ m}^3$$

Densidad de acero = 7850 Kg/m³

P= masa = (0.009425)*7850 = 73.98 Kg. enfriados en un día de trabajo (16 horas)

$$C_p = 0.14 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = 25^\circ\text{C} - 0^\circ\text{C} = 25^\circ\text{C}$$

$$Q_{a3} = P \cdot C_p \cdot \Delta t = 73.98 \cdot 0.14 \cdot 25 / 16$$

$$Q_{a3} = 16.2 \text{ Kcal/hr}$$



Bandejas

ancho = 0.5 m. Largo= 1.2 m. Espesor=(1/20")=0.00129 m.

$$\text{volumen} = 1.2 (0.5) \cdot (0.00129) = 0.000762 \text{ m}^3$$

Densidad de acero galvanizado = 7850 Kg/m³

P= masa = (0.00076)*7850*8 bandejas = 47.84 Kg. enfriados en un día de trabajo (16 horas).

$$C_p = 0.14 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = 25^\circ - 0^\circ = 25^\circ\text{C}$$

$$Q_{a4} = P \cdot C_p \cdot \Delta t = 47.84 \cdot 0.14 \cdot 25 / 16$$

$$Q_{a4} = 10.52 \text{ Kcal/hr}$$

Aportes Externos

El coeficiente global de transferencia de calor ($\text{Kcal/hr}\cdot\text{m}^2\cdot^\circ\text{C}$) para cada Pared fue calculado en el segmento anterior. Se consideró una temperatura ambiente promedio del aire de 25°C . Además se aumentó la temperatura ambiente para las paredes expuestas al sol, como son la pared oeste ($+10^\circ\text{C}$), la pared sur ($+5^\circ\text{C}$) y el el tumbado ($+15^\circ\text{C}$). Las medidas de la cámara de carnes (para calcular la superficie de cada pared) son:

largo= 3.45 m. ancho= 3 m. altura= 2.5 m.

El aporte calorífico por las Paredes fue calculado de la siguiente forma:

$$Q_{b_1} = K \cdot S \cdot \Delta T$$

Donde:

K= coeficiente global de transferencia de calor ($\text{Kcal/hr}\cdot\text{m}^2\cdot^\circ\text{C}$)

S= Superficie de transferencia de la pared en m^2

ΔT = diferencia de temperatura entre la temperatura ambiente y la temperatura de la cámara frigorífica ($^\circ\text{C}$) en razón de: la intensidad de radiación solar, la orientación de las paredes, del estado del cielo, y de la duración de insolación.

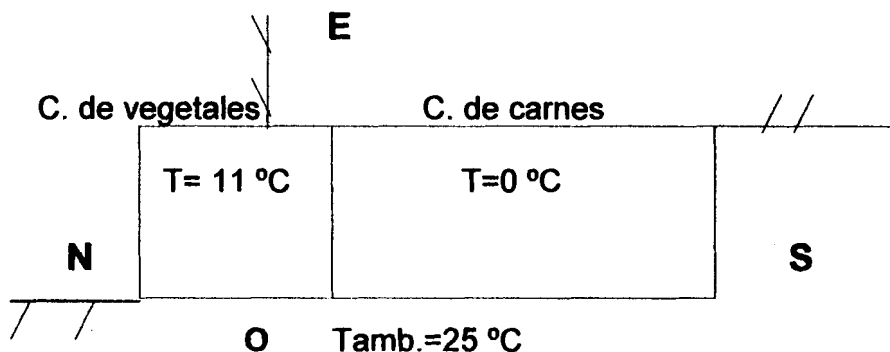


FIGURA 3.4. ORIENTACION DE LA CAMARA

	<u>Area</u>	<u>K (kcal/hr*m²*°C)</u>	<u>ΔT (°C)</u>	<u>Kcal/hr</u>
NORTE	7.50	0.4367	11	36.0
SUR	7.50	0.3086	30	69.4
ESTE	8.63	0.3086	25	66.5
OESTE	8.63	0.3086	35	93.2
TUMBADO	10.4	0.2347	40	97.6
PISO	10.4	0.2762	30	<u>85.4</u>
				448.1

Hay que indicar, que la diferencia de temperatura en la pared Norte es 11 °C, por ser esta la pared de división entre la cámaras. Además consideramos una diferencia de temperatura de 30 °C entre el suelo (temp=30 °C) y la cámara (temp= 0 °C)

Aportes caloríficos por enfriamiento y secado del aire de renovación

El aire es el vehículo de la humedad, polvos y gérmenes. La composición química del aire va sufriendo variaciones por la respiración de los alimentos, el personal, ciertas combustiones orgánicas, etc. Esto empobrece el contenido del oxígeno en el aire, y aumenta el desprendimiento de anhídrido carbónico. Por lo tanto, es indispensable renovar el aire de las cámaras generalmente por el movimiento de las puertas de acceso. La renovación depende de las condiciones ambientales exteriores y de las condiciones interiores de las cámaras, es decir: temperatura y humedad relativa.

Así, el calor aportado es dado por la siguiente relación:

N = número de renovaciones cada 24 horas. Para nuestro caso es 21.5 (Ver Tabla 3).

V = volumen interior de la cámara en $m^3 = 20.57$

v_a = volumen específico del aire en el exterior en m^3/Kg

h_a = entalpía del aire exterior a 25 °C y 80% (kcal/Kg).

h_f = entalpía del aire en el interior de la cámara a 0 °C y 90 % (Kcal/Kg). Estos datos se los obtiene de la carta psicrométrica.

$$Q_{b_2} = N \cdot V \cdot (h_a - h_f) / v_a$$

$$Q_{b_2} = (21.5/24) \cdot (20.57) \cdot (19.69 - 6.05) / 0.86$$





TABLA 3
NÚMERO DE RENOVACIONES POR CADA 24 HORAS POR VOLUMEN DEL LOCAL A TEMPERATURAS
SUPERIORES A 0 °C

Volumen (m ³)	No. renovación	Volumen (m ³)	No. renovación
7	38	170	6.5
9	34.5	227	5.5
11	29.5	283	4.9
14	26	425	3.9
17	23	567	3.5
23	20	708	3
28	17.5	850	2.7
43	14	1134	2.3
57	12	1417	2
85	9.5	2125	1.6
113	8.2	2834	1.4
142	7.2		

Referencia: "Fundamentos de Aire acondicionado y Refrigeración". Autor: Hernández G.

$$Qb_2 = 292.26 \text{ Kcal/hr}$$

Aporte calorífico del trabajo de motores

Es necesario compensar los aportes caloríficos proporcionado por el motor del ventilador del evaporador. Para nuestro caso, usaremos un motor de $\frac{1}{2}$ Hp de potencia, considerando que se requiere una suficiente ventilación (caudal de aire) y una velocidad de enfriamiento de los productos adecuada (presión de aire)

Para nuestro cálculo, utilizaremos la Tabla 4 publicada por ASRE Data book. Hay que señalar que, para nuestro caso, las pérdidas de calor del motor como su salida útil, se disipan dentro de la cámara refrigerada.

Por lo tanto:

$$Qb_3 = EC * (Hp)$$

donde:

EC= es el equivalente calorífico en Kcal/hr*Hp. (en nuestro caso es igual a 1,071).

Hp= es la potencia del motor eléctrico

$$Qb_3 = 1,071 * (\frac{1}{2}) = 535.5 \text{ Kcal/hr}$$

TABLA 4
EQUIVALENTE CALORIFICO DE MOTORES ELECTRICOS
KCAL/Hp*hr

Hp del motor	Carga conectada en el espacio refrigerado	Pérdidas del motor fuera del espacio refrigerado	Carga conectada fuera del espacio refrigerado
1/8 a 1/2	1,071.00	641.34	428.40
1/2 a 3	932.40	641.34	289.80
3 a 20	743.46	641.34	100.80



Referencia: "ASRE Data Book , Volumen de Diseño"

Aportes Caloríficos debido al Personal

Las manipulaciones inherentes al almacenamiento de los productos obligan al personal a permanecer un cierto tiempo dentro de las cámaras. El cuerpo humano desprende calor por radiación, convección, y por evaporación de líquidos orgánicos segregados por las glándulas y mucosas. Este calor depende de la vestimenta, actividad física y estado del ambiente. Para nuestro caso, las personas estarán efectuando un trabajo ligeramente pesado.

Tomaremos la cantidad de 230 Kcal/hr (Según Figura 3.5 en categoría B a 32 °F)

Los aportes por personal son:

$$Q_{b_4} = N \cdot C \cdot t_1$$

donde:

N = número de personas. (En nuestro caso son 2).

C = Calor desprendido por personas. (230 Kcal/hr)

t₁ = tiempo de permanencia en horas por día. (1.25 horas)

Por lo tanto:

$$Q_{b_4} = 2 \cdot 230 \cdot 1.25 / 16 = 35.93 \text{ Kcal/hr}$$

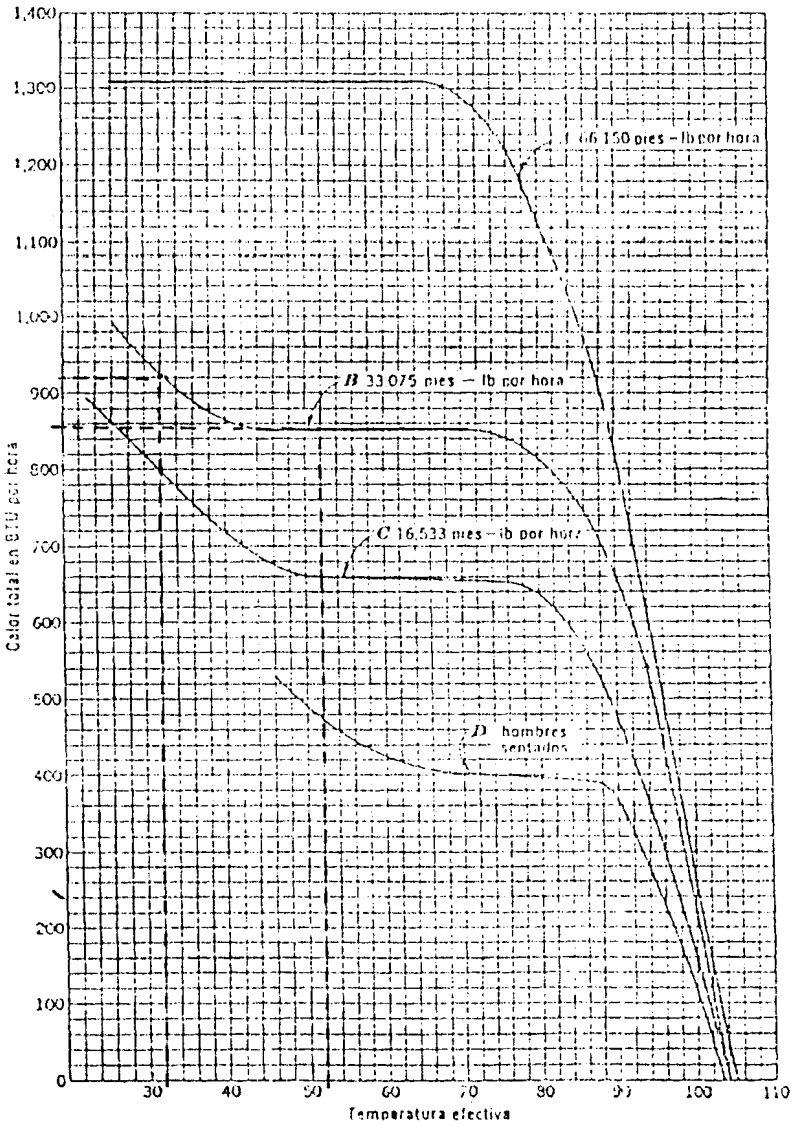


FIGURA 3.5 PERDIDA DE CALOR DEL CUERPO HUMANO A VARIAS TEMPERATURAS

Referencia: "Fundamentos de aire acondicionado y Refrigeración"
 Autor: Hernández G.

Aportes caloríficos por alumbrado

La cantidad de calor emitida por las lámparas está dada por:

$$Q_{b_5} = 860 * K_w * t_1$$

donde:

860= factor de conversión.

K_w = potencia de las lámparas. Se emitirán 20-24 Watts de luz por m^2 de área. En nuestro caso serán 0.2 Kw.

t_1 = tiempo de servicio en horas por día. (1 horas)

Por lo tanto:

$$Q_{b_5} = 860 * 0.2 * 1.25 / 16 = 13.46 \text{ Kcal/hr}$$

TOTAL:

Sumando los aportes internos y externos tenemos:

$$\text{Total} = 2,181.9 + 1,057.5 + 16.2 + 10.5 + 448.1 + 292.26 + 535.5 + 35.9$$

$$3 + 13.46 = 4,591.35 \text{ Kcal/hr}$$

Aumentando a este valor un factor de seguridad tenemos:

$$4,912.70 \text{ Kcal/hr} = 19,650 \text{ Btu/hr}$$

3.2 Cámara de Vegetales

3.2.1 Selección y Cálculo del Aislamiento

En la sección anterior, enumeramos las propiedades más

importantes que se tienen que considerar para seleccionar un aislante. El material que se ha escogido es el poliestireno.

Para determinar los espesores de los aislamientos, tomaremos como referencia los datos obtenidos en la cámara anterior, para obtener una uniformidad en el espesor total de las paredes de la cámara. Usando la misma fórmula para el cálculo de espesores en la cámara de carnes tenemos:

Pared Norte, Este y Oeste ($\Delta T=14,14$ y 24°C respectivamente)

$$K=0.30=1/(1/20+0.1/1.3+2*(0.0007)/11+E/0.03+0.01/0.8+1/10)$$

$$E= 0.092 \text{ cms.}$$

Escogeremos 9 cms de espesor cuyo K recalculado será:
0.3086 Kcal/hr*m²*°C (Ver Figura 3.1)

Pared Sur (interior) ($\Delta T= -11^{\circ}\text{C}$)

$$K=0.45=1/(1/10+0.1/1.3+2*(0.0007)/11+E/0.03+0.01/0.8+1/10)$$

$$E= 0.057 \text{ cms.}$$

Escogeremos 6 cms de espesor cuyo K recalculado será:
0.4367 Kcal/hr*m² *°C

Nota: Hay que señalar, que la pared sur de la cámara de vegetales es la misma pared norte de la cámara de carnes,

teniendo en cuenta que la cámara de carnes tiene una temperatura inferior a la de vegetales. Por lo tanto, existe transferencia de calor desde la cámara de vegetales a la de carnes, más no lo contrario.

Es decir, el aislamiento cumplirá su funcionalidad de conservar la temperatura solamente para la cámara de carnes, mientras que la cámara de vegetales tendrá una pérdida de calor (en vez de una ganancia) a través de su pared sur.

Techo ($\Delta T = 29^{\circ}\text{C}$)

$$K = 0.25 = 1 / \left(\frac{1}{20} + 0.1 / 1.3 + 0.007 / 0.7 + E / 0.03 + (0.0007) / 11 + 0.01 / 0.8 + 1 / 10 \right) \quad E = 0.1122 \text{ cms.}$$

Escogeremos 12 cms. de espesor cuya K recalculado es: 0.2347 Kcal/hr*m²*°C. (Ver Figura 3.2)

Piso ($\Delta T = 19^{\circ}\text{C}$) Se calculó con una Temperatura del piso de 30°C.

$$K = 0.30 = 1 / \left(\frac{1}{20} + 0.2 / 1.3 + 2 * (0.007) / 0.7 + E / 0.03 + 0.01 / 0.8 + 1 / 10 \right) \quad E = 0.091 \text{ cms.}$$

Escogeremos 10 cms. de espesor cuya K recalculado es: 0.2762 Kcal/ hr*m²*°C (Ver Figura 3.3)



3.2.2 Aportes Caloríficos

Aportes Internos

Enfriamiento de los Productos

La cantidad de calor que se debe absorber a los alimentos es:

P= Cantidad de producto que se va a enfriar por hora (Kg/hr)

Cp= calor específico del producto (antes de congelación)
(Kcal/Kg*°C)

ΔT= Diferencia de temperatura entre la temperatura de introducción Ti y la temperatura de refrigeración Tf (para almacenamiento de vegetales en períodos cortos).

$$Q_{i1} = P * C_p * (T_i - T_f) \quad T_f = 11^{\circ}\text{C}$$

	<u>Kg/hr</u>	<u>Kcal/Kg*°C</u>	<u>Ti(° C)</u>	<u>Kcal/hr</u>
Tomate	1.4	0.92	29	23.5
Cebollas	2.8	0.91	29	46.5
Pepino	0.6	0.90	29	<u>9.2</u>
				79.3

Nota: Los datos del Cp y calor de respiración de los alimentos son tomados de "Carrier Design Data".

Calor desprendido por los productos

El calor desprendido por los productos animales es calculado por la siguiente expresión:

$L_r =$ calor de respiración (Kcal/Kg)

$P =$ cantidad del producto almacenado por hora (Kg/hr)

$$Q_{a_2} = P * L_r$$

	<u>Kg/hr</u>	<u>Kcal/Kg</u>	<u>Kcal/hr</u>
Tomate	1.40	1.15	1.6
Cebollas	2.8	0.67	1.9
Pepino	0.60	1.55	<u>0.9</u>
			4.4

Los alimentos serán embalados en fundas plásticas, cuya masa es muy pequeña y se considera despreciable.

Mesa de Madera

$$\text{volumen} = 1.3 * 0.9 * 0.02 = 0.0234 \text{m}^3$$

$$\text{densidad} = 250 \text{ Kg/m}^3.$$

$P = \text{masa} = (0.0234) * 250 = 5.85 \text{ Kg}$ enfriados en un día de trabajo (16 horas).

$$C_p = 0.56 \text{ Kcal/Kg}^{\circ}\text{C}$$

$$\Delta t = 25 - 11 = 14 \text{ }^{\circ}\text{C}$$

$$Q_{a_3} = P * C_p * \Delta t = 5.85 * 0.56 * 14 / 16$$

$$Q_{a_3} = 1.36 \text{ Kcal/hr}$$

Bandejas

ancho = 0.5 m. Largo = 1.2 m. Espesor = (1/20") = 0.00129 m.



$$\text{volumen} = 1.2 (0.5) * (0.00129) = 0.000762 \text{ m}^3$$

$$\text{Densidad de acero galvanizado} = 7850 \text{ Kg/m}^3$$

$P = \text{masa} = (0.00076) * 7850 * 2 \text{ bandejas} = 11.20 \text{ Kg}$ enfriados en un día de trabajo (16 horas).

$$C_p = 0.14 \text{ Kcal/Kg}^\circ\text{C}$$

$$\Delta t = 25 - 11 = 14 \text{ }^\circ\text{C}$$

$$Q_{a_4} = P * C_p * \Delta t = 11.2 * 0.14 * 14 / 16$$

$$Q_{a_4} = 1.38 \text{ Kcal/hr}$$

Aportes Externos

Para calcular la transferencia de calor para cada Pared, se tomaron en las mismas condiciones climáticas que para la cámara de carnes, y los datos del coeficiente global de transferencia de calor entre las paredes ($K = \text{Kcal/hr} * \text{m}^2 * ^\circ\text{C}$) calculado en el segmento anterior.

Las medidas de la cámara de vegetales (para calcular la superficie de cada pared) son:

largo= 1.50 m. ancho= 3 m. altura= 2.5 m.

Utilizando la misma fórmula tenemos que el aporte calorífico por las Paredes es:

$$Q_{b1} = K \cdot S \cdot \Delta T$$

	<u>Area</u>	<u>K (kcal/hr*m² *°C)</u>	<u>ΔT (°C)</u>	<u>Kcal/hr</u>
NORTE	7.50	0.3086	14	32.4
SUR	7.50	0.4367	-11	-36.0
ESTE	3.75	0.3086	14	16.2
OESTE	3.75	0.3086	24	27.8
TUMBADO	4.5	0.2347	29	30.6
PISO	4.5	0.2762	19	<u>23.6</u>
				94.60

Hay que indicar, que la diferencia de temperatura entre la pared Sur y la pared contigua es -11 °C, por ser esta la pared de división entre la cámaras, es decir, existe una pérdida de calor, la cual es receptada por la cámara de carnes. Además consideramos una diferencia de temperatura de 19 °C entre el suelo (temp= 30 °C) y la cámara de vegetales (11 °C).



Aportes caloríficos por enfriamiento y secado del aire de renovación

N= número de renovaciones cada 24 horas. Para nuestro caso es 36.25 (Ver Tabla 3)

V= volumen interior de la cámara en m³ = 7.9

va= volumen específico del aire en el exterior en m³ /Kg=0.86

ha= entalpía del aire exterior a 25 °C y 80% (kcal/Kg) =19.69

hf= entalpía del aire en el interior de la cámara a 11°C y 80 %
(Kcal/Kg)=10.78

$$Qb_2 = N \cdot V \cdot (ha - hf) / \nu_a$$

$$Qb_2 = (36.25/24) \cdot (7.9) \cdot (19.69 - 10.78) / 0.86$$

$$Qb_2 = 123.62 \text{ Kcal/hr}$$

Aporte calorífico del trabajo de motores

Es necesario compensar los aportes caloríficos proporcionado por el motor del ventilador del evaporador. Para nuestro caso, usaremos un motor de 1/3 Hp de potencia, considerando que se requiere una suficiente ventilación (caudal de aire) y una velocidad de enfriamiento de los productos adecuada (presión de aire).

Para nuestro cálculo, utilizaremos la Tabla 3 publicada por ASRE Data book. Hay que señalar que, para nuestro caso, las pérdidas de calor del motor como su salida útil, se disipan dentro de la cámara refrigerada.

Por lo tanto:

$$Qb_3 = EC \cdot (Hp)$$

donde:

EC= es el equivalente calorífico en Kcal/hr*Hp (en nuestro caso es 1,071)

Hp= es la potencia del motor eléctrico

$$Qb_3=1,071*(1/3)=357.5 \text{ Kcal/hr}$$

Aportes Caloríficos debido al Personal

Tomando el mismo dato de calor desprendido por las personas de la cámara de carnes tenemos:

Los aportes por personal son:

$$Qb_4= N*C*t_1$$

donde:

N = número de personas. (En nuestro caso son 2).

C= Calor desprendido por personas. (215 Kcal/hr (Ver Figura 3.5 en Categoría B a 52 °F)

t₁= tiempo de permanencia en horas por día. (3.25 horas)

Por lo tanto:

$$Qb_4=2*215*3.25/16=87.78 \text{ Kcal/hr}$$

Aportes caloríficos por alumbrado

La cantidad de calor emitida por las lámparas está dada por:

$$Qb_5= 860*Kw*t_1$$

donde:



860= factor de conversión.

Kw= potencia de las lámparas. Se emitirán 20-24 Watts de luz por m² de área. En nuestro caso serán 0.125 Kw.

t₁= tiempo de servicio en horas por día. (3.25 horas)

Por lo tanto:

$$Qb_5=860*0.125*3.25/16=21.83 \text{ Kcal/hr}$$

TOTAL:

Sumando los aportes internos y externos tenemos:

$$\begin{aligned} \text{Total} &= 79.3 + 4.4 + 1.36 + 1.38 + 94.60 + 123.62 + 357.5 + 87.78 + 21.83 \\ &= 771.77 \text{ Kcal/hr} \end{aligned}$$

Aumentando a este valor un factor de seguridad tenemos:

$$953.10 \text{ Kcal/hr} = 3,812 \text{ Btu/hr}$$



CAPITULO 4

4. SELECCIÓN DEL REFRIGERANTE

4.1 Concepto e Importancia

Los refrigerantes o fluidos frigorígenos, son sustancias que circulan cíclicamente por las instalaciones frigoríficas, actuando como agente refrigerante del cuerpo ó sustancia a enfriar.

4.2 CLASIFICACION DE LOS REFRIGERANTES

Los refrigerantes se clasifican en dos grandes grupos:

- Refrigerantes Primarios
- Refrigerantes Secundarios

Refrigerantes Primarios.- Son sustancias que se caracterizan por utilizar su calor latente de vaporización para absorber calor del cuerpo o sustancia a enfriar. Estos refrigerantes son usados en los sistemas de refrigeración directa.

Los refrigerantes primarios más comunes son:

- El amoniaco..... R717
- Refrigerante 12.....R12
- Refrigerante 22.....R22
- Refrigerante 134A.....R134A

Las principales características para seleccionar un refrigerante primario son:

Características Termodinámicas

- La razón de compresión debe ser poco elevada, en lo posible.
- La temperatura de evaporación debe ser superior de la temperatura de ebullición.
- La temperatura crítica debe ser lo más alta posible con respecto a la temperatura de condensación

Características de Seguridad

- La toxicidad debe ser la menor posible.
- La inflamabilidad también debe ser lo más baja posible.
- La acción sobre los productos perecederos debe ser nula, es decir, no debe contaminar la carga en caso de existir fuga.



Características Técnicas

- La acción sobre los metales que se utiliza en la instalación frigorífica debe ser nula.
- La acción sobre los aceites de lubricación debe ser positiva en toda proporción en el sentido de miscibilidad entre el refrigerante y el aceite para facilitar su retorno al compresor.
- Su comportamiento en presencia del agua debe ser nulo.
- Poca aptitud con respecto a las fugas.

Características Económicas

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

Refrigerantes Secundarios.- Son aquellas sustancias que han sido previamente enfriadas por un refrigerante primario para posteriormente ser utilizados como agentes de enfriamiento para absorber calor del cuerpo. Estos refrigerantes son usados en los sistemas de refrigeración indirecta.

Los refrigerantes secundarios más comunes son:

- Las Salmueras, siendo la más utilizada la salmuera de cloruro de Calcio y Cloruro de Sodio.

TABLA 5

PROPIEDADES DE LOS REFRIGERANTES PRIMARIOS MAS UTILIZADOS

PROPIEDADES	R717	R12	R22	R134a
NOMBRE	Amoniaco	Diclorodifluor- metano	Clorodifluor- metano	Tetrafluor- Etano
Razón de Compresión ($t_c=30^{\circ}\text{C}$, $t_e=-15^{\circ}\text{C}$)	4,936	4,071	4,06	4,70
Fórmula química	NH_3	$\text{CH Cl}_2 \text{F}_2$	$\text{C Cl}_2 \text{F}_2$	$\text{CH}_2\text{F}-\text{CF}_3$
Temperatura Ebullición (a 1 atm)	-33.3°C	-29.8°C	-40.8°C	-26.06°C
Temperatura Crítica	132.4°C	112°C	96°C	101.1°C
Producción Frigorífica (Kcal/ m^3)	723.50	425.03	691.01	427.50
Toxicidad	muy tóxico	no tóxico	No tóxico	no tóxico
Inflamabilidad	Inflamable	No inflamable	no inflamable	no inflamable
Acción sobre productos perecederos	muy fuerte	sensiblemente nula	sensiblemente nula	sensiblemente nula
Acción sobre metales	ataca el cobre y sus aleaciones	toleran la mayoría de metales	toleran la mayoría de metales	toleran la mayoría de metales
Potencial Agotamiento ozono (base R12)	0	1	0.055	0
Aptitud a las fugas	Ligera	muy grande	Muy grande	muy grande
Precio	bajo	relativamente alto	relativamente alto	relativamente alto

-Refrigerantes No. 11 y 113

-Los glicoles, los cuales se mezclan con el agua, pero se requiere mayor bombeo por ser un líquido viscoso.

