



---

**UNIVERSIDAD NACIONAL**

**AUTÓNOMA DE MÉXICO**

***FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN***

**DISEÑO DE UNA CÁMARA FRIGORÍFICA  
DESMONTABLE Y DE VOLUMEN VARIABLE**

**TESIS**

QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:

**INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA**

PRESENTAN:

**ALEJANDRO CONTRERAS HIDALGO**

**ADÁN MISAEL GUERRA VILLA**

**ASESOR: ING. MARCOS BELISARIO GONZÁLEZ LORIA**

m. 346404



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



**UNAM – Dirección General de Bibliotecas**  
**Tesis Digitales**  
**Restricciones de uso**

**DERECHOS RESERVADOS ©**  
**PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL**

Todo el material contenido en esta tesis esta protegido por la Ley Federal del Derecho de Autor (LFDA) de los Estados Unidos Mexicanos (México).

El uso de imágenes, fragmentos de videos, y demás material que sea objeto de protección de los derechos de autor, será exclusivamente para fines educativos e informativos y deberá citar la fuente donde la obtuvo mencionando el autor o autores. Cualquier uso distinto como el lucro, reproducción, edición o modificación, será perseguido y sancionado por el respectivo titular de los Derechos de Autor.



UNIVERSIDAD NACIONAL  
AVENIDA DE  
MEXICO

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN**  
**UNIDAD DE LA ADMINISTRACION ESCOLAR**  
**DEPARTAMENTO DE EXAMENES PROFESIONALES**

**ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS**

U. N. A. M.  
**FACULTAD DE ESTUDIOS  
SUPERIORES-CUAUTITLAN**



**DEPARTAMENTO DE  
EXAMENES PROFESIONALES:**

**ATN: Q. Ma. del Carmen García Mijares**  
**Jefe del Departamento de Exámenes**  
**Profesionales de la FES Cuautitlán**

**DR. JUAN ANTONIO MONTARAZ CRESPO**  
**DIRECTOR DE LA FES CUAUTITLAN**  
**PRESENTE**

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos la TESIS:

"Diseño de una cámara frigorífica desmontable y de volumen variable"

que presenta el pasante: Alejandro Contreras Hidalgo  
con número de cuenta: 9850148-7 para obtener el título de :  
Ingeniero Mecánico Electricista

Considerando que dicho trabajo reúne los requisitos necesarios para ser discutido en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

**ATENTAMENTE**  
**"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"**

Cuautitlán Izcalli, Méx. a 08 de Julio de 2004

PRESIDENTE	<u>Ing. Otilio Gómez Alcántara</u>	
VOCAL	<u>Ing. Eduardo Covarrubias Chávez</u>	
SECRETARIO	<u>Ing. Marcos Belisario González Loria</u>	
PRIMER SUPLENTE	<u>Ing. Ricardo Delgadillo Torres</u>	
SEGUNDO SUPLENTE	<u>Ing. José Armando González Urbina</u>	



UNIVERSIDAD NACIONAL  
AUTÓNOMA DE  
MÉXICO

FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLÁN  
UNIDAD DE LA ADMINISTRACIÓN ESCOLAR  
DEPARTAMENTO DE EXÁMENES PROFESIONALES

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS

U. N. A. M.  
FACULTAD DE ESTUDIOS  
SUPERIORES-CUAUTITLÁN



DEPARTAMENTO DE  
EXÁMENES PROFESIONALES

ATN: Q. Ma. del Carmen García Mijares  
Jefe del Departamento de Exámenes  
Profesionales de la FES Cuautitlán

DR. JUAN ANTONIO MONTARAZ CRESPO  
DIRECTOR DE LA FES CUAUTITLÁN  
P R E S E N T E

Con base en el art. 28 del Reglamento General de Exámenes, nos permitimos comunicar a usted que revisamos la TESIS:

"Diseño de una Cámara Frigorífica Desmontable y de volumen Variable"

que presenta el pasante: Adán Misael Guerra Villa

con número de cuenta: 9525533-2 para obtener el título de:

Ingeniero Mecánico Electricista

Considerando que dicho trabajo reúne los requisitos necesarios para ser discutido en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

A T E N T A M E N T E

"POR MI RAZA HABLARA EL ESPIRITU"

Cuautitlán Izcalli, Méx. a 08 de julio de 2004

PRESIDENTE	<u>Ing. Otilio Gómez Alcántara</u>	
VOCAL	<u>Ing. Eduardo Covarrubias Chávez</u>	
SECRETARIO	<u>Ing. Marcos Belisario González Loria</u>	
PRIMER SUPLENTE	<u>Ing. Ricardo Delgadillo Torres</u>	
SEGUNDO SUPLENTE	<u>Ing. José Armando González Urbina</u>	

## **Dedicatorias**

*Por que, todo lo que se hace o nace está en función del amor, dedico esta obra a mis padres, hermanos, sobrinos y amigos por todo su cariño y paciencia.*

*Por que en el mundo lo que realmente importa e interesa es el conocimiento, dedico este trabajo, a mis profesores por ser parte fundamental de mi preparación.*

*Una dedicatoria especial al Ingeniero Marcos y su gran familia, por todos sus consejos y sobre todo por su amistad.*

*Alejandro*

## **Dedicatorias**

*A mi madre, por ser tan fundamental y especial en mi vida.*

*A mis hermanos, por su compañía inmejorable.*

*A mi padre, porque estará orgulloso de lo que soy.*

*A ella, por estar siempre en esos momentos difíciles.*

*A todas mis amistades tan importantes para mí.*

*Adán Misael*

## **Agradecimientos**

*A la UNAM, por ofrecernos la oportunidad de ser parte de un espíritu de excelencia.*

*A la FES Cuautitlán, por ser el punto de partida en nuestra formación académica profesional*

*A nuestros amigos, compañeros y colegas de nuestra carrera.*

Índice

**DEDICATORIAS**

---

**AGRADECIMIENTOS**

---

**ÍNDICE** **1**

---

**OBJETIVO DE LA TESIS:** **3**

---

**INTRODUCCIÓN** **4**

---

**CAPÍTULO 1 FUNDAMENTOS DE REFRIGERACIÓN** **6**

---

1.1 INTRODUCCIÓN	7
1.2 LA PRIMERA LEY DE LA TERMODINÁMICA	7
1.3 LA SEGUNDA LEY DE LA TERMODINÁMICA	9
1.4 MECANISMOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR	11
1.5 EL CICLO DE CARNOT	14
1.6 CICLO INVERSO DE CARNOT	16
1.7 CICLOS DE REFRIGERACIÓN DE COMPRESIÓN DE VAPOR	17
1.8 SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN	20
1.9 OTROS PROCESOS DE REFRIGERACIÓN	21

**CAPÍTULO 2 CÁMARAS FRIGORÍFICAS** **27**

---

2.1 INTRODUCCIÓN	28
2.2 CARACTERÍSTICAS DE LAS CÁMARAS FRIGORÍFICAS	28
2.3 AISLANTES TÉRMICOS	31
2.4 CARACTERÍSTICAS TÍPICAS DE LOS FLUIDOS FRIGORÍGENOS	33
2.5 COMPRESORES	35
2.6 CONDENSADOR	37
2.7 EVAPORADORES	39
2.8 INSTALACIÓN DE UNA CÁMARA FRIGORÍFICA	40
2.9 DISPOSITIVOS DE CONTROL DEL REFRIGERANTE	42
2.10 DISPOSITIVOS ELÉCTRICOS DE CONTROL	46
2.11 ACCESORIOS	48
2.12 INSTALACIÓN HIDRÁULICA	50

**CAPÍTULO 3 DISEÑO DE UNA CÁMARA FRIGORÍFICA** **52**

---

3.1 INTRODUCCIÓN	53
3.2 CRITERIOS DE DISEÑO	53
3.3 GEOMETRÍA BÁSICA	54



3.4 MEMORIA DE CÁLCULO	54
3.5 SELECCIÓN DEL EQUIPO DE REFRIGERACIÓN	63
<b>CAPÍTULO 4 COSTOS Y EVALUACIÓN ECONÓMICA</b>	<b>71</b>
4.1 INTRODUCCIÓN	72
4.2 COSTOS	72
4.3 COMPARACIÓN ECONÓMICA	75
4.4 PERÍODO DE RECUPERACIÓN	83
4.5 COMPARACIÓN TÉCNICA	84
<b>APÉNDICES</b>	<b>86</b>
<b>APÉNDICE A</b>	<b>87</b>
<b>APÉNDICE B</b>	<b>88</b>
<b>APÉNDICE C</b>	<b>89</b>
<b>APÉNDICE D</b>	<b>89</b>
<b>APÉNDICE E</b>	<b>90</b>
<b>APÉNDICE F</b>	<b>91</b>
<b>APÉNDICE G</b>	<b>92</b>
<b>ANEXOS</b>	<b>93</b>

**Objetivo de la tesis:**

Desarrollar el diseño de ingeniería de una cámara frigorífica desmontable de fácil instalación y traslado con la propiedad de aumentar o reducir su volumen interior proporcionando siempre una eficiencia total permisible, orientados por la reducción de costos o su justificación económica para su posible fabricación.

---

## Introducción

---

La refrigeración es el proceso por el que se reduce la temperatura de un espacio determinado y se mantiene esta temperatura baja con el fin de enfriar alimentos, conservar determinadas sustancias o conseguir un ambiente agradable. El almacenamiento y refrigerado de alimentos perecederos, pieles, productos farmacéuticos y otros se conoce como almacenamiento en frío. La refrigeración evita el crecimiento de bacterias e impide algunas reacciones químicas no deseadas que pueden tener lugar a temperatura ambiente.

La refrigeración comercial es esencial en la sociedad actual para preservar y proteger los alimentos de las personas en todo el mundo. Actualmente se usa una variedad de sistemas en los supermercados y tiendas minoristas de venta de alimentos. Estos incluyen sistemas de refrigeración central conectados a escaparates, escaparates autocontenidos y cámaras refrigeradas y congeladores transitables.

Se están usando también nuevos diseños, conocidos como sistemas distribuidos, que colocan los compresores de refrigeración y componentes asociados cerca de los escaparates refrigerados. También hay sistemas indirectos en los cuales un sistema de refrigeración primario enfría un fluido secundario, el cual luego circula por un circuito secundario a los escaparates. En cada caso, la opción de refrigeración dependerá de los requisitos específicos de la aplicación.

El proceso de refrigeración es en nuestros días, junto con el de aire acondicionado, indispensable para un sinnúmero de actividades humanas y aplicaciones industriales.

Es así, que consideramos muy útil generar un trabajo que nos integre, como ingeniero mecánico electricista, al desarrollo de un proyecto y diseño de refrigeración.

En el capítulo uno, se describe brevemente los conceptos termodinámicos que nos llevarán de la mano a la comprensión del fenómeno del frío, así como los mecanismos de transferencia de calor y los ciclos de refrigeración.

Dentro del capítulo dos, se hace mención de las características de las cámaras frigoríficas, sus elementos que la constituyen (aislantes térmicos, refrigerantes, compresores, evaporadores, etc.) y algunas recomendaciones para su óptima instalación.

La ingeniería básica y de diseño de una cámara frigorífica desmontable, se presenta en el capítulo tres, siendo estos dos últimos puntos, fundamentales para la selección de los diferentes equipos de refrigeración.

Además presentamos una evaluación económica del proyecto, en el capítulo cuatro, obteniendo el costo total de construcción de la misma. Y, finalmente, comparamos el resultado económico contra el costo de otros tipos de cámaras existentes en el mercado así como sus diferencias técnicas y comerciales.

## Capítulo 1 Fundamentos de Refrigeración

---

- 1.1. Introducción
  - 1.2. La primera ley de la termodinámica
  - 1.3. Segunda ley de la termodinámica
  - 1.4. Mecanismos de transferencia de calor
    - 1.5. El ciclo de Carnot
    - 1.6. Ciclo Inverso de Carnot
  - 1.7. Ciclos de refrigeración de compresión de vapor
    - 1.8. Sistema de refrigeración por absorción
    - 1.9. Otros procesos de refrigeración
- 

TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN

## 1.1 Introducción

El siguiente capítulo está enfocado para ayudar al proyectista, mecánico, estudiante y otros interesados en refrigeración, con los conceptos fundamentales para el entendimiento del fenómeno del frío. Si bien la ingeniería del frío requiere de conceptos amplios en termodinámica, el presente capítulo fue concebido de modo tal que lleve al lector de la mano y lo adentre fácilmente. Este capítulo resultará sumamente beneficioso cuando se use para complementar la información y para mejorar el conocimiento general de la refrigeración que el lector ya ha obtenido anteriormente en otras publicaciones.

En termodinámica y más aún en la refrigeración, el uso de la primera y segunda ley es de gran importancia ya que estas se refieren a la conservación de la energía y la dirección en la que fluye el calor respectivamente, pero estas leyes no nos permiten una total comprensión en la forma en la que se transfiere el calor, siendo de gran importancia en la refrigeración, de ahí que se haga una rápida descripción de los fenómenos de transferencia de calor (conducción, convección y radiación), en este capítulo.

Una vez comprendida la forma en la que se conduce el calor, resulta de gran importancia el análisis de los ciclos termodinámicos, de ahí que se haga mención en este capítulo, sobre el ciclo de Carnot. En la refrigeración el ciclo utilizado es el ciclo inverso de Carnot, siendo este, solamente teórico.

Para el entendimiento del funcionamiento de las cámaras frigoríficas, se describe en el presente capítulo los procesos de refrigeración más usados, teniendo gran importancia el proceso de refrigeración por compresión de vapor. Dentro de este mismo capítulo se hace mención de otros procesos de refrigeración como son:

El enfriamiento termo eléctrico, el enfriamiento por flash y el enfriamiento por el sistema de aire gaseoso.

## 1.2 La primera ley de la termodinámica

La ley de la conservación de la energía establece que la energía no puede crearse ni destruirse. Es una ley basada en observaciones físicas y no está sujeta a demostración matemática. En su aplicación a las transformaciones de energía en la tierra, no hay excepción conocida, aparte que la masa se convierte en energía, y viceversa, y es, por tanto, un principio aceptado y una guía segura. Esta ley se puede expresar en diferentes formas para su utilización. Por ejemplo:

*Energía que entra en el sistema = Incremento de la energía almacenada en el sistema + energía que sale del sistema*

*Energía inicial + energía que entra al sistema - energía que sale del sistema = energía final almacenada*

$$Q_{entra} + W_{entra} = Q_{sale} + W_{sale}$$

$$Q_{entra} - Q_{sale} = \Sigma Q = W_{sale} - W_{entra} = \Sigma W$$

Las energías generalmente se evalúan durante un tiempo determinado. En un ciclo el sistema vuelve a su estado original. Si es así, la cantidad de energía almacenada retornara a su estado original, ya que, si la energía almacenada fuera distinta, el estado (alguna propiedad) sería diferente. Se sigue que, para una operación cíclica ( $\Delta E = 0$ ), la energía que entra es igual a la energía que sale. Puesto que la masa es constante por definición, las únicas clases de energía que atraviesan las fronteras son calor y trabajo; así que, la Q y la W representan calor y trabajo respectivamente y, se evalúan para todos los procesos del ciclo.

Sea:

$$\Sigma Q = \int dQ \quad \text{y} \quad \Sigma W = \int dW$$

la ecuación se convierte en

$$\int dQ - \int dW = 0$$

que históricamente expresó la forma de la primera ley de la termodinámica o sea, que el trabajo son mutuamente convertibles. Sin embargo, hay una ventaja en aplicar el principio para incluir todas las formas de energía: Una forma de energía puede convertirse en otra.

Resumiendo la discusión de la primera ley de la termodinámica tenemos,

1. La primera ley es una generalidad basada en los resultados de muchos experimentos. No puede discutirse de ningún otro principio físico; es totalmente empírica.
2. Como resultado de la primera ley, puede definirse operativamente la energía en términos de calor y trabajo, que a su vez están definidos operativamente.

3. Una forma de la primera ley es el principio de conservación de la energía: la energía no puede crearse ni destruirse, aunque puede almacenarse en varias formas, y puede ser transferida de un sistema a otro.

### 1.3 La Segunda ley de la termodinámica

Con base en el texto considerado previamente, ahora podemos con facilidad establecer la segunda ley de la termodinámica. Hay dos definiciones clásicas de la segunda ley conocidas como la definición de Clausius y la definición de Kelvin-Planck.