-Los alcoholes, cuya principal desventaja es que son inflamables.

Los principales requisitos que deben cumplir los refrigerantes secundarios son:

-Un punto de congelación netamente inferior a la más baja temperatura a la cual debe ser circulado el líquido.

-Masa calorífica por unidad de volumen elevada, lo cual permite limitar el caudal volumétrico en circulación.

-Tensión de vapor moderado (Punto de ebullición elevado).

-Ligera viscosidad:

***para limitar las caídas de presión en los circuitos**

***para obtener coeficientes de intercambio térmico elevados.**

-Aptitud mínima para provocar corrosiones. Esto exige que el líquido sea un mal electrolito y que su conductividad eléctrica sea pequeña.

-Buen comportamiento con el agua, tanto sobre el plan químico (evitar la formación de compuestos corrosivos), como sobre el plan químico (evitar la formación de compuestos que se solidifiquen a las temperaturas de empleo)



- Buen comportamiento químico en presencia del refrigerante (en caso de fuga en el evaporador).
- Precio moderado.

4.3 Selección del Sistema Refrigerante

El refrigerante que vamos a utilizar es el R134a para un sistema primario. Es del grupo de los hidrocarburos. Su nombre es Tetrafluormetano y su formulación química es $\text{CH}_2\text{F}-\text{CF}_3$. Actualmente se está imponiendo en las instalaciones modernas de refrigeración doméstica debido a que no influye nocivamente a la capa de ozono, es decir, es un refrigerante "ecológico". Su potencial agotamiento de ozono (ODP) es nulo y su potencial peligro global (GWP) es 1500, en comparación con el del R12 cuyo GWP es 8100. A pesar de que su disponibilidad no es muy grande, es el reemplazante de otros refrigerantes (principalmente del Freón ó R 12) a mediano y largo plazo.



CAPITULO 5

5. SELECCIÓN DEL SISTEMA DE REFRIGERACION

5.1 Clasificación de los Sistemas

Existen dos clases principales de sistemas de refrigeración:

- Refrigeración directa
- Refrigeración indirecta

Refrigeración Directa.- es cuando la absorción de calor se hace directamente por la vaporización de un líquido (primario) en el evaporador ubicado dentro del local a enfriar.

Las dos clases más comunes de refrigeración directa son:

- por circulación natural de aire
- por circulación forzada de aire

Refrigeración Directa por circulación natural de aire.- este sistema opera exclusivamente con refrigerante primario y más

específicamente con CFCs (Clorofluorcarbonados). El fluido refrigerante es desplazado por medio del compresor que lo comprime a alta presión y temperatura para luego circular a través del condensador, donde se licúa, para continuar hacia la válvula de expansión. En la válvula de expansión, el refrigerante cae su presión y temperatura para ser introducido en un evaporador consistente en una serie de tubos fijados como una especie de parrilla en un costado o tumbado de la cámara o bodega. Al pasar el refrigerante a través de esta parrilla de tubos se evapora, extrayendo el calor del aire circulante dentro de la cámara o bodega por convección o circulación natural, produciéndose así el enfriamiento requerido de los productos almacenados en la misma. En la práctica, la disposición de las tuberías de evaporadores puede estar constituido por varios circuitos en paralelo, comportando cada uno de ellos su propia válvula de expansión que regula el flujo o caudal del refrigerante. La división de esta parrilla de tubos en varios circuitos, se basa en los siguientes razonamientos:

-La longitud de cada circuito es limitada para prevenir una excesiva caída de presión, que podría ser ocasionada por la fricción del refrigerante contra las paredes de los tubos.

-Cuando las diferentes superficies de la cámara o bodega están expuestas a diferentes temperaturas por la posición de la cámara con respecto al sol, se puede ejercer una mejor regulación -por separado- de las diferentes superficies de enfriamiento.

-Desde el punto de vista de seguridad operativa, se puede separar un circuito de tuberías -si está dañado- de los demás y así disminuir los daños de carga.

Este sistema es utilizado, solamente, en instalaciones muy pequeñas (por ejemplo en cámaras de víveres) debido a las numerosas desventajas que presenta con respecto a las muy pocas ventajas de aplicación.

Sistema de Refrigeración directa por circulación forzada de aire.- en este sistema el evaporador está conformado por una batería compacta la cual está en contacto con aire forzado por medio de ventiladores movidos por motores eléctricos. El aire pasa a través de la batería y es inyectado a la cámara o bodega por el tumbado o piso, para luego ser retornado a la batería y así repetir su recirculación, absorbiendo el calor de la carga almacenada en la cámara.



Como las baterías están sujetas a la formación de escarcha, debiendo ser periódicamente desescarchadas para mantener la eficiencia del sistema, se usan bandejas de acero galvanizado para coleccionar el agua, y de aquí drenarlas al exterior.

El sistema de desescarchado es realizado por resistencias eléctricas ubicadas entre los tubos de las baterías, o por medio de gas refrigerante caliente.

Este método es preferido con respecto al anterior, aunque no se puede obtener un control exacto de la temperatura como en el siguiente sistema a mencionar.

Refrigeración indirecta.- en ciertos casos, , la absorción de calor del local a enfriar no se hace directamente por la vaporización del refrigerante en el evaporador ubicado en el local (refrigeración directa o expansión directa), sino que se realiza a través de un líquido incongelable (refrigerante secundario).

Este tipo de sistema, generalmente consta de dos circuitos, donde en cada circuito circula un tipo diferente de refrigerante. (un circuito con refrigerante primario y otro con un líquido incongelable o secundario). En el circuito con refrigerante primario, el evaporador

se encarga de enfriar un líquido sobre un tanque aislado con un agitador para una circulación racional del fluido. Este fluido frío, es bombeado (por medio de un circuito secundario) hacia la cámara o local a enfriar, en donde el fluido gana calor, se evapora y regresa al tanque que al final se constituye en un intercambiador de calor.

Ventajas y Desventajas del sistema de Refrigeración Indirecta con respecto al de refrigeración directa

Las principales ventajas son:

-El sistema de refrigeración indirecta (principalmente cuando es usado con circulación vertical del aire) proporciona un control de temperatura más exacto.

-Cualquier número de temperaturas de salmuera, cada una de ellas muy estrechamente controladas, pueden ser simultáneamente controladas usando una máquina y un evaporador.

-Con la tubería de salmuera dispuesta en forma compacta en la batería, habría menos posibilidad de fugas o escapes de salmuera.

Además, si se produjera fugas de salmuera, estas no podrán entrar en contacto con la carga y, por consiguiente dañarla.

-Cuando se trata de trasladar o transportar cargas en un tiempo considerable, proporciona un transporte más satisfactorio, ya sea de frutas o de carga congelada.



En cambio, las principales desventajas de un sistema de refrigeración indirecta son:

-La instalación es más costosa: mayor número de intercambiadores, de tanques, de bombas, etc. La instalación es igualmente embarazosa.

-El empleo de un líquido incongelable ocasiona que, para una temperatura determinada de un local a enfriar, la adopción de una temperatura de evaporación -del refrigerante primario- más baja, por lo tanto necesitaríamos un compresor frigorífico más potente.

-Los líquidos incongelables (glicoles, alcoholes, salmueras, etc.) presentan un cierto número de problemas tales como:

-Toxicidad y combustibilidad, cuando son líquidos orgánicos

-Gran viscosidad, lo que reduce el coeficiente global de intercambio térmico

-Corrosión del circuito y del tanque, cuando se hace uso de soluciones salinas.

-Condensación del agua atmosférica en el líquido frío. (Este caso aparece en circuitos de líquidos incongelables abiertos)

-Precio costoso

5.2 Selección del sistema a Utilizar

Para nuestro trabajo, nosotros utilizaremos un sistema de refrigeración directa (con refrigerante R 134a) por ser una instalación más fácil y práctica, un costo inicial menor y un costo de operación más bajo que utilizando un sistema con refrigeración indirecta.

Tanto el evaporador, como el condensador, tendrán una circulación forzada del aire, para disminuir su superficie de transferencia de calor, y de esta manera, acortar principalmente, el tamaño y peso de los equipos.

CAPITULO 6

6. CICLO TERMODINAMICO DEL SISTEMA

6.1 Condiciones de diseño

6.1.1 Determinación de la temperatura de condensación.

Para determinar la temperatura de condensación, debemos mencionar, que utilizaremos un condensador enfriado por aire forzado por un ventilador impulsado por un motor eléctrico.



En la práctica, se adopta una diferencia de temperatura de 10 a 15 °C entre la temperatura promedio del aire y la temperatura de condensación del refrigerante cuando se trata de condensadores enfriados por aire, y de 5 a 8 °C cuando son condensadores enfriados por agua. Para calcular la temperatura promedio del aire, hay que determinar la temperatura de entrada del aire al pasar por el condensador y la temperatura de salida del aire la cual, obviamente, será

mayor. La temperatura ambiente promedio, en la ciudad de Guayaquil a las 3:00 P.M. es de 32 °C de bulbo seco, y de 26.6 °C de bulbo húmedo. Hay que tener en cuenta que esta es una hora pico en el día, sin embargo, el condensador será ubicado en el techo de la cámara por lo que tomaremos una temperatura similar como referencia.

Si la temperatura de entrada del aire (T_e) al condensador es de 29 °C, con una temperatura de salida (T_s) de 35 °C podemos calcular las diferencia de temperatura a la entrada y a la salida. Es decir que,

$$\Delta T_e = T_c - T_e$$

$$\Delta T_s = T_c - T_s$$

donde,

T_c = temperatura de condensación del refrigerante

y la diferencia de temperatura promedio es:

$$\Delta T_m = (\Delta T_e + \Delta T_s) / 2$$

Pero esta temperatura no es matemáticamente exacta, pues tiene un valor superior a la diferencia real que es la diferencia promedio logarítmica y cuya relación es:

$$\Delta T_{m_1} = (\Delta T_e - \Delta T_s) / \ln (\Delta T_e / \Delta T_s)$$

Si la diferencia de temperatura entre la temperatura de condensación del refrigerante y la temperatura promedio del aire está en el orden de los 11 °C (para estar en el rango práctico recomendado), tenemos:

$$\Delta T_e = T_c - 29$$

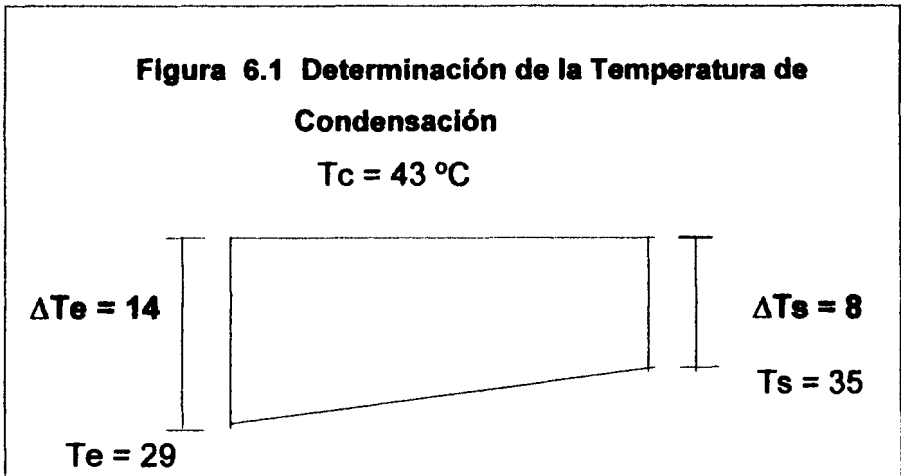
$$\Delta T_s = T_c - 35$$

siendo $\Delta T_m = 11$ °C , entonces:

$$11 = (T_c - 29 + T_c - 35) / 2$$

por lo tanto la temperatura de condensación T_c es:

$$T_c = 43$$
 °C



Utilizando la fórmula logarítmica tenemos:

$$\Delta T_{m1} = (14 + 8) / \ln (14/8)$$

$$\Delta T_{m1} = 10.8$$
 °C

Por lo tanto, la diferencia real entre la temperatura promedio del aire y la temperatura de condensación está en el orden establecido. Utilizando el Nomograma de Mehener podemos obtener gráficamente la misma diferencia entre la temperatura promedio y la temperatura de condensación. (Figura 6.2)

6.1.2 Determinación de la temperatura de evaporación para ambas cámaras

Para calcular la temperatura de evaporación del refrigerante, tenemos que señalar que habrá un solo sistema con dos evaporadores, tanto para la cámara de carnes, como para la de vegetales.

Este tipo de sistema fue escogido en base a las necesidades del propietario del establecimiento de refrigerar tanto carnes como vegetales debido al flujo constante de alimentos.

Para la cámara de carnes tenemos:

El evaporador a utilizar será del grupo enfriadores de aire a circulación forzada de tubos aleteados. Para determinar la temperatura de evaporación del refrigerante, en la cámara de carnes (y también la de vegetales), se tiene que tener en cuenta que el medio a enfriar es aire.



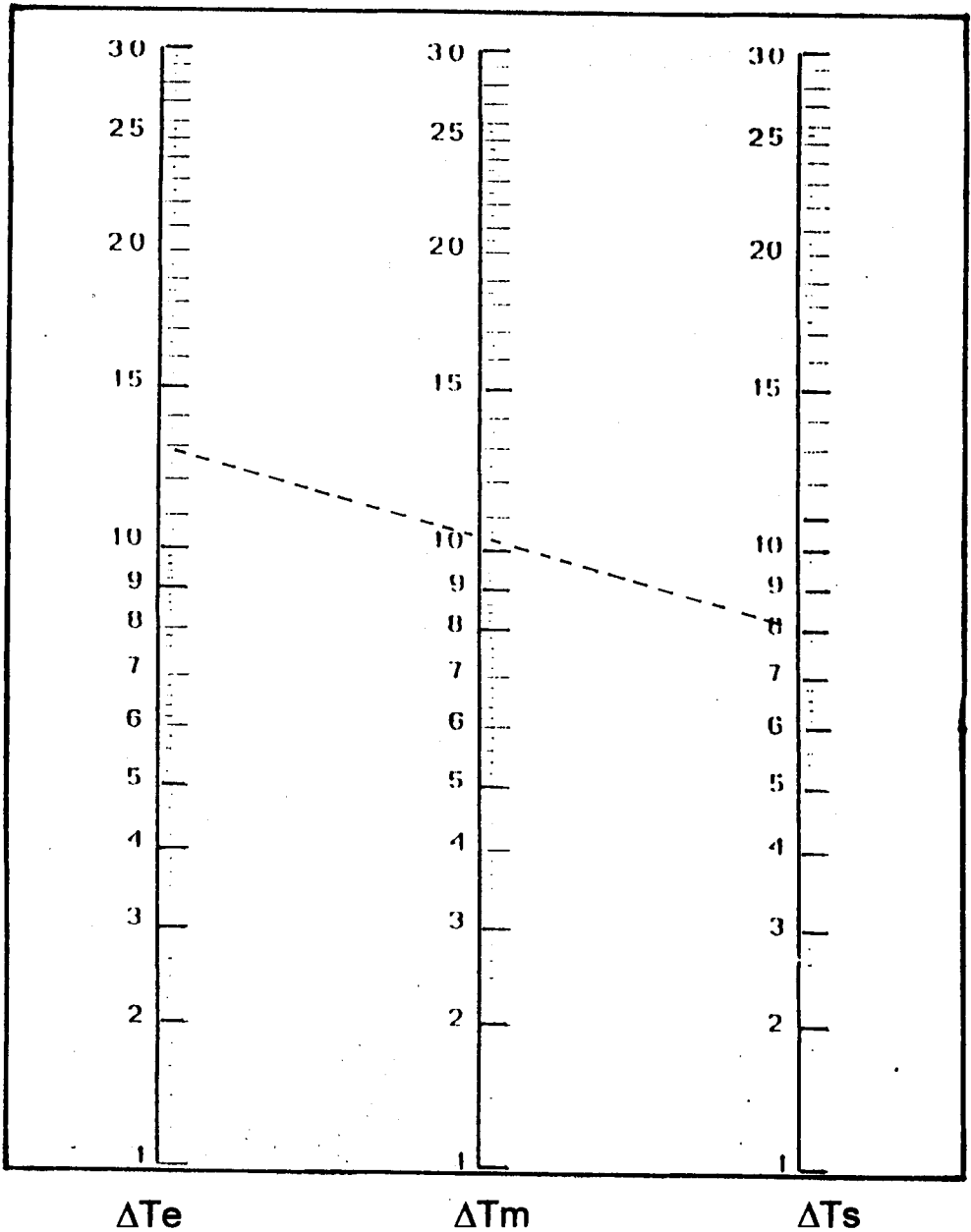


FIGURA 6.2 NOMOGRAMA DE MEHENER

Referencia: "Curso de Refrigeración" Autor: Vargas Angel.

En la práctica, la determinación de la diferencia de temperatura real ante el medio a enfriar se puede decir que es del orden de 5 °C cuando el medio a enfriar es un líquido.

Cuando el medio a enfriar es el aire de un local (como en nuestro caso), esta diferencia depende, no solo de las condiciones de temperatura, sino también de la humedad relativa del local a enfriar, y además del producto a conservar.

Por otra parte, también depende del tipo de tubo del evaporador. De acuerdo a la experiencia, estos valores pueden variar de la forma como se detalla en la Tabla 6.

De acuerdo a la tabla, adoptaremos una diferencia de temperatura de 5.5 °C, por tener un local de 90 % de humedad relativa, y por ser un evaporador con tubos aleteados.

Si la temperatura de entrada (T_e) al evaporador es de 3 °C, y la temperatura al salir del evaporador (T_s) es de 0 °C, podemos aplicar la siguiente fórmula:



$$\Delta T_m = (\Delta T_e + \Delta T_s)/2$$

Donde, $\Delta T_e = T_e - T_{\text{evap}} = 3 - T_{\text{evap}}$

$$\Delta T_s = T_s - T_{\text{evap}} = 0 - T_{\text{evap}}$$

TABLA 6
DIFERENCIAS DE TEMPERATURA VS. HUMEDAD
RELATIVA (PARA EVAPORADORES ENFRIADORES DE
AIRE)

Humedad Relativa	90 %	85%	80%	75%
Tubos Lisos (°C)	3	5	7	10
Tubos Aleteados (°C)	5-6	7-8	9-10	12-13

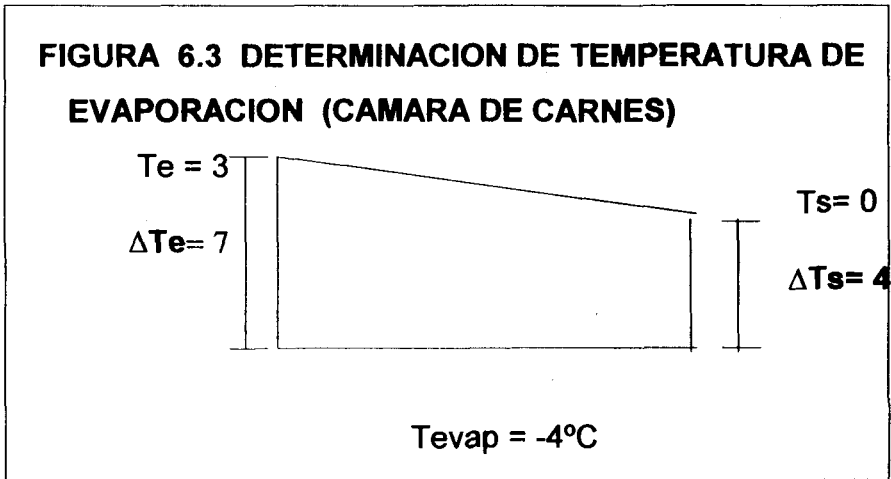
y, T_{evap} = temperatura de evaporación del refrigerante

Utilizando la fórmula, tenemos:

$$\Delta T_m = (3 - T_{\text{evap}} + 0 - T_{\text{evap}}) / 2 \quad (\text{Ver Figura 6.3})$$

Siendo $\Delta T_m = 5.5 \text{ °C}$, tenemos una temperatura de evaporación de:

$$T_{\text{evap}} = -4 \text{ °C}$$



Como se había mencionado anteriormente, esta diferencia de temperatura no es matemáticamente exacta, pues tiene un valor superior a la diferencia real que es la diferencia promedio logarítmica y cuya relación es:

$$\Delta T_{m_2} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_s}{\ln(\Delta T_e / \Delta T_s)}$$

Por lo tanto, tenemos:

$$\Delta T_{m_2} = \frac{7 - 4}{\ln(7/4)}$$

$$\Delta T_{m_2} = 5.36^{\circ}\text{C}$$



Así, tenemos que la diferencia real entre la temperatura promedio del aire y la temperatura de evaporación para la cámara de carnes está en el orden establecido.

Para la cámara de vegetales tenemos:

El evaporador a utilizar será del grupo enfriadores de aire a circulación forzada de tubos aleteados. De acuerdo a la Tabla 6, adoptaremos una diferencia de temperatura de 10 °C, por tener un local de 80 % de humedad relativa, y por ser un evaporador con tubos aleteados.

Si la temperatura de entrada (T_e) al evaporador de la cámara de vegetales es de 15 °C, y la temperatura al salir del evaporador (T_s) es de 11°C, podemos aplicar la siguiente fórmula:

$$\Delta T_m = (\Delta T_e + \Delta T_s)/2$$

Donde,

$$\Delta T_e = T_e - T_{\text{evap}} = 15 - T_{\text{evap}}$$

$$\Delta T_s = T_s - T_{\text{evap}} = 11 - T_{\text{evap}}$$

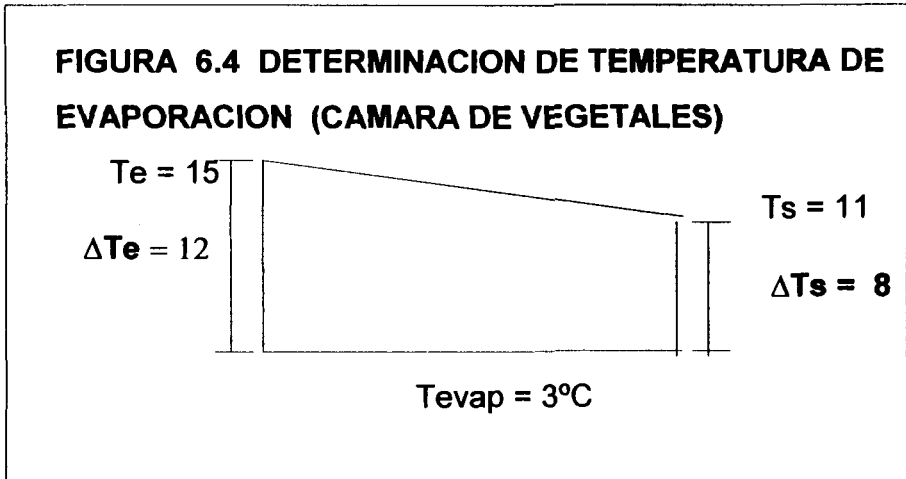
y, T_{evap} = temperatura de evaporación del refrigerante

Utilizando la fórmula, tenemos:

$$\Delta T_m = (15 - T_{\text{evap}} + 11 - T_{\text{evap}})/2 \quad (\text{Ver Figura 6.4})$$

Siendo $\Delta T_m = 10$ °C, tenemos una temperatura de evaporación de:

$$T_{\text{evap}} = 3 \text{ } ^\circ\text{C}$$



Como se había mencionado anteriormente, esta diferencia de temperatura no es matemáticamente exacta, pues tiene un valor superior a la diferencia real que es la diferencia promedio logarítmica y cuya relación es:

$$\Delta T_{m_3} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_s}{\ln(\Delta T_e / \Delta T_s)}$$

Por lo tanto, tenemos:

$$\Delta T_{m_3} = (12 - 8) / \ln(12/8)$$

$$\Delta T_{m_3} = 9.86 \text{ } ^\circ\text{C}$$

6.2 Selección y trazado del ciclo

Existen varios ciclos termodinámicos y se los puede clasificar de acuerdo a las máquinas de producción de frío, así tenemos:

-Ciclo de aire

- Ciclo de máquinas de absorción
- Ciclo por chorro de vapor de agua
- Ciclo de Compresión mecánica



Ciclo de aire.- este ciclo es producido por máquinas frigoríficas de aire que lo expansionan efectuando un trabajo exterior. Este ciclo generalmente se utiliza en aviones.

Ciclo de Máquinas de Absorción.- en las máquinas de absorción, los vapores son absorbidos por otro cuerpo, la instalación de este sistema es aconsejable en el caso que exista una instalación de vapor, o en el caso que se vaya a utilizar energía solar.

Ciclos por chorro de vapor de agua.- en este ciclo también se requiere la absorción de vapor, por lo que una industria que carezca de una instalación de vapor le resultaría caro la instalación de estas máquinas frigoríficas.

Ciclos de Compresión Mecánica.- este es uno de los ciclos más comunes en los sistemas de refrigeración. Consta, principalmente, de una máquina de compresión que es el motor del circuito frigorífico. Existen varios ciclos por compresión mecánica:

Ciclo de cascada

Ciclos de 1 etapa,

Ciclos de 2 etapas,

Ciclos de 3 etapas,



Ciclo de Cascada: es utilizado cuando se requieren temperaturas muy bajas como de $-60\text{ }^{\circ}\text{C}$. Este ciclo se caracteriza por tener varias máquinas frigoríficas en serie, donde el condensador anterior cede calor al evaporador siguiente, en el sentido de temperaturas crecientes.

Cada una de estas máquinas utiliza un refrigerante diferente del cual las características son adaptadas al campo de temperatura que cubre esta máquina. Su costo de instalación y operación, es muy elevado.

Ciclo de 1 Etapa: este ciclo es utilizado cuando la relación de compresión es inferior a diez (la razón de compresión está dado por el cociente entre la presión de condensación y la presión de evaporación). La ventaja que ofrece este ciclo, es su simplicidad de instalación, con un solo compresor.