El postulado de Clausius puede enunciarse de la forma siguiente: *Es imposible construir un aparato que opere en un ciclo y no produzca otro efecto que la transmisión de calor de un cuerpo frío a un cuerpo caliente*<sup>1</sup>. Este enunciado requiere de cuidadosa investigación. No dice que sea imposible transferir calor de un cuerpo de temperatura menor a un cuerpo de temperatura mayor. En realidad, esto es exactamente lo que hace un refrigerador. Sin embargo, un refrigerador no puede operar a menos que reciba una energía de entrada, generalmente en la forma de trabajo. Esta energía de entrada desde el entorno constituye un efecto distinto a la transferencia de calor del cuerpo de temperatura baja al cuerpo de temperatura alta.

El postulado de Clausius a veces se formula como "El calor no puede por sí mismo pasar de un cuerpo frío a un cuerpo caliente". En las palabras de Planck, "como Clausius lo señaló repetida y expresamente, este principio no dice únicamente que el calor no fluye de manera directa de un cuerpo frío a un cuerpo caliente... sino que en forma expresa afirma que de ninguna manera ni por ningún proceso puede transportarse calor de un cuerpo frío a un caliente sin producir otros cambios".

Un postulado de la segunda ley que se refiere a la forma más directa a máquinas de calor o máquinas térmicas es el postulado de Kelvin-Planck. *Es imposible que un dispositivo funcione en un ciclo y produzca trabajo al intercambiar calor únicamente con cuerpos a una sola temperatura fija*. Una versión común del postulado de Kelvin-Planck: "Es imposible que un dispositivo funcione en un ciclo en que se absorba calor de un solo reservorio y produzca una cantidad equivalente de trabajo". El término reservorio se refiere a un *reservorio de energía*, que se define como un cuerpo o sistema que pueda absorber o liberar una cantidad finita de energía sin que haya cambio apreciable en su temperatura. En la práctica, la atmósfera o el agua de un río o lago pueden funcionar como reservorio de energía. Pueden descargarse miles de kilo-joules al agua del río mediante una planta de potencia sin elevar apreciablemente la temperatura del río. La atmósfera de un horno que se

---

<sup>1</sup> Wylen Van, J Gordon, "Fundamentos de termodinámica", Limusa, México, 1980, Pág. 204



mantiene a temperatura constante mediante la combustión del combustible funciona como un reservorio de energía en una planta de potencia de vapor.

La formulación de Clausius y de Kelvin-Planck de la segunda ley son totalmente equivalentes. Esta equivalencia puede mostrarse verificando que si se viola una de las formulaciones, resulta la violación de la otra.

### 1.3.1 El uso de la segunda ley

La segunda ley nos proporciona medios para:

- Determinar las máximas eficiencias posibles de máquinas de calor.
- Determinar los máximos coeficientes de rendimiento (u operación) de refrigeradores.
- Determinar si cualquier proceso particular concebible es posible o no.
- Predecir en qué dirección procederá una reacción química o cualquier otro proceso.
- Definir una escala de temperatura que sea independiente de las propiedades físicas.
- Correlación de las propiedades físicas.

### 1.4 Mecanismos de transferencia de calor

Siempre que en un sistema existe una diferencia de temperatura se produce un flujo de calor desde la región más caliente a la más fría, hasta que las temperaturas se igualan. A primera vista, puede suponerse que los principios de la transmisión de calor pueden deducirse de las leyes básicas de la termodinámica. Sin embargo, como el flujo de calor es el resultado de un gradiente o desequilibrio de temperaturas, su tratamiento cuantitativo no puede descansar en la termodinámica clásica restringida fundamentalmente al estudio de estados de equilibrio. Es necesario el establecimiento de nuevos métodos de análisis que completen los principios termodinámicos y permitan predecir la rapidez o velocidad con que se verifica la transmisión de calor.

Existen tres formas de transmisión de calor: conducción, convección y radiación. A continuación se definen estos términos:

#### 1.4.1 Conducción térmica

En medios materiales la conducción de calor es parcialmente debida al impacto de las moléculas adyacentes que vibran al rededor de sus posiciones medias. Así se transmite la energía térmica

desde las moléculas de mayor energía cinética de traslación (mayor temperatura) a las de menor energía cinética (menor temperatura) sin que se produzca transferencia de masa.

En los metales existen también grandes cantidades de electrones libres que se mueven fácilmente a través de la materia y contribuyen al flujo de energía térmica por conducción. En los dieléctricos la conducción térmica se explica por medio de los fonones (las ondas térmicas de alta frecuencia pueden considerarse como paquetes de energía llamados fonones) o cuantos de energía de las ondas elásticas producidas por vibraciones de las redes interatómicas.

### 1.3.1.1 Coeficiente de conductibilidad

El coeficiente de conductibilidad de un cuerpo es la cantidad de calor que atraviesa en una hora un metro cuadrado de dicho cuerpo, con un espesor de un metro y una diferencia de temperatura de 1° C entre las dos caras del cuerpo. Se le designa con el símbolo  $\lambda$  y se mide en (kcal/m-h-°C).

Por lo tanto el valor del flujo calorífico por muros homogéneos será dado por la fórmula:

$$Q = \frac{\lambda}{e} \times A \times (T_1 - T_2)$$

En donde  $A$  es la superficie a través de la cual se efectuará el cambio térmico y estará dada en (m<sup>2</sup>);  $T_1$  y  $T_2$  es la diferencia de temperaturas que existe entre las dos caras del muro y se miden en (° C);  $e$  se define como el espesor del muro el cual está dado en (m).

Para un muro compuesto, cada uno de los materiales reaccionará al paso del flujo calorífico en función de sus características particulares (coeficiente de conductibilidad  $\lambda$  y espesor  $e$ ). El muro compuesto dejará pasar el flujo calorífico igual al que hubiese dejado pasar un muro homogéneo de espesor total idéntico y con un coeficiente de conductibilidad  $K$  igual a:

$$K = \frac{1}{\frac{e_1}{\lambda_1} + \frac{e_2}{\lambda_2} + \frac{e_3}{\lambda_3} + \dots + \frac{e_n}{\lambda_n}}$$

en cuya fórmula  $e_1, e_2, e_3, \dots, e_n$  representan los espesores respectivos de los materiales que constituyen el muro y  $\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3, \dots, \lambda_n$  los coeficientes de conductibilidad correspondientes a cada material.

Para condiciones idénticas a las que posee el muro homogéneo, el flujo calorífico transmitido tendrá el siguiente valor:

$$Q = K \times A \times (T_1 - T_2)$$

#### 1.4.2 Convección térmica

La convección es el mecanismo de transmisión de calor que tiene lugar en un fluido en virtud de movimientos macroscópicos de la masa del propio fluido. El movimiento del fluido puede realizarse por causas externas (por ejemplo, un agitador, un ventilador, una bomba, etc.), en cuyo caso el proceso se denomina convección forzada, o puede ser debido a diferencias de densidad creadas por diferencias de temperatura existentes en la masa del fluido, y entonces el proceso se llama convección natural o libre. El proceso de la convección es mucho más complejo que la conducción, pues hay que acoplar las leyes de la conducción con las del movimiento del fluido.

##### 1.4.2.1 Coeficiente de convección

El flujo calorífico transmitido por convección entre un cuerpo sólido y el fluido que lo baña depende de numerosos factores: diferencia de temperatura entre el fluido y la pared, velocidad de desplazamiento del fluido, conductibilidad, viscosidad, masa, calor específico del fluido, naturaleza, forma y dimensiones de la pared. El coeficiente de transmisión por convección se define como:

La cantidad de calor que pasa en una hora desde una superficie de un metro cuadrado, expuesta al medio ambiente, cuando la diferencia de temperatura entre dicha superficie y el medio ambiente es de un grado Celsius. El coeficiente de calor se expresa con el símbolo  $\alpha$  y se mide en unidades de (kcal/m<sup>2</sup>-h-°C)

La siguiente ecuación nos permite medir la cantidad de calor transmitido ( $Q$ ):

$$Q = \alpha \times A \times (T_1 - T_2)$$

donde  $A$  es la superficie de un cuerpo sólido a la temperatura inicial ( $T_1$ ) en contacto directo con un fluido a la temperatura final ( $T_2$ ). Por lo tanto  $Q$  se mide en (kcal/h).

Notas:

Si  $T_1 > T_2$  el fluido se calienta.

Si  $T_1 < T_2$  el fluido se enfría.

### 1.4.3 Radiación térmica

Por radiación térmica entendemos la radiación electromagnética que emite la superficie de un cuerpo que ha sido excitado térmicamente. Esta radiación electromagnética se emite en todas direcciones, se propaga con la velocidad de la luz y cuando choca contra otro cuerpo puede ser reflejada, transmitida o absorbida por éste. La radiación absorbida produce el mismo efecto que hubiera producido un flujo de calor por conducción o convección. La radiación térmica no exige medio de transporte alguno, propagándose incluso a través del vacío.

Hay poca radiación a bajas temperaturas, también cuando la diferencia de temperaturas entre los cuerpos es pequeña, por lo tanto, la radiación tiene poca importancia en el proceso de refrigeración. Sin embargo, la radiación al espacio o al producto refrigerado por agentes exteriores, particularmente el sol, puede ser un factor importante en la carga de refrigeración.

La energía radiada por un cuerpo ( $Q$ ) depende de su temperatura y del estado de su superficie exterior. Esta energía calorífica emitida es proporcional a la cuarta potencia de la temperatura del cuerpo emisor, o sea:

$$Q = A \times R \times T^4$$

Donde  $A$  es el área del cuerpo que absorbe energía radiada ( $m^2$ );  $R$  representa una constante del cuerpo emisor, donde esta constante depende del estado de la superficie del cuerpo ( $kcal/T^4 \cdot m^2 \cdot h$ ) y  $T$  es la temperatura del cuerpo emisor ( $^{\circ}C$ ).

### 1.5 El ciclo de Carnot

Un ciclo totalmente reversible tal como el ciclo Carnot no puede lograrse en la práctica, debido a que la irreversibilidad acompaña el movimiento de todos los fluidos y los componentes mecánicos. Además, la transferencia de calor hacia o desde un sistema no puede ocurrir de manera reversible, puesto que es necesaria una diferencia de temperatura con el fin de transferir calor en cantidades finitas. Sin embargo, el estudio de ciclos reversibles es instructivo por que estos ciclos proporcionan límites superiores en el comportamiento de los ciclos reales. El comportamiento de máquinas térmicas

reales y refrigeradores puede evaluarse mejor por comparación con el comportamiento de sus copias reversibles. Además, las mejoras en el ciclo real son con frecuencia intentos deliberados para provocar que los ciclos reales estén más próximos al ciclo reversible.

Para que un ciclo sea totalmente reversible, cada uno de los procesos individuales que lo componen necesitan ser internamente reversibles y todas las interacciones de transferencia de calor con los alrededores deben ocurrir en una forma reversible. El ciclo Carnot opera entre dos depósitos a temperatura constante y está compuesto de los siguientes cuatro procesos reversibles:



Figura 1.1. Ciclo temperatura-entropía.

**1-2** una expansión isotérmica reversible durante el cual el calor es transferido desde el depósito de alta temperatura hacia el fluido de trabajo.

**2-3** una expansión adiabática reversible que continúa hasta que el fluido de trabajo alcanza la temperatura del depósito de baja temperatura.

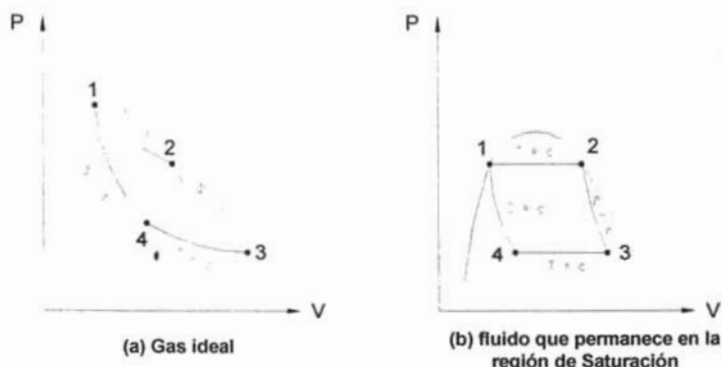


Figura 1.2. Ciclos P-V para distintos fluidos.

**3-4** una compresión isotérmica reversible durante la cual el calor es transferido desde el fluido de trabajo hasta el depósito de baja temperatura.

4-1: una compresión adiabática reversible que continúa hasta que el fluido de trabajo alcanza la temperatura del depósito de alta temperatura.

Estos procesos se ilustran con un diagrama temperatura-entropía en la figura 1.1. Note que puesto que los procesos 2-3 y 4-1 son ambos reversibles y adiabáticos, son procesos isentrópicos y aparecen como líneas verticales en el diagrama  $T-s$ . El ciclo Carnot tiene una forma rectangular en un diagrama  $T-s$ , sin hacer caso del fluido de trabajo. Sin embargo, si el ciclo se presenta en un diagrama  $P-v$ , éste puede tener muchas formas diferentes dependiendo del fluido de trabajo y de su estado en las diferentes partes del ciclo. Se ilustran dos posibilidades en la figura 1.2(a) para un gas ideal y en la figura 1.2(b) para un fluido que permanece en la región de saturación a lo largo del ciclo.

### 1.6 Ciclo Inverso de Carnot

El ciclo de Carnot se puede hacer funcionar en dirección opuesta al de los ciclos ya mencionados. Suministrando trabajo al ciclo, se puede absorber calor de un depósito a baja temperatura y descargarlo a un depósito de alta temperatura. De esta manera el ciclo de Carnot se puede emplear para producir un efecto de refrigeración. El término refrigerador se emplea cuando el efecto térmico que interesa ocurre al nivel de baja temperatura (como en la refrigeración y en el aire acondicionado).

El ciclo de refrigeración de Carnot (o termo bomba) consiste en dos procesos isotérmicos y dos isentrópicos y utiliza los mismos componentes que la

máquina térmica pero funciona en el sentido inverso, como se indica en la figura 1.3.

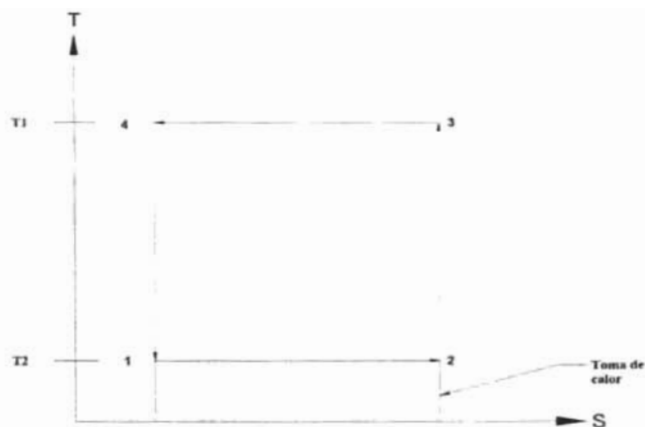


Figura 1.3. Ciclo inverso de Carnot.

El fluido toma calor isotérmicamente en un intercambiador de calor a baja temperatura (que aquí se supone ser un evaporador), tiempo durante el cual se aumenta su entropía (etapa 1-2). La temperatura del fluido se aumenta luego por una compresión isentrópica (etapa 2-3). El fluido descarga luego calor isotérmicamente a un depósito de alta temperatura y experimenta una reducción de entropía (etapa 3-4) que contrarresta exactamente el aumento habido a la temperatura inferior. El fluido se expande luego isentrópicamente hasta la presión y temperatura a la que comenzó el ciclo (etapa 4-1). Durante esta etapa del ciclo se extrae trabajo de expansión reversible.

<sup>2</sup>Las máquinas frigoríficas son máquinas frigoríficas invertidas, por consiguiente, si queremos obtener un coeficiente de rendimiento óptimo igual a:

$$\varepsilon = \frac{T_2}{T_1 - T_2}$$

deberemos hacer describir al fluido frigorígeno en un ciclo de Carnot aunque en sentido inverso al de la máquina motriz. En el caso de la máquina motriz el punto figurativo del estado del fluido se desplazaba en el sentido de las agujas del reloj. En el caso de la máquina frigorífica, deberá girar en sentido inverso (o sea, en sentido trigonométrico).

### 1.7 Ciclos de refrigeración de compresión de vapor

<sup>2</sup> Rapin J., Pierre, Instalaciones frigoríficas, Tomo 1, marcombo, Barcelona 1993, Pág. 202 – 206.



En este ciclo el refrigerante en la fase de vapor es comprimido en un compresor, provocando que la temperatura exceda la del depósito de alta temperatura, por lo general la del medio ambiente. Entonces el refrigerante caliente, a alta presión se hace circular a través de un intercambiador de calor, llamado condensador, donde es enfriado al transferir calor con el medio ambiente. Como resultado de la extracción de calor en el condensador, el refrigerante se condensa desde un vapor hasta una fase líquida. Después de salir del condensador, el refrigerante pasa a través de un aparato regulador, donde la presión y temperatura del refrigerante disminuye. El refrigerante frío sale del aparato regulador y entra a un segundo intercambiador de calor, llamado evaporador, localizado en el espacio refrigerado. La transferencia de calor en el evaporador provoca que el refrigerante se evapore o cambie desde una mezcla saturada de líquido a un vapor sobre calentado. El vapor que sale del evaporador es entonces recirculado al compresor, y el ciclo se repite. La válvula reguladora es irreversible por que depende de la fricción del fluido para su operación. Sin embargo, el ciclo de refrigeración por compresión de vapor es todavía referido como un ciclo ideal.

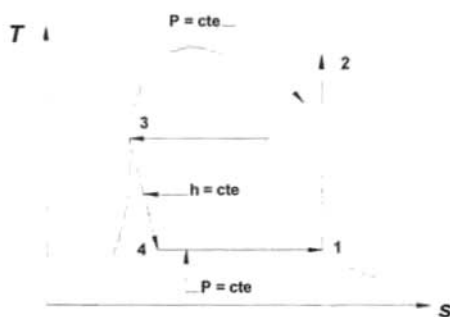
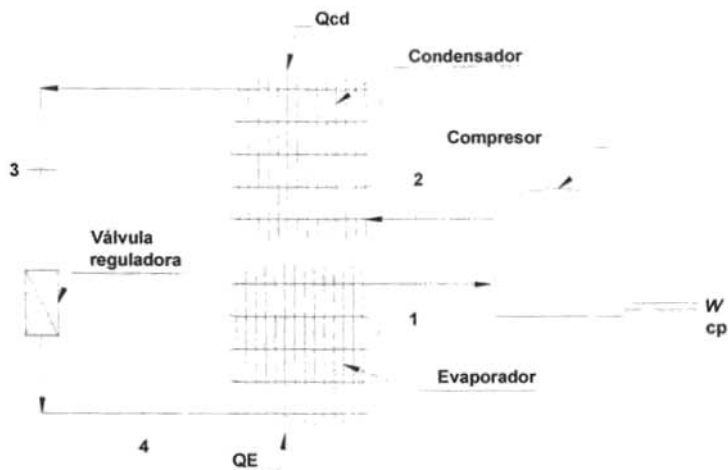


Figura 1.4 Componentes de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor y diagrama T-S.

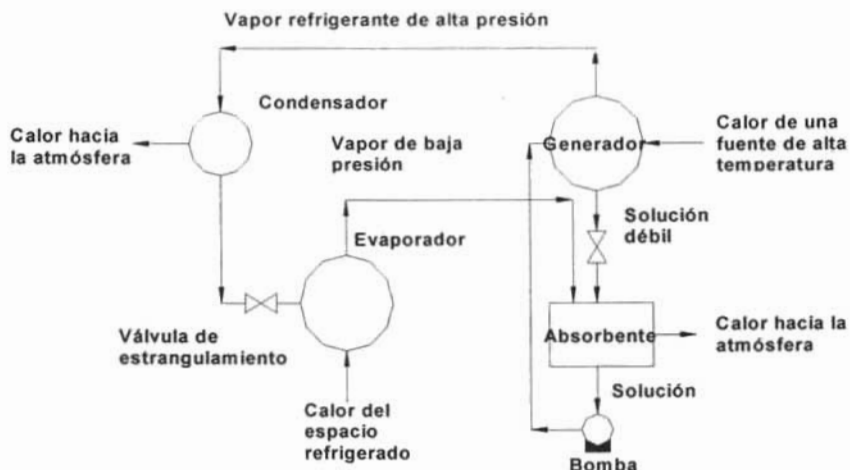
En la figura 1.4 se presenta un esquema de los cuatro componentes fundamentales de un ciclo de refrigeración por compresión de vapor junto con el diagrama  $T-s$  para el ciclo ideal. El refrigerante entra al compresor como un vapor en el estado 1 y es comprimido en forma isentrópica hasta el estado 2 en la región de sobrecalentado. La temperatura del refrigerante en el estado 2 excede a la del medio ambiente, así que cuando el refrigerante entra al condensador, este transfiere calor al medio ambiente a lo largo de la trayectoria 2-3 a presión constante.

Conforme el refrigerante se enfría en el condensador y la temperatura cae, el refrigerante se condensa formando un líquido en el estado 3. En el estado 3 la presión del refrigerante líquido es todavía igual a la presión de descarga del compresor ( $P_3 = P_2$ ), pero debido a la transferencia de calor en el condensador, el refrigerante tiene una temperatura menor que la temperatura de descarga del compresor. En la válvula reguladora el refrigerante sigue una trayectoria a entalpía constante desde el estado 3 hasta el 4 a medida que la presión y la temperatura del refrigerante disminuyen. La válvula reguladora es en forma ocasional una válvula de espiga ajustable o con frecuencia un tubo capilar largo, el cual proporciona suficiente restricción al flujo del refrigerante a baja presión en el estado 4 entra al evaporador y procede a lo largo de una trayectoria a presión constante saliendo del evaporador en el estado 1. El refrigerante entra al evaporador como una mezcla de baja calidad y sale como un vapor saturado. El refrigerante cambia de fase debido al calor transferido al mismo desde el espacio refrigerado.

### **1.8 Sistema de refrigeración por absorción**

El sistema de refrigeración por absorción, constituye un ejemplo de sistema de refrigeración en los cuales se emplea calor en lugar de trabajo. Como se puede observar, el compresor se reemplaza por un generador de vapor, un absorbente y una bomba para líquidos que consume muy poco trabajo.

La clave del éxito de este sistema depende de la habilidad que tengan los líquidos (absorbentes) para absorber ciertos vapores (los refrigerantes). En un sistema de absorción con amoníaco, este es el refrigerante y el agua es el absorbente. En un sistema de absorción de vapor de agua, el agua es el refrigerante y el bromuro de litio es un absorbente utilizado comúnmente. La búsqueda de la mejor combinación de absorbente con refrigerante requiere, naturalmente comprensión clara del comportamiento termodinámico, de las soluciones, el cual, desde luego, es diferente de las sustancias simples compresibles.



**Figura 1.5. Sistema de refrigeración por absorción.**

Con objeto de ilustrar el principio de operación de un sistema de refrigeración por absorción, supongamos el mostrado en la figura 1.5 constituye un sistema de absorción con amoníaco. El vapor refrigerante a alta presión se hace pasar al estado líquido en el condensador. A continuación, este líquido se estrangula dando lugar a una mezcla vapor-líquido. La evaporación del refrigerante produce el efecto de refrigeración. El vapor a presión baja se absorbe en una solución débil formando una solución fuerte en el absorbente. En esta solución fuerte se bombea hacia el generador, el trabaja a alta presión. En el generador se agrega calor con objeto de sustraer el vapor refrigerante de la solución. La absorción del amoníaco produce calor que debe eliminarse del absorbente para mantener la temperatura suficientemente baja y que pueda así llevarse a cabo la absorción.

Para aquellas aplicaciones en las que no se necesita temperaturas por debajo de los 0 °C, se ha podido desarrollar con éxito un sistema de refrigeración por absorción con agua como refrigerante y una solución de bromuro de litio como absorbente.

## 1.9 Otros procesos de refrigeración

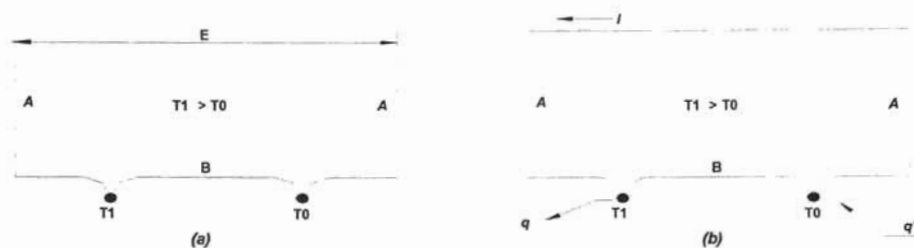
### 1.9.1. Enfriamiento termoeléctrico

Se ha observado cinco efectos cuando una corriente pasa a través de un termopar cuyas uniones están a temperaturas diferentes. Estos fenómenos son el efecto Seebeck, el efecto Joule, el efecto de conducción, el efecto Peltier y el efecto Thomson.

El efecto Seebeck define el principio del termopar: como se ilustra en la figura 1.6, cuando las dos uniones formadas por los conductores diferentes *A* y *B* se mantienen a diferentes temperaturas, se produce una fuerza electromotriz. Se ha mostrado con experimentos que el efecto Seebeck es reversible.

Si en la figura 1.6 se cierra el circuito, fluirá una corriente *I* a causa del efecto Seebeck. Como resultado, habrá una generación irreversible de calor en los conductores, llamado efecto Joule.

Cuando una unión del termopar se mantiene a mayor temperatura que la temperatura de la otra unión, habrá un flujo de calor por conducción de la unión caliente a la unión fría. Este efecto irreversible, es llamado efecto de conducción.



**Figura 1.6. Sistema de enfriamiento termoeléctrico.**

La figura 1.6 (b) muestra el circuito de un termopar, al que se le ha agregado una batería. Se ha observado en experimentos que cuando una corriente pasa por un termopar cuyas uniones están inicialmente a la misma temperatura, las temperaturas de las uniones cambiarán. Se liberará una cierta cantidad de calor en una unión, mientras que la otra unión absorberá una cantidad diferente de calor. Si la corriente se invierte, los efectos térmicos también se invierten. Este fenómeno llamado efecto Peltier, constituye la base del enfriamiento termoeléctrico. Se ha encontrado experimentalmente que el efecto de transferencia de calor en cada unión es proporcional a la corriente.

Los experimentos han establecido la existencia de otro fenómeno termodinámico reversible llamado el efecto Thomson. Cuando una corriente pasa a través de un conductor de un termopar, en el cual

existe inicialmente un gradiente uniforme de temperatura, la distribución de temperatura se distorsionará en adición al efecto Joule.

### 1.9.1.1. Análisis del enfriamiento termoeléctrico

Con una selección adecuada de los materiales, el efecto Peltier puede utilizarse con fines de refrigeración. Dos conductores  $p$  y  $n$  se unen formando dos uniones. La figura 1.7 muestra esquemáticamente el sistema. Los conductores se escogen de manera que  $p$  tenga una potencia termoeléctrica  $\alpha_p$  positiva y  $n$  una potencia termoeléctrica  $\alpha_n$  negativa. La unión fría se une a una placa metálica o sustancia que va a ser refrigerada y hace la misma función del evaporador de un sistema de compresión mecánica. La unión caliente se liga a una superficie que permita la extracción de calor hacia el aire atmosférico o cualquier otro medio. Esta superficie efectúa la misma función del condensador en un sistema de compresión mecánica. Una batería externa proporciona la circulación de una corriente continua a través del circuito. La batería se puede comparar funcionalmente con el compresor de un sistema de compresión mecánica.

Cuando una corriente pasa por el circuito de la figura 1.7, ocurren los cinco efectos termoeléctricos estudiados. A causa del efecto Peltier, la placa fría se enfriará y la placa caliente se calentará. Habrá un flujo de calor de la placa caliente hacia la placa fría por conducción. Se generará calor en cada conductor y en cada unión. A causa del efecto Seebeck, se generará una fuerza electromotriz que se opone a la de la batería.

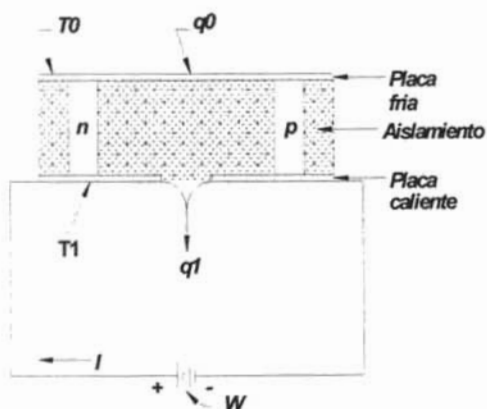


Figura 1.7. Proceso esquemático de enfriamiento termoeléctrico.

Además de las suposiciones planteadas antes, supondremos que la absorción y extracción de calor ocurren sólo en las uniones y que los valores de las propiedades del material son constantes. Los materiales aisladores son elementos termoeléctricos pobres a causa de su conductividad eléctrica pequeña. Los metales también fallan a causa de su potencia termoeléctrica pequeña y gran conductividad térmica. Los mejores resultados se obtienen con los semiconductores, los cuales tienen propiedades intermedias entre los metales y los aislantes.

### 1.9.2 Enfriamiento por flash

El enfriamiento por flash es importante comercialmente para producir agua enfriada y en la manufactura de hielo seco. La figura 1.8 muestra una cámara de flash mantenida a una presión extremadamente baja por medio de un compresor. El agua que entra a la cámara se vaporiza parcialmente, de tal manera que el agua remanente se enfría a la temperatura de saturación correspondiente a la presión de la cámara.

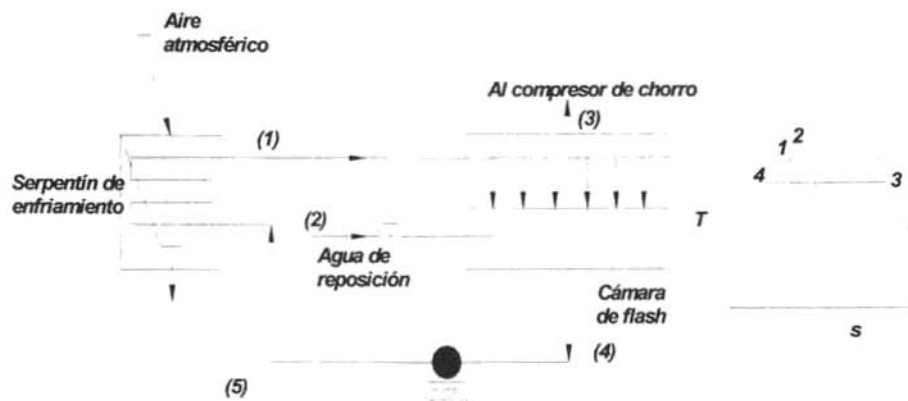


Figura 1.8. Proceso esquemático de enfriamiento por flash para obtener agua.

El compresor debe manipular una cantidad relativamente enorme de vapor. Se usa comúnmente un sistema de eyector. Los sistemas de compresión de vapor de agua con eyector tienen las ventajas de pocas partes móviles, poco mantenimiento, uso de un refrigerante barato y no tóxico (vapor de agua) y requerimientos de potencia mínimos. Tiene las desventajas de requerir grandes cantidades de vapor motriz y agua de condensación y están limitados a una temperatura de la cámara de flash de alrededor de  $-15\text{ }^{\circ}\text{C}$ . Pueden ser más económicos que los sistemas de compresión mecánica para enfriar agua, si hay disponibles vapor y agua de condensación baratos.

### 1.9.3 Sistema con ciclo de aire gaseoso

El aire seco puede servir como refrigerante en un sistema de compresión mecánica. El aire se mantiene como gas a través de todo el sistema. Aunque la mayoría de los sistemas con ciclo de aire que se usan hoy en día no son sistemas cerrados, consideraremos aquí primero un ciclo termodinámico cerrado.

Trataremos el aire como un gas perfecto, por razones de conveniencia y sencillez, siendo conscientes de que esto es sólo aproximadamente correcto.