Ciclo de 2 Etapa: este ciclo es utilizado cuando la relación de compresión es superior a diez. Su instalación es más complicada, pero ofrece un mejor rendimiento energético en altas relaciones de compresión. Se usan esencialmente dos tipos de ciclos de 2 etapas:

-Inyección Parcial

-Inyección total.

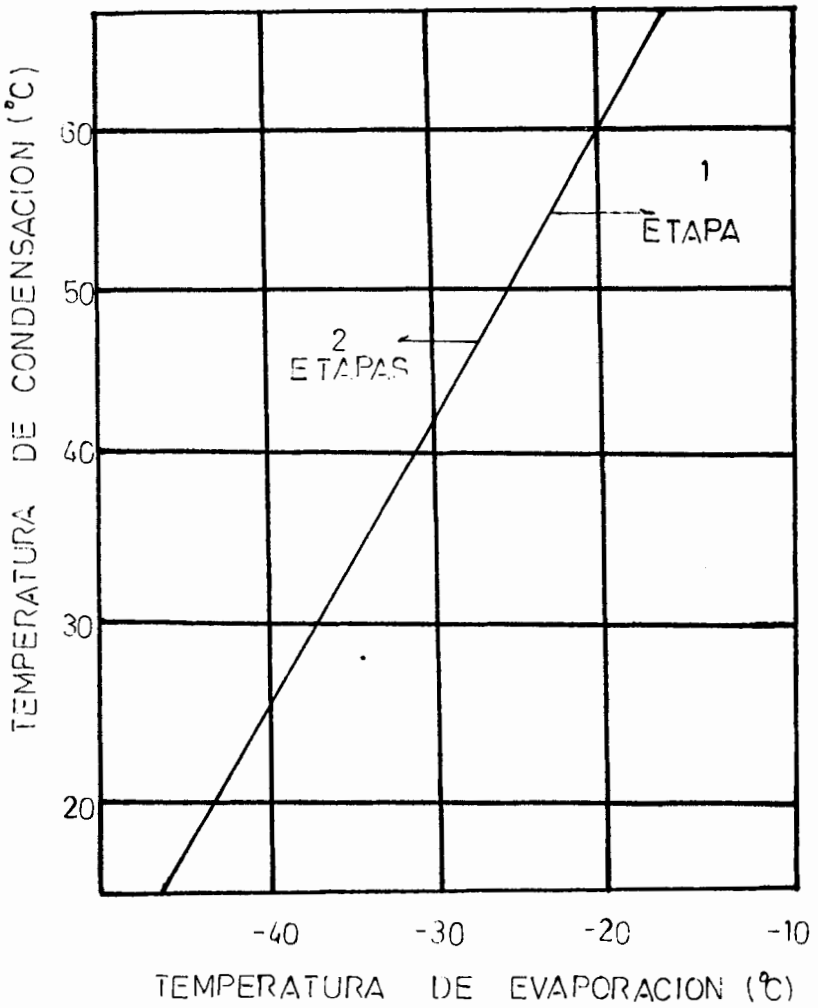
En la Figura 6.5, se ilustra que ciclo se debe escoger, de acuerdo a la diferencia entre la temperatura de condensación y la temperatura de evaporación del sistema. Se debe usar el ciclo de compresión de una etapa cuando el punto cae a la derecha del límite, y el ciclo de compresión de dos etapas cuando cae a la izquierda del límite. En nuestro caso, de acuerdo a la temperatura de evaporación más baja, y a la temperatura de condensación, observamos en el gráfico que el punto cae en el lado derecho de la línea divisoria, por lo tanto, el ciclo más conveniente es el ciclo de una sola etapa.

La relación de compresión para nuestro sistema de refrigeración tiene el siguiente valor:

P_c = presión a la temperatura de condensación

$P_{evap.}$ = presión a la temperatura de evaporación. (más baja)

FIG. 6.5 LIMITE DE COMPRESION



A la temperatura de condensación de 43 °C, la presión es de:

$$252,000 \text{ Pa} = 2.57 \text{ Kg / cm}^2$$

A la temperatura de evaporación de -4°C (cámara de carnes), la presión es de: 1,110,000 Pa = 11.22 Kg / cm²

Por lo tanto:

ξ = relación de compresión

$$\xi = P_c / P_{\text{evap}}$$

$$\xi = 11.22 / 2.57 = 4.36$$



Ciclo de 3 etapas: Este ciclo se utiliza cuando las relaciones de compresión son superior a 28. Este ciclo es utilizado, generalmente cuando se requieren muy bajas temperaturas.

Para trazar el ciclo de refrigeración del sistema, hay que señalar los siguientes puntos:

-Utilizaremos el diagrama Presión-Entalpía del refrigerante seleccionado R134 a, cuya presión está en unidades Pa, y la entalpía está en unidades KJ / Kg.

-Se utilizará un compresor, es decir, se realizará una sola compresión para conseguir un rendimiento de energía (electricidad) óptimo, y una instalación más sencilla.

-El compresor estará conectado a los dos evaporadores (tanto para la cámara de carnes, como para la de vegetales) en un mismo sistema. De esta manera, no habrá la necesidad de dos sistemas independiente el cual subiría los costos de instalación. Además existe la necesidad de tener las dos cámaras refrigeradas a la vez, porque –como se mencionó en capítulos anteriores- la cámara de vegetales también será ocupada como antecámara de la cámara de carnes.

-La temperatura de condensación es de 43 °C, la temperatura de evaporación para la cámara de vegetales es 3 °C, y la temperatura de evaporación para la cámara de carnes es – 4 °C.

El ciclo empieza en el punto 1 (Figura 6.6) con la compresión del total del vapor recalentado hasta el punto 2. Esta compresión es ideal e isométrica. En el ciclo real, la compresión llega hasta 2'', donde se produce una ligera elevación de presión (en el orden de 0.18 Kg/ cm²) y de temperatura (en el orden de 3 °C) con respecto al punto ideal 2.

Luego el refrigerante pasa por el condensador hasta el punto 3, perdiendo su calor latente de evaporación y cambia su fase de estado gaseoso a estado líquido. Luego existe un subenfriamiento,

en el orden de 5 a 6 °C, (punto 4) del refrigerante al pasar junto a la tubería de gas frío el cual se recalienta en el orden de 9 a 11 °C.

Este subenfriamiento y recalentamiento es necesario porque, se facilita el trabajo de la válvula de expansión con el líquido subenfriado, y se evita golpes en el compresor con el vapor recalentado. Las tuberías serán instaladas dentro del mismo aislamiento para que se produzca este fenómeno.

Del punto 4 al punto 5, se produce la primera expansión del refrigerante a entalpía constante, al pasar una parte del refrigerante por la válvula de expansión anterior al evaporador de la cámara de vegetales. Luego se produce la evaporización de la primera parte del refrigerante del punto 5 al punto 6 a una temperatura de 3 °C (con una presión de $3.25 \cdot 10^5$ Pa)

En el punto 7, se produjo la segunda expansión isentálpica de la cantidad restante del refrigerante (mayor que la anterior) al pasar por la válvula de expansión anterior a la cámara de carnes. Luego se produce

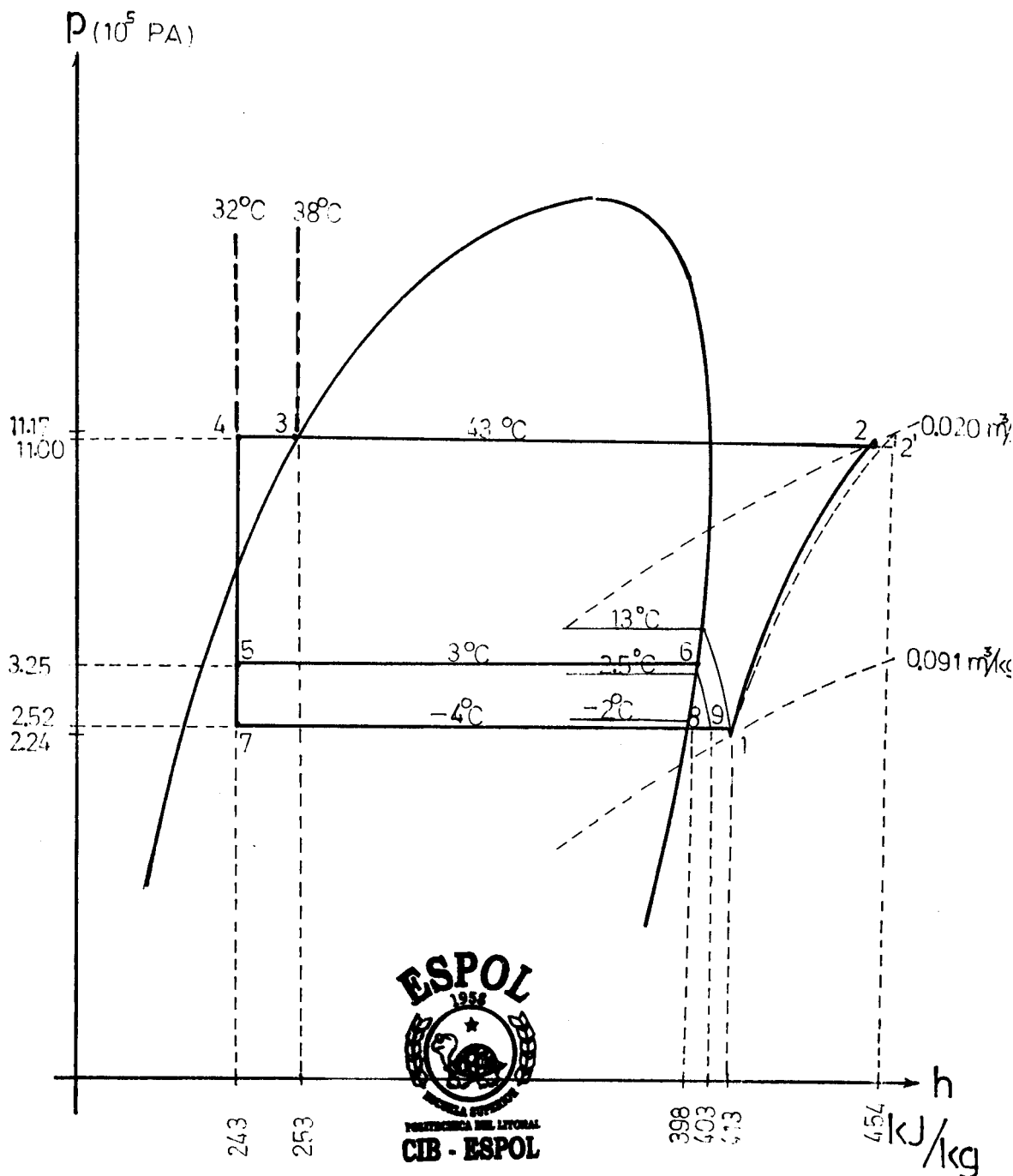


FIGURA 6.6 CICLO TERMODINAMICO DEL SISTEMA

su evaporización a una temperatura de -4°C desde el punto 7 al punto 8 (con una presión de $2.52 \cdot 10^5 \text{ Pa}$)

Del punto 9 al punto 1, se produce el recalentamiento del gas refrigerante, mencionado anteriormente, produciéndose también un ligera caída de presión (en el orden de 0.24 a 0.28 Kg/cm^2). (En la Tabla 7 resumimos los valores de las propiedades termodinámicas del ciclo de refrigeración de nuestro sistema en estudio)

Luego, empieza nuevamente el ciclo de refrigeración en el punto 1. En Anexo A se presenta el ciclo termodinámico en diagrama real Presión vs. Entalpía del R134a.

Se utilizará una válvula de presión constante después del evaporador de la cámara de vegetales, para lograr que la presión no disminuya, y por lo tanto no baje la temperatura de la cámara de vegetales.

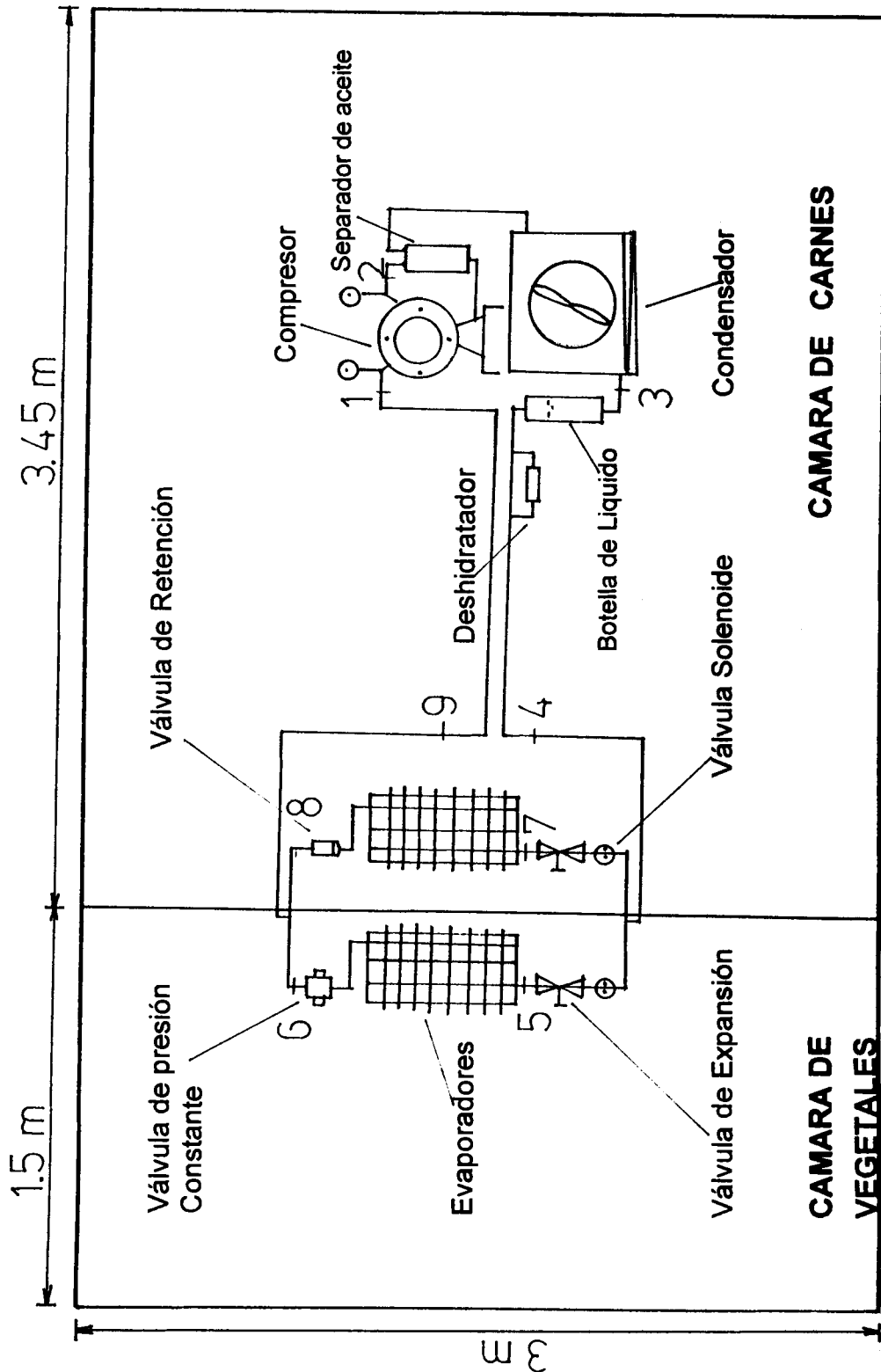
Se colocará, también una válvula de retención después del evaporador de la cámara de carnes, con la finalidad de que no se destile refrigerante hacia ese evaporador cuando el circuito frigorífico esté apagado. En la figura 6.7 se presenta el esquema de la instalación frigorífica

TABLA 7

**VALORES DE LAS PROPIEDADES TERMODINAMICAS DEL
CICLO DE REFRIGERACION**

Punto	Presión 10⁵ Pa – Kg/cm²	Temperatura (°C)	Entalpia KJ/Kg-Kcal/Kg	Volumen Específico (m³/Kg)
1	2.24-2.29	13	413-98.62	0.091
2	11.00-11.22	73	452-107.93	0.020
2"	11.17-11.39	76	454-108.41	0.022
3	11.00-11.22	38	253-60.41	0.001
4	11.00-11.22	32	243-58.02	
5	3.25-3.32	3	243-58.02	0.013
6	3.25-3.32	3	400-95.52	
7	2.52-2.57	-4	243-58.02	0.020
8	2.52-2.57	-2	398-95.04	
9	2.52-2.57	2.5	402-96.03	

FIGURA 6.7 ESQUEMA DE LA INSTALACIÓN FRIGORÍFICA DEL SISTEMA DE REFRIGERACION



6.3 Parámetros principales del ciclo

Al trazar el ciclo de refrigeración, podemos obtener los datos necesarios para calcular los siguientes parámetros:

Determinación del caudal másico.- la cantidad de fluido refrigerante que debe desplazar la máquina para poder suministrar una potencia frigorífica específica se la puede calcular de la siguiente manera:

-Para el evaporador de la cámara de carnes:

La potencia frigorífica requerida (Q_1) para este evaporador es de 4,912.7 Kcal/hr .

La diferencia de entalpías entre los puntos 7 y 8 es:

$H_7 = 243.00$ KJ/Kg (del gráfico P vs. H del refrigerante R 134A) = 58.02 Kcal/Kg

$H_8 = 398.00$ KJ/Kg = 95.04 Kcal / Kg

donde:

$$Q_1 = m_1 (H_8 - H_7)$$

$$4,912.7 = m (95.04 - 58.02)$$

$$m_1 = 132.7 \text{ Kg / hr}$$



-Para el evaporador de la cámara de vegetales:

La potencia frigorífica requerida (Q_2) para este evaporador es de 953.10 Kcal/hr

La diferencia de entalpías entre los puntos 6 y 5 es:

$H_6 = 400.00 \text{ KJ/Kg}$ (del gráfico P vs. H del refrigerante R 134 a) = 95.52 Kcal/Kg

$H_5 = 243.00 \text{ KJ/Kg} = 58.02 \text{ Kcal / Kg}$

donde:

$$Q_2 = m_2 (H_6 - H_5)$$

$$953.10 = m_2 (95.52 - 58.02)$$

$$m_2 = 25.4 \text{ Kg / hr}$$



El caudal másico total (M_T) a través del sistema será la suma entre m_1 y m_2 , es decir **158.10 Kg / hr**

-Determinación del caudal volumétrico Total.- la cantidad volumétrica de fluido refrigerante que debe desplazar la máquina para poder producir en las condiciones establecidas una potencia frigorífica determinada se la puede calcular de la siguiente manera:

$$V_r = m * v_1$$

donde,

$v_1 =$ volumen específico del refrigerante en el punto 1

$V_r =$ caudal volumétrico en m^3 / hr

$$V_r = 158.10(0.091) = 14.31 \text{ m}^3/\text{hr}$$

-Determinación de la Potencia del sistema.- la potencia del sistema está dada, básicamente por la potencia del compresor, la cual se puede determinar de la siguiente manera:

$$P = m \cdot (H_2 - H_1) \text{ (Potencia Teórica)}$$

$$P = 158.10 (108.41 - 98.62) = 1,547.7 \text{ Kcal /hr} = 1.79 \text{ Kw}$$

Para calcular la **potencia real** del sistema, tenemos que determinar la eficiencia volumétrica y la eficiencia mecánica del compresor.

El rendimiento volumétrico (N_v), depende de la razón de compresión. Mientras más baja es la relación de compresión, más alto es el rendimiento volumétrico. (Figura 6.8)

Para nuestro caso, cuya razón de compresión es 4.3, el rendimiento volumétrico está en el orden del 80 %. El rendimiento mecánico (N_m) es el cociente entre la potencia absorbida indicada y la potencia absorbida por el compresor tomada en el árbol de levas. Este rendimiento varía entre 0.8 a 0.9. En nuestro caso, el motor eléctrico estará acoplado directamente al árbol de levas, por lo tanto nuestro valor será de 0.9.

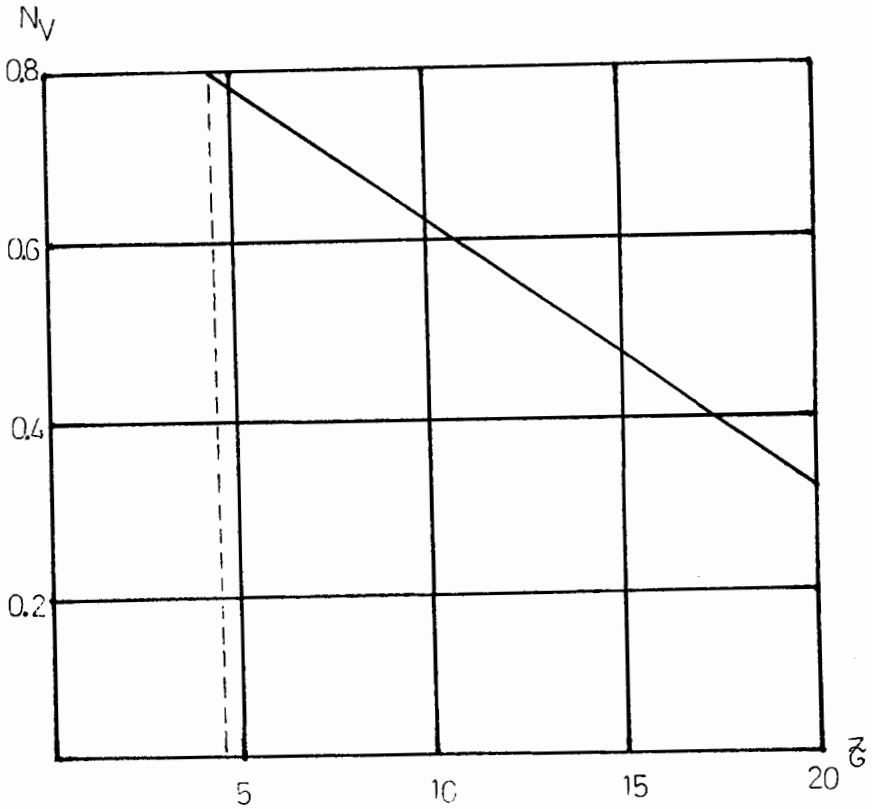


FIG. 6.8 CURVA DE RENDIMIENTO VOLUMETRICO (N_V) VS. RELACION DE COMPRESION (ζ)

Por lo tanto corrigiendo la fórmula anterior tenemos:

$$P = m \cdot (H_2'' - H_1) / Nm \cdot Nv$$

$$P = 158.10 (108.41 - 98.62) / (0.8 \cdot 0.9) = 2,149.5 \text{ Kcal /hr}$$

$$P = 2.45 \text{ Kw (Potencia Real)}$$

Utilizando el factor de conversión (1Hp= ¾ Kw) tenemos:

$$P = 3.25 \text{ Hp} = 3 \frac{1}{4} \text{ Hp}$$

En el próximo capítulo, detallaremos el cálculo del compresor para nuestro sistema.

-Determinación del coeficiente de rendimiento Ideal.- es la cantidad de energía térmica obtenida para la cantidad de energía invertida en el sistema.

Tomando la cantidad de energía total obtenida de:

=evaporador de carnes + evaporador de vegetales

$$= 4,912.7 + 953.10 = 5,865.8 \text{ Kcal/hr,}$$

y la cantidad ideal de energía mecánica utilizada en el compresor la cual es 1,547.7 Kcal/hr, tenemos:

$$\text{C.O.P. ideal} = (m_1(H_8 - H_7) + m_2(H_6 - H_5)) / ((m_1 + m_2) \cdot (H_2'' - H_1))$$

$$5,865.8 / 1,547.7 = 3.79$$



-Determinación del coeficiente de Funcionamiento Real.- es la cantidad de energía térmica obtenida para la cantidad de energía real invertida en el sistema.

Tomando la cantidad de energía total obtenida de 5,865.8 Kcal/hr, y la cantidad real de energía mecánica que se va a utilizar en el compresor la cual es 2,149.5 Kcal/hr, tenemos:

$$\text{C.O.P. real} = 5,865.8 / 2,149.5 = 2.72$$

-Determinación del HP/Ton. de refrigeración.- este factor es muy utilizado en el campo de la refrigeración, porque nos indica la cantidad de HP. que consumimos para obtener cada tonelada de refrigeración (12.000 Btu/hr). Mientras más baja es esta cantidad, mejor eficiente será nuestro sistema.

Para obtener este valor, primero tomamos el dato de los Hp reales calculados en el segmento anterior, es decir 3.25 Hp. Luego, calculamos las toneladas de refrigeración totales para nuestro sistema, las cuales son:

$$\text{Cámara de Carnes} = 20.000 \text{ Btu/hr}$$

$$\text{Cámara de vegetales} = 4.000 \text{ Btu/hr}$$

$$\text{Total} = 24.000 \text{ Btu/hr (2 Toneladas)}$$

Utilizando la fórmula tenemos:

$$\text{HP/Ton} = 3.25/2 = 1.625 \text{ HP/Ton}$$

El cual es un valor aceptable para nuestra instalación.

-Producción Frigorífica Volumétrica.- es la cantidad de frío producido por el evaporador, por unidad de volumen de fluido aspirado por el compresor.

$$\text{P.F.V.} = (m_1(H_8-H_7) + m_2 (H_6-H_5)) / 14.31$$

$$\text{P.F.V} = 5,865.8 / 14.31 = 409.9 \text{ Kcal/m}^3$$

CAPITULO 7

7.1 CALCULO DE LOS EQUIPOS PRINCIPALES Y DISPOSITIVOS ANEXOS DEL SISTEMA DE REFRIGERACION

7.1 Selección y cálculo del compresor

El compresor constituye la verdadera máquina de toda instalación frigorífica y su función es la de aspirar el refrigerante en estado gaseoso proveniente del evaporador y comprimirlo elevando su presión y temperatura para descargarlo hacia el condensador.

Clasificación.- en forma general, los compresores se clasifican en dos grupos:

- Compresores volumétricos
- Compresores no volumétricos



Compresores volumétricos.- son aquellos en los cuales la transferencia del fluido es realizada por capacidades que son puestas

sucesivamente en relación por la aspiración y luego por la descarga, después de haber disminuido su volumen y aumentado su presión.

Los compresores volumétricos se clasifican en:

-Pistón alternativo

-Rotativos:

1 eje o rotor: paletas múltiples y pistón rotativo

2 ejes o rotores: lóbulos y tornillo

Compresores no volumétricos.- son aquellos en el que la transferencia del fluido es realizada por una o varias ruedas de paletas que comunican la energía mecánica al fluido elevando su presión.