La figura 1.10 muestra un sistema esquemático de ciclo cerrado. El aire comprimido, a temperatura atmosférica aproximadamente, es expandido a través de una turbina a dispositivo de pistón. Se extrae trabajo del aire causando una disminución en su temperatura. Así, se obtiene aire frío que al absorber calor produce un efecto refrigerante. En el serpentín refrigerante, la temperatura del aire sube al absorber calor de un producto o espacio. El aire es ahora comprimido y posteriormente enfriado por el aire atmosférico o por agua de enfriamiento común. Suponemos que el trabajo de salida del expansor ayuda a mover el compresor.

La principal desventaja del sistema de ciclo de aire es su bajo coeficiente de funcionamiento. Esta observación es particularmente cierta cuando consideramos las pérdidas termodinámicas en el compresor y el expansor.

En las aplicaciones convencionales de la refrigeración, el ciclo de aire tiene un coeficiente de funcionamiento demasiado bajo para competir con el sistema de compresión de vapor. El sistema de ciclo de aire tiene algunas ventajas en el enfriamiento de cabinas de aviones, que es su principal aplicación.

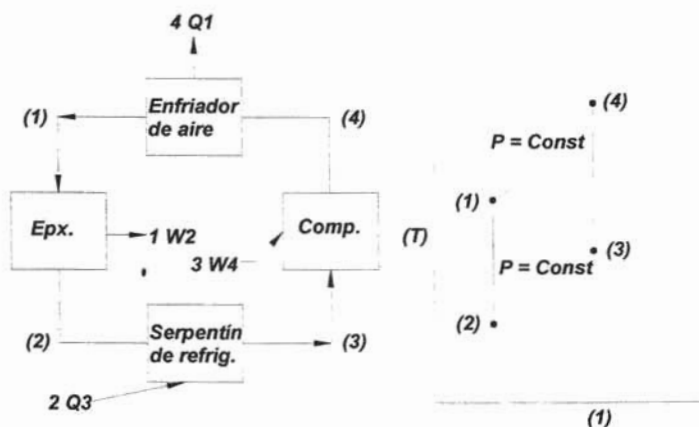


Figura 1.10. Sistema esquemático de ciclo de aire.

Las cabinas de aviones requieren enfriamiento para compensar el calor desprendido por los pasajeros, el equipo eléctrico y mecánico, la radiación solar y la transmisión de calor a través de las paredes del avión. Además, el fuerte incremento de la temperatura del aire introducido a la cabina presurizada contribuye a la carga de enfriamiento. Los sistemas de refrigeración de ciclo de aire



pueden ser abiertos o semicerrados. El aire que circula por el equipo de refrigeración, circula también por la cabina. Las ventajas que se atribuyen al sistema de ciclo de aire son:

- (1) Peso menor por tonelada de refrigeración.
- (2) Facilidad de extracción y reparación de la unidad de refrigeración.
- (3) Pérdidas de refrigerante despreciables.

- 2.1. Introducción
  - 2.2. Características de las cámaras frigoríficas
  - 2.3. Aislantes térmicos
  - 2.4. Características típicas de los fluidos frigorígenos
    - 2.5. Compresores
    - 2.6. Condensadores
    - 2.7. Evaporadores
  - 2.8. Instalación de una cámara frigorífica
  - 2.9. Dispositivos de control del refrigerante
    - 2.10. Dispositivos eléctricos de control
    - 2.11. Accesorios
    - 2.12. Instalación hidráulica
-

## 2.1 Introducción

Dentro del presente capítulo se hace mención sobre los diferentes componentes de una cámara frigorífica; si bien, en los párrafos siguientes encontraremos una breve reseña de cada uno de ellos, no tenemos intención alguna de realizar un texto que pueda resultar para el lector tedioso o confundirse con publicaciones que realizan las personas encargadas de vender productos para la refrigeración. De ahí que en este capítulo se omite información que a nuestro criterio resulta poco necesaria, y esperando que el lector complemente la información con los catálogos técnicos, que los fabricantes y proveedores disponen para su consulta.

Hemos visto, que existe sustancias capaces de transportar el calor de un punto a otro con gran eficacia, y a estas sustancias se les conoce como refrigerantes, los cuales por sus características químicas y físicas pueden ocasionar daños irremediables al medio ambiente y a la salud. Debido a estas circunstancias existe una preocupación por regular y restringir el uso de algunos fluidos frigoríficos. En este capítulo se hace una breve mención sobre el caso y dejando en otro apartado (Anexo) más información sobre el tema.

En este capítulo, se describe la instalación de una cámara frigorífica a sí como sus distintos equipos y accesorios, si bien puede parecer que hizo falta puntos o recomendaciones para la óptima puesta en marcha de una cámara frigorífica, se mencionan solamente las que se consideran primordiales (puesto que algunas de ellas se encuentran contenidas en los manuales y catálogos técnicos que son proporcionados por los proveedores) y dejando al lector la tarea de investigar todas aquellas que a su criterio le parezcan necesarias y que el autor omitió.

## 2.2 Características de las cámaras frigoríficas

*Construcción modular.* Éstas son cámaras desmontables formadas por paneles sueltos que se ensamblan en el lugar de emplazamiento. Dichos paneles están constituidos de poliuretano expandido "in situ" con espesores que varían desde 60 a 160 mm; los revestimientos interior y exterior son de chapa de aluminio tratada contra la oxidación, o bien, de acero inoxidable, acabado con resina epóxica ó en resinas poliéster.

El ensamblaje de los paneles se efectúa por medio de diversos dispositivos mecánicos entre los cuales destaca el sistema de eje insertado. La estanqueidad entre los paneles se obtiene a través de las juntas de cierre montadas en la periferia de cada una de las paredes del panel.

Los paneles que forman el suelo deben poseer una resistencia mecánica capaz de soportar la carga del género almacenado y de las operaciones de deslizamiento sobre el mismo. Estos suelos se depositan sobre unas viguetas que permiten la ventilación natural.

Estas cámaras son modulares ya que permiten la adición de paneles suplementarios en caso de tener que modificar sus tres dimensiones.

Son tan innumerables las aplicaciones del frío artificial, cuyo campo de utilización se extiende continuamente a nuevas industrias resultando así en innumerables construcciones frigoríficas aplicadas en cada caso particular.

### 2.2.1 Otros tipos de cámaras frigoríficas

*Construcción fija.* Los muros de soporte se construyen a base de ladrillos o de un aglomerado de cemento. El aislamiento se realiza con poliestireno expandido sobre las paredes verticales y el suelo con styrofoam<sup>3</sup>. Las uniones o juntas se realizan con brea de petróleo desodorizado e hirviendo cargado con polvo de corcho, o bien con una pasta aislante de emulsión bituminosa (Flinkote), según sea el aislamiento utilizado.

El suelo debe revestirse de hormigón pobre en forma de pendiente. Sobre este hormigón se aplica una lámina contra el vapor formada por dos capas de emulsión bituminosa. El aislamiento se coloca encima y sobre éste se colocan unas losas de hormigón de grava menuda la cual debe estar armada con un enrejado soldado si se trata de una gran superficie de aislamiento a base de poliestireno.

Cuando se trata de cámaras de temperaturas negativas deben tomarse precauciones contra la congelación del suelo realizando un vacío sanitario o calentando las losas por medio de resistencias inmersas en las mismas alimentadas por corrientes a baja tensión.

Los muros que actúan de soporte son a base de ladrillos o de aglomerado de cemento. El aislante se coloca en dos capas a tapajuntas, con la primera capa encolada y fijada en la pared por medio de clavos sujetos en la misma, la segunda capa se encola y se cierra sobre la primera a base de clavijas. El revestimiento interior puede efectuarse con baldosas de loza o gres esmaltado, o bien, con pintura permeable al vapor de agua.

El aislamiento del techo se practica de forma similar a las paredes siendo sujetado por clavijas sujetadas a un entablillado de vigas.

*Gabinetes.* Refrigeradores\*de madera o metálicos contruidos de forma de muebles portátiles. Forman parte de este apartado los refrigeradores de tipo comercial y doméstico como son las vitrinas-mostradores, conservadoras de helados, congeladores, acondicionadores de aire, etc.

*Tanques enfriadores de salmuera o agua.* Contruidos bien de albañilería o metal, los cuales se destinan a la fabricación de hielo, enfriamiento de leche, fabricación y conservación de helados, enfriamiento de líquidos, etc.

---

<sup>3</sup> Véase tipos de aislamiento.

## 2.3 Aislantes térmicos

### 2.3.1 Características de los aislantes térmicos

Los aislantes térmicos son materiales que se oponen al flujo de calor a través de ellos cuando se encuentran entre dos niveles diferentes de temperatura. Debido a que la producción del frío es costosa existe la necesidad de aislar bien los espacios destinados a la refrigeración.

La eficacia aislante de un material varía en razón inversa a su densidad. La materia es térmicamente aislante si contiene una gran cantidad de aire, ya que el aire es uno de los mejores aislamientos, a condición de ser seco y hallarse en reposo ( $\lambda = 0.02 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ ). La calidad de un material puede mejorarse reemplazando el aire por otro gas. El anhídrido carbónico ( $\text{CO}_2$ ), por ejemplo, que tiene un coeficiente de conductividad térmica  $\lambda = 0.014 \text{ W/m}\cdot\text{K}$  o bien triclorofluorometano con  $\lambda = 0.008 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ , gases que son empleados en la fabricación de espumas sintéticas expandidas.

Los materiales aislantes deben poseer cierto número de cualidades de las que se mencionan a continuación:

- Ligero y no higroscópico, a fin de conservar constantes todo el tiempo sus cualidades aislantes.
- Imputrescible.
- Inodoro, a fin de que no comunique su olor a los productos almacenados.
- Neutro frente a otros materiales (madera, acero, albañilería, materias plásticas) empleados en la construcción de las cámaras frigoríficas o de los paneles aislantes prefabricados.
- Ininflamable e ignífugo.
- Plástico para resistir sin romperse las deformaciones de la obra, o para adaptarse a dichas deformaciones.
- Resistente a la presión (carga sobre el suelo de las cámaras).
- Resistente al apilamiento a fin de evitar "fallos" de aislamiento en la colocación superpuesta del mismo.
- No servir de alimento a los roedores para evitar la formación de galerías, que tendrían por defecto reemplazar el aislante por aire húmedo, alterando las cualidades aislantes e la pared.

La calidad primordial que debe exigirse de un aislante es su ausencia de higroscopia. Esto es debido que cuando se trata de una cámara fría o de una tubería de vapor fría con fluido frigorígeno, el aparato que se aísla constituye un punto frío; la diferencia de temperatura que se establece entonces con el punto caliente, que es el ambiente exterior, marcha en dirección del punto frío, a través del aislamiento, que se encuentra siempre más frío que el ambiente exterior y presenta el riesgo de penetración y de condensación del vapor de agua.

### 2.3.2 Principales materiales aislantes

Los principales materiales aislantes que se utilizan en la industria frigorífica son los siguientes:

*Corcho.* Se utiliza en forma de placas de 1x0.5 metros con espesores de 2 a 16 cm. El corcho expandido (sometido a una temperatura de 300 °C lo que implica la dilatación y la multiplicación de las células así como también su desgasificación completa) es muy eficaz aunque su precio elevado hace que se emplee para aislamientos de tipo especial. [ $\rho = 110$  a  $130 \text{ kg/m}^3$ ;  $\lambda = 0.044 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ ]

*Fibra de vidrio.* Suministrado en forma de paneles, este material es impregnado, en la fabricación, con resinas fenólicas destinadas a aumentar su resistencia a la pulverización. Las dos calidades empleadas como aislamiento frigorífico son  $\rho = 22 \text{ kg/m}^3$  "paneles semirígidos PI-156" o de  $\rho = 29 \text{ kg/m}^3$  "paneles rígidos PSF" y en buques aislados poli-térmicos se emplean en ocasiones paneles de  $\rho = 36$  a  $42 \text{ kg/m}^3$  [ $\lambda = 0.035 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ ]

*Poliestireno expandido.* Aislante de consistencia rígida que incorpora células estancas. El material de base es el poliestireno en gránulos. Estos gránulos, emulsionados, son sometidos a la acción del calor, lo que da como resultado un aumento importante del volumen primitivo de los gránulos emulsionados y la homogénea ligazón de los mismos. Es un aislante de calidad, tiene los mismos efectos de aislamiento que el corcho expandido con un 30% menos de espesor. Material ligero y refractario al agua, así como resistente a los ácidos y mohos. Por otra parte, se trabaja muy fácilmente y con relativa resistencia a los golpes. [ $\rho = 20$  a  $30 \text{ kg/m}^3$ ;  $\lambda = 0.029 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ ]

*Espumas de poliuretano.* Éstas espumas rígidas se fabrican a partir de una mezcla de polisocianatos y de poliésteres que, en presencia de agentes expansionadores, forman una espuma de materia plástica alveolar. El producto que sale de los moldes se corta en paneles similares a los del corcho o poliestireno. [ $\rho = 30$  a  $40 \text{ kg/m}^3$ ;  $\lambda = 0.025 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ ]

*Styrofoam.* Es un poliestireno auto extinguido, que resiste mejor la compresión que los poliestirenos expandidos. Se elabora por extrusión de una pasta caliente que contiene el agente expansionador, la caída brusca de presión al salir de la prensa de extrusión es la que provoca su expansión. [ $\rho = 30 \text{ kg/m}^3$ ;  $\lambda = 0.032 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ ]

*Goma-espumas.* El más conocido de los elastómeros es el Armaflex, que se fabrica en forma de tiras de 2 metros de largo con diámetros interiores que corresponden a los diámetros exteriores de los tubos de acero y cobre, así como también en forma de placas de  $2 \times 0.5$  metros. Se utiliza para el aislamiento de los circuitos frigoríficos y de los conductos de aire. [ $\rho = 90 \text{ kg/m}^3$  (para tubos) y  $113 \text{ kg/m}^3$  (para placas);  $\lambda = 0.030 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ ]

*Lana de roca.* Es un material a base de sílice. Después de una fusión de  $1500 \text{ }^\circ\text{C}$ , este material se transforma, por centrifugación, en kilogramos de estructuras homogéneas, tratadas seguidamente para la fabricación de placas, burlletes, coquillas, etc. [ $\rho = 55 \text{ kg/m}^3$  (para placas) y  $110 \text{ kg/m}^3$  (para burlletes y coquillas);  $\lambda = 0.044 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ ]

*Klegecell.* Es un cloruro de polivinilo expandido cuya naturaleza celular es estanca, no higroscópica e insensible a los agentes químicos. Su densidad varía desde  $40$  a  $100 \text{ kg/m}^3$ , según sea su calidad: semiflexible, semidura o dura. Se utiliza especialmente para la confección de paneles, en la construcción de carrocerías de camiones y remolques frigoríficos. [ $\lambda = 0.031 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ ]

*Foamglass.* Se trata de espuma de vidrio lograda por expansión del vidrio en fusión, inorgánica y por lo tanto imputrescible e inatacable por los roedores, con una resistencia a la compresión de  $80 \text{ N/cm}^2$ , siendo no solo un material aislante sino un material de construcción aislante. [ $\rho = 144 \text{ kg/m}^3$ ;  $\lambda = 0.054 \text{ W/m}\cdot\text{K}$ ]

Todos los materiales que se han citado requieren una técnica propia para su colocación. Las espumas de poliuretano pueden expansionarse "in situ", o sea, en el lugar mismo donde se debe realizar el aislamiento, lo que es de gran interés para aislar refrigeradores de tipo doméstico, conservadoras de helados o bien congeladores.

## 2.4 Características típicas de los fluidos frigorígenos

Se llaman fluidos frigorígenos los compuestos químicos, fácilmente licuables, cuyos cambios de estado se utilizan como fuentes productoras de frío (liberación del calor latente de evaporación).



### 2.4.1 Características generales de los fluidos frigorígenos

Un fluido frigorígeno perfecto debe presentar las características siguientes:

1. Calor latente de evaporación muy elevado.
2. Punto de ebullición, a la presión atmosférica, lo suficientemente bajo teniendo en cuenta las condiciones de funcionamiento deseadas (temperatura de evaporación).
3. Una baja relación de compresión, es decir, una pequeña relación entre las presiones de compresión y de aspiración.
4. Bajo volumen específico del valor saturado que haga posible la utilización de un compresor y de tuberías de dimensiones reducidas.
5. Que la relación  $\gamma = c_p/c_v$  se acerque al punto 1 a fin de reducir el recalentamiento de los vapores después de la compresión.
6. Temperatura crítica muy alta.
7. Los fluidos a utilizar deberán ser perfectamente estables a las temperaturas que alcanzarán en el transcurso del ciclo en condiciones anormales debidas al mal funcionamiento de equipo.
8. No debe actuar sobre el lubricante empleado en combinación con el fluido.
9. Composición química estable dentro de las condiciones de funcionamiento de la máquina frigorífica.
10. No debe actuar sobre las paredes metálicas que componen el circuito (como, por ejemplo, el amoníaco que ataca el cobre). Tampoco sobre las juntas.
11. Eventualmente tendrá que disolver el agua, de lo contrario bajo estado líquido corre el riesgo de congelarse en los puntos delicados del circuito, provocando de esta forma una obstrucción que será motivo de condiciones anormales en el funcionamiento del sistema.
12. No debe ser inflamable ni explosivo en contacto con el aire.
13. No debe perjudicar la salud del personal.
14. Tampoco debe actuar sobre los productos que se conservan.
15. Debe ser inodoro con un olor débil que no sea desagradable.
16. Fugas que sean fáciles de detectar y de localizar por medios visuales.
17. Ninguna afinidad con la constitución de la atmósfera.
18. Ninguna acción sobre la capa de ozono.
19. Tener un coste un poco elevado y de fácil aprovisionamiento.

Sin embargo, ninguno de los fluidos empleados posee todas estas cualidades, por lo que se debe seleccionar el que contenga la mayoría de los puntos anteriormente descritos.

### **2.4.2 Los refrigerantes y el medio ambiente**

Algunos refrigerantes son designados como Clorofluorocarbonados (CFCs) y otros como Hidroclorofluorocarbonados (HCFCs). Estos refrigerantes tienen un potencial en el agotamiento del ozono y contribuyen en diferentes cantidades al efecto invernadero. La extensión de efectos es listada en el anexo G.

Se están desarrollando nuevos refrigerantes llamados Hidrofluorocarbonados (HFCs).

El efecto de agotamiento del ozono es causado por la migración de refrigerantes estables del tipo CFC hacia la capa alta de la atmósfera. Está ampliamente comprobado que en la estratosfera los refrigerantes CFC se ven envueltos en reacciones catalíticas que tiene el efecto de romper el ozono sin destruir el cloro liberado de los CFCs.

### **2.4.3 Refrigeración comercial e industrial**

Para la refrigeración comercial el R22 es a menudo apropiado. Los problemas aumentan cuando las bajas temperaturas requieren valores extremos de presión. Los problemas a bajas temperaturas pueden ser evitados con el uso de compresores rotatorios con enfriamiento por aceite o de compresores de dos etapas.

La refrigeración industrial puede ser desde procesos de enfriamiento hasta grandes almacenes fríos y pistas de hielo. En general, donde la carga de refrigerante puede ser reducida y se requiere refrigeración completamente automática, el mejor refrigerante es el R22. Cuando la carga de refrigerantes es grande, es mejor usar amoníaco tomando las debidas precauciones. Se debe considerar el uso de refrigerantes secundarios para reducir la carga del refrigerante primario.

## **2.5 Compresores**

El compresor tiene dos funciones en el ciclo de refrigeración por compresión de vapor. En primer lugar succiona el vapor refrigerante y reduce la presión en el evaporador a un punto en el que puede ser mantenida la temperatura de evaporación deseada. En segundo lugar, el compresor eleva la presión del vapor refrigerante a un nivel lo suficientemente alto, de modo que la temperatura de saturación sea superior a la temperatura del medio enfriante disponible para la condensación del vapor refrigerante.

### 2.5.1 Clasificación de los compresores

Existen tres tipos básicos de compresores: reciprocantes, rotativos y centrífugos. Los compresores centrífugos son utilizados ampliamente en grandes sistemas centrales de acondicionamiento de aire, por otro lado, los compresores giratorios se utilizan en el campo de la refrigeración doméstica, sin embargo la inmensa mayoría de compresores utilizados en tamaños de menor potencia para las aplicaciones comerciales, domésticas e industriales son reciprocantes.



Fig. 2.1 Compresor del tipo abierto

### 2.5.2 Compresor de tipo abierto

Los primeros modelos de compresores de refrigeración fueron de los llamados de tipo abierto, con los pistones y los cilindros sellados en el interior de un cárter y un cigüeñal extendiéndose a través del cuerpo hacia fuera para ser accionados por alguna fuerza externa. Un sello entorno del cigüeñal evita la pérdida de refrigerante y de aceite del compresor.

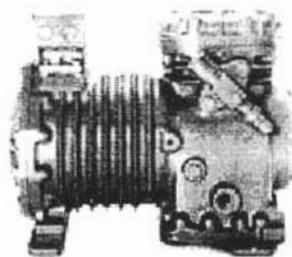


Fig. 2.2 Comp. Semi- hermético

Las cabezas cubiertas del estator, placas del fondo y cubiertas del cárter son desmontables permitiendo el acceso para sencillas reparaciones en el caso de que se deteriore el compresor.

### 2.5.3 Moto-compresores semi-herméticos

El moto-compresor semi-hermético es accionado por un motor eléctrico montado directamente en el cigüeñal del compresor, con todas sus partes, tanto del motor como del compresor, herméticamente selladas en el interior de una cubierta común. Se eliminan los trastornos del sello, los motores pueden calcularse específicamente para la carga que han de accionar y el diseño resultante es compacto, económico, eficiente y básicamente no requiere mantenimiento.

Las cabezas cubiertas del estator, placas del fondo y cubiertas del cárter son desmontables permitiendo el acceso para sencillas reparaciones en el caso de que se deteriore el compresor.

### 2.5.4 Motocompresor hermético

El motocompresor hermético ha sido desarrollado en un esfuerzo para lograr una disminución de tamaño y costo, es ampliamente utilizado en unitario de escasa potencia. Como el caso del motocompresor semi-hermético, un motor eléctrico se encuentra montado directamente en el cigüeñal del compresor pero el cuerpo es una carcasa metálica herméticamente sellada con soldadura. En este tipo de compresores no pueden llevarse a cabo reparaciones interiores puesto que la única manera de abrirlos es cortar la carcasa del compresor.



Fig. 2.3 Comp. hermetico

### 2.6 Condensador

El condensador es básicamente un intercambiador de calor en donde el calor absorbido por el refrigerante durante el proceso de evaporación es cedido al medio de condensación. Como se ha mencionado antes para el ciclo de refrigeración por compresión de vapor, el calor cedido por el condensador es siempre mayor que el calor absorbido durante el proceso de evaporación debido al calor de la compresión. Conforme el calor es cedido por el vapor de elevada presión y temperatura, su temperatura desciende al punto de saturación y el vapor se condensa convirtiéndose en líquido.

#### 2.6.1 Condensadores enfriados por aire

El condensador más comúnmente usado es el de tubos con aletas en su exterior, los cuales disipan el calor al medio ambiente. A excepción de unidades domésticas muy pequeñas, las cuales dependen de la circulación de aire ambiente por gravedad, la transferencia de calor se lleva a cabo de modo más eficaz forzando grandes cantidades de aire a través del condensador. Los condensadores enfriados por aire son fáciles de instalar, baratos de mantener, no requieren agua y no tienen el peligro de congelación en tiempo de frío. Sin embargo, es necesario un suministro adecuado de aire fresco y el ventilador puede crear problemas de ruido en grandes instalaciones. En regiones muy cálidas la temperatura relativamente elevada del aire ambiente puede producir presiones de condensación elevadas; sin embargo, si la superficie del condensador es la adecuada puede ser utilizado satisfactoriamente en toda clase de climas.

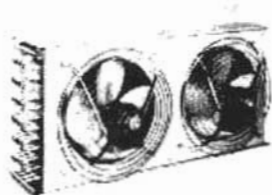


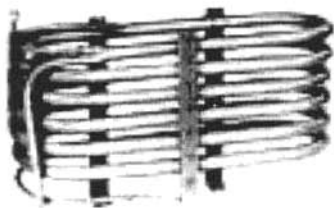
Fig. 2.4 condensador enfriado por aire

Cuando el espacio lo permite los condensadores pueden fabricarse con una sola hilera de tubería, sin embargo, para lograr un tamaño más compacto, se construyen normalmente con un área frontal relativamente pequeña y varias hileras de tubería superpuestas a lo ancho.

Las aspas de succión que arrastran el aire a través del condensador resultan más apropiadas para establecer un flujo de aire uniforme que las aspas del tipo de descarga.

### 2.6.2 Condensadores enfriados por agua

Cuando se encuentra disponible agua de condensación adecuada a bajo costo son preferibles los condensadores enfriados por agua dado que tienen presiones de condensación más bajas y es posible un mejor control de la presión de descarga. Si se utilizan torres de enfriamiento, la temperatura del agua de condensación puede ser bajada a un punto muy cercano a la temperatura de bulbo húmedo esto permite la continua recirculación del agua de condensación y reduce el consumo de ésta al mínimo.



**Fig. 2.4 Condensador enfriado por agua a contracorriente**

Los condensadores enfriados por agua pueden ser muy compactos por las excelentes características de transferencia de calor que posee el agua. Se utilizan diversos tipos de construcción incluyendo el de casco y serpentín, casco y tubo, y tubo dentro de tubo. Normalmente el agua de enfriamiento se desplaza a través de las tuberías o serpentines en el interior de una carcasa sellada en la que se descarga el gas caliente procedente del compresor. Una vez condensado el refrigerante éste puede salir por la línea de líquido siendo de este modo innecesario el empleo de un recipiente separado.

### 2.6.3 Condensadores evaporativos

Los condensadores de evaporación se utilizan frecuentemente cuando se desean temperaturas de condensación inferiores a las que pueden obtenerse con condensadores enfriados por aire y en donde el suministro de agua no es adecuado para una intensa utilización.

El vapor de refrigerante caliente fluye a través de tuberías dentro de una cámara con rociadores de agua donde es enfriado mediante la evaporación del agua que entra en contacto con los tubos de refrigerante.

El agua que se expone al flujo de aire en una cámara con rociadores se evaporará rápidamente. El calor latente requerido para el proceso de evaporación se obtiene mediante una reducción en el calor sensible y, por consiguiente, mediante una reducción de la temperatura del agua. Una cámara de vapor con rociadores puede reducir la temperatura del agua a un punto que se aproxima a la temperatura del bulbo húmedo del aire.

## **2.7 Evaporadores**

El evaporador es la parte del lado de baja presión del sistema de refrigeración en la que el refrigerante líquido hierve o se evapora, absorbiendo el calor a medida que se convierte en vapor. Con ello se logra el objetivo del sistema: la refrigeración.

### **2.7.1 Tipo de evaporadores**

Los evaporadores se fabrican en una gran variedad de formas y estilos para satisfacer las necesidades específicas de cada aplicación. El tipo más común es el evaporador de serpentín ventilador o de convección forzada en el que el refrigerante se evapora dentro de tubos con aletas extrayendo el calor del aire que pasa a través del serpentín mediante un ventilador. Sin embargo, en aplicaciones específicas pueden usarse serpentines sin aletas, serpentines de gravedad con flujo de aire por convección natural, superficies de placa lisa, u otros tipos especiales de superficie para transferencia de calor.

Los evaporadores de expansión directa son aquellos en los que el refrigerante se alimenta directamente al serpentín de refrigeración a través de un dispositivo de control que es una válvula de expansión o un tubo capilar, absorbiendo el calor directamente, a través de las paredes del evaporador, del medio que ha de refrigerarse.

En otros tipos de sistemas, pueden utilizarse refrigerantes secundarios tales como agua enfriada o salmuera para la refrigeración del espacio o del producto mientras que el evaporador es enfriador de agua o salmuera.

### **2.7.2 Construcción del serpentín ventilador**

Un serpentín ventilador típico se compone de un serpentín de expansión directa, montado en un gabinete metálico y un ventilador para forzar la circulación de aire. El serpentín se construye normalmente de tubo de cobre, soportado por láminas de metal con aletas de aluminio sobre la tubería para aumentar la superficie de transferencia de calor.

En caso de que el evaporador sea muy pequeño podrá haber únicamente un circuito continuo en el serpentín, pero a medida que el serpentín es mayor, el incremento de caída de presión a través del circuito más largo hace necesario dividir el evaporador en varios circuitos individuales que se vacían en un cabezal común. Los diversos circuitos se alimentan a través de un distribuidor que iguala la alimentación a cada circuito con el fin de mantener elevada la eficiencia del evaporador.



Fig. 2.5 Evaporadores de techo.

El espacio de las aletas de la tubería del refrigerante variará según la aplicación. Los serpentines para baja temperatura pueden tener pocas aletas (2 por pulgada), mientras que los serpentines de acondicionamiento de aire pueden tener hasta 12 o más aletas por pulgada.

## 2.8 Instalación de una cámara frigorífica

A continuación se citan algunas recomendaciones para la puesta en marcha de una cámara frigorífica e instalación de los distintos equipos y accesorios.

1. Vacío de la instalación, este paso debe efectuarse antes de la carga del fluido frigorígeno.
2. Rotura de vacío (hacer pasar nitrógeno por el circuito). Este método se utiliza si se teme que exista humedad en el circuito, se recomienda hacer dos roturas de vacío por tres nuevos vacíos de la instalación.
3. Carga del fluido frigorígeno, esta puede ser en su forma líquida o gaseosa.
4. Detección de fugas, siendo eficaz cuando la presión es elevada. En los fluidos clorofluorados (R12, R22, R502, etc.) debe utilizarse una lámpara haloide, o un detector electrónico.

### 2.8.1 Condensador-compresor

- a. Debe emplazarse en un local de volumen suficiente, que no sea húmedo y se encuentre bien ventilado.
- b. Jamás debe situarse un compresor con condensador de agua en un lugar donde la temperatura pueda descender por debajo de 0 °C.
- c. Si se trata de un compresor con condensador de aire, es indispensable dejar un espacio de 10 a 30 cm. entre el condensador y la pared.
- d. No debe instalarse un grupo de compresor y condensador cerca de una fuente productora de calor.
- e. Que los dispositivos de bloqueo del compresor, indispensables en el transporte del mismo, sean retirados totalmente.
- f. Que el compresor se halle bien nivelado, y a plomo, con sus correspondientes amortiguadores.
- g. Que el compresor gire fácilmente accionándolo con la mano (en caso del compresor de tipo abierto).
- h. Que el nivel de aceite se el debido.
- i. Que exista renovación de aire en el local donde se esta instalando.
- j. Que la ventilación sea correcta si se trata de un condensador de aire; compruébese el paso de la hélice y el sentido de rotación.
- k. Que, si el condensador es de agua, la llegada y salida del agua se efectúe bajo tubo flexible, para eliminar las vibraciones y lograr que la presión del agua sea, como mínimo, de 1.5 bar.

### 2.8.2 Evaporador

- a. Debe situarse bien a nivel. Si se trata de un evaporador de tipo mural, la fijación debe efectuarse con espigas expansionables de anilla, o similares.
- b. Si no hay prevista ninguna pieza-soporte, debe fijarse el evaporador con tiras metálicas fileteadas con teflón, nylon u otro material que nos sea conductor de calor, a fin de que no se presente pérdidas de frío por conducción. Es preciso, que las espigas de sujeción se encasten bien en el techo o pared, recubriéndolas con cemento.
- c. Si se trata de un evaporador con circulación natural de aire, no debe existir ningún obstáculo que dificulte la circulación del aire sobre el haz de tubo y aletas.
- d. La bandeja de desagüe debe estar en pendiente para que pueda evacuarse el agua de desescarche.
- e. El bulbo termostático de la válvula de expansión debe estar bien fijado a la salida del evaporador.



### 2.8.3 Instalación eléctrica

Para una instalación eléctrica, la calidad de los materiales que han de utilizarse y la forma de emplearlos deben estar de acuerdo con las prescripciones reglamentarias. Si bien no podemos enumerar todas las prescripciones debemos recordar que:

1. Los tubos deben hallarse alejados alrededor de 10 mm de muros húmedos. Deben estar colocados de forma que se evite la entrada o la acumulación de agua en los mismos.
2. Cuando se atraviesen muros, paredes o suelos, deben preverse unas fundas protectoras como en el caso de las tuberías frigoríficas.
3. En los locales por los que pasan conducciones de agua, de vapor o de gas, deben tomarse las precauciones necesarias para evitar los efectos del calor y de las condensaciones de agua.
4. En una canalización que sirve de forro a una conducción eléctrica está totalmente prohibido hacer pasar otras tuberías.
5. El voltaje de la línea debe corresponder al de los motores.
6. El contador y la toma de corriente deben corresponder, en cuanto a potencia y sección, para poder alimentar
7. La tensión, la frecuencia y el número de fases que señala el contador debe corresponder exactamente a las características del motor.
8. El motor debe estar protegido por un interruptor y con fusibles calibrados.
9. El discontador debe corresponder en tensión, frecuencia y naturaleza de la corriente a las indicaciones del motor y del contador, siguiendo correctamente
10. Los relees térmicos o magneto-térmicos deben estar regulados para que la desconexión se efectúe a determinada intensidad en los casos de sobrecarga.