Los compresores no volumétricos se clasifican en:

-Centrífugo o radial (turbocompresor)

-Axial

Para seleccionar un compresor, se tienen en cuenta, los siguientes aspectos:

- El caudal volumétrico a desplazar
- La tasa de Compresión
- Regularidad de funcionamiento, donde interviene la regularidad del caudal desplazado, la regularidad del par resistente, y la generación de vibración y ruidos.
- La polución del refrigerante por el aceite
- La forma de la curva característica: Caudal vs. Presión
- La presencia de ciertos elementos (válvulas por ejemplo)
- Espacio y peso

En la práctica utilizamos los siguientes criterios:

- Para caudales menores a $1500 \text{ m}^3/\text{hr}$ es recomendable utilizar compresores volumétricos a Pistón alternativo.
- Para caudales superiores a $1000 \text{ m}^3/\text{hr}$ es recomendable utilizar los Turbocompresores centrífugos.
- A caudales intermedios entre los grupos anteriores, es recomendable usar compresores de tornillo.
- A caudales extremadamente grandes, se usan compresores axiales, aunque estos son raramente utilizados.

Para nuestro caso, seleccionaremos un compresor volumétrico de pistón alternativo, pues es práctico para manejar el caudal de

nuestro sistema, y su costo no es tan elevado. Dicho compresor estará conectado a un motor eléctrico de 4 polos girando a 1750 RPM.

El procedimiento práctico para diseñar esta clase de compresores es el siguiente:

Primero calculamos la velocidad lineal del pistón o pistones. Para realizar esto, partimos del hecho que existe una relación práctica entre el diámetro del cilindro y su carrera. Esta relación varía de acuerdo al refrigerante utilizado. En nuestro caso usaremos la siguiente relación:

$$0.8 - 1 = L / d$$

d = diámetro del pistón

Si tenemos un diámetro de 10 cms, tenemos una longitud de 10 cms.

Con estos datos, podemos calcular la Velocidad lineal VI de la siguiente manera:

$$VI = 2 * L * N / 60$$

Donde,

L = Longitud o carrera del cilindro

N = revoluciones por minuto (1750 RPM)

Por lo tanto:

$$Vl = (2 \cdot 0.08 \cdot 1750) / 60 = 3,5 \text{ m/s}$$

Se recomienda que la velocidad lineal del pistón esté en el orden de 2 a 5 m/s. Por lo tanto se cumple con la recomendación.

Luego calculamos el caudal volumétrico que necesita comprimir la máquina, y hallamos el número de pistones necesarios. En el capítulo anterior hablamos calculado el flujo másico de refrigerante que necesita comprimir la máquina. El valor es de 158.1 Kg /hr.

Por lo tanto, el caudal volumétrico será: $Q = 158.10 \cdot v_1$

Donde v_1 (volumen específico en el punto 1) es $0.091 \text{ m}^3/\text{Kg}$ y

$$Q = 14.38 \text{ m}^3/\text{hr}$$

El caudal volumétrico que puede trabajar un compresor alternativo de pistones, se lo puede calcular de la siguiente manera:

$$V_{tu} = (Nv \cdot 3.14 \cdot (d)^2 \cdot L \cdot Z \cdot N \cdot 60) / 4$$

donde:

Nv = rendimiento volumétrico (0.8)

Z = número de cilindros

Por lo tanto, el número de cilindros necesarios para trabajar ese caudal, y con esa eficiencia es:

$$14.38 = 0.8 \cdot 3.14 \cdot (0.1)^2 \cdot 0.1 \cdot Z \cdot 1750 \cdot 60 / 4$$



Despejando Z tenemos:

$$Z=0.22$$

Por lo tanto, tendremos un compresor con un solo pistón de 10cms. de diámetro y 10 cms. de carrera.

7.2 Cálculo del condensador

El condensador no es otra cosa que un intercambiador de calor, cuyo propósito es transferir el calor del refrigerante hacia el exterior, a través de un medio de enfriamiento que puede ser aire o agua.

Clasificación.- los condensadores se clasifican de acuerdo a la forma de calor en que se transfiere el refrigerante al medio de enfriamiento, ocurriendo dos fenómenos tales como: elevación de la temperatura (absorción de calor sensible) y el cambio parcial de estado físico (calor latente de vaporización)

Basados en estas dos formas, los condensadores se clasifican en:

a.- De Calor Sensible:

-con aire: circulación natural y circulación forzada.

-con agua: inmersión, doble tubo, contracorriente y multitubulares horizontales.

b.- De calor Latente:

-atmosféricos: multitubulares verticales, a chorro simple, a chorreo y contracorriente

-evaporación forzada: condensadores y evaporativos.

Para nuestro sistema, usaremos un condensador cuyo medio de condensación es el aire forzado cuyo serpentín estará compactado en una caja metálica con aletas colocadas uniformemente.

Cálculo y Diseño del Condensador.- la cantidad de calor que debe evacuar el condensador proviene de:

-El calor sensible de los vapores recalentados.

-El calor latente de liquefacción

-El calor sensible del líquido subenfriado

Por lo tanto, el condensador puede ser dividido en tres zonas:

-Una zona de recalentamiento

-Una zona de condensación

-Una zona de subenfriamiento (en nuestro caso, este subenfriamiento se produce al colocar juntas, la tubería de líquido con la de gas)

Modo de transferencia de Calor.- si bien cada zona de trabajo del condensador posee un coeficiente de transferencia propio, el proceso de transferencia de calor del refrigerante al medio de condensación (en nuestro caso el aire) es el mismo.

El intercambio de calor será primero por convección del refrigerante en la superficie interna del tubo. Luego por conducción a través de la pared metálica del tubo. (Tanto el condensador como los evaporadores serán construidos de cobre) Luego por conducción, a través del polvo que se acumula en la superficie. Finalmente por convección en la superficie externa del tubo en medio de condensación (aire).

Caudal másico del fluido.- para calcular el caudal másico del aire (m_{ac}) que servirá como medio de condensación actuando sobre el refrigerante por su calor sensible, usamos la siguiente fórmula:

$$m_{ac} = Q_c / C_p (T_s - T_e),$$

donde:

Q_c = Calor por condensación (Btu/hr)

C_p = Calor específico del aire a 32 °C a presión constante = 1.007
KJ/Kg*°K = 0.2386 Kcal/Kg*°C (Ver Tabla 8)

T_s = Temperatura de salida del aire = 35 °C

TABLA 8

**PROPIEDADES TERMODINÁMICAS DEL AIRE ATMOSFÉRICO A
DIFERENTES TEMPERATURAS**

T (°K)	ρ kg/m³	Cp KJ/kg*°k	μ (x10⁻⁷) Nw*s/m²	K(x10⁻³) W/m*°K	Pr
100	3.5562	1.032	71.1	9.34	0.786
150	2.3364	1.012	103.4	13.8	0.758
200	1.7458	1.007	132.5	18.1	0.737
250	1.3947	1.006	159.6	22.3	0.720
300	1.1614	1.007	184.6	26.3	0.707
350	0.9950	1.009	208.2	30	0.700
400	0.8711	1.014	230.1	33.8	0.690
450	0.7740	1.021	250.7	37.3	0.686
500	0.6964	1.030	270.1	40.7	0.684
550	0.6329	1.040	288.4	43.9	0.638
600	0.5804	1.051	305.8	46.9	0.685

Referencia: "Principios de Transferencia de calor" Autor: Kreith P.

Te = Temperatura de entrada del aire = 29 °C.

Para calcular el Calor Total por condensación, utilizamos la fórmula:

$$Q_c = M_T \cdot (H_3 - H_2'')$$

$$Q_c = 158.1 (454 - 253) = 31,778.1 \text{ KJ/hr} = 30,121 \text{ Btu/hr}$$

$$Q_c = 7,530 \text{ Kcal/hr}$$

Por lo tanto:

$$m_{ac} = 7,530 / (0.2386) \cdot (6) = 5,456.5 \text{ Kg/hr}$$



Coeficiente Global Práctico de Transferencia de Calor.- el cálculo de la superficie de intercambio necesario en la evacuación del flujo térmico del refrigerante, es simplificado por los constructores de condensadores con la adaptación de un coeficiente práctico promedio de transferencia de calor, considerando que las cantidades de calor evacuadas en las zonas de desrecalentamiento y de subenfriamiento son pequeñas con aquella evacuada en la zona de condensación, es decir, dimensionaremos el condensador utilizando la zona de condensación para la evacuación del calor.

Para hallar el K global utilizamos la fórmula:

$$K = 1 / (1/H_i + E / 19.6 + 1/H_e + f_e)$$

donde,

Hi = coeficiente de convección del refrigerante

He = coeficiente de convección del aire en condiciones de flujo.

E = espesor de la pared del tubo (0.0024m)

19.6 Kcal/hr*m*°C = conductividad térmica del tubo

fe = coeficiente de sarro en m²*hr*°C/Kcal (En la Tabla 9, podemos ver, que para nuestra aplicación el coeficiente de sarro es igual a 0.0001 hr*m²*°C/ Kcal)

***Para hallar Hi utilizamos la fórmula:**

$$Hi = 0.023 \cdot h \cdot Re^{0.8} \cdot Pr^{0.4} / di$$

(Relación de Mc. Adams para convección forzada en tubos horizontales y con flujo turbulento)

donde:

$$Re = Reynolds = V \cdot di \cdot \rho / u$$

V = velocidad del fluido = 1 m/s = 11808 pies/hr

di = diámetro interior = 0.075 pies

ρ = densidad del refrigerante = 3.43 Lb / pies³

u = viscosidad dinámica = 0.0322 Lb /pies *hr

$$Re = 11808 \cdot 0.075 \cdot 3.43 / 0.0322 = 94335.65$$

TABLA 9
FACTORES DE SARRO

TIPO DE FLUIDO	RESISTENCIA Hr*m ² /Kcal
Agua de Mar a menos de 125°F	0.0001
Agua de mar a más de 125°F	0.0002
Caldera alimentada en agua potable	0.0002
Petróleo combustible	0.0001
aceite extinguidor	0.0008
Vapores de alcohol	0.00001
Vapor de agua	0.0001
Aire industrial	0.0002-0.0001
Líquido refrigerante	0.0002



Referencia: "Curso de refrigeración" Autor: Ing. Angel Vargas Z.

y el número de Prandtl (Pr) en las condiciones del refrigerante igual a:

$$Pr = Cp \cdot u / h$$

$Cp =$ Calor específico del refrigerante a $43\text{ }^{\circ}\text{C} = 0.2748\text{ Btu/Lb}^{\circ}\text{F}$

$u = 0.0322\text{ Lb/pies}^{\cdot}\text{hr}$

$h =$ conductividad térmica a $43\text{ }^{\circ}\text{C} = 0.00926\text{ Btu/hr}^{\cdot}\text{pies}^{\cdot}\text{F}$

$$Pr = 0.2748 \cdot 0.0322 / 0.00926 = 0.955$$

(En el Anexo B se presenta las propiedades del Refrigerante R-134 A a diferentes temperaturas)

Por lo tanto:

$$Hi = 0.023 \cdot 0.00926 \cdot 94335.65^{0.8} \cdot 0.955^{0.4} / 0.075$$

$$Hi = 26.60\text{ Btu} / \text{h}^{\cdot}\text{pies}^{2\cdot}\text{F}$$

Utilizando el factor de conversión $1\text{ Btu} / \text{hr}^{\cdot}\text{pies}^{2\cdot}\text{F} = 5.67$

$\text{J/s}^{\cdot}\text{m}^{2\cdot}\text{C}$, tenemos:

$$Hi = 150.82\text{ J/s}^{\cdot}\text{m}^{2\cdot}\text{C} = 128.66\text{ Kcal/h}^{\cdot}\text{m}^{2\cdot}\text{C}$$

***Para hallar He utilizamos la fórmula:**

$$He = C_h \cdot (k/Do) \cdot 0.33 \cdot Re_{\max}^{0.6} \cdot Pr^{0.3}$$

(Fórmula utilizada para flujo turbulento para un haz de tubos de más de 10 hileras. Velocidad estimada del aire: 10 m/s)

Donde:

C_h = coeficiente empírico dependiente de la disposición de Tubos y número de Reynolds. (Los autores Fishenden y Saunders encontraron que para razones paso/diámetro = 1.25 a 1.5 el valor C_h no se desvía más del 10% para cualquier disposición de tubos en prueba. Por tanto un valor igual a la unidad es satisfactorio)

D_o = Diámetro exterior de la tubería = 0.0254 m

k = Conductividad térmica del aire = 0.027 Kg/m*s

Re_{max} = # máximo de Reynolds el cual es igual a $G_{max} * D_o / \mu$

G_{max} = velocidad máxima en el área mínima el cual es igual al cociente entre el flujo másico y el área mínima (A_{min}) disponible del flujo de aire, es decir:

$$A_{min} = (St - D_o) * ancho * \#pasos$$

St = paso transversal cuyo valor recomendado 1.25 veces el diámetro exterior del tubo. Por lo tanto, el paso es igual a 1.25" (0.03175 m)

Tomando una medida de 90 cms. de largo por 38.1 cms. de largo (es decir 12 pasos de 1" de diámetro, separados ¼" entre si) tenemos:

$$A_{min} = (0.03175 - 0.0254) * 0.9 ancho * 12 pasos = 0.06858 m^2$$

En la Figura 7.1 se observa la disposición del Tubos y en la Figura 7.2 las dimensiones del condensador. Nota: el ancho del



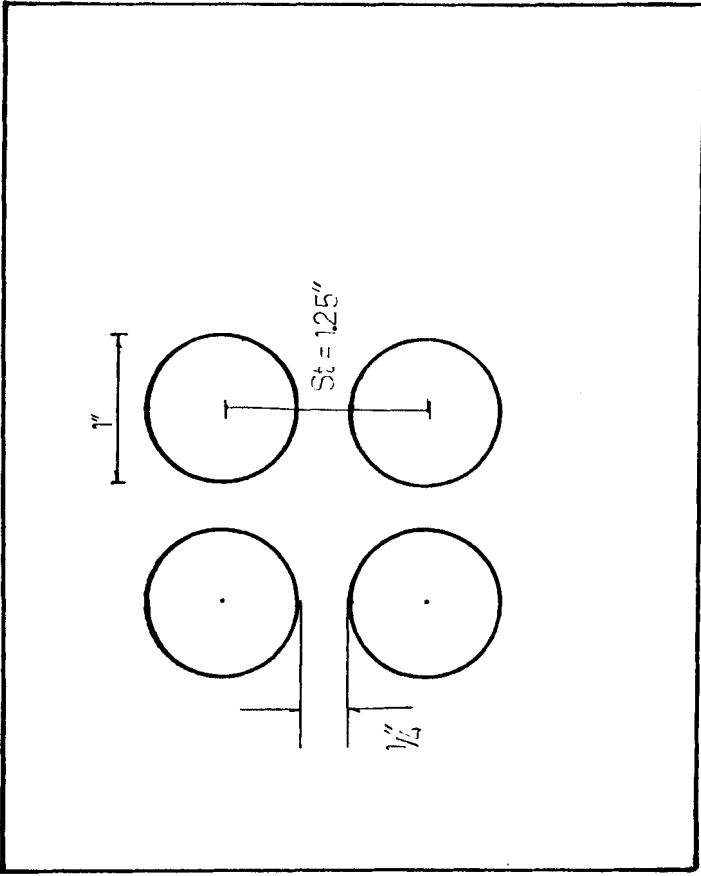


FIG. 7.1 DISPOSICION DE TUBOS

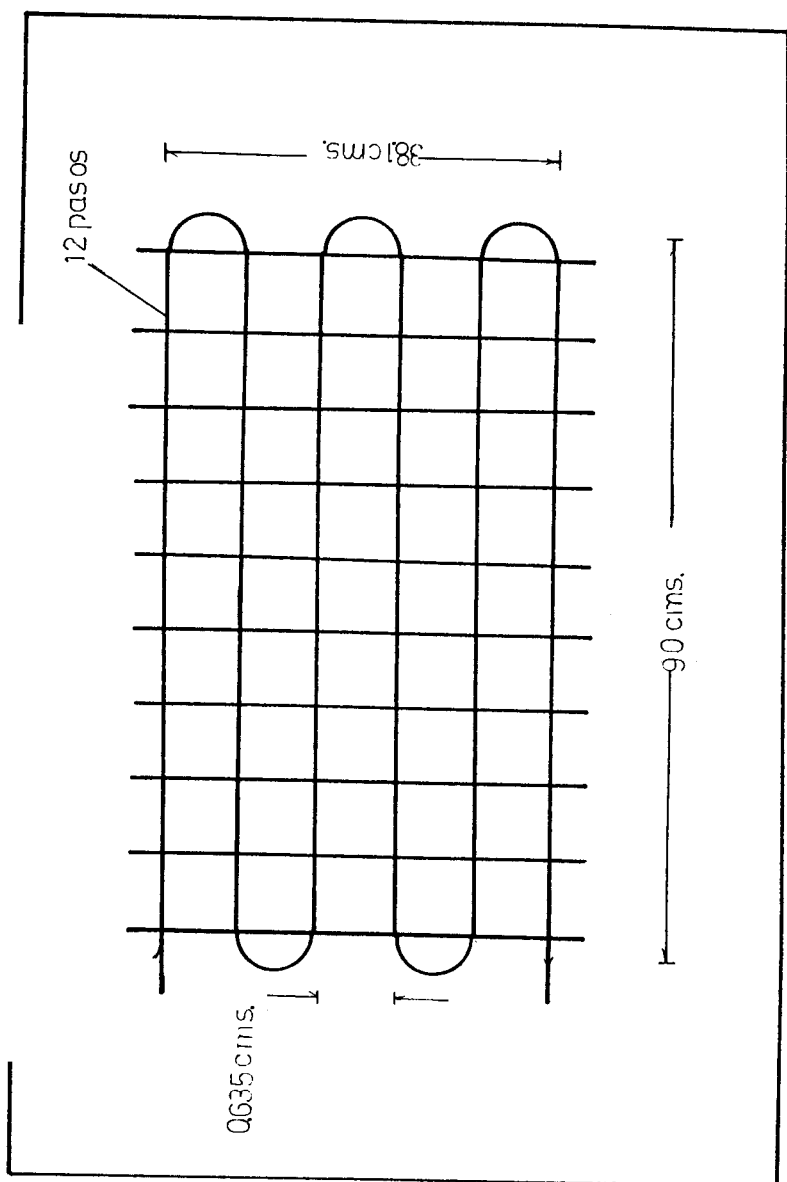


FIG. 7.2 DIMENSIONAMIENTO DE CONDENSADOR
(DE 3 HILERAS)

condensador es igual a 3.5" (9 cms) debido a que está compuesto de 3 hileras de tubo de 1" de diámetro separadas ¼" entre sí.

Continuando con nuestro cálculo, tenemos que:

$$G_{max} = 5456,5 \text{ Kg/hr} / 0.06858 \text{ m}^2 = 22.09 \text{ Kg/s} \cdot \text{m}^2$$

$$R_{max} = G_{max} \cdot D_o / u, \text{ donde } u = 0.000001924 \text{ Kg/m} \cdot \text{s}$$

$$R_{max} = 22.09 \cdot (0.0254) / 0.0000192 = 29162.47$$

Pr = número de Prandtl del aire a 32 °C = $C_p \cdot u / h$ (Ver Tabla 8)

$$C_p = 1.007 \text{ KJ/Kg} \cdot \text{°C}$$

$$Pr = 1007 \cdot 0.0000192 / 0.02741 = 0.707$$

Por lo tanto He es igual a:

$$He = (0.027 / 0.0254) \cdot 0.33 \cdot 29162.47^{0.6} \cdot 0.707^{0.3} = 150.92$$

$$\text{J/s} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{°K} = 128.74 \text{ Kcal/hr} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{°C}$$

Y el K global es igual a:

$$K = 1 / (1/128.66 + 0.0024/19.6 + 1/128.74 + 0.0001)$$

$$= 63.45 \text{ Kcal/hr} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{°C}$$

Superficie de Condensación.- el coeficiente global práctico nos indica que cantidad de calor podemos transmitir por metro cuadrado de superficie, por hora y por grado °C de diferencia entre la temperatura del refrigerante y al temperatura del medio de condensación, es decir:

$S = Q_c / K \cdot \Delta T$, donde $\Delta T = 10.8^\circ\text{C}$ y $Q_c = 7,530 \text{ Kcal/hr}$

$$S = 7530 / (63.45 \cdot 10.8) = 10.98 \text{ m}^2$$

***Para calcular el número de aletas (N) utilizamos la fórmula:**

$$Q_{\text{total}} = Q_a + Q_o$$

donde:

Q_{total} = es el calor total disipado por el condensador = 7,530 Kcal/hr

Q_a = calor disipado por las aletas

Q_o = calor disipado por medio del tubo liso.

Para calcular el Q_a , utilizamos la siguiente fórmula:

$$Q_a = N \cdot \eta \cdot h_e \cdot 2 \cdot 3.1416 \cdot [R_{2c}^2 - R_1^2] \cdot (T_b - T_a); \text{ donde}$$

N = número de aletas de forma anular. (Escogemos aletas de forma anular, ya que todas las partes de la aleta se encuentran a la misma temperatura, por lo tanto la transferencia de calor es uniforme)

η = eficiencia de la aleta, calculado por medio de los siguientes parámetros: (Ver Figura 7.3)

R_1 = radio de tubo = $1/2'' = 0.0127 \text{ m}$

t = espesor de la aleta = 0.2 mm.

R_2 = radio de la aleta = $0.625'' = 0.0158 \text{ m}$

Con estos datos establecidos, calculamos los demás parámetros:

$R_{2c} = R_2 + t/2 = 0.0158 + 0.0002/2 = 0.0159 \text{ m}$



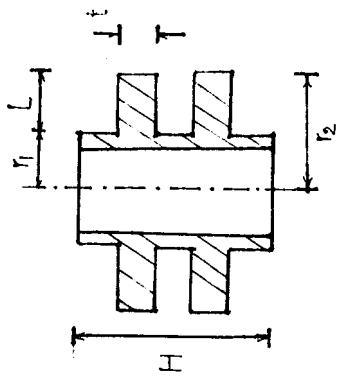
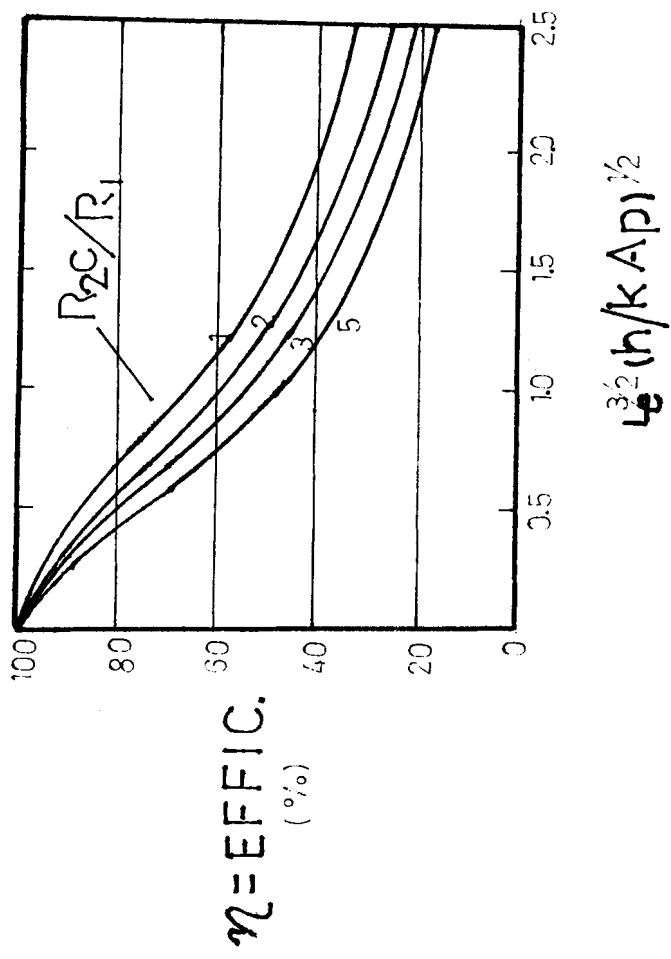


FIG. 7.3 EFICIENCIA DE LAS ALETAS ANULARES

$$R_{2c}/R_1=0.8,$$

$$L = \text{diferencia entre } R_2 \text{ y } R_1 = 0.0158 - 0.0127 = 0.0031$$

$$Le = L + t/2 = 0.0031 + 0.0001 = 0.0032$$

$$Ap = Le * t = 0.0032 * 0.0002 = 0.00000064$$

Con los últimos resultados calculamos $Le^{3/2} [He/Ka * Ap]^{1/2}$

$Ka =$ conductividad térmica de la aleta $= 19.6 \text{ Kcal/hr} * \text{m}^2 * ^\circ \text{K}$ (La misma conductividad del material que está fabricado el tubo)

$$0.0032^{3/2} * (128.74/19.6 * 0.00000064)^{1/2}$$

$$Le^{3/2} [He/Ka * Ap]^{1/2} = 0.5799$$

Con los datos obtenidos de $Le^{3/2} [He/Ka * Ap]^{1/2}$ (igual a 0.5799) y R_{2c}/R_1 (igual a 0.8), vamos a la curva de la Figura 7.3 y obtenemos el valor de la eficiencia igual a 0.93

Los datos restantes son:

$T_b = 41 \text{ } ^\circ \text{C}$ (Temperatura en la superficie del tubo. Para nuestro cálculo, tomaremos un dato ligeramente inferior a la temperatura de condensación del refrigerante)

$T_a = 32 \text{ } ^\circ \text{C}$ (Temperatura promedio del aire)

Por lo tanto:

$$Q_a = 0.93 * N * 128.71 * [2 * 3.14 * 0.0159^2 - 0.0127^2] * (41 - 32) = 0.620N$$

Ahora, para calcular Q_o utilizamos la fórmula:

$$Q_o = h_e * [L - N * (0.0002)] * 2 * 3.14 * R_1 * (T_b - T_a)$$

donde,

L = es la longitud dimensionada del tubo

$$= 12 \text{pasos} * 3 \text{hileras} * 0.90 \text{cms. de longitud} = 32.4 \text{ m.}$$

Por lo tanto:

$$Q_o = 128.74 * (32.4 - N * 0.0002) * 2 * 3.14 * 0.0127 * (41 - 32)$$

$$Q_o = 92.45(32.4 - N * 0.0002)$$

Y el número de aletas es igual a:

$$7,530.32 = 0.620N + 92.45(32.4 - N * 0.0002)$$

$$4,534.62 = 0.6015N$$

$$N = 7,538.02 \text{ aletas}$$

7.3 Selección y cálculo de los evaporadores

Concepto.- 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.