## 2.9 Dispositivos de control del refrigerante

### 2.9.1 Válvulas de expansión termostáticas

Dispositivo más comúnmente utilizado para controlar el flujo del refrigerante líquido en el evaporador. Un orificio en la válvula controla el flujo que entra en el evaporador, siendo regulado el tipo de flujo, según se requiera, mediante un vástago y asiento de tipo de aguja que varía la abertura del orificio.

La aguja está controlada por un diafragma sujeto a tres fuerzas. La presión del evaporador es ejercida debajo del diafragma y tiende a cerrar la válvula. La fuerza de un resorte de sobre

calentamiento es asimismo ejercida debajo del diafragma en la dirección de cierre. Opuesta a estas dos fuerzas se encuentra la presión ejercida por la carga en el bulbo térmico que está unido al tubo de succión a la salida del evaporador. Durante el tiempo que el bulbo térmico esté expuesto a una temperatura superior, éste ejercerá una presión más elevada que la del refrigerante en el evaporador y, por consiguiente, el efecto neto de estas dos presiones producirá la apertura de la válvula.

Para compensar la caída de presión a través del evaporador, se utiliza frecuentemente en la válvula de expansión una conexión externa igualadora. Con esto se introduce la presión de salida del evaporador bajo el diafragma de la válvula.

### **2.9.2 Distribuidores**

Cuando la carga de refrigerante es tal que se requiere grandes evaporadores, se hacen necesarios circuitos múltiples (distribuidores) de refrigerante para evitar una excesiva caída de presión a través del evaporador.

A medida que el refrigerante líquido se alimenta a través de la válvula de expansión, una porción de este se convierte en vapor para reducir la temperatura del líquido a la temperatura del evaporador. Esta combinación de líquido y gas se alimenta en el distribuidor, y a continuación se reparte uniformemente a través de pequeños tubos alimentadores.

### **2.9.3 Tubos capilares**

Los tubos capilares son muy utilizados para el control de refrigerante líquido en equipos unitarios pequeños. Un tubo capilar es una longitud de tubo cuyo diámetro interno se mantiene dentro de tolerancias extremadamente pequeñas. Este se emplea como un orificio fijo para desempeñar la misma función que la válvula de expansión, separando los lados de alta y baja presión del sistema y controlando la alimentación de refrigerante líquido.

### **2.9.4 Válvulas de flotador**

En ciertas aplicaciones especializadas puede ser conveniente el funcionamiento con el sistema completamente inundando, esto es, con el evaporador completamente lleno de refrigerante líquido. Una aplicación típica podría ser una instalación de refrigeración industrial, en donde una salmuera o

un líquido se transportan a través de una cámara enfriadora en la que debe mantenerse al mismo nivel el refrigerante. Para ello se utiliza válvulas de flotador, que están normalmente montadas en una cámara y modulan el flujo según sea necesario para mantener un nivel determinado de líquido.

### **2.9.5 Válvulas solenoides**

Una válvula solenoide es una válvula de control de flujo de refrigerante operada eléctricamente. Ésta no es una válvula modulada, si no que abre o cierra completamente.

La válvula solenoide se utiliza por lo común en las líneas de refrigerante líquido y gas caliente para detener el flujo de refrigerante cuando no se desea o para aislar cada evaporador cuando se emplea varios evaporadores.

### **2.9.6 Válvulas reguladoras de presión del cárter**

Este tipo de válvula, llamada comúnmente válvula CPR, o válvula restrictora, limita la presión de succión en el compresor a un límite previamente establecido con el fin de evitar que se produzca una sobre carga del motor del compresor.

La válvula reguladora de la presión del cárter debe situarse en la línea de succión, entre el evaporador y el compresor. Dado que la exigencia de energía del compresor baja con una caída de la presión de succión, la válvula CPR se utiliza normalmente para evitar la sobrecarga del motor en unidades de baja temperatura durante los ciclos de arranque, de enfriamiento inicial y descongelación.

### **2.9.7 Válvulas reguladoras de la presión del evaporador**

Ésta válvula, comúnmente llamada EPR, actúa en forma similar al regulador de presión del cárter a excepción de que ésta responde a la presión de entrada. Ésta válvula debe colocarse en la línea de succión a la salida del evaporador. Su única función consiste en evitar que la presión del evaporador descienda de un valor previamente determinado.

### **2.9.8 Válvulas desviadoras de gas caliente**

Esta válvula se utiliza cuando se requiere modular la capacidad del compresor y al mismo tiempo evita que la presión de succión descienda a niveles bajos que son inconvenientes.

#### **2.9.10 Válvulas de inversión**

Básicamente esta válvula implica invertir las funciones del evaporador y del condensador mediante un cambio en el flujo del refrigerante según se desee, de forma que, el serpentín se convierte en un condensador durante el ciclo de refrigeración y en un evaporador durante el ciclo de calefacción. Esta válvula también permite el flujo de gas caliente al evaporador para descongelarlo.

#### **2.9.11 Válvulas de una sola dirección**

Esta válvula permite el flujo en una sola dirección, y se cierra si las presiones son tales que pudieran producir una inversión del flujo. Esta válvula puede utilizarse en líneas de líquido o gas para, evitar el retroceso.

#### **2.9.12 Válvulas de paso manuales**

Las válvulas de paso manuales se utilizan con frecuencia de modo que puedan aislarse partes del sistema de refrigeración para reparaciones o mantenimiento.

#### **2.9.13 Válvulas de servicio del compresor**

Éstas son válvulas de cierre, con un vástago accionado manualmente. La mayoría de válvulas de servicio están equipadas con una conexión para manómetro de modo que la presión de funcionamiento del refrigerante pueda observarse.

#### **2.9.14 Válvulas tipo Schrader**

La válvula tipo Schrader, sirve para la comprobación de la presión y permite cargar refrigerante sin alterar el funcionamiento de la unidad.

### **2.9.15 Tapones fusibles**

Un tapón fusible es un dispositivo de seguridad con una inserción metálica que tiene un punto de fusión determinado, normalmente el punto de fusión es el de la temperatura de saturación del refrigerante a una presión inferior al 40% de la presión con lo que reventaría el recipiente del refrigerante.

### **2.9.16 Válvulas reguladoras de agua**

En los condensadores enfriados por agua se utiliza normalmente una válvula reguladora de flujo para economizar el agua o para controlar la presión de condensación dentro de límites razonables.

## **2.10 Dispositivos eléctricos de control**

### **2.10.1 Diferencial de control**

La función básica de la mayoría de los dispositivos de control consiste en conectar o interrumpir un circuito eléctrico que controla un contador, una bobina solenoide o alguna otra parte eléctrica del sistema. El punto en el que un control cierra un contacto y establece un circuito se llama punto de conexión. El punto en el que un control interrumpe el circuito se llama punto de desconexión. La diferencia entre los puntos de conexión se conoce como: el diferencial de control.

### **2.10.2 Controles de voltaje**

Los controles de voltaje de línea están diseñados para funcionar al mismo voltaje que el que ha sido suministrado al compresor. Comúnmente se utiliza los controles a 110 y 220 volts.

### **2.10.3 Controles de baja y alta presión**

Éste controlador actúa con la presión de succión del refrigerante y normalmente se utiliza para regular el ciclo del compresor con el fin de controlar la capacidad, o como control límite de baja presión.

#### **2.10.4 Control para el ciclo del ventilador del condensador**

Con el fin de mantener constante la presión de condensación en unidades enfriadas por aire durante condiciones de baja temperatura ambiente, se utiliza frecuentemente un control de presión que actúa interrumpiendo el circuito del ventilador del condensador al bajar la presión de condensación y lo conecta al subir ésta.

#### **2.10.5 Termostatos**

Un termostato actúa para conectar o interrumpir un circuito en respuesta a un cambio en la temperatura. Normalmente un termostato de refrigeración cerrará su circuito con una elevación de la temperatura y lo interrumpirá con un descenso de ésta.

#### **2.10.6 Control de seguridad de presión de aceite**

El control ésta diseñado para proteger el compresor contra la pérdida de presión de aceite, y actúa mediante la diferencia de presiones de la salida de la bomba de aceite y la presión del cárter. La diferencia entre estas dos presiones, es la presión neta del aceite lubricante, puesto que la presión de entrada de la bomba de aceite es siempre la presión del cárter.

#### **2.10.7 Relojes de descongelación**

Frecuentemente es deseable detener el funcionamiento del compresor, para permitir la descongelación. Con el fin de asegurar que esto se lleve acabo de modo regular y en el momento adecuado, puede utilizarse un reloj para que abra o cierre los circuitos a intervalos de tiempo predeterminados. Se fabrican relojes para ciclos de 24 horas y de 7 días, pudiendo ajustarse, según se desee.

#### **2.10.8 Relevadores**

Un relevador consiste en un juego de contactos junto con un mecanismo de bobina magnética que controla la posición del contacto. Los controles pueden estar normalmente abiertos o normalmente cerrados cuando no está energizada la bobina. Cuando la bobina es activada los contactos cierran o abren varios circuitos según se desee.

### **2.10.9 Relevador de retardo**

Algunos relevadores se construyen con una acción de retardo, de modo que puedan ser energizados durante cierto tiempo predeterminado sin que la bobina magnética accione los contactos.

### **2.10.10 Transformadores**

Un transformador es un dispositivo eléctrico para transferir energía de un circuito a otro a una diferente tensión por medio de inducción electromagnética. Los transformadores se utilizan frecuentemente en los circuitos de control para disminuir la tensión de la línea, a la requerida para el circuito de control. En el transformador no existe partes móviles y su acción está determinada por el devanado de sus bobinas.

## **2.11 Accesorios**

### **2.11.1 Recibidor**

Un recibidor es, básicamente, un tanque de almacenamiento para refrigerante líquido, que se utiliza en casi todas las unidades enfriadas por aire equipadas con válvulas de expansión. El recibidor deberá ser lo suficientemente grande para alojar la carga completa de refrigerante del sistema.

### **2.11.2 Intercambiador de calor**

El intercambiador de calor se utiliza para elevar la temperatura del gas, en la succión, con varios fines:

1. Evitar la escarcha o la condensación.
2. Subenfriar el refrigerante líquido suficientemente para evitar la formación de gas en el conducto de líquido.
3. Para evaporar cualquier refrigerante líquido que salga del evaporador.
4. Para aumentar la capacidad del sistema.

### **2.11.3 Acumuladores de succión**

La función del acumulador consiste en interceptar el refrigerante líquido antes de que pueda alcanzar el cárter del compresor. Este debe colocarse en la tubería de succión, entre el evaporador y el compresor; debe tener una capacidad lo suficientemente grande para alojar la máxima cantidad de líquido que pudiera producir inundación. Debe estar equipado de un aditamento para regresar el líquido al compresor poco a poco (orificio de retorno), o bien con una fuente de calor para evaporar el refrigerante líquido. Asimismo debe establecerse un regreso efectivo del aceite para que estenio quede atrapado en el acumulador.

### **2.11.4 Separadores de aceite**

El separador de aceite se instala en el conducto de descarga entre el compresor y el condensador. Por medio de deflectores y una reducción de la velocidad del gas en la cámara separadora de aceite, la mayor parte del aceite se separa del gas caliente y es devuelto al cárter del compresor mediante una válvula de flotador y una tubería de conexión. El separador de aceite puede demorar la lubricación y no así separar totalmente el aceite.

### **2.11.5 Deshidratadores**

Los deshidratadores o secadores, tal como se denomina comúnmente, están constituidos por una envoltura rellena con un secante o agente de secado, provista de un filtro adecuado en cada extremo. Algunos secadores se han fabricado en forma de un bloque poroso, de modo que el refrigerante se filtra a través de la totalidad del bloque. Los deshidratadores se montan en la línea de líquido, de forma que todo el refrigerante en circulación pasa a través del secador cada vez que circula por el sistema.

### **2.11.6 Coladores**

Los coladores se montan en las líneas de refrigerante con el fin de eliminar la suciedad, partículas metálicas etc. Los coladores están constituidos por una carcasa y un filtro de fina malla.



### **2.11.7 Indicadores de humedad y de líquido**

Los indicadores de líquido se utilizan ampliamente como medios para determinar si el sistema está adecuadamente cargado cuando se añade refrigerante.

El indicador de humedad proporciona una señal de aviso para el empleado d servicio, en el caso de que la humedad haya penetrado en el sistema.

### **2.11.8 Calefactores del cárter**

Cuando el compresor se instala en un lugar en donde está expuesto a una temperatura ambiente más frío que la del evaporador, la migración del refrigerante al cárter puede verse agravado por la diferencia de presión resultante entre el evaporador y el compresor, cuando éste no funcione. Con el fin de establecer una protección contra la posibilidad de migración, se emplea con frecuencia los calefactores del cárter que mantienen el aceite en el cárter a una temperatura suficientemente elevada.

### **2.11.9 Manómetros de refrigeración**

Los manómetros para el lado de alta presión del sistema tienen escalas con lecturas desde 0 a 21 kg/cm<sup>2</sup>, o para usarse con presiones elevadas, de 0 a 28 kg/cm<sup>2</sup>. Los manómetros para la parte de baja presión se denominan manómetros compuestos, ya que la escala está graduada para presiones superiores a la presión atmosférica, y para presiones debajo de la presión atmosférica (vacío) en milímetros de mercurio.

## **2.12 Instalación hidráulica**

La instalación hidráulica es de gran importancia, ya que por ahí fluye el líquido refrigerante. Por consiguiente, será necesario que:

1. Evite en todo lo que sea posible la entrada de humedad.
2. Evite la entrada de suciedad y residuos al interior de los tubos.
3. Evite que se oxide el cobre en las operaciones de soldadura del tubo o los racores.
4. La tubería debe alinearse con una ligera pendiente en el sentido de la circulación del fluido. Deben estar bien sujetas las tuberías a la pared por medio de grapas. El tubo debe

- protegerse con un poco de chattering en la sujeción, a fin de evitar que se produzcan roturas por causa de vibraciones y, asimismo que haga ruido alguno.
5. Cuando las tuberías atraviesen muros, paredes o suelos deben, protegerse dentro de tubos forrados que deben exceder de 10 a 15 cm. el espesor de dichos tubos.
  6. Las tuberías deben introducirse en el interior del forro, a base de piezas de aislamiento flexible, para evitar ruidos, trepidaciones y pérdidas de calor.
  7. Para evitar la formación de óxido, póngase el tubo que ha de soldarse bajo una circulación lenta (caudal de 30 a 90 litros por minuto) de un gas inerte, como el nitrógeno seco.
  8. Las válvulas magnéticas y los discontadores deben hallarse al abrigo de toda condensación que se produzca en las tuberías.
  9. Los filtros y los deshidratadores deben instalarse, previendo las trepidaciones que puedan ocurrir.
  10. Se recomienda prever en la tubería de alimentación de la válvula de expansión un bucle que de flexibilidad a esta tubería.
  11. eventualmente ha de colocarse en la tubería de aspiración cerca del compresor un amortiguador de vibraciones (tubo plegado protegido exteriormente con una trenza metálica).

## Capítulo 3 Diseño de una cámara frigorífica

---

- 3.1. Introducción
  - 3.2. Criterios de diseño
  - 3.3. Geometría básica
  - 3.4. Memoria de cálculo
  - 3.5. Selección del equipo de refrigeración
-

### **3.1 Introducción**

A continuación vamos a desarrollar el diseño de una cámara frigorífica de volumen variable. Se generarán los criterios de diseño, la memoria de cálculo y los planos de ingeniería básica y de detalle.