Clasificación.- los evaporadores se clasifican en dos grandes grupos:

a.- Enfriadores de Líquido:

- inmersión: serpentín, parrilla e intensivos

-doble tubo y contra corriente

-a chorro

-Multitubulares: horizontales y verticales



b. Enfriadores de aire:

-circulación natural: de tubos lisos y de tubos aleteados.

-circulación forzada: de tubos lisos y de tubos aleteados.

Para nuestro sistema, usaremos evaporadores enfriadores de aire (el cual es forzado por uno o varios ventiladores) y cuyo serpentín estará compactado en una caja metálica con aletas colocadas uniformemente.

Modo de transferencia de Calor.- el intercambio de calor será de la siguiente manera:

-Por convección del refrigerante a la superficie interna del tubo.

-Por conducción a través de la pared metálica del tubo.

-Por conducción, a través de la escarcha (para evaporadores enfriadores de aire).

-Por convección de la superficie exterior del tubo al medio a enfriar (aire).

Coeficiente Global Práctico de Transferencia de Calor.- el coeficiente global de transferencia de Calor, al igual que en los condensadores, es variable. este coeficiente depende de las características y funcionamiento del evaporador. Estos parámetros son:

-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 escarcha (eventualmente) y película de aceite.

-La diferencia de Temperatura entre el medio a enfriar y el refrigerante a vaporizar

Para hallar el K global práctico, utilizaremos la fórmula:

$$K = 1 / (1/H_i + E / 19.6 + 1/H_e + f_e)$$

Cálculo y Diseño del Evaporador para Cámara de Carnes.- para diseñar el evaporador, que irá colocado en la cámara de Carnes, empezaremos por calcular el flujo másico del aire.

Caudal másico del fluido a Enfriar .- para calcular el caudal másico del aire (m_{ae1}) que se va a enfriar al pasar por el serpentín de evaporador de la cámara de Carnes, usamos la siguiente fórmula:

$$m_{ae1} = Q_{evap_1} / C_p (T_s - T_e),$$

donde:

Q_{evap_1} = Calor por evaporación de la Cámara de Carnes(Btu/hr)

C_p = Calor específico del aire a 1.5 °C a presión constante = 1.0065 KJ/Kg*°K = 0.2385 Kcal/Kg °C (Ver Tabla 8)

T_s = Temperatura de salida del aire = 0 °C

T_e = Temperatura de entrada del aire = 3 °C.



Como habíamos calculado en el Capítulo anterior, el calor de evaporación para la cámara de carnes es:

$$Q_{evap_1} = 4,912.7 \text{ Kcal/hr}$$

Por lo tanto:

$$m_{ae1} = 4,912.7 / (0.2385) * (3) = 6,823.19 \text{ Kg/hr}$$

Para hallar el **K global (Cámara de Carnes)** utilizamos la fórmula:

$$K = 1 / (1/H_i + E / 19.6 + 1/H_e + f_e)$$

donde,

H_i = coeficiente de convección del refrigerante a $-4\text{ }^\circ\text{C}$

H_e = coeficiente de convección del aire en condiciones de flujo.

E = espesor de la pared del tubo (0.0024m)

19.6 Kcal/hr*m*°C = conductividad térmica del tubo

f_e = coeficiente de sarro en $\text{m}^2\cdot\text{hr}\cdot^\circ\text{C}/\text{Kcal}$ (Ver Tabla 9)

***Para hallar H_i utilizamos la fórmula:**

$$H_i = 0.023 * h * \text{Re}^{0.8} * \text{Pr}^{0.4} / d_i$$

(Relación de Mc. Adams para convección forzada en flujos horizontales y con flujo turbulento)

donde:

$$\text{Re} = \text{Reynolds} = V * d_i * \rho / u$$

V = velocidad del fluido refrigerante = 14 m/s = 165312 pies/h

d_i = diámetro interior = 0.075 pies

ρ = densidad del refrigerante = 81.55 Lb/pies³

u = viscosidad dinámica = 0.730 Lb / pies *hr

$$\text{Re} = 165312 * 0.075 * 81.55 / 0.730 = 1,385,054$$

y el número de Prandtl (Pr) en las condiciones del refrigerante igual a:

$$Pr = Cp * u / h$$

Cp = Calor específico del refrigerante a - 4 °C = 0.3162 Btu/Lb*°F

h = conductividad térmica a -4 °C = 0.055 Btu/hr*pies*°F (Anexo B)

$$Pr = 0.3162 * 0.730 / 0.0550 = 4.19$$

Por lo tanto:

$$Hi = 0.023 * 0.00550 * 1,385,054^{0.8} * 4,19^{0.4} / 0.075$$

$$Hi = 2,449.56 \text{ Btu / hr} * \text{pies}^2 * \text{°F} = 11,848 \text{ Kcal/hr} * \text{m}^2 * \text{°C}$$



***Para hallar H_e utilizamos la fórmula:**

$$H_e = C_h * (k/Do) * 0.33 * Re_{max}^{0.6} * Pr^{0.3}$$

(Fórmula utilizada para flujo turbulento par un haz de tubos de más de 10 hileras, en línea o escalonado. Velocidad estimada del aire: 10m/s)

Donde:

C_h = coeficiente empírico dependiente de la disposición de Tubos y número de Reynolds. (Los autores Fishenden y Saunders encontraron que para razones paso/diámetro = 1.25 a 1.5 el valor C_h no se desvía más del 10% para cualquier disposición de tubos en prueba. Por tanto un valor igual a la unidad es satisfactorio)

Do = Diámetro exterior de la tubería = 0.0254 m

$k =$ Conductividad térmica del aire $= 0.027 \text{ Kg/m}^*\text{s}$

$Re_{max} =$ # máximo de Reynolds el cual es igual a $G_{max} * D_o/u$

$G_{max} =$ a velocidad máxima en el área mínima el cual es igual a cociente entre el flujo másico y el área mínima (A_{min}) disponible del flujo de aire, es decir:

$$A_{min} = (St - D_o) * ancho * \#pasos$$

$St =$ paso transversal cuyo valor recomendado 1.25 veces el diámetro exterior del tubo. Por lo tanto, el paso es igual a 1.25" (0.03175 m)

Tomando una medida de 60 cms. de largo por 38.1 cms. de largo (es decir 12 pasos de 1" de diámetro, separados ¼" entre sí) tenemos:

$$A_{min} = (0.03175 - 0.0254) * 0.6 ancho * 12 pasos = 0.04572 \text{ m}^2$$

En la Figura 7.4 las dimensiones del evaporador. Nota: el ancho de este evaporador es igual a 3.5" (9 cms) debido a que está compuesto de 3 hileras de tubo de 1" de diámetro separadas ¼" entre sí

Por lo tanto:

$$G_{max} = 6,823.19 \text{ Kg/hr} / 0.04572 \text{ m}^2 = 41.45 \text{ Kg/s} * \text{m}^2$$

$$Re_{max} = G_{max} * D_o/u, \text{ donde } u = 0.00001715 \text{ Kg}^*\text{m/s}$$

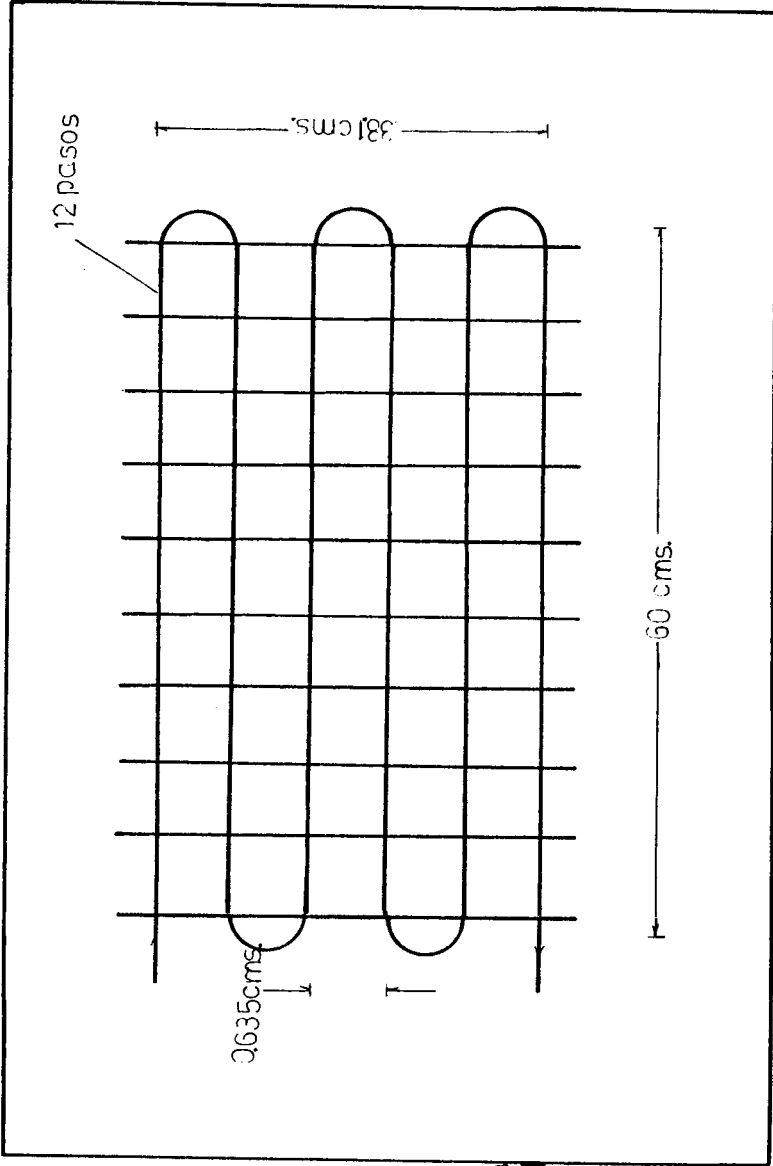


FIG. 7.4 DIMENSIONAMIENTO DE EVAPORADOR DE CAMARA DE CARNES (DE 3 HILERAS)

$$R_{\max} = 41.45 \cdot (0.0254) / 0.0000171 = 67,510.52$$

Pr = Número de Prandtl del aire (en condiciones de flujo del aire a 1.5 °C) igual a $C_p \cdot u / h$

$C_p = 1.0065 \text{ KJ/Kg} \cdot ^\circ\text{C}$ (Ver Tabla 8)

$$Pr = 1006.5 \cdot 0.000017 / 0.0243 = 0.7135$$

Por lo tanto He es igual a:

$$He = (0.0243 / 0.0254) \cdot 0.33 \cdot 67,510.52^{0.6} \cdot 0.7135^{0.3}$$

$$225,38 \text{ J/s} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C} = 192.27 \text{ Kcal/hr} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Por lo tanto el K global es igual a:

$$K = 1 / (1/11,848 + 0.0024/19.6 + 1/192.27 + 0.0001) =$$

$$181.62 \text{ Kcal/hr} \cdot \text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}$$

Superficie de Evaporación-Cámara de Carnes.- el coeficiente global característico del evaporador nos indica la cantidad de calor que podemos absorber por metro cuadrado de superficie, por hora y por grado de diferencia entre la temperatura de vaporización del refrigerante y aquella del medio a enfriar. Para calcular dicha superficie utilizamos la fórmula:

$$S = Q_{\text{evap}_1} / K \cdot \Delta T, \text{ donde } \Delta T = 5.36^\circ\text{C} \text{ y } Q_{\text{evap}_1} = 4,912.7 \text{ Kcal/hr}$$

$$S = 4912.70 / (151.62 * 5.36) = 5.04 \text{ m}^2$$

***Para calcular el número de aletas (N) en el evaporador de la Cámara de Carnes, realizamos el mismo procedimiento que en el condensador, es decir:**

$$Q_{\text{total}} = Q_a + Q_o$$

donde:

Q_{total} = es el calor total absorbido el evaporador = 4,912.70 Kcal/hr

Q_a = calor absorbido por las aletas (al igual que en condensador las aletas son de forma anular)

Q_o = calor absorbido por medio del tubo liso.

$$Q_a = N * \eta * h_e * 2 * 3.1416 * [R_{2c}^2 - R_1^2] * (T_b - T_a); \text{ donde}$$

η = es la eficiencia de la aleta, calculada por medio de los siguientes parámetros detallados en Figura 7.3

$$R_1 = \frac{1}{2}'' = 0.0127\text{m}$$

t = espesor de la aleta de 0.2 mm

$$R_2 = 0.625'' = 0.0158\text{m}$$



Con estos datos establecidos, calculamos los demás parámetros:

$$R_{2c} = R_2 + t/2 = 0.0158 + 0.0002/2 = 0.0159\text{m}$$

$$R_{2c}/R_1 = 0.8, \quad L = 0.0158 - 0.0127 = 0.0031$$

$$L_e = L + t/2 = 0.0031 + 0.0001 = 0.0032$$

$$A_p = L_e \cdot t = 0.0032 \cdot 0.0002 = 0.00000064$$

Con los últimos resultados calculamos $Le^{3/2} [He/Ka \cdot A_p]^{1/2}$

$Ka =$ conductividad térmica de la aleta $= 19.6 \text{ Kcal/hr} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{K}$ (La misma conductividad del material que está fabricado el tubo)

$$0.0032^{3/2} \cdot (192.27 / 19.6 \cdot 0.00000064)^{1/2}$$

$$Le^{3/2} [He/Ka \cdot A_p]^{1/2} = 0.7087$$

Con los datos obtenidos de $Le^{3/2} [He/Ka \cdot A_p]^{1/2}$ igual a 0.7087 y R_2/R_1 igual a 0.8 vamos a la Figura 7.3 y obtenemos el valor de la eficiencia igual a $\eta = 0.90$

Los datos restantes son:

$T_b = -3^\circ\text{C}$ (Temperatura aproximada de la superficie del Tubo.

Para nuestro cálculo, tomaremos un dato ligeramente inferior a la que se encuentra la temperatura del refrigerante)

$T_a = 1.5^\circ\text{C}$ (Temperatura promedio del aire)

Por lo tanto Q_a es igual a:

$$Q_a = N \cdot 0.9 \cdot 192.27 \cdot 2 \cdot 3.14 \cdot [0.0159^2 - 0.0127^2] \cdot (1.5 + 3) = 0.4339N$$

Finalmente, Q_o es igual a:

$$Q_o = He * [L - N * (0.0002)] * 2 * 3.14 * R_1 * (T_b - T_a)$$

donde,

L = es la longitud dimensionada del tubo = 12 pasos * 3 hileras * 0.90 cms. de longitud = 21.6 m.

Por lo tanto:

$$Q_o = 192.27 * (21.6 - N * 0.0002) * 2 * 3.14 * 0.0127 * (1.5 + 3)$$

$$Q_o = 69.01(21.6 - N * 0.0002)$$

Y el número de aletas es igual a:

$$4,912.70 = 0.4339N + 69.01(21.6 - N * 0.0002)$$

$$N = 8,145.93 \text{ aletas}$$



Cálculo y Diseño del Evaporador para Cámara de Vegetales.-

para diseñar el evaporador, que irá colocado en la cámara de Vegetales, empezaremos por calcular el flujo másico del aire.

Caudal másico del fluido a Enfriar .- para calcular el caudal másico del aire (m_{ae2}) que se va a enfriar al pasar por el serpentín de evaporador de la cámara de Vegetales, usamos la siguiente fórmula:

$$m_{ae2} = Q_{evap_2} / C_p (T_s - T_e),$$

donde:

Q_{evap_2} = Calor por evaporación de la Cámara de Vegetales(Btu/hr)

C_p = Calor específico del aire a 13°C a presión constante = 0.23855 Kcal/Kg*°C

T_s = Temperatura de salida del aire = 15 °C.

T_e = Temperatura de entrada del aire = 11 °C.

Como habíamos calculado anteriormente, el calor de evaporación para la cámara de vegetales es:

$$Q_{evap_2} = 953.10 \text{ Kcal/hr}$$

Por lo tanto:

$$m_{ae2} = 953.10 / (0.23855) * (4) = 992 \text{ Kg/hr}$$

Para hallar el **K global (Cámara de Vegetales)** utilizamos la fórmula:

$$K = 1 / (1/H_i + E / 19.6 + 1/H_e + f_e)$$

donde,

H_i = coeficiente de convección del refrigerante a 3 °C

H_e = coeficiente de convección del aire en condiciones de flujo.

($T_{promedio}$ = 13 °C)

E = espesor de la pared del tubo (0.0024m)

19.6 Kcal/h*m*C es la conductividad térmica del tubo

fe = coeficiente de sarro igual a 0.0001 hr*m²*°K/Kcal (Tabla 8)

***Para hallar Hi utilizamos la fórmula:**

$$Hi = 0.023 * h * Re^{0.8} * Pr^{0.4} / di$$

$$Re = Reynolds = V * di * \rho / u$$

V = velocidad del fluido = 14 m/s = 165312 pies/hr

di = diámetro interior = 0.075 pies

ρ = densidad del refrigerante = 80.13 Lb / pies³

u = viscosidad dinámica = 0.6695 Lb /pies *hr

$$Re = 165312 * 0.075 * 80.13 / 0.6695 = 1,483,919$$



y el número de Prandtl (Pr) en las condiciones del refrigerante igual

a:

$$Pr = Cp * u / h$$

Cp = Calor específico del refrigerante a 3 °C = 0.3212 Btu/Lb*°F

h = conductividad térmica a 3 °C = 0.0532 Btu/hr*pies*°F (Ver Anexo B)

$$Pr = 0.3212 * 0.6695 / 0.0532 = 4.042$$

Por lo tanto:

$$Hi = 0.023 * 0.0532 * 1,483,919^{0.8} * 4.042^{0.4} / 0.075$$

$$Hi = 2,467.99 \text{ Btu / hr} * \text{pies}^{2 * \circ\text{F}} = 11937.07 \text{ Kcal/hr} * \text{m}^{2 * \circ\text{C}}$$

***Para hallar He utilizamos la fórmula:**

$$He = C_h * (k/Do) * 0.33 * Re_{max}^{0.6} * Pr^{0.3}$$

Donde:

C_h = coeficiente empírico dependiente de la disposición de Tubos y número de Reynolds. (Los autores Fishenden y Saunders encontraron que para razones paso/diámetro = 1.25 a 1.5 el valor C_h no se desvía más del 10% para cualquier disposición de tubos en prueba. Por tanto un valor igual a la unidad es satisfactorio)

Do = Diámetro exterior de la tubería = 0.0254 m

k = Conductividad térmica del aire = 0.0243 Kg/m*s

Re_{max} = # máximo de Reynolds = $G_{max} * Do/u$

G_{max} = a velocidad máxima en el área mínima el cual es igual al cociente entre el flujo másico y el área mínima (A_{min}) disponible del flujo de aire, es decir:

$$A_{min} = (St - Do) * ancho * \# \text{ pasos}$$

St = paso transversal cuyo valor recomendado 1.25 veces el diámetro exterior del tubo. Por lo tanto, el paso es igual a 1.25" (0.03175m)

Tomando una medida de 40 cms. de largo por 38.1 cms. de largo (es decir 12 pasos de 1" de diámetro, separados ¼" entre sí) tenemos:

$$A_{min} = 0.00635 * 0.4 * 12 \text{pasos} = 0.03048 \text{ m}^2$$

En la Figura 7.5 las dimensiones del evaporador. Nota: el ancho de este evaporador es igual a 1." (3 cms aproximadamente) debido a que está compuesto de una sola hilera de tubo de 1" de diámetro.

Por lo tanto:

$$G_{max} = 992 \text{ Kg/hr} / 0.03048 \text{ m}^2 = 9.04 \text{ Kg/s} * \text{m}^2$$

Re max = $G_{max} * D_o / u$, donde u = viscosidad dinámica del aire a

$$13^\circ\text{C} = 0.00001776 \text{ Kg} * \text{m/s}$$

$$R_{max} = 9.04 * (0.0254) / 0.00001776 = 12,928.82$$

Pr = número de Prandtl en condiciones de flujo del aire = $C_p * u / h$

$C_p = 1.00675 \text{ KJ/Kg} * ^\circ\text{C}$ (Ver Tabla 8)

$$Pr = 1006.75 * 0.0000177 / 0.025 = 0.710$$

Por lo tanto He es igual a:

$$He = (0.025 / 0.0254) * 0.33 * 12,928.82^{0.6} * 0.710^{0.3} = 85.88 \text{ J/s} * \text{m}^{2 * ^\circ\text{C}}$$

$$= 73.26 \text{ Kcal/hr} * \text{m}^{2 * ^\circ\text{C}}$$



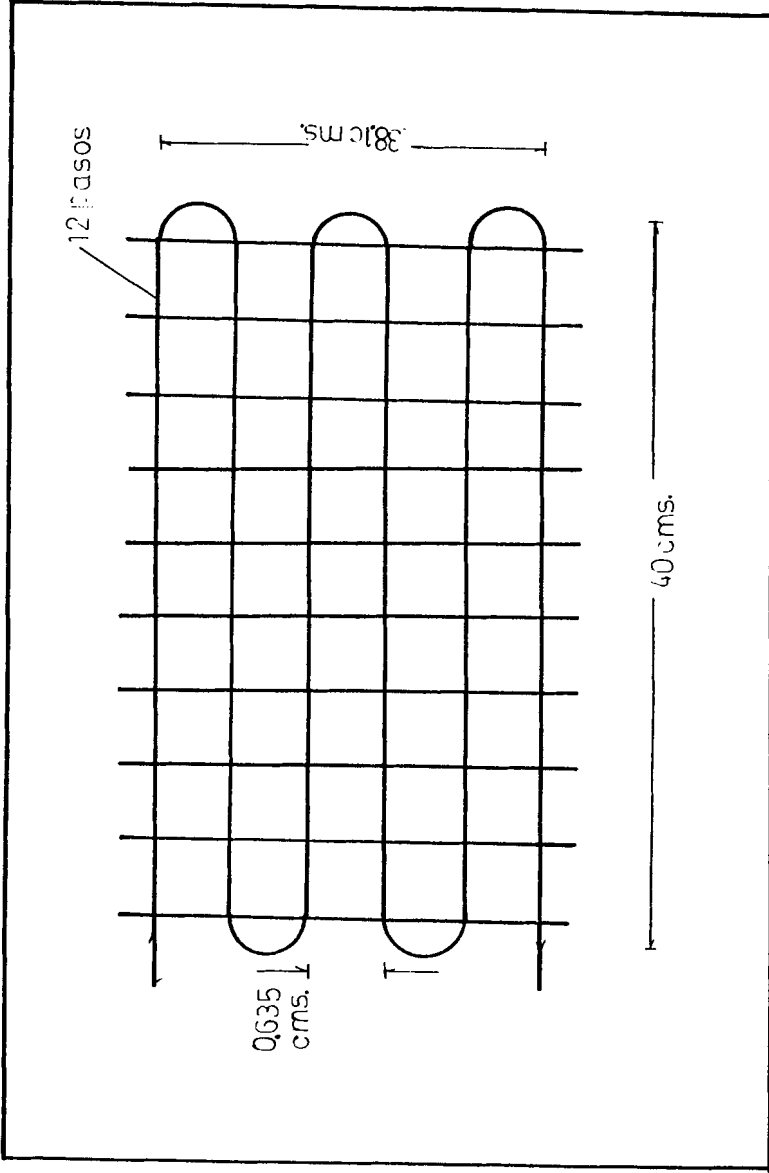


FIG. 75 DIMENSIONAMIENTO DE EVAPORADOR DE CAMARA DE VEGETALES (DE 1 HILERA)

y el **K global** es igual a:

$$K = 1 / (1/11,937 + 0.0024/19.6 + 1/73.26 + 0.0001) = 71.65$$

$$\text{Kcal/hr} \cdot \text{m}^2 \cdot \text{°C}$$

Superficie de Evaporación-Cámara de Vegetales.- utilizando la misma fórmula que para el caso del evaporador de la cámara de carnes, tenemos:

$$S = Q_{\text{evap}_2} / K \cdot \Delta T, \text{ donde } \Delta T = 9.86 \text{ °C y}$$

$$Q_{\text{evap}_2} = 953.10 \text{ Kcal/hr}$$

$$S = 953.10 / (71.65 \cdot 9.86) = 1.349 \text{ m}^2$$

***Para calcular el número de aletas (N) en el evaporador de la Cámara de vegetales,** realizamos el mismo procedimiento que en la cámara de carnes, es decir:

Q_{total} = es el calor total absorbido por el evaporador = 953.1 Kcal/hr

Q_a = calor absorbido por las aletas.

Q_o = calor absorbido por medio del tubo liso.



$$Q_a = N \cdot \eta \cdot h_e \cdot 2 \cdot 3.1416 \cdot [R_{2c}^2 - R_1^2] \cdot (T_b - T_a); \text{ donde}$$

donde:

η = eficiencia de la aleta, calculada por los siguientes parámetros detallados en la figura 7.3:

$$R_1 = 1/2" = 0.0127\text{m}$$

t = espesor de la aleta de 0.2 mm.

$$R_2 = 0.625" = 0.0158\text{ m}$$

con estos datos establecidos, calculamos los demás parámetros:

$$R_{2c} = R_2 + t/2 = 0.0158 + 0.0002/2 = 0.0159\text{ m}$$

$$R_{2c}/R_1 = 0.8, L = 0.0158 - 0.0127 = 0.0031$$

$$L_e = L + t/2 = 0.0032$$

$$A_p = L_e * t = 0.00000064$$



Con los últimos resultados calculamos $L_e^{3/2} [He/Ka * A_p]^{1/2}$

Ka = conductividad térmica de la aleta = 19.6 Kcal/h*m²*°K

$$0.0032^{3/2} * (73.26/19.6 * 0.00000064)^{1/2} = 0.4374$$

Con los datos obtenidos de $L_e^{3/2} [He/Ka * A_p]^{1/2}$ (igual a 0.4374) y

R_{2c}/R_1 (igual a 0.8), vamos a la curva de la Figura 7.3 y obtenemos

el valor de la eficiencia igual a $\eta = 0.94$

Los datos restantes son:

$T_b = 4.5 \text{ }^\circ\text{C}$ (Temperatura aproximada de la superficie del Tubo.
Para nuestro cálculo, tomaremos un dato ligeramente inferior a la que se encuentra la temperatura del refrigerante)

$T_a = 13 \text{ }^\circ\text{C}$ (Temperatura promedio entre la entrada y salida del aire a través del evaporador)

Por lo tanto:

$$Q_a = N \cdot 0.94 \cdot 73.26 \cdot 2 \cdot 3.14 \cdot [0.01592^2 - 0.01272^2] \cdot (13 - 4.5)$$

$$Q_a = 0.3368N$$

Para calcular Q_o utilizamos la fórmula:

$$Q_o = H_e \cdot [L - N \cdot (0.0002)] \cdot 2 \cdot 3.14 \cdot R_1 \cdot (T_b - T_a)$$

donde,

L = es la longitud dimensionada del tubo = 12 pasos * 1 hileras * 0.40 cms. de longitud = 4.8 m.