Partiremos de la concepción básica de las cámaras frigoríficas modulares que hemos estudiado en el apartado 2.1 del capítulo anterior. Estas cámaras frigoríficas se constituyen de paneles que se ensamblan entre sí sobre algún emplazamiento deseado sin más requerimientos que una base firme y regular.

Estableceremos primero los criterios de diseño de la cámara, generaremos la geometría de la cámara y sus elementos parciales (paneles), se realizarán los cálculos y finalmente, la selección del equipo mismo de refrigeración (compresor, evaporador, condensador, válvulas, etc.).

### **3.2 Criterios de diseño**

#### **3.2.1 Condiciones operativas**

La cámara frigorífica estará formada por paneles de unión sencilla, hermética y segura. Es evidente, que al tener la habilidad de montar y desmontar paneles indefinidamente según las necesidades, podremos hacerla desmontable y de volumen variable, y aún más, con una geometría versátil.

La cámara frigorífica estará destinada para el almacenamiento de frutas y verduras, como para carnes. Es decir, que estará trabajando entre temperaturas altas y medias. La carga de calor se determinará en la memoria de cálculo, ésta varía según el género almacenado.

El panel por su parte, será ligero, de tamaño suficientemente grande y a la vez maniobrable. Estarán contruidos con un material aislante térmico con un coeficiente de aislamiento permisible, con una rigidez suficiente para autosoportarse.

El sello entre paneles deberá garantizar la hermeticidad para evitar así la condensación del vapor dentro de la cámara. El panel, requerirá también, un recubrimiento que evite al máximo la absorción de vapor por el material aislante, con acabado final estético y de uso rudo.

La carga de calor de la cámara frigorífica nos dará pauta para la selección del equipo de refrigeración, el cual tendrá la capacidad necesaria, su operación será muy eficiente en nuestro sistema y será seguro.

### 3.3 Geometría básica

Las dimensiones de la cámara frigorífica dependerán directamente de los paneles que la ensamblan. Por lo tanto definiremos primeramente los paneles.

Los paneles laterales tendrán medidas de 1200 mm de largo por 2400 mm de altura. Estas dimensiones las adoptamos debido a que son muy utilizadas para muchos paneles de construcción existentes en el mercado.

La construcción del módulo será de por lo menos 2 paneles de cada lado, para evitar que la cámara semeje más un gabinete y de esta manera resulte ser práctico la construcción de la misma. Debemos hacer notar que evitamos que dos paneles tengan su unión de manera perpendicular, puesto que existe mayor flujo de calor en las esquinas<sup>4</sup>. Es así, que diseñamos un panel en la esquina que tenga continuidad en el material aislante. La dimensión de este panel esquina es de 600 mm de largo por lado y 2400 mm de alto.

En cuanto a los paneles que forman el piso y el techo, optamos por un elemento único de 2400 mm de lado.

En el plano 2003DT-101 observamos la construcción de una cámara frigorífica con los paneles mínimos necesarios para la construcción de un módulo básico. Esta será un cubo con 2400 mm por arista.

Dependiendo del arreglo que construyamos con los paneles tendremos las geometrías posibles que se indican en los planos 2003DT-102 al 104.

Obsérvese que solo variamos las dimensiones de la planta y mantenemos constante la altura para cualesquier cámaras frigoríficas. Esto tiene que ver con la complicación de apilar paneles entre sí fragilizando su estructura.

### 3.4 Memoria de cálculo

---

<sup>4</sup> Engineering Heat Transfer, N. V. Suryanarayana, West Publishing Company, "Steady-State Conduction in Multiple Dimensions"

La tabla 3.1 muestra el volumen de los primeros 6 tipos de módulos y su superficie exterior.

### 3.4.1 Diseño de los paneles

Ya se han establecido las dimensiones individuales de los paneles laterales, esquinas, piso y techo. El espesor estará determinado por el tipo de material aislante que a continuación describiremos junto con sus características constructivas de cada uno de ellos.

#### 3.4.1.1 Selección del material aislante.

Es de capital importancia la selección del material aislante dentro de un proceso de refrigeración. De esto depende en gran medida la eficiencia del mismo, así como su construcción apropiada.

Modulos	Volumen	Superficie Exterior*
No	m <sup>3</sup>	m <sup>2</sup>
1	13.82	34.56
2	27.65	57.6
3	41.47	80.64
4	55.30	103.68
5	69.12	126.72
6	82.94	149.76

**Tabla 3.1 Volumen de las cámaras**

\*Esta varía según el arreglo que se haga

Ya hemos visto en el apartado 2.1 los tipos de cámara frigoríficas y se ha comentado que el poliestireno expandido (apartado 2.2) contiene características muy valiosas para inclinarnos por su utilización como elemento básico de nuestros paneles. Las tablas de los manuales<sup>5</sup> de refrigeración recomiendan un espesor de 75 mm a 150 mm para cámaras frigoríficas de alta y media temperatura. Optamos por 75 mm por ser el mínimo especificado.

En lo que respecta al panel que conforma el suelo, debemos integrar dentro del mismo, una hoja de madera de 1 cm de espesor con el propósito de darle rigidez y resistencia a la compresión del panel. Esto es debido a que éste soportará el género almacenado dentro de la cámara frigorífica. También será incluida una hoja del mismo espesor por la parte inferior para trasladar los esfuerzos uniformemente a la base del terreno. Utilizaremos en ambos casos madera contrachapada.

<sup>5</sup> Boast, Michael, *Refrigeración Libro de Bolsillo*, ed. Acibia, España 1997

### 3.4.1.2 Recubrimiento

Para su recubrimiento necesitamos de un material resistente a la penetración, así como a la corrosión y ser de baja densidad. De ello optamos por un acero galvanizado. Éste será aplicado como una hoja de lámina calibre 30.

El acabado superficial de la lámina será con una pintura epoxis que le dará una apariencia estética y un buen agarre para la maniobra del panel, además de evitar la condensación en las paredes.

La geometría específica y construcción de los paneles se describe en los planos 2003FB-201 al 210.

En la tabla 3.2 resumimos las propiedades de los materiales utilizados en los paneles.

Material	Densidad kg/m <sup>3</sup>	Coefficiente de conductividad térmica ( $\lambda$ ) W/m-°C
Poliestireno expandido	29	0.036
Acero	7800	52
Madera contrachapeada de pino	500	0.094

**Tabla 3.2 Propiedades de los materiales**

Según la fórmula  $P = \rho V$ , el peso total de los paneles será como sigue:

Panel	Peso (Kg)			Total Kg
	Acero	Poliestireno	Madera	
Lateral	13.48	6.26	0.00	20
Piso	13.48	12.53	57.60	84
Techo	26.96	12.53	0.00	39

**Tabla 3.3 Peso de los paneles**

### 3.4.2 Cálculo de carga de refrigeración

Las cargas de calor que se deben considerar para el diseño de una cámara frigorífica se indican y desarrollan a continuación. Las temperaturas indicadas pueden variar en  $\pm 5$  °C sin afectar grandemente los cálculos realizados. †

Ganancias de calor a través de barreras: paredes, techos y pisos, debido a la conducción.

Esta se calcula con la expresión:

$$Q_p = UA(t_e - t_i)$$

La temperatura exterior te será la temperatura ambiental máxima del sitio donde se instale la cámara.

En nuestro caso tomaremos una temperatura exterior de bulbo seco promedio de 30 °C. Mientras que la temperatura interior  $t_i$  será la indicada para conservar el producto almacenado. Nosotros haremos cálculos típicos para almacenar manzanas las cuales se conservan a 4 °C (ver Apéndice A), siendo ésta última la temperatura interior  $t_i$ .

El coeficiente de transmisión térmica U es el inverso la suma de las resistencias que ofrecen los diferentes materiales de la pared y se calcula con la siguiente expresión:

$$U = \left( \frac{e_a}{\lambda_a} + \frac{e_b}{\lambda_b} + \frac{e_c}{\lambda_c} \dots \right)^{-1}$$

donde  $\lambda$  es el coeficiente de conductividad térmica del material y e es el espesor del mismo. Los subíndices a, b, c, etc. son los diferentes materiales de la pared.

La tabla 3.2 nos da los valores de k de los materiales que empleamos, (ver apéndice B). El espesor de cada material se indica en la tabla 3.4 donde se ha calculado también el valor de U para cada tipo de panel.

Panel	Espesor (m)			U W/m <sup>2</sup> -C
	Acero*	Poliestireno	Madera*	
Lateral	0.0006	0.075	0.00	0.480
Piso	0.0006	0.075	0.02	0.436
Techo	0.0006	0.075	0.00	0.480

**Tabla 3.4 Coeficientes de transmisión térmica**

\*Ambos lados



Ahora, a partir de la ecuación 3.1, teniendo un diferencial de temperatura ( $t_e - t_i$ ) igual a 26 °C, las áreas calculadas de cada panel tenemos los siguientes resultados para la pérdida de calor por barreras QP en la siguiente tabla.

Panel	Área (A) m <sup>2</sup>	Carga (Q <sub>P</sub> ) W
Lateral	2.88	36
Piso	5.76	65
Techo	5.76	72

**Tabla 3.5 Pérd. de calor por panel**

Obsérvese que el cálculo está hecho por panel, para la pérdida total de calor a través de las barreras se multiplicará cada miembro por los elementos totales que contenga cada módulo según se muestra en los planos 2003DT-101 al 104.

A continuación se muestra una tabla calculando el total de la carga de calor para cada módulo:

Modulos No	Volumen m <sup>3</sup>	Pérdidas por paneles (W)			Total Q <sub>P</sub> (W)
		Lateral	Piso	Techo	
1	13.82	287.54	65.22	71.88	425
2	27.65	431.31	130.45	143.77	706
3	41.47	575.08	195.67	215.65	986
4	55.30	575.08	260.89	287.54	1124
5	69.12	718.84	326.12	359.42	1404
6	82.94	718.84	391.34	431.31	1541

**Tabla 3.6 Pérdidas de calor por paredes**

Las Ganancias de calor por radiación solar, tiene la misma expresión que el apartado anterior, y por lo tanto la expresión que da de la siguiente manera:

$$Q_S = UA(t_e - t_i)$$

Donde  $U$  tiene el mismo valor calculado para cada panel. El área  $A$  se reduce a dos paredes y al techo que están expuestos al sol directamente. Mientras que la temperatura exterior  $t_e$  aumenta a la temperatura que tiene la pared expuesta al sol y corresponde a 36 °C. Calculando tenemos:

Panel	Area (A) m <sup>2</sup>	Carga (Q <sub>S</sub> ) W
Lateral	2.88	44
Techo	5.76	88

**Tabla 3.7 Ganacia de calor por panel**

Para los diferentes módulos tenemos:

Módulos No	Volumen m <sup>3</sup>	Carga (W)		Total Q <sub>s</sub> (W)
		Paredes	Techo	
1	13.82	176.95	88.47	265
2	27.65	265.42	176.95	442
3	41.47	353.89	265.42	619
4	55.30	353.89	353.89	708
5	69.12	442.37	442.37	885
6	82.94	442.37	530.84	973

**Tabla 3.8 Pérdidas de calor por radiación solar**

La ganancia debida a la entrada de aire exterior hacia la cámara refrigerada que ocurre por las entradas y salidas de personal laboral al realizar sus actividades de carga y descarga de género se le llama *ganancias de calor por infiltración de aire*.

Su cálculo se realiza a partir de la siguiente ecuación:

$$Q_I = \frac{VC_F n}{86400}$$

Donde  $V$  es el volumen interior de la cámara,  $C_F$  es el calor necesario para retirar y  $n$  el número de cambios de aire por día. El denominador 86400 transforma el resultado a joules por segundo (Watts).

El valor de  $C_F$  se obtiene de tablas (Apéndice C) y dependerá de la temperatura interior y exterior, siendo constante, para todos los módulos. Este valor es de 72 KJ/m<sup>3</sup>.

El valor de  $n$  se extrae del Apéndice E y está en función del volumen, temperatura y tipo de servicio de trabajo.

Módulos No	Volumen m <sup>3</sup>	Número de cambios	Total Q <sub>i</sub> (W)
1	13.82	26	300
2	27.65	17	392
3	41.47	15	518
4	55.30	13	599
5	69.12	10	576
6	82.94	10	691

**Tabla 3.9 Ganancia de calor por infiltración**

Las cargas de calor del producto se dividen en enfriamiento y respiración. La respiración se trata separadamente. El enfriamiento se estudia en tres secciones diferentes.

- a) Reducción de la temperatura del producto por encima de la temperatura de congelación, calor sensible por encima de la congelación.
- b) Congelación del producto, calor latente.
- c) Reducción de la temperatura del producto por debajo de la temperatura de congelación, calor sensible por debajo de la temperatura de congelación.

Para el caso que nos ocupa calcularemos el inciso a.

$$Q_G = \frac{mC_p(t_{al} - t_i)}{86400}$$

Donde  $m$  es la masa del producto a almacenar por día y  $C_p$  (ver apéndice A) es el calor específico del mismo.  $t_i$  es la temperatura de almacenamiento mientras que  $t_{al}$  es la temperatura que se encuentra el producto antes de entrar a la cámara.

Para realizar el cálculo debemos obtener los valores del peso que se logran almacenar en un volumen determinado. Tenemos entonces, tomando como ejemplo la manzana ( $C_p = 3.64$  kJ/kg-°C), almacenamos dentro de la cámara 1875 kg por cada  $m^3$ .

Asumiremos que se carga diariamente un 15% del volumen total de la cámara mientras que la temperatura de entrada del producto es de 25 °C.

Modulos No	Volumen $m^3$	producto kg	Total $Q_G$ (W)
1	13.82	923	816
2	27.65	1846	1633
3	41.47	2768	2449
4	55.30	3691	3266
5	69.12	4614	4082
6	82.94	5537	4898

Tabla 3.10 Ganancia de calor por género

La carga de calor por respiración del producto, es el calor desprendido debido a su actividad metabólica en función de su envejecimiento/maduración dentro del almacenamiento. Las cargas de respiración son aplicables a frutas y vegetales conservados en almacenaje. El valor de la respiración varía ampliamente de producto a producto. Además el valor de la respiración varía con la temperatura de almacenamiento, conforme la temperatura se reduce, el valor de respiración se reduce.

El calor total retirado por respiración se calcula con la siguiente expresión:

$$Q_R = \frac{m_{alm} C_R}{86400}$$

Donde  $m_{alm}$  corresponde al peso del producto almacenado (70 % del espacio)  $C_R$  es el calor de respiración (Apéndice A). El valor para la manzana en un rango de 0 a 5 °C es de 1 KJ/kg.

La siguiente tabla muestra los valores calculados para cada módulo.

Modulos No	Volumen m'	Producto kg	Total $Q_R$ (W)
1	13.82	4306	50
2	27.65	8612	100
3	41.47	12919	150
4	55.30	17225	199
5	69.12	21531	249
6	82.94	25837	299

**Tabla 3.11 Ganancia de calor por respiración**

Todo personal dentro del almacenamiento frío desprende calor incluso en la actividad más pequeña. A este fenómeno se le llama carga de calor por ocupación. Cuando se produce una ocupación prolongada es esencial que la carga de calor se tome en consideración. El Apéndice D da el valor del calor disipado para varias temperaturas de cámara y varias actividades.

La carga de calor por ocupación se obtiene como sigue:

$$Q_O = \frac{nhC_O}{24}$$

Donde  $n$  es el número de personas dentro del espacio refrigerado.  $h$  es una media de las horas de ocupación por día y por persona.  $C_O$  es el calor equivalente de la disipación de calor por persona (ver Apéndice C).

La siguiente tabla indica el valor calculado para este apartado considerando a 2 personas laborando por un promedio de 4 horas dentro de la cámara por día. El calor equivalente lo tomamos igual a 230 W.

†

Modulos No	Volumen m <sup>3</sup>	No de personas	Total Q <sub>o</sub> (W)
1	13.82	1	58
2	27.65	2	115
3	41.47	3	173
4	55.30	4	230
5	69.12	5	288
6	82.94	6	345

**Tabla 3.12 Ganancias de calor por ocupación**

Carga de calor por alumbrado ocurre cuando todas las luces eléctricas instaladas en el interior de un almacenaje frío disipan calor. Cada lámpara, según su tipo, tiene un equivalente de calor disipado. El cálculo de esta carga se obtiene multiplicando el número de lámparas ( $n$ ) por el valor equivalente de calor ( $C_A$ ) y por las horas ( $h$ ) de servicio promedio al día. Esta operación se repite si existen diferentes tipos de lámparas.

$$Q_A = \frac{nC_A h}{24}$$

Prevedemos una lámpara por cada espacio modular, con una carga de calor de 50 W con un tiempo promedio de uso de 4 horas por día correspondiente al tiempo de ingreso del personal.