Por lo tanto:

$$Q_o = 59.13 \cdot (4.8 - N \cdot 0.0002) \cdot 2 \cdot 3.14 \cdot 0.0127 \cdot (13 - 4.5)$$

$$Q_o = 49.699(4.8 - N \cdot 0.0002)$$

Y el número de aletas es igual a:

$$953.10 = 0.3368N + 49.69(4.8 - N \cdot 0.0002)$$

$$714.58 = 0.3265N$$

$$N = 2,188.19 \text{ aletas}$$

7.4 Cálculo de las válvulas de expansión

Existen varias clases de dispositivos de expansión tales como: tubos capilares, válvulas de expansión automáticas, válvula con flotadores de alta y baja presión y la válvula de expansión termostática. (Para nuestro sistema seleccionaremos este tipo de válvulas) .

La Válvula de Expansión Termostática son dispositivos destinados a expandir isentálpicamente el refrigerante realizando una laminación del mismo, así como a regular el caudal del refrigerante que en estado líquido proviene del condensador hacia el evaporador.

A más de regular el caudal del refrigerante, controla el recalentamiento a la salida del evaporador, y por lo tanto el grado de recalentamiento a la aspiración del compresor.

Las partes principales de una válvula de expansión termostática son:

- aguja y asiento
- diafragma o cuello de presión



-bulbo remoto, cargado de flujo con un considerable coeficiente de dilatación.

-un resorte cuya tensión se ajusta por medio de un tornillo. Además para evitar la penetración de materias extrañas, lleva también un filtro a la entrada de la válvula.

La operación característica de la válvula de expansión termostática resulta de 3 fuerzas independientes:

-La presión del evaporador, dependiendo de la presión de aspiración del compresor

-La presión del resorte, que regula la apertura de la válvula

-La presión ejercida por el fluido que circula entre el bulbo, a través de un tubo capilar, y el fuelle o diafragma que actúa sobre el vástago de la válvula.



Las válvulas de expansión termostáticas son clasificadas en dos tipos:

-Válvula de expansión termostática con equilibrador interno de presión: estas válvulas permiten asegurar la máxima alimentación al evaporador cualquiera que sean las condiciones de funcionamiento del sistema. Las válvulas de este tipo constan de un bulbo sensor que contiene refrigerante (generalmente del

mismo circuito) el cual va colocado a la salida del evaporador con la finalidad de captar la temperatura en este lugar. En esta clase de elementos la presión de inyección actúa directamente bajo la acción del fuelle. Cuando aumenta la temperatura a la salida del evaporador aumenta también la presión sobre el diafragma haciendo que la válvula se abra dando mayor paso al fluido y lo contrario. (Si la temperatura del diafragma disminuye, la válvula se cierra disminuyendo el paso del fluido). La diferencia de temperatura entre el evaporador y el bulbo debe ser aproximadamente de 7 °C y de ser posible se ha de mantener constante. (Ver Figura 7.6)

-Válvula de expansión termostática con equilibrador externo de presión: el funcionamiento y la concepción de este tipo de válvulas es semejante al de las válvulas de expansión con equilibrador interno. Sin embargo se diferencian en que el vástago que une el fuelle con el punzón debe ser estanco por medio de prensaestopas. Además la presión obtenida a la salida del evaporador llega hasta la válvula de expansión por medio de un tubo previsto para este efecto, conducido hasta debajo de la membrana (o el fuelle) por un racor especialmente colocado sobre el cuerpo de la válvula. Este tipo de válvulas, a diferencia de

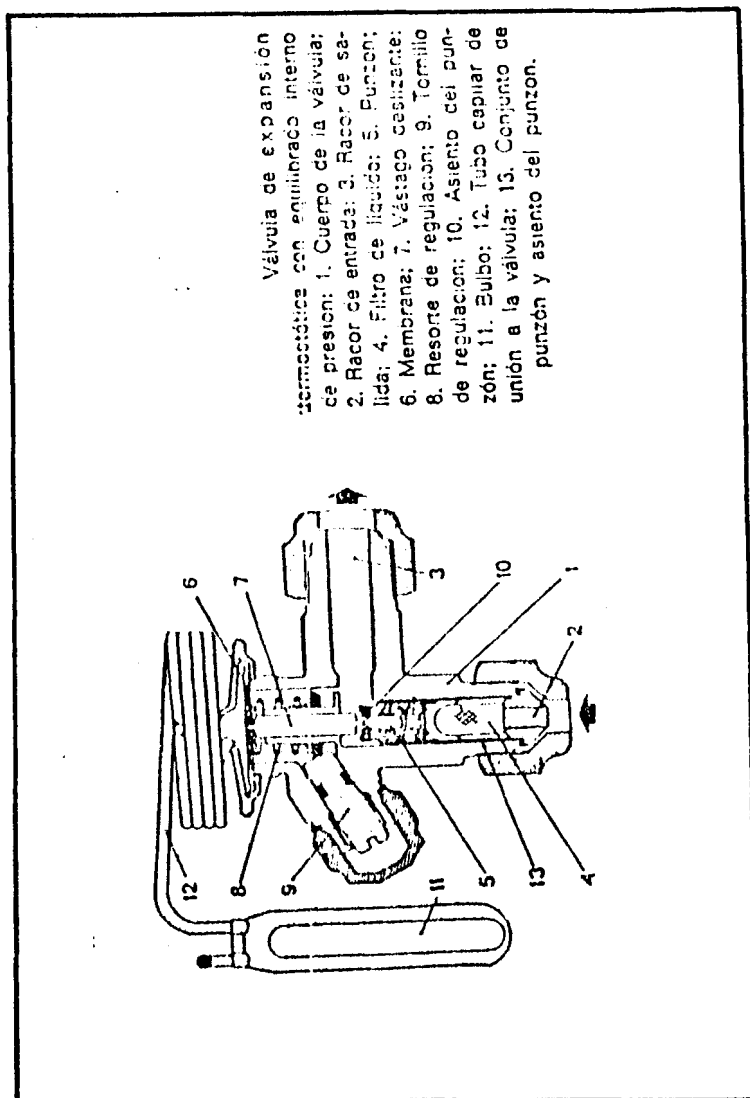


FIG. 7.6 VALVULA DE EXPANSION TERMOSTATICA CON
EQUILIBRADOR INTERNO DE PRESION

las válvulas con equilibrador interno, no presentan inconvenientes cuando existe una pérdida de carga (en el evaporador) no despreciable. (Ver Figura 7.7)

Selección de Válvula de Expansión (Cámara de Carnes).- para seleccionar de la válvula de expansión en la línea de la Cámara de Carnes utilizaremos el procedimiento en base a los catálogos de válvulas "Sporlan", el cual se describe a continuación:

Según la Tabla 10 el factor de corrección de la temperatura de líquido refrigerante (en nuestro caso para R134a a 89.6 °F es igual a 1.07) Este factor incluye correcciones para la densidad del líquido refrigerante y su efecto neto de refrigeración y son basados en una temperatura promedio de evaporación de 0°F. Sin embargo estos valores pueden ser usados para un rango de temperatura de evaporación de -40°F a 40°F.

La caída de presión a través de la válvula es igual a:

$$\Delta P = P_{\text{cond}} - P_{\text{evap}} - P_{\text{perdidas}}$$

donde P_{perdidas} es la caída de presión a través de tubos y accesorios. Es decir se considera toda la caída de presión del sistema. (Observando el diagrama del ciclo termodinámico de nuestro sistema, vemos que la caída total de presión va desde 0.117Mpa -161.96 p.s.i.- a 0.229 Mpa -33.205 p.s.i.-)



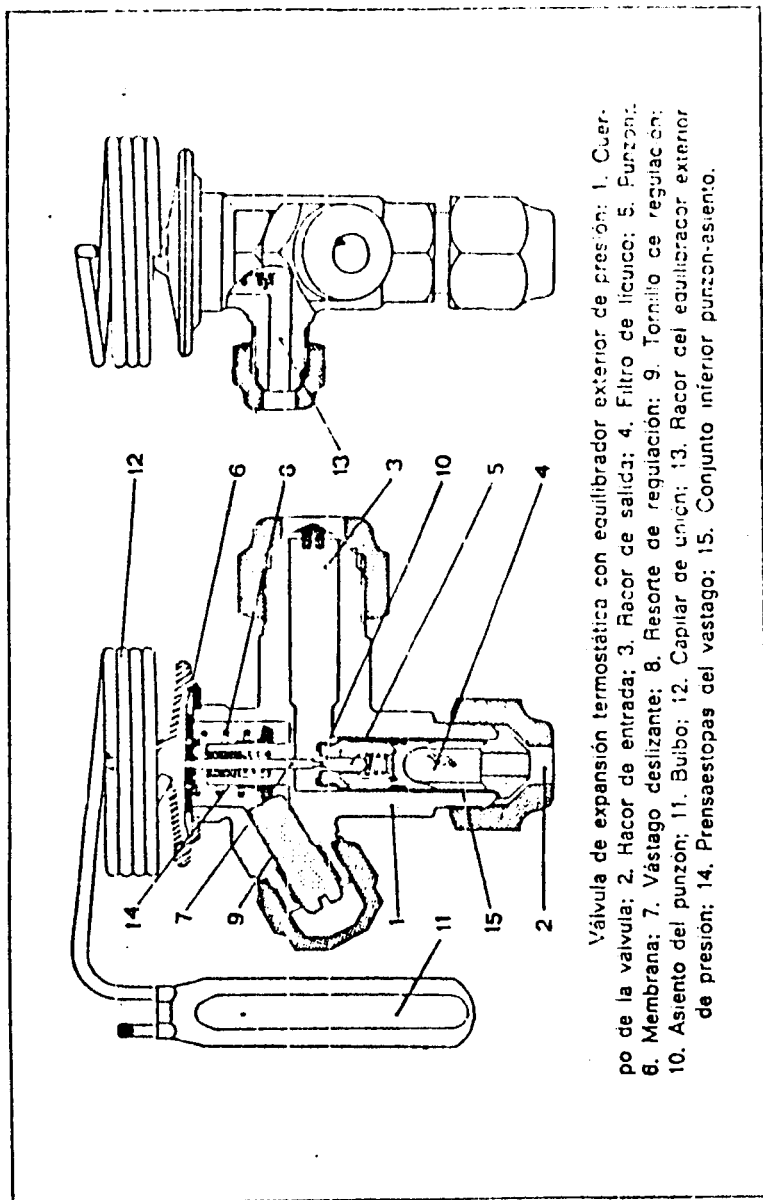


FIG. 7.7 VALVULA DE EXPANSION TERMOSTATICA CON EQUILIBRADOR EXTERNO DE PRESION

TABLA 10
FACTOR DE CORRECCION DE LA TEMPERATURA DE
LIQUIDO REFRIGERANTE

Temp. líquido Refrigerante (°F)	REFRIGERANTES			
	12	22	502	134a
40	1,36	1,34	1,52	1,42
50	1,30	1,29	1,44	1,35
60	1,24	1,23	1,35	1,28
70	1,18	1,17	1,26	1,21
80	1,12	1,12	1,18	1,14
90	1,06	1,06	1,09	1,07
100	1,00	1,00	1,00	1,00
110	0,94	0,94	0,91	0,93
120	0,88	0,88	0,82	0,86

Referencia: Catálogo de Válvulas Marca "Sporlan" No. 201



Es decir que:

$$\Delta P = 161.96 - 33.205$$

$$\Delta P = 128.75 \text{ p.s.i.}$$

Por medio de la Tabla 11 seleccionamos la válvula de expansión termostáticas de acuerdo a tres parámetros:

-Caída de presión = 128.75 p.s.i. (en la Tabla 11 utilizaremos el valor de 120 p.s.i.)

-Temperatura de evaporación = 24.8 °F

-Capacidad nominal de la válvula = (20.000 Btu/hr = 1.6 Ton)

Interpolando los datos entre 40 y 20 °F de temperatura de evaporación (a una capacidad nominal de 1 ½ Ton) tenemos un valor de 1.99. Este valor multiplicado por el factor de corrección de la temperatura de líquido refrigerante es igual a:

$$\text{Capacidad de válvula} = 2.04 * 1.07 = 2.18$$

Es decir tenemos una válvula de 2.5 toneladas de capacidad de las siguientes características:

MARCA: SPORLAN TIPO Q (TERMOSTATICA)

REFRIGERANTE: J (134 A)

CLASE: E (EQUILIBRADOR EXTERNO DE PRESION)

CAPACIDAD: 6 (2.50 TON)

TIPO DE TRABAJO: REFRIGERACION COMERCIAL (JC)



TABLA 11

CAPACIDADES PARA SELECCIÓN DE VÁLVULAS DE EXPANSION TERMOSTATICA

TIPO Q	TEMPERATURA DE EVAPORACION (°F)							
	40				20			
	CAIDA DE PRESION P.S.I.							
TON	80	100	120	140	80	100	120	140
1/4	0.6	0.67	0.73	0.79	0.52	0.58	0.63	0.68
1/2	0.87	0.97	1.06	1.15	0.74	0.83	0.91	0.99
1	1.33	1.49	1.63	1.76	1.15	1.28	1.4	1.51
1 1/2	1.87	2.09	2.28	2.47	1.6	1.79	1.96	2.12
2	2.66	2.98	3.26	3.53	2.29	2.56	2.8	3.03
2 1/2	3.6	4.02	4.41	4.76	3.09	3.46	3.79	4.09



Referencia: Catálogo de Válvulas Marca "Sporlan" No. 201

MODELO: Q-J-E-6-JC**Selección de Válvula de Expansión (Cámara de Vegetales).**

para seleccionar de la válvula de expansión en la línea de la Cámara de Vegetales utilizaremos el mismo procedimiento anterior, es decir:

T líquido refrigerante = 89.6 °F

El factor de corrección de la temperatura de líquido refrigerante (Ver Tabla 10) es igual a 1.07.

La caída de presión a través de la válvula es igual a:

$$\Delta P = 161.96 - 47.12 = 114.84 \text{ p.s.i.}$$



Usando nuevamente la Tabla 11 seleccionamos la válvula de expansión termostáticas de acuerdo a tres parámetros:

-Caída de presión = 114.84 p.s.i. (utilizaremos 120 p.s.i en la tabla)

-Temperatura de evaporación = 37.4 °F (utilizaremos 40 °F en la tabla)

-Capacidad nominal de la válvula = (4.000 Btu/hr = 0.3 Ton)

Interpolando tenemos un valor de 0.84. Este valor multiplicado por el factor de corrección de la temperatura de líquido refrigerante es igual a:

$$\text{Capacidad de válvula} = 0.84 * 1.07 = 0.89$$

Es decir tenemos una válvula de 1.0 toneladas de capacidad de las siguientes características:

MARCA: SPORLAN TIPO Q (TERMOSTATICA)

REFRIGERANTE: J (134 A)

CLASE: E (EQUILIBRADOR EXTERNO DE PRESION)

CAPACIDAD: 3 (1.00 TON)

TIPO DE TRABAJO: REFRIGERACION COMERCIAL (JC)

MODELO: Q-J-E-3-JC



7.5 Dispositivos anexos

Válvulas de retención o check.- son dispositivos automáticos que permiten la circulación del fluido en un sola sentido. Están constituido por un sistema de obturador que esta apoyado sobre un asiento por un ligero resorte.

Estas válvulas son utilizadas especialmente en instalaciones frigoríficas con varios evaporadores a diferente temperatura. Su objetivo consiste que, al parar la instalación, el refrigerante destilaría desde los evaporadores que están a una temperatura

más alta hacia el evaporador que está a una temperatura más baja con la cual se corre el riesgo que al prender, otra vez, la instalación; se vayan a producir golpes de líquido. (Ver Figura 7.8)

Válvula de presión Constante.- sirve para mantener la presión de evaporación a un valor deseado y evitar que la presión de evaporación descienda más abajo que este valor. Estas válvulas van conectadas en instalaciones con varios evaporadores, en los evaporadores con mayor temperatura.

La válvula se compone de un cuerpo de latón (para fluido halogenado) y de acero (para amoniaco); y en su interior lleva una válvula que es mantenida en un asiento bajo la presión de un resorte de regulación cuya tensión puede ser modificada por un tornillo de regulación. (Ver Figura 7.9)

Deshidratadores.- generalmente, la humedad contenida en el aire puede penetrar en una instalación frigorífica. Como resultado de esto, se puede producir corrosión, contaminación del aceite que circula por todo el circuito ó bloqueo (obstrucción) en la válvula de

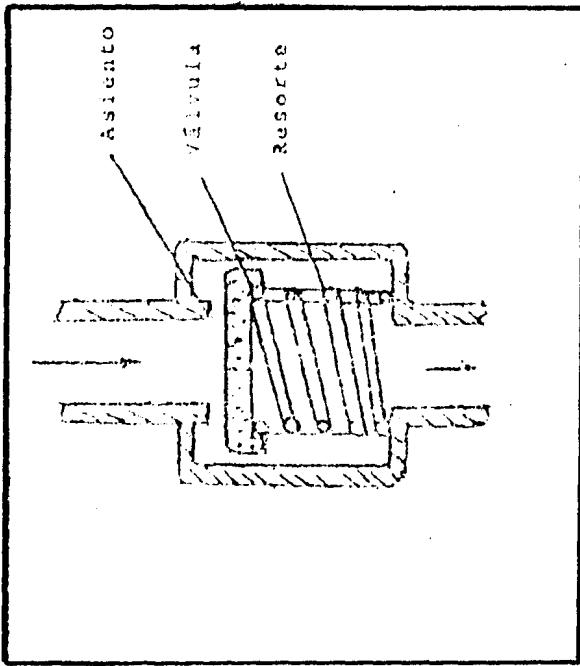


FIG. 7.8 VALVULA DE RETENCION



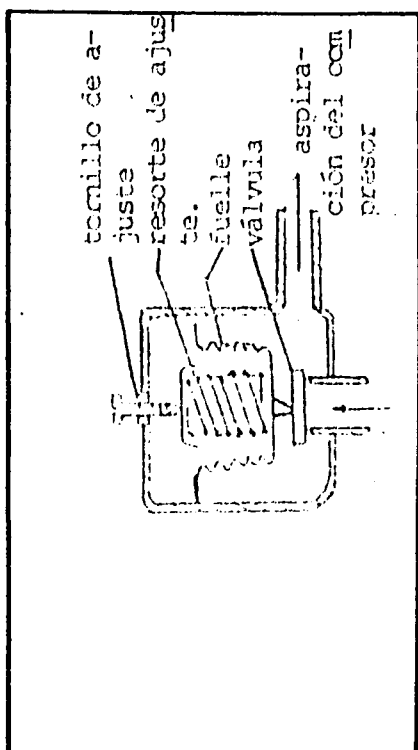


FIG. 7.9 VALVULA DE PRESION CONSTANTE

expansión al congelarse la humedad previamente condensada en forma de agua.

En la Figura 7.10 mostramos un filtro deshidratador con sus principales partes, las cuales son:

1. Entrada
2. Muelle
3. Filtro montado
4. Anillo de cierre
5. Tela de latón más tela monel
6. Placa perforada
7. Elemento deshidratante

Por lo tanto, el propósito de los deshidratadores es el de hacer uso de sustancias deshidratantes o hidróscopica en forma de cristales o gránulos que van en el interior de un filtro o malla cilíndrica. Las sustancias generalmente utilizadas son: alúmina activada, óxido de calcio, sulfato de calcio, silica gel, etc. La carcasa del deshidratador, comúnmente consiste en un recipiente cilíndrico de acero, latón o cobre, en cuyo interior va la malla o filtro con la sustancia deshidratante arriba mencionada. Para nuestro

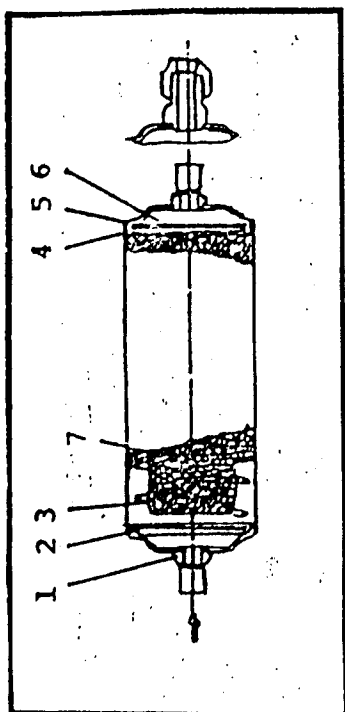


FIG. 7.10 FILTRO DESHIDRATADOR

proyecto, utilizaremos un filtro deshidratador a la salida del condensador.

Filtros.- estos aparatos auxiliares se utilizan a la aspiración del compresor para evitar la introducción de suciedad arrastrada por el refrigerante. Generalmente consiste en un cuerpo cilíndrico que aloja una malla metálica de finísimos agujeros, para poder retener partículas pequeñas de suciedad. Por otra parte, también se utilizan filtros antes de la válvula de expansión con el fin de evitar la penetración de sustancias extrañas que pueden obstruir el funcionamiento de la válvula lo que podría ocasionar una variación en la temperatura de evaporación del refrigerante.

Botella de líquido o Acumulador.- el objetivo de estos recipientes, es acumular el refrigerante líquido proveniente del condensador -por ejemplo cuando se necesite detener el sistema para reparar o desmontar algún equipo- y controlar la cantidad de refrigerante existente en el sistema.

Sus partes más importantes son:

- Entrada del refrigerante condensado
- Salida de la botella
- Cuerpo de la botella



-Fondo embutido

-Mirilla indicador de nivel.

Para nuestro proyecto, se utilizará la botella de líquido la cual irá adaptada a la salida del equipo condensador de nuestro sistema frigorífico.

Válvulas electromagnéticas o solenoide.- estas válvulas van instaladas, generalmente antes de la válvula de expansión de tipo termostática, con el fin de cortar el paso del refrigerante cuando la instalación se encuentre detenido. Esta válvula consiste esencialmente de una bobina de hierro o armadura alrededor del llamado pistón o buzo, el cual va ubicado en el centro del campo magnético de la bobina cuando esta se magnetiza, lo atrae dejando pasar el refrigerante.

Hay dos tipos de válvulas solenoides:

-de acción directa

-operadas por piloto

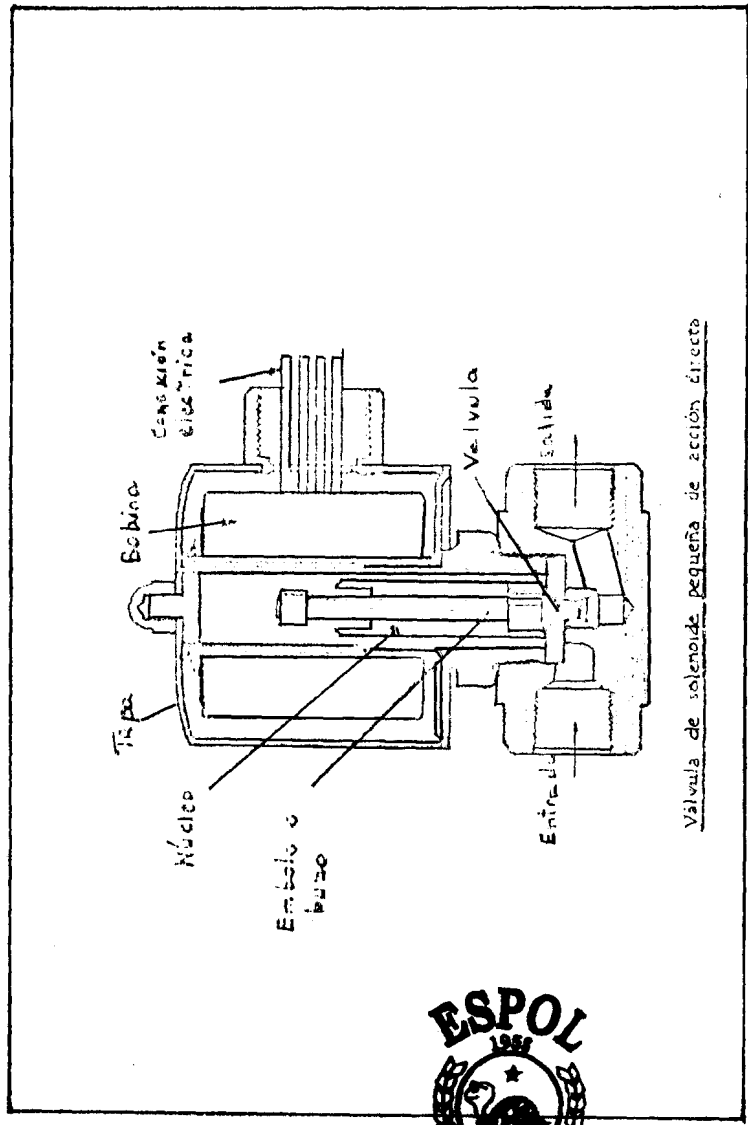


La válvula de acción directa se usa para tuberías de diámetro inferior a 50mm. y su funcionamiento se basa en la energía

eléctrica que reciba del sistema, la cual hace que se cree un campo magnético en la bobina y atrae al núcleo hacia arriba para dar paso al refrigerante en estado líquido y esta válvula cierra cuando se encuentra sin corriente eléctrica, es decir que este elemento actúa en 2 posiciones: abierta y cerrada. (Ver Figura 7.11)

Las válvulas operadas por piloto trabajan en combinación con una válvula principal de manera que abren o cierran esta válvula haciendo las veces de piloto. Frecuentemente son instaladas en las tuberías de líquido antes de la válvula de expansión como también en la tubería de aspiración detrás del evaporador. La válvula solenoide en la tubería de líquido asegura un suministro continuo de fluido refrigerante del evaporador, porque el bulbo de la válvula de regulación térmica actúa más lentamente frente a las oscilaciones de temperatura de la cámara de refrigeración y una válvula de expansión tampoco cierra herméticamente después de un servicio prolongado. La válvula magnética en la tubería de aspiración interrumpe inmediatamente la producción de frío en el evaporador cuando el termostático ha alcanzado la temperatura fijada en la cámara de refrigeración.

FIG. 7.11 VALVULA SOLENOIDE DE ACCION DIRECTA



Valvula de solenoide pequeña de acción directa



Separador de Aceite.- Sus objetivos son básicamente tres:

-Mantener un nivel de aceite conveniente en el carter del compresor y lograr una buena lubricación en los órganos de movimiento.

-Impedir la acumulación del aceite en ciertos lugares de la instalación como por ejemplo en los puntos de baja temperatura, como es el caso de los evaporadores, donde el aceite llega a ocupar una parte del volumen con la consiguiente reducción de la superficie útil.

-Mantener una reducida concentración de aceite con el refrigerante, la forma de producir esta separación es producir cambios bruscos de la velocidad o por medio de choques sobre las paredes. A esto se agrega para una mayor separación, un enfriamiento de los vapores aumentando la viscosidad del aceite, este enfriamiento se logra por circulación de agua en la camisa que rodea al separador para el caso del amoniaco, y por aire al tratarse de refrigerantes halogenados. La utilización de este dispositivo será opcional para nuestro caso.

El separador de aceite está constituido de las siguientes partes
(Ver Figura 7.12):

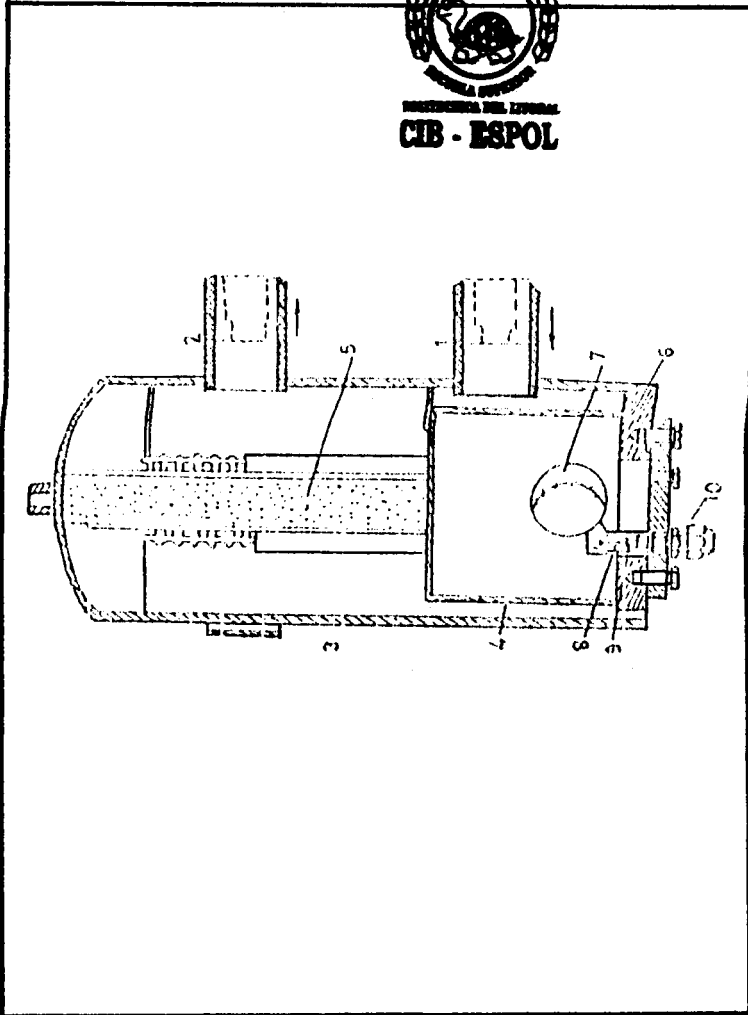


FIG 7.12 SEPARADOR DE ACEITE

1. Entrada de gases comprimidos
2. Salida de los gases
3. Cuerpo del separador
4. Recipiente del aceite separado
5. Elemento separador de aceite
6. Placa de recuperación de aceite
7. Flotador para retorno automático
8. Punzón del retorno del aceite
9. Asiento del punzón
10. Toma de retorno del aceite.



Presostatos Diferencial de aceite.- su objetivo es conectar y desconectar el compresor o el motor del mismo, cuando la diferencia de presión del cárter y la bomba de aceite es inferior a la presión de trabajo del sistema de lubricación, dato proporcionado por el fabricante del compresor.

Hay dos tipos de Presostatos diferencial de aceite:

-simple

-temporizado

Visor o Mirilla.- este dispositivo va instalado en la línea de líquido a continuación del deshidratador, el cual a su vez va

ubicado después del acumulador de líquido. El objetivo del visor es de servirnos como indicativo de que haya suficiente cantidad de refrigerante en el sistema.

Además existen algunos visores que indican la humedad en el refrigerante. Estos dispositivos internamente, llevan un puntero circular que adopta coloraciones de acuerdo al grado de humedad. Por ejemplo, algunos fabricantes usan el color verde para indicar que el refrigerante no arrastra humedad (dry-seco) y el color amarillo para alertarnos que hay presencia de humedad (wet-húmedo)



7.6 Dimensionamiento y cálculo de tuberías.

Las funciones de la tubería frigorífica son básicamente dos:

- Proveer un medio de circulación del fluido refrigerante en el sistema
- Proveer un medio de retorno al aceite que circula mezclado con el refrigerante, el cual debe regresar al compresor para cumplir sus objetivos como lubricante.

La distribución de la tubería en una instalación de expansión directa se divide en:

-Tubería de gas caliente ubicada entre el compresor y el condensador.

-Tubería de líquido ubicada entre la salida del condensador y la válvula de expansión.

-Tubería de succión o aspiración ubicada entre el evaporador y el compresor.

Las velocidades del refrigerante recomendadas para el dimensionamiento de estas tuberías son:

-tubería de gas caliente: 15 a 25 m/s

-tubería de líquido: 0.5 a 1.25 m/s

-tubería de succión: 8 a 15 m/s

Cálculo Teórico del Diámetro de las Tuberías.- Para calcular el diámetro de los diferentes tramos de tubería utilizaremos la ecuación recomendada por Fox & Mc Donald:

$$h_f = f \cdot L_e \cdot V^2 / d_i^2 \cdot g$$

donde,

h_f = pérdidas por fricción

f = coeficiente de rozamiento

L_e = longitud equivalente

d_i = diámetro interior del tubo

V = velocidad del refrigerante

g = aceleración de la gravedad (9.8 m/s^2)

Las pérdidas de presión ΔP serán determinadas a partir de datos recomendados en la práctica por P. J. Rapin, siendo estas:

-Tubería de líquido = 0.3515 kg/cm^2

-Tubería de descarga = 0.1875 Kg/cm^2

-Tubería de aspiración = $0.24\text{-}0.28 \text{ Kg/cm}^2$ (este datos lo obtenemos de la Figura 7.13 donde tomamos la temperatura de evaporación para una baja de temperatura permisible, en el orden de $2 \text{ }^\circ\text{C}$)

Para el factor de rozamiento f , primero calcularemos el número de Reynolds (Re) igual a $V \cdot d_i \cdot \rho / u$ y la rugosidad relativa de la tubería igual a e/D donde:

ρ = densidad del refrigerante

u = viscosidad dinámica del refrigerante

d_i = diámetro interior de la tubería

e = espesor de la tubería

D = diámetro de la tubería



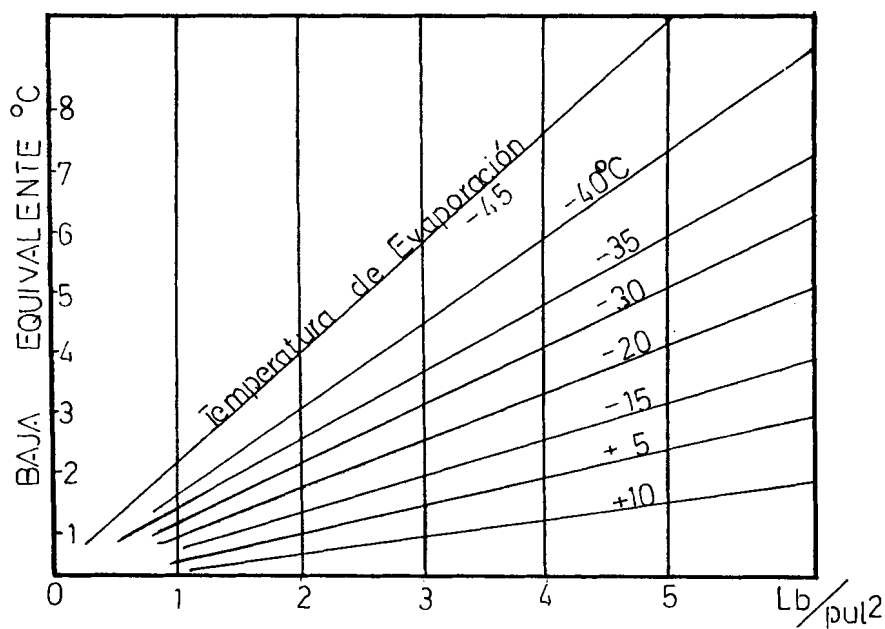


FIG. 7.13 CAIDAS DE PRESION CON RESPECTO A BAJA DE TEMPERATURA

Con estos valores, encontramos el factor de rozamiento a través del diagrama de Moody (Figura 7.14)

Como no se puede calcular directamente el diámetro de la tubería, estimamos un valor, y con este dato calcularemos las caídas de presión. Si la caída de la presión tentativa es mayor que la caída de presión permisible escogeremos un diámetro superior y efectuamos el cálculo nuevamente, hasta que la caída de presión tentativa se inferior o ligeramente inferior a el valor admitido. Si comenzamos el cálculo con un valor inferior al admitido escogeremos un diámetro menor hasta que el diferencial de presión calculado sea ligeramente inferior al admitido.



Tubería de Aspiración:

De acuerdo a una caída de temperatura permisible (en el orden de 4 °C) con respecto a la temperatura equivalente de evaporación (-4 °C) tenemos una caída de presión admitida que va desde 3.5 (24,147.2 Nw/m²) a 4 p.s.i. (27,596.8 Nw/m²). Este dato lo obtenemos de la curva en la Figura 7.13

La velocidad del refrigerante para este tramo será de 11.5 m/s (valor admitido). La densidad del fluido será calculada por la

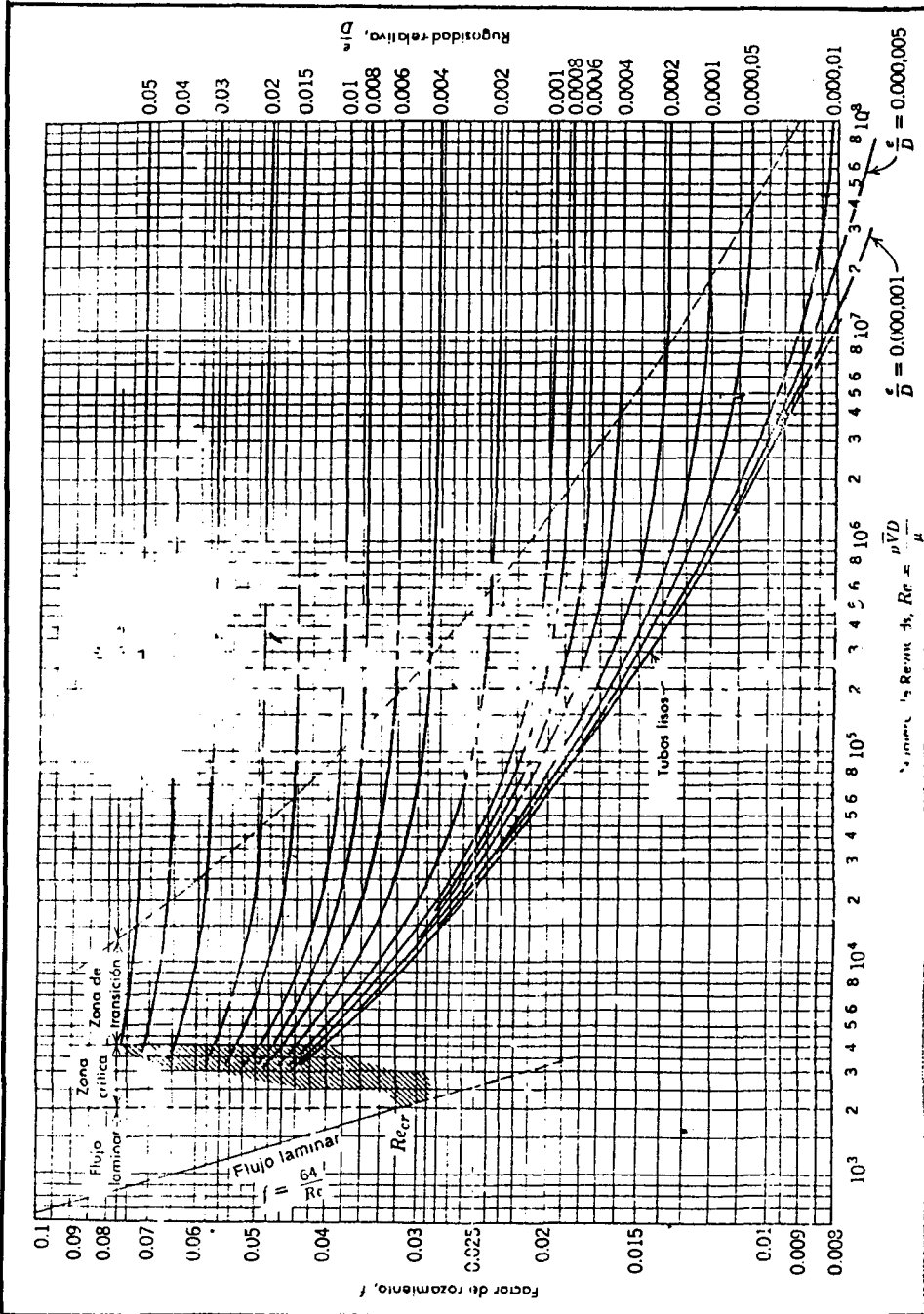


FIG. 7.14 DIAGRAMA DE MOODY

inversa del volumen específico del refrigerante para esas condiciones, es decir el punto 1. Como el volumen específico (v_1) es igual a $0.091 \text{ m}^3/\text{Kg}$, la densidad (D) es igual a $10.98 \text{ Kg} / \text{m}^3$. Con el dato de la caída permisible, calculamos la pérdida de fricción, esta la obtenemos de la fórmula:

$$\Delta P = hf * \rho * g$$

$$24,147.2 \text{ Nw/m}^2 - 27,596.8 \text{ Nw/m}^2 = hf * 10.98 * 9.8$$

$$hf = 224.40 - 256.46 \text{ m (este es el rango de la caída permisible)}$$

Empezaremos nuestro cálculo asumiendo una tubería de $\frac{3}{4}$ " de diámetro, tomando como base un cuadro de especificaciones de tuberías de cobre expresados en la Tabla 12.

Tubería de cobre (diámetro $\frac{3}{4}$ ")

diámetro interior $d_i = 0.666$ " (0.01691 m)

Espesor = 0.042"

Peso por pies (Lbs) = 0.3621

Por lo tanto la rugosidad relativa (e/D) será igual a 0.056. Luego con los datos de las propiedades del refrigerante calculamos el número de Reynolds. Por lo tanto tenemos:

$$Re = V * d_i * \rho / \mu = 11.5 * 0.0169 * 10.98 / 0.0000115 = 185562$$

TABLA 12
ESPECIFICACIONES PARA TUBERÍAS DE COBRE
USADA EN REFRIGERACION



Tipo	Exterior (pulg)	Interior (pulg)	Espesor (pulg)	Peso por Pies (Lbs)
L	3/8	0.33	0.032	0.1366
	1/2	0.43	0.035	0.1982
	5/8	0.545	0.040	0.2849
	3/4	0.666	0.042	0.3621
	7/8	0.785	0.045	0.4518

Referencia: "Diseño de un condensador tipo serpentín aleteado para Refrigeradora Doméstica". Tesis de Grado. Autor: Pablo Araujo

Con el valor de Reynolds y la rugosidad relativa buscamos en el diagrama de Moody, el factor de rozamiento el cual es igual a 0.072.

Finalmente, para hallar la longitud total equivalente (L_e) tenemos que cuantificar la longitud recta de la tubería (Total: 2.75 m.) más la longitud equivalente correspondiente al número de codos, accesorios y válvulas.

Utilizando la Tabla 13, tenemos que:

$$L_e = 2.75 + 5\text{codos} + 1\text{Tee} + 2\text{válvulas} = 2.75 + 5(20)d_i + 60d_i + 2(50)d_i$$

$$\text{donde } d_i = 0.01691 \text{ m}$$

$$L_e = 7.147 \text{ m}$$

ahora, utilizando la ecuación de Fox Mc Donald tenemos:

$$h_f = 0.072 * 7.14 * 14^2 / 0.01691 * 19.6 = 304.31 \text{ m}$$

Como este valor es superior al rango establecida, efectuamos nuevamente el cálculo con una tubería de 7/8" de diámetro.

Las especificaciones de la tubería 7/8" son las siguientes:

Tubería de cobre (diámetro 7/8")

diámetro interior $d_i = 0.785"$ (0.01993 m)

Espesor = 0.045"

TABLA 13
LONGITUDES EQUIVALENTES PARA CALCULO DE CAIDAS DE PRESION

Tipo de Accesorio	Descripción	Longitud equivalente (Le/D)
Válvula de globo	Completamente abierta	350
Válvula de compuerta	Completamente abierta	13
	3/4" abierta	35
	1/2" abierta	160
	1/4" abierta	900
Válvula de retención		50-100
Codo de 90 grados	Radio largo	20
Unión en T	Flujo en ramal	60
Codo de 180 grado	Patrón estrecho	50

Referencia: "Introducción a la Mecánica de Fluidos" Autor: Fox &Mc Donald



$$\text{Peso por pies (Lbs)} = 0.4518$$

Para este caso, la rugosidad relativa (e/D) es igual a 0.051 y el número de Reynolds es igual a 218502. Utilizando el diagrama de Moody, encontramos un factor de rozamiento de 0.07. Utilizando la Tabla 13, tenemos que:

$$Le = 2.75 + 5\text{codos} + 1\text{Tee} + 2\text{válvulas} = 2.75 + 5(20)d_i + 60d_i + 2(50)d_i$$



$$\text{donde } d_i = 0.01993 \text{ m}$$

$$Le = 7.924 \text{ m}$$

Con la ecuación de Fox Mcdonald calculamos el valor de h_f , el cual es igual a:

$$h_f = 0.07 * 7.924 * 14^2 / 0.0199 * 19.6 = 278.59 \text{ m}$$

Con este valor está dentro del rango establecido, se determina que el diámetro para la tubería de aspiración es igual a 7/8".

Tubería de Descarga:

La densidad del fluido es igual a inversa del volumen específico del refrigerante en le punto 2 del plano termodinámico. Como el volumen específico (v_2) es igual a $0.022 \text{ m}^3/\text{Kg}$, la densidad (ρ) es igual a 45.45 Kg/m^3 . La velocidad del refrigerante para este tramo es de 15 m/s . (valor admitido)

Con los rangos establecidos de caída de presión tenemos que la pérdida por fricción es igual a:

$$\Delta P = hf \cdot \rho \cdot g$$

$$18,375 \text{ Nw/m}^2 = hf \cdot 45.45 \cdot 9.8$$

$$hf = 41.25 \text{ m}$$

A continuación tomamos una tubería de las siguientes especificaciones:

Tubería de cobre (diámetro 1/2")

diámetro interior $d_i = 0.430''$ (0.01092 m)

Espesor = 0.035"

Peso por pies (Lbs) = 0.1982



La rugosidad relativa para esta tubería es de 0.07. El número de Reynolds es igual a:

$$Re = V \cdot d_i \cdot \rho / \mu = 15 \cdot 0.01092 \cdot 10.98 / 0.0000162 = 459550$$

Utilizando el diagrama de Moody, con estos dos datos, hallamos un factor de rozamiento el cual es igual a 0.085. Finalmente calculamos la longitud equivalente total, la cual desglosamos a continuación:

$$Le = 0.25 \text{ metros de tramo recto} + 1 \text{ codo}$$

$$Le = 0.25 + 20d_i, \text{ donde } d_i = 0.01092$$

$$Le = 0.46 \text{ m}$$

Por lo tanto h_f es igual a:

$$h_f = 0.085 \cdot 0.46 \cdot 15^2 / 0.01092 \cdot 19.6 = 40.21 \text{ m}$$

Como este valor es menor a la caída permitida, se determina que el diámetro para la tubería de descarga es a 1/2".

Tubería de Líquido:

Para este tramo la velocidad del refrigerante es de 1 m/s (valor dentro del rango permitido)

Con el volumen específico en el punto 3 del refrigerante (igual a $0.001 \text{ m}^3/\text{kg}$), calculamos la densidad. Por lo tanto la densidad (ρ) es igual a $1000 \text{ Kg}/\text{m}^3$.

La pérdida de fricción es igual a:

$$\Delta P = h_f \cdot \rho \cdot g$$

$$34,447 \text{ Nw}/\text{m}^2 = h_f \cdot 1000 \cdot 9.8$$

$$h_f = 3.51 \text{ m}$$

A continuación escogemos una tubería de las siguientes características:



Tubería de cobre (3/8")
 Espesor de la pared = 0.032"
 Peso por pies = 0.1366

La rugosidad relativa es igual a 0.085 y el número de reynolds es igual a $Re=1000(1)*0.0084/0.000183=45901$

Utilizando el diagrama de Moody, con estos dos datos, hallamos un factor de rozamiento el cual es igual a 0.1. Finalmente calculamos la longitud equivalente total, la cual desglosamos a continuación:

$Le = 2.75+5\text{codos}+1\text{Tee}+2\text{válvulas}(\text{compuerta})+2\text{válvulas}$
 (retención y presión) = $2.75+5(20)d_i+60d_i+2(50)d_i+2(13)d_i$

donde $d_i = 0.01691 \text{ m}$

$Le = 5.16 \text{ m}$

Por lo tanto h_f es igual a:

$$h_f = 0.1 * 5.16 * 1^2 / 0.00845 * 19.6 = 3.11 \text{ m}$$

Como este valor es menor a la caída permitida, se determina que el diámetro para la tubería de descarga es a 3/8".



Aislamiento para las tuberías.- El objetivo del aislamiento en la tuberías frigoríficas, es el de evitar las pérdidas caloríficas en el funcionamiento del sistema de refrigeración, así como el de disminuir los costos operativos.

Los propiedades que deben reunir los materiales aislantes usados en tuberías, son las mismas que fueron mencionadas en el Capítulo 3 referente a los aislamientos, es decir:

- Impermeable al vapor de agua, a fin de evitar condensaciones
- Autoextinguible
- facilidad de instalación
- baja conductividad térmica
- facilidad de instalación
- Incorruptible al ataque de insectos u otros parásitos
- mal retenedor de olores
- Químicamente neutro (no producir reacciones químicas con las tuberías de cobre o acero)

Los materiales aislantes, generalmente utilizados en esta aplicación son los siguientes:

- Corcho aglomerado
- Poliestireno expandido
- Espuma Fenólica

-Espuma rígida de poliuretano

-Armaflex (nombre comercial dado a un tipo de elastómero de estructura celular flexible).

Según el diámetro de las tuberías estos materiales se los utiliza en forma de:

-Casquillos semicirculares para diámetros medianos y pequeños.

El diámetro es limitado, teniendo en cuenta el espesor de los paneles de los cuales los casquillos son cortados.

-Duelas centradas para tuberías de gran diámetro.

-En tubos (únicamente Armaflex)



El aislamiento usualmente va colocado en la tubería de succión ubicada entre el evaporador y el condensador para evitar que se produzcan condensaciones del aire del medio ambiente, lo cual ocasionaría un permanente goteo. Inclusive, cuando la temperatura del refrigerante circulante es demasiado baja, se produce escarcha o hielo sobre la tubería.

El aislamiento que vamos a utilizar es el "Armaflex" ó "rubatex", (conductividad térmica es $0.03 \text{ Kcal/h}\cdot\text{m}\cdot^\circ\text{C}$). El espesor del aislamiento generalmente viene dado en tablas establecidas por

los fabricantes de materiales. Para determinar el espesor mínimo necesario en nuestra instalación, utilizaremos la Figura 7.15.

Habiendo determinado el diámetro de la tubería de líquido (7/8") a una temperatura de circulación del refrigerante de 2.5 °C tenemos:

Diámetro de tubería = 7/8" (2.22 cms.),

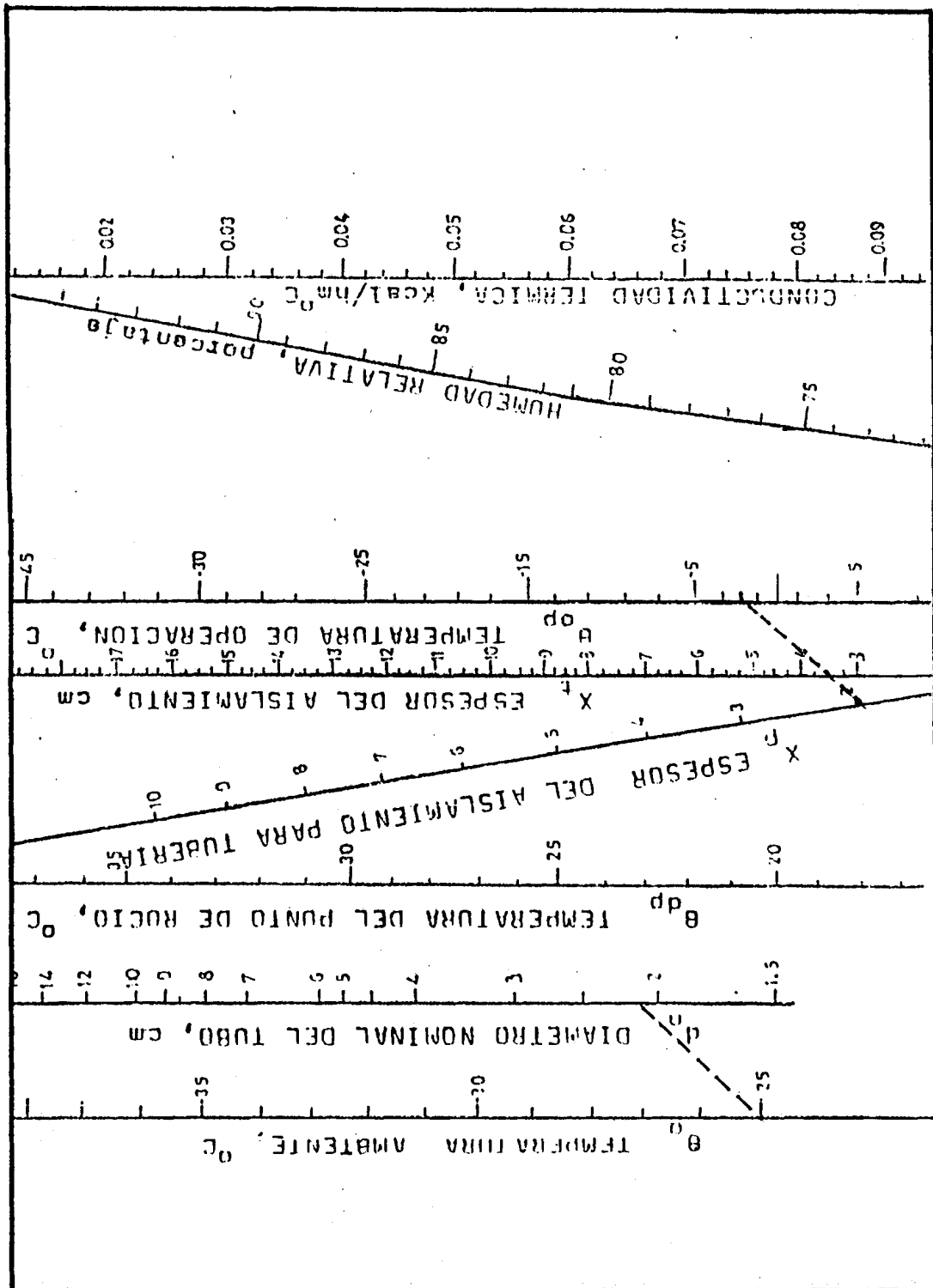
Trefrigerante = 2.5 °C

Tambiente = 25 °C

humedad relativa (ambiente) = 80%

determinamos un espesor de 1.90 cms

7.15 NOMOGRAMA PARA CALCULO DE AISLAMIENTO EN TUBERIAS



CAPITULO 8

8. COSTO GENERAL DEL TRABAJO



8.1 Costo del trabajo importado

En este capítulo presentaremos el costo que tendría el proyecto si se lo importara y el costo que tendría el mismo si se lo construyera localmente para la final establecer una comparación.

Para establecer el costo del proyecto si se lo importara, cotizamos una cámara de refrigeración de iguales características que la nuestra a una compañía ubicada en Estados Unidos (Florida). (Cia. RAM Freezers & Coolers Manufacturing, Inc.).

El valor F.o.b. Miami (Free On Board) de una Cámara de refrigeración (fabricada en paneles de 1 pies²) compuesta de dos compartimientos de 5 pies x 10 pies x 8 pies (Cámara de vegetales)

y 11 pies x 10 pies x 8 pies (Cámara de Carnes) con pared común entre ellas es de **5.971,00 USD**. Incluye piso, puertas y accesorios.

El valor F.o.b Miami de la unidad condensadora-compresor más las unidades evaporadoras de 20.000 y 4.000 Btu/hr es de **2.125,00 USD**, incluyendo los accesorios.

A estos valores le agregamos los costos de flete, derechos arancelarios, costos de importación y seguro, los cuales aumentan el valor F.o.b en los siguientes porcentajes:

-Para los paneles prefabricados el valor F.o.b. aumenta en un 17%. Es decir, el valor del producto nacionalizado es de 6.986,07 USD.

-Para los equipos frigorífico el valor F.o.b aumenta en un 37%. Es decir, el valor del producto nacionalizado es de 2.911,25 USD.

En ambos valores no está incluido el Impuesto al valor agregado.

Una vez cuantificado estos valores tenemos que añadirle el costo de la instalación tanto de los paneles frigoríficos como de los equipos a utilizar.

Los valores señalados a continuación corresponden a precios locales proporcionados por Compañía MAFRICO CIA. LTDA.:

5 USD. por metro cuadrado de panel instalado.

Total de metros cuadrados de panel = 81,77

Total de instalación de paneles: 408,85 USD.

Instalación de equipos: 950,00 USD. (En ambos valores no está incluido el Impuesto al valor agregado).

Por tanto el costo total de la obra es igual : **11,256.17 + I.V.A.**



8.2 Costo del trabajo localmente

Los valores señalados a continuación corresponden a precios locales (Compañía MAFRICO) proporcionados por metro cuadrado de panel (dependiendo del espesor del panel) agregando un valor de 5 USD. por instalación en obra (al igual que en el caso del costo total del trabajo importado) .

Cabe señalar que los paneles prefabricados los cuales presentan algunas ventajas tales como una instalación más rápida, facilidad de montaje y desmontaje, disponibilidad de expansiones futuras, etc.

Al igual que en la parte anterior, todos los costos no incluyen el impuesto de valor agregado.

CAMARA DE VEGETALES			
DESCRIPCIÓN	M²	Valor+Instalación/ m²	TOTAL USD.
Paredes laterales (9 cms.)	15	48,00	720,00
Pared interior (6 cms)	2.25	41,50	93,37
Techo (12 cms)	6.07	57,00	345,99
Suelo (10 cms.)	6.07	52,50	318,67
Puertas 1 x 2 m			760,00
Accesorios			150,00
		Total	2.388,03



Y el costo de la cámara de Carnes es:

CAMARA DE CARNES			
Paredes laterales (9 cms.)	24.75	48,00	1.188,00
Pared interior/ mitad (6 cms)	2.25	41,50	93,37
Techo (12 cms)	12.69	57,00	723,33
Suelo (10 cms.)	12.69	52,50	666,22
Puertas 1 x 2 m			680,00
Accesorios			150,00
		Total	3.500,92

El cálculo de costos del equipo frigorífico utilizado para refrigerar tanto en la cámara de carnes como en la de vegetales, ya que nuestro sistema se compone de un solo compresor con dos unidades evaporadoras, se presenta continuación:

EQUIPOS	VALOR USD.
Unidad condensadora 3 ¼ Hp. Compresor Hermético para R134a. Datos eléctricos: 208-230/60/1	1.200,00
Unidad evaporadora de 20.000 Btu/hr de baja temperatura para refrigerante R134a. Datos eléctricos: 208-230/60/1	720,00
Unidad evaporadora de 4.000 Btu/hr de media temperatura para refrigerante R134a. Datos eléctricos: 208-230/60/1	185,00
Accesorios. válvulas de expansión, válvulas solenoides, válvula de presión constante, válvula de retención, filtro y visor	260,00
Tubería de cobre, codos y aislamiento para tubería	50,00
Instalación	950,00
TOTAL	3.365,00 + I.V.A.

Por tanto el valor total de las cámaras con paneles pre-fabricados es de: **9,253.95 + I.V.A.**

Es decir, el costo importado de la cámaras es 21,6% mayor que el costo de las cámaras fabricadas localmente.





CONCLUSIONES Y RECOMENDACIONES

1. Utilizamos el refrigerante R134a debido a que para esta clase de aplicación (Refrigeración de productos perecederos) es muy importante la baja toxicidad que presenta esta refrigerante en relación a los otros. Aunque este refrigerante es de costo elevado, actualmente, se está imponiendo principalmente en la refrigeración doméstica. Hay que tener en cuenta, que este refrigerante es ecológico y de similares características termodinámicas que el R12.
 2. El sistema más apropiado para nuestra instalación es la refrigeración directa, por ser una instalación más simple y menos costosa para nuestra aplicación. La refrigeración indirecta presenta un mantenimiento e instalación inicial más costosa a más de problemas de toxicidad y combustibilidad, cuando se utilizan líquidos orgánicos. Aunque con este tipo de refrigeración se presentan otras ventajas como son un control de temperatura más exacto, y menos peligro cuando se ocasionen fugas, este tipo de instalaciones se justifica para otro tipo de necesidades
-

3. Se escogió un condensador enfriado por aire, ya que nuestra instalación es de baja capacidad (24.000 Btu/hr) y el usar un condensador enfriado por agua encarecería el costo total del sistema, además habría que incorporar una torre de enfriamiento y tratar el agua.
 4. La ubicación disponible para nuestra cámara no fue la más conveniente, debido a que las paredes exteriores de mayor longitud están en dirección este y oeste y esto hace que aumenten los aportes caloríficos por la radiación solar. Sin embargo, esta ubicación está cerca de la cocina lo que ayuda al gran flujo y traslado de alimentos existentes en un restaurante. Por esta misma razón, fue conveniente instalar un solo sistema compresor-condensador con dos evaporadores ya que existe la necesidad constante de refrigerar ambos alimentos lo cual disminuye el costo inicial de la obra.
 5. El costo de los paneles y equipos para nuestro proyecto suministrado con proveedores locales es 21,6% inferior al costo que tendrían si fueran suministrados por proveedores del extranjero.
 6. Para el óptimo rendimiento de equipo frigorífico se recomienda realizar
-

cada 6 meses una limpieza de los equipos intercambiadores de calor para evitar la acumulación de polvo o demás sustancias que provocaría una disminución en la transferencia de calor.



BIBLIOGRAFÍA



1. ARAUJO D. PABLO, "Diseño de un condensador tipo serpentín aleteado para refrigeradora doméstica" (Tesis de Grado, ESPOL, 1991)
 2. FAIRES V. M., "Termodinámica" (Limusa Noriega Editores, México 1993), .
 3. FOX Mc DONALD, "Introducción a la Mecánica de Fluidos" (John Wiley and Sons, Inc., New York 1976),
 4. DOLZ GUERRI MANUEL., "Gestión y Administración de Hoteles y Restaurantes" (New York, 1987)
 5. HERNANDEZ G., "Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración" (Limusa Noriega Editores, México, 1994)
 6. INCROPERA, "Fundamentals of Heat Transfer"
-

7. KREITH PLAN K., "Principios de Transferencia de Calor" (Intext Press, New York, 1973)
8. MECHANICAL ENGINEERING MAGAZINE, (Octubre: Vol. 120 / No.10, 1998), Pag. 88-99.
9. MUÑOZ MENDIETA ABELARDO, "Cálculo del Equipo Frigorífico para la congelación de Carne Molido por inmersión en refrigerante 12" (Tesis de Grado, Facultad de Ingeniería Mecánica, ESCUELA SUPERIOR POLITECNICA DEL LITORAL, 1985)
10. RAPIN R. J., "Instalaciones Frigoríficas" (Editorial Marcombo, España, 1979).
11. VARGAS A., "Curso de Refrigeración" (Serie VZ, Guayaquil , 1974)
12. VARGAS A., "Transporte de Carga en Buques Refrigerados" (Serie VZ, Guayaquil, 1991) .
13. VARGAS A., "Instalaciones Frigoríficas para Buques Pesqueros" (Serie VZ, Guayaquil, 1979) .



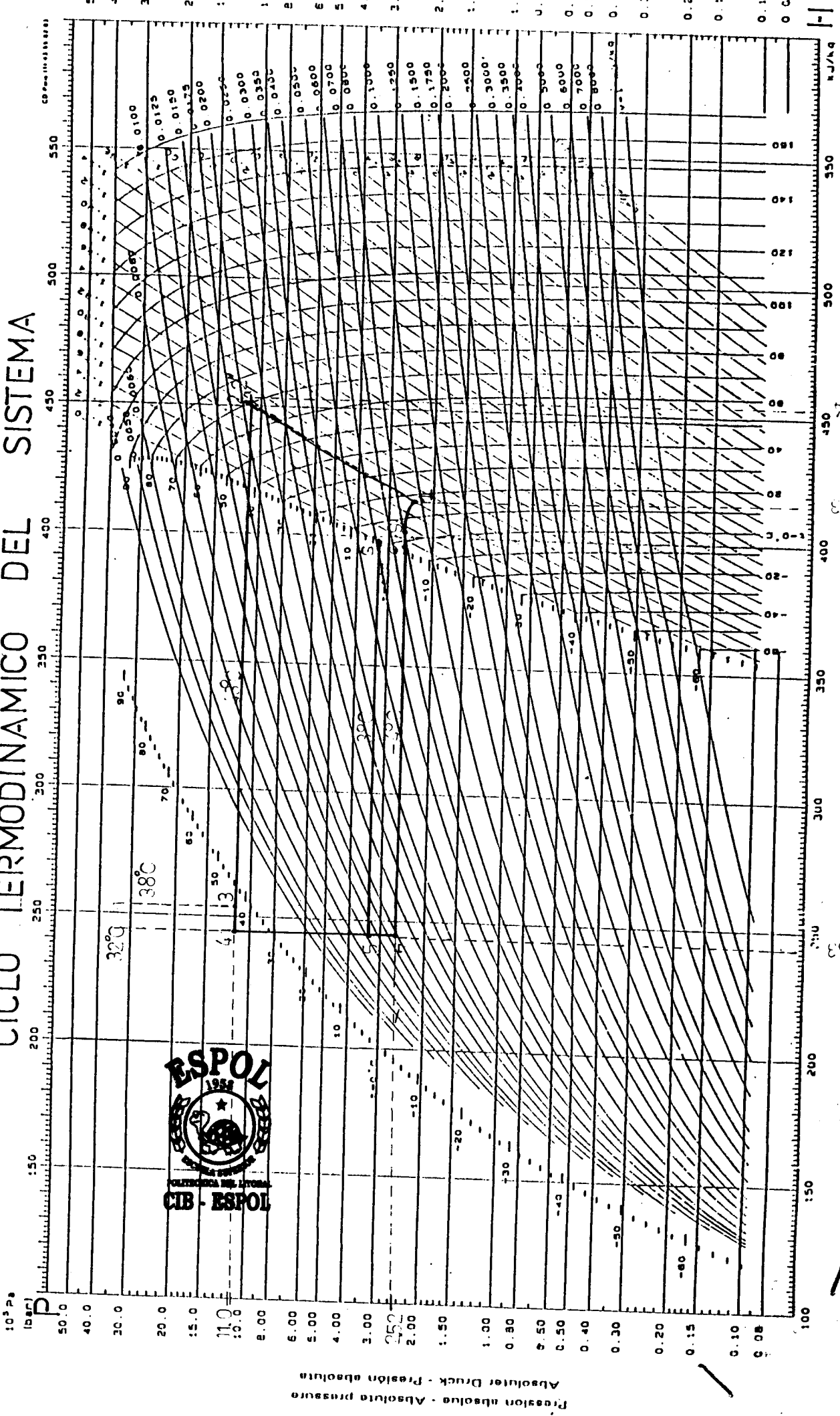
ANEXOS

- Anexo A Ciclo termodinámico del sistema (en diagrama Presión vs. Entalpía de R-134^a)
- Anexo B Propiedades Termodinámicas del refrigerante R-134^a



ANEXO A CICLO TERMODINAMICO DEL SISTEMA

(1, 1, 1, 2 Tetrafluoroethane)



Presión absoluta - Absolute pressure
Absoluter Druck - Absolute pressure

457

473

243

Calculé et dessiné par le Service
Associations Thermodynamiques
des Nations Unies

Enthalpie massique · Specific enthalpy
Specific Enthalpie · Entalpia específica

192 Vingt-deuxième Conférence
Technique 1967 (11-4) Ann. 21-11

ANEXO B

Refrigerant 134a (1,1,1,2-tetrafluoroethane) Properties of Saturated Liquid and Saturated Vapor

Temp, °F	Pressure, psia	Density, lb/ft ³	Volume, ft ³ /lb	Enthalpy, Btu/lb		Entropy, Btu/lb·°F		Specific Heat, Btu/lb·°F		c _p /c _v	Velocity of Sound, ft/s		Viscosity, lb _m /ft·h	Thermal Cond., Btu·h/ft ² ·°F	Surface Tension, lbf/ft	
				Liquid	Vapor	Liquid	Vapor	Liquid	Vapor		Liquid	Vapor				
-153.94	0.051	99.34	564.83	-32.989	80.235	-0.09134	0.21880	0.2740	0.1397	1.628	3123	416	5.389	0.0160	—	28.15
-150.00	0.072	98.95	449.29	-31.902	80.783	-0.08801	0.22358	0.2776	0.1409	1.613	3670	418	4.913	0.0163	—	27.76
-140.00	0.110	97.98	239.15	-29.093	82.190	-0.07908	0.26903	0.2837	0.1438	1.583	3352	424	4.117	0.0168	—	26.78
-130.00	0.222	97.01	155.67	-26.238	83.618	-0.07029	0.26294	0.2870	0.1467	1.554	3448	430	3.497	0.0173	—	25.81
-120.00	0.367	96.05	97.027	-23.339	85.066	-0.06169	0.25732	0.2886	0.1497	1.528	3352	436	3.006	0.0179	—	24.86
-110.00	0.566	95.09	62.909	-20.467	86.531	-0.05310	0.25270	0.2895	0.1527	1.507	3261	441	2.611	0.0184	—	23.92
-100.00	0.906	94.13	41.496	-17.569	88.011	-0.04513	0.24842	0.2900	0.1559	1.489	3173	446	2.282	0.0190	—	22.97
-90.00	1.361	92.17	28.303	-14.665	89.504	-0.03717	0.24462	0.2906	0.1591	1.475	3087	451	2.028	0.0195	0.0721	22.08
-80.00	1.997	90.21	19.783	-11.755	91.000	-0.02940	0.24125	0.2913	0.1624	1.466	3001	456	1.808	0.0200	0.0706	21.17
-75.00	2.396	91.73	16.680	-10.297	91.395	-0.02359	0.23972	0.2917	0.1641	1.461	2959	458	1.712	0.0203	0.0699	20.73
-70.00	2.859	91.25	14.138	-8.837	92.514	-0.02182	0.23827	0.2922	0.1658	1.462	2916	460	1.623	0.0206	0.0691	20.28
-65.00	3.393	90.77	12.045	-7.374	93.270	-0.01809	0.23691	0.2928	0.1676	1.461	2874	462	1.542	0.0209	0.0684	19.84
-60.00	4.006	90.28	10.310	-5.907	94.026	-0.01440	0.23563	0.2935	0.1694	1.462	2832	464	1.466	0.0212	0.0677	19.40
-55.00	4.707	89.80	8.8656	-4.437	94.783	-0.01075	0.23443	0.2943	0.1712	1.465	2790	466	1.396	0.0214	0.0669	18.96
-50.00	5.505	89.31	7.6569	-2.963	95.539	-0.00713	0.23331	0.2951	0.1731	1.468	2747	468	1.331	0.0217	0.0662	18.52
-45.00	6.409	88.82	6.6405	-1.484	96.295	-0.00355	0.23225	0.2960	0.1750	1.473	2705	470	1.271	0.0220	0.0654	18.09
-40.00	7.429	88.32	5.7819	0.000	97.050	-0.00000	0.23125	0.2970	0.1769	1.479	2663	471	1.215	0.0223	0.0647	17.66
-35.00	8.577	87.83	5.0533	1.489	97.804	0.00352	0.23032	0.2981	0.1789	1.487	2621	473	1.163	0.0225	0.0639	17.23
-30.00	9.862	87.33	4.4325	2.984	98.556	0.00701	0.22945	0.2992	0.1810	1.497	2579	474	1.113	0.0228	0.0632	16.81
-25.00	11.297	86.82	3.9014	4.484	99.306	0.01048	0.22863	0.3004	0.1831	1.508	2536	476	1.064	0.0231	0.0625	16.38
-20.00	12.895	86.32	3.4452	5.991	100.054	0.01392	0.22786	0.3017	0.1852	1.521	2494	477	1.024	0.0234	0.0617	15.96
-15.00	14.667	85.81	3.0519	7.505	100.799	0.01733	0.22714	0.3031	0.1874	1.535	2452	478	0.984	0.0237	0.0610	15.54
-14.92b	14.696	85.80	3.0462	7.529	100.811	0.01739	0.22713	0.3031	0.1874	1.535	2451	478	0.983	0.0237	0.0610	15.54
-10.00	16.626	85.29	2.7116	9.076	101.542	0.02073	0.22647	0.3045	0.1897	1.552	2410	479	0.946	0.0240	0.0602	15.13
-5.00	18.787	84.77	2.4161	10.554	102.280	0.02409	0.22584	0.3060	0.1920	1.570	2367	480	0.910	0.0243	0.0595	14.71
0.00	21.162	84.25	2.1387	12.090	103.015	0.02744	0.22535	0.3075	0.1943	1.590	2325	481	0.876	0.0245	0.0588	14.30
5.00	23.767	83.72	1.9317	13.624	103.745	0.03078	0.22487	0.3091	0.1968	1.613	2283	481	0.843	0.0248	0.0580	13.89
10.00	26.617	83.18	1.7365	15.187	104.471	0.03408	0.22448	0.3108	0.1994	1.637	2240	482	0.813	0.0251	0.0573	13.48
15.00	29.726	82.64	1.5630	16.748	105.192	0.03737	0.22410	0.3126	0.2018	1.664	2198	482	0.784	0.0254	0.0565	13.08
20.00	33.110	82.10	1.4101	18.318	105.907	0.04065	0.22373	0.3144	0.2043	1.694	2155	482	0.756	0.0257	0.0558	12.67
25.00	36.785	81.55	1.2749	19.897	106.617	0.04391	0.22340	0.3162	0.2072	1.726	2113	482	0.730	0.0260	0.0550	12.27
30.00	40.768	80.99	1.1550	21.486	107.320	0.04715	0.22324	0.3182	0.2100	1.761	2070	482	0.705	0.0263	0.0543	11.87
35.00	45.075	80.42	1.0484	23.085	108.016	0.05038	0.22307	0.3202	0.2129	1.799	2027	482	0.681	0.0267	0.0536	11.48
40.00	49.724	79.85	0.9534	24.694	108.705	0.05359	0.22289	0.3223	0.2159	1.841	1985	482	0.658	0.0270	0.0528	11.08
45.00	54.732	79.26	0.8685	26.314	109.386	0.05679	0.22271	0.3244	0.2190	1.886	1942	481	0.636	0.0273	0.0521	10.69
50.00	60.116	78.67	0.7925	27.944	110.058	0.05998	0.22256	0.3267	0.2222	1.935	1899	481	0.615	0.0276	0.0513	10.30
55.00	65.895	78.07	0.7243	29.586	110.722	0.06316	0.22241	0.3290	0.2255	1.988	1856	480	0.595	0.0280	0.0506	9.91
60.00	72.087	77.46	0.6630	31.239	111.376	0.06631	0.22228	0.3318	0.2289	2.046	1813	479	0.576	0.0283	0.0499	9.53
65.00	78.712	76.84	0.6077	32.905	112.019	0.06949	0.22216	0.3358	0.2325	2.109	1770	477	0.557	0.0286	0.0491	9.15
70.00	85.787	76.21	0.5577	34.583	112.652	0.07264	0.22203	0.3366	0.2363	2.178	1726	476	0.539	0.0290	0.0484	8.77
75.00	93.333	75.57	0.5125	36.274	113.272	0.07578	0.22191	0.3393	0.2402	2.252	1683	474	0.522	0.0294	0.0476	8.39
80.00	101.37	74.91	0.4715	37.978	113.880	0.07889	0.22181	0.3422	0.2444	2.334	1640	472	0.505	0.0297	0.0469	8.02
85.00	109.92	74.25	0.4341	39.697	114.475	0.08205	0.22174	0.3453	0.2488	2.424	1596	470	0.489	0.0301	0.0462	7.65
90.00	119.00	73.57	0.4004	41.430	115.055	0.08518	0.22169	0.3485	0.2533	2.519	1552	468	0.473	0.0305	0.0455	7.28
95.00	128.63	72.87	0.3694	43.179	115.619	0.08830	0.22166	0.3519	0.2582	2.620	1509	466	0.458	0.0309	0.0448	6.91
100.00	138.83	72.16	0.3411	44.943	116.166	0.09142	0.22164	0.3555	0.2633	2.726	1465	463	0.443	0.0313	0.0441	6.55
105.00	149.63	71.43	0.3153	46.725	116.694	0.09454	0.22164	0.3594	0.2689	2.840	1421	460	0.428	0.0318	0.0434	6.20
110.00	161.05	70.68	0.2915	48.524	117.203	0.09766	0.22162	0.3635	0.2748	2.962	1376	457	0.414	0.0322	0.0425	5.84
115.00	173.11	69.91	0.2697	50.341	117.690	0.10078	0.22162	0.3680	0.2811	3.092	1332	454	0.400	0.0327	0.0417	5.49
120.00	185.84	69.12	0.2497	52.181	118.153	0.10391	0.22162	0.3728	0.2881	3.232	1288	450	0.387	0.0332	0.0410	5.15
125.00	199.25	68.31	0.2312	54.040	118.591	0.10704	0.22164	0.3781	0.2957	3.377	1243	446	0.374	0.0338	0.0403	4.80
130.00	213.38	67.47	0.2144	55.923	119.000	0.11018	0.22165	0.3839	0.3030	3.526	1198	442	0.361	0.0343	0.0395	4.47
135.00	228.25	66.60	0.1983	57.830	119.377	0.11333	0.22168	0.3902	0.3113	3.675	1153	437	0.348	0.0349	0.0388	4.13
140.00	243.88	65.70	0.1836	59.764	119.720	0.11650	0.22168	0.3974	0.3206	3.829	1108	432	0.335	0.0356	0.0380	3.81
145.00	260.31	64.77	0.1700	61.727	120.024	0.11968	0.22169	0.4053	0.3303	3.989	1062	427	0.323	0.0363	0.0373	3.48
150.00	277.57	63.80	0.1574	63.722	120.284	0.12288	0.22166	0.4144	0.3406	4.144	1017	421	0.311	0.0370	0.0366	3.17
155.00	295.69	62.78	0.1455	65.732	120.495	0.12611	0.22157	0.4247	0.3518	4.308	971	416	0.298	0.0378	0.0358	2.86
160.00	314.69	61.72	0.1345	67.823	120.650	0.12938	0.22145	0.4368	0.3641	4.481	924	409	0.286	0.0387	0.0351	2.55
165.00	334.62	60.60	0.1241	69.979	120.739	0.13269	0.22140	0.4511	0.3776	4.664	877	403	0.274	0.0397	0.0344	2.26
170.00	355.51	59.42	0.1144	72.106	120.753	0.13603	0.22139	0.4683	0.3919	4.859	829	396	0.262	0.0407	0.0336	1.97
175.00	377.40	58.16	0.1052	74.315	120.677	0.13945	0.22147	0.4886	0.4073	5.068	781	388	0.249	0.0420	0.0328	1.69
180.00	400.34	56.80	0.0963	76.636	120.495	0.14292	0.22151	0.5108	0.4268	5.292	731	380	0.237	0.0434	0.0321	1.41
185.00	424.37	55.33	0.0881	79.072	120.195	0.14655	0.22157	0.5327	0.4476	5.532	680	372	0.224	0.0449	0.0314	1.15
190.00	449.55	53.70	0.0801	81.534	119.684	0.15029	0.22091	0.6031	0.4696	5.808	627	363	0.211	0.0469	0.0307	0.90
195.00	475.93	51.86	0.0723	84.196	118.963	0.15423	0.22033	0.6794	0.4929	6.123	572	353	0.197			