Modulos No	Volumen m <sup>3</sup>	No de Lámparas	Total Q <sub>A</sub> (W)
1	13.82	1	8
2	27.65	2	17
3	41.47	3	25
4	55.30	4	33
5	69.12	5	42
6	82.94	6	50

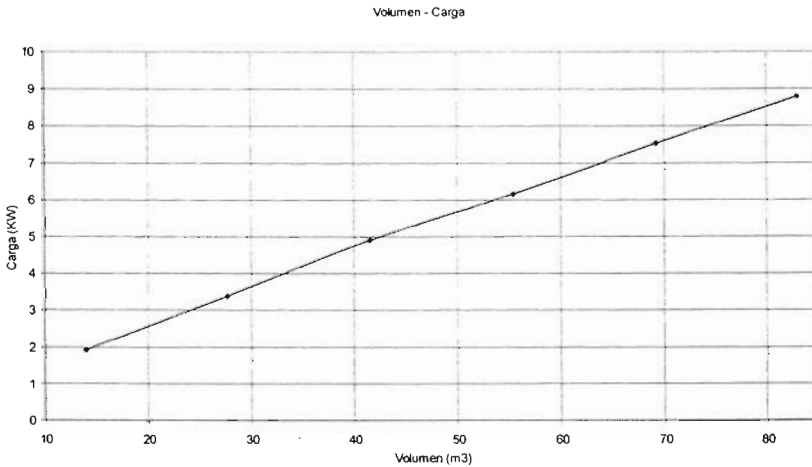
**Tabla 3.13 Ganancia de calor por alumbrado**

La siguiente tabla nos muestra los resultados de cada tipo de carga que involucran el diseño de la cámara frigorífica y la suma total para cada módulo.

Módulos No	Volumen m <sup>3</sup>	Tipo de carga							Total W
		Q <sub>tr</sub> (W)	Q <sub>S</sub> (W)	Q <sub>I</sub> (W)	Q <sub>S</sub> (W)	Q <sub>R</sub> (W)	Q <sub>O</sub> (W)	Q <sub>A</sub> (W)	
1	13.82	425	265	300	816	50	58	8	1922
2	27.65	706	442	392	1633	100	115	17	3404
3	41.47	986	619	518	2449	150	173	25	4920
4	55.30	1124	708	599	3266	199	230	33	6159
5	69.12	1404	885	576	4082	249	288	42	7525
6	82.94	1541	973	691	4898	299	345	50	8798

**Tabla 3.14 Carga térmica total de las cámaras**

La siguiente gráfica muestra la relación que existe entre el volumen de la cámara y la carga de refrigeración necesaria para cada caso. Leemos en ella que es casi lineal la variación de la carga en función del volumen.



### 3.5 Selección del equipo de refrigeración

#### 3.5.1 Selección del fluido frigorífico

Antes de seleccionar algún equipo de refrigeración se debe establecer el fluido frigorífico que utilizará el sistema. Este determinará muchas de las condiciones de operación de cada uno de ellos.

En el capítulo anterior entendimos la definición y usos de los diferentes fluidos frigoríficos. Para uso comercial y de hasta -40 °C se encuentra muy extendido el uso del refrigerante R22. Es por eso que éste será nuestra mejor selección.

A continuación mostramos una tabla que muestra la relación de las presiones de evaporación y condensación a diferentes temperaturas. El punto de evaporación para este refrigerante es a -40 °C con presión atmosférica.

Temperatura °C	Presiones KPa
-20.6	137.9
-17.8	165.5
-15	193.1
-12.2	224.8
-9.4	262.0
-6.7	301.3
-3.9	344.7
-1.1	375.8
1.7	427.5
4.4	489.5
7.2	541.9
10	579.2
12.8	635.7
15.6	706.7
18.3	772.2
21.1	855.0
23.9	910.1
26.7	999.7
29.4	1082.5
32.2	1172.1
35	1268.6
37.8	1351.4
40.4	1447.9
43.5	1585.8
46	1689.2
49	1813

**Tabla 3.15 Relación Presión temperatura del líquido refrigerante**

Nuestro ciclo de refrigeración corresponde a una temperatura de evaporación de 4°C con su respectiva presión de 480.3 KPa, la temperatura de condensación debe ser siempre por lo menos 15°C por encima de la temperatura ambiental<sup>6</sup>, en nuestro caso corresponde a 45°C con su respectiva presión de 1647.8 KPa.

<sup>6</sup> Rapin P J, *Instalaciones Frigoríficas Tomo 2*, Barcelona España, ed. Marcombo, 1992 p. 129

### 3.5.2 Selección del evaporador

Los evaporadores son la fuente productora de frío, objetivo final y principal de la instalación puesto que es éste el que proporciona la superficie de calefacción necesaria para que el refrigerante se evapore y absorba calor.

En el capítulo dos hemos descrito y hablado brevemente de la construcción, clasificación y operación de los diferentes tipos de evaporadores para su uso en la refrigeración, ahora nos concentraremos en los factores que definen la apropiada selección del mismo para el sistema de refrigeración propuesto.

La capacidad de un evaporador o de un enfriador, es la cantidad de calor que éste absorbe para evaporar el líquido refrigerante. Ésta se expresa:

$$Q_{EV} = AU\Delta T$$

donde el área A es la superficie necesaria para la transferencia de calor entre el refrigerante y el medio a enfriar. U es el coeficiente de transmisión del equipo y  $\Delta T$  es el diferencial de temperatura entre el aire de la cámara y del aire saturado que sale del evaporador. Esta tiene generalmente un valor de  $8\text{ }^{\circ}\text{C}$ <sup>7</sup>.

Para la selección del evaporador solo necesitamos la carga de calor que necesitamos retirar de nuestra cámara y el diferencial de temperatura. El área es un valor que nos entrega el fabricante, este será útil para seleccionar el más apropiado según las necesidades de espacio.

La tabla 3.16 nos muestra las cargas que debe retirar el evaporador (QEV) para los volúmenes calculados donde aumentamos el 10% como margen de seguridad.

Módulos No	Volumen m <sup>3</sup>	Carga Total W	Q <sub>EV</sub> W	T. Evap. °C	$\Delta T$ Evap. °C
1	13.82	1922	2114	4	8
2	27.65	3404	3744	4	8
3	41.47	4920	5412	4	8
4	55.30	6159	6774	4	8
5	69.12	7525	8278	4	8
6	82.94	8798	9678	4	8

Tabla 3.16 Características del evaporador

<sup>7</sup> Alarcón Creus José, *Tratado Práctico de Refrigeración Automática*, ed. Marcombo, 1998, p. 145



De la siguiente relación se desprende el flujo másico del refrigerante ( $q_R$ ) dentro del sistema. Utilizando  $Q_{EV}$  el  $C_p$  del refrigerante y el  $\Delta T$  del evaporador tenemos:

$$Q_{EV} = q_R C_p \Delta T$$

despejando  $q_R$ :

$$q_R = \frac{Q_{EV}}{C_p \Delta T}$$

La tabla 3.17 arroja los diferentes flujos másicos para la carga del evaporador seleccionada.

Módulos No	Volumen m <sup>3</sup>	Q <sub>EV</sub> W	q <sub>R</sub> kg/s
1	13.82	2114	0.42
2	27.65	3744	0.74
3	41.47	5412	1.06
4	55.30	6774	1.33
5	69.12	8278	1.63
6	82.94	9678	1.90

Tabla 3.17 Flujo másico del refrigerante

### 3.5.3 Selección de la unidad condensadora

Los condensadores proveen la superficie de calefacción necesaria para condensar el refrigerante que sale del compresor.

Su capacidad está determinada por

$$Q_{CO} = A U T_M = q_R C_p (T_M)$$

donde el área  $A$  es la superficie total de calefacción,  $U$  es el coeficiente de transmisión de calor y  $T_M$  la temperatura media diferencial. Las dos primeras son características constructivas del equipo. Mientras que la temperatura diferencial  $T_M$  es la diferencia de temperatura del fluido enfriador (aire) y la temperatura de condensación igual a 15 °C.

Por otro lado,  $q_R$  es el caudal de refrigerante (datos del evaporador)  $C_p$  el calor específico del mismo cuyo  $C_p$  es el calor específico del refrigerante. Es por tanto la segunda relación la que utilizamos para el cálculo de la capacidad del condensador.

El valor de  $Q_{CO}$  se calcula en la tabla 3.18 para cada cámara.

Módulos No	Volumen m <sup>3</sup>	Q <sub>CO</sub> W	T. Cond. °C	ΔT Cond. °C
1	13.82	2642	45	15
2	27.65	4680	45	15
3	41.47	6765	45	15
4	55.30	8468	45	15
5	69.12	10347	45	15
6	82.94	12098	45	15

**Tabla 3.18 Características del condensador**

El valor de  $Q_{CO}$  y su temperatura de condensación y su  $\Delta T$  son suficientes para seleccionar el condensador dentro de los catálogos de los fabricantes.

### 3.5.4 Selección de la unidad compresora

El compresor debe cubrir los requisitos de la capacidad de carga de la cámara frigorífica, operar en las presiones antes citadas de evaporación y condensación (succión y descarga respectivamente) y trabajar con el fluido refrigerante que estamos empleando.

La tabla 3.19 muestra las presiones de trabajo (aspiración y descarga) para el refrigerante empleado, así como la carga que debe desarrollar el compresor equivalente a la carga del evaporador, con esto podemos seleccionar el compresor, prefiriendo, aquel que a iguales presiones de trabajo y temperatura de condensación produzca las frigorías necesarias a base de un mayor desplazamiento volumétrico y menor velocidad, con esto el rendimiento es mayor.

Cabe señalar que el condensador y el compresor pueden aparecer juntos como unidades condensadoras.

Módulos No	Volumen m <sup>3</sup>	Q <sub>CM</sub> =Q <sub>EV</sub> W	Presion de succión KPa	Presion de descarga KPa
1	13.82	2114	480.3	1647.8
2	27.65	3744	480.3	1647.8
3	41.47	5412	480.3	1647.8
4	55.30	6774	480.3	1647.8
5	69.12	8278	480.3	1647.8
6	82.94	9678	480.3	1647.8

**Tabla 3.19 Características del compresor**

### 3.5.5 Selección los dispositivos de control



En el diagrama 3.1 mostramos los elementos de control de nuestra instalación frigorífica. Estos mecanismos deberán ser los indicados para trabajar con el refrigerante usado, además de trabajar en los rangos de presión y temperatura de diseño. En los apartados 2.6 y 2.7 describe la función de cada uno de ellos.



**Figura 3.1 Elementos de control de una instalación frigorífica**

### 3.5.6 Accesorios

Los accesorios de la instalación como el recipiente de refrigerante, separadores de aceite, filtros, deshidratadores, protecciones eléctricas y demás señaladas en el apartado 3.8 no se necesitan seleccionar puesto que son parte del equipo de la unidad evaporadora y/o condensadora.

La selección de equipos adicionales depende de la aplicación específica y particularidades del sistema. Los mencionados anteriormente son los básicos.

### 3.5.7 Tubería

La tubería seleccionada depende del fluido frigorígeno utilizado, siendo de acero para instalaciones de amoníaco y de cobre para los clorofluorados. Estos últimos para instalaciones comerciales ya que en las industriales de alta potencia es necesaria la tubería de acero.

El diámetro está determinado por las velocidades recomendadas para cada fluido<sup>8</sup> según se muestra en la siguiente tabla:

Línea	Velocidad de circulación (m/s)
Aspiración	8 a 15
Descarga	15 a 25
Líquido	0.5 a 1.25

**Tabla 3.20 Velocidades recomendadas para el refrigerante**

En las tablas 3.21 y 3.22 se detallan los diámetros de tubo recomendados, de acuerdo con la longitud de las líneas (de líquido y aspiración) y la capacidad de la instalación.

Es importante atenerse a estas recomendaciones que corresponden a pérdidas de carga toleradas, o sea, a la diferencia de presiones medidas en los extremos de las tuberías de conexión que, además, tanto contribuyen a mantener una velocidad de refrigerante eficaz para el buen funcionamiento del sistema<sup>9</sup>.

Capacidad W	Longitud de la línea de líquidos (m)			
	8	15	30	45
0 a 872	1/4"	1/4"	3/8"	3/8"
1163	1/4"	3/8"	3/8"	3/8"
1744	3/8"	1/4"	3/8"	3/8"
2325	3/8"	3/8"	3/8"	1/2"
3488	3/8"	3/8"	1/2"	1/2"
4650	3/8"	1/2"	1/2"	1/2"
5813	3/8"	1/2"	1/2"	5/8"
6976	3/8"	1/2"	5/8"	5/8"
8138	1/2"	1/2"	5/8"	5/8"
9301	1/2"	1/2"	5/8"	5/8"
10463	1/2"	1/2"	5/8"	5/8"
11626	1/2"	5/8"	5/8"	3/4"
12789	1/2"	5/8"	5/8"	3/4"
13951	1/2"	5/8"	3/4"	7/8"
17439	1/2"	5/8"	3/4"	1"
23252	5/8"	5/8"	7/8"	1"
34878	5/8"	7/8"	1"	1"

**Tabla 3.21 Diámetro de las líneas de líquido**

<sup>8</sup> Rapin P J, *Instalaciones Frigoríficas Tomo 2*, Barcelona España, ed. Marcombo, 1992 p. 332

<sup>9</sup> Alarcón Creus José, *Tratado Práctico de Refrigeración Automática*, ed. Marcombo, 1998, p. 145

Capacidad W	Temp. Aspiración +5 a -8 °C				Temp. Aspiración -8 a -18 °C				Temp. Aspiración -18 a -30 °C			
	Longitud de la línea de aspiración (m)											
	8	15	30	45	8	15	30	45	8	15	30	45
145	3/8"	3/8"	3/8"	3/8"	3/8"	3/8"	3/8"	1/2"	3/8"	1/2"	1/2"	1/2"
291	3/8"	3/8"	1/2"	1/2"	3/8"	3/8"	3/8"	1/2"	1/2"	1/2"	5/8"	5/8"
581	1/2"	1/2"	1/2"	5/8"	1/2"	1/2"	5/8"	5/8"	5/8"	5/8"	3/4"	1"
872	1/2"	1/2"	5/8"	5/8"	1/2"	5/8"	5/8"	3/4"	5/8"	3/4"	1"	1"
1163	1/2"	5/8"	5/8"	3/4"	5/8"	3/4"	3/4"	1"	3/4"	1"	1"	1 1/8"
1744	5/8"	5/8"	3/4"	1"	3/4"	3/4"	1"	1"	1"	1"	1 1/8"	1 1/8"
2325	5/8"	3/4"	1"	1"	3/4"	1"	1"	1 1/8"	1 1/8"	1 1/8"	1 3/8"	1 3/8"
2907	5/8"	3/4"	1"	1"	1"	1"	1 1/8"	1 3/8"	1 1/8"	1 3/8"	1 3/8"	1 5/8"
3488	3/4"	1"	1"	1 1/8"	1"	1 1/8"	1 1/8"	1 3/8"	1 3/8"	1 3/8"	1 5/8"	1 5/8"
4650	1"	1"	1 1/8"	1 3/8"	1 1/8"	1 1/8"	1 3/8"	1 3/8"	1 3/8"	1 5/8"	1 5/8"	2 1/8"
5813	1"	1"	1 1/8"	1 3/8"	1 1/8"	1 3/8"	1 3/8"	1 5/8"	1 5/8"	1 5/8"	2 1/8"	2 1/8"
8720	1 1/8"	1 3/8"	1 5/8"	1 5/8"	1 3/8"	1 5/8"	2 1/8"	2 1/8"	1 5/8"	2 1/8"	2 1/8"	2 1/4"
11626	1 3/8"	1 5/8"	1 5/8"	2 1/8"	1 5/8"	2 1/8"	2 1/8"	2 1/4"				
17439	1 5/8"	1 5/8"	2 1/8"	2 1/8"	2 1/8"	2 1/8"	2 1/8"	2 1/4"				

Tabla 3.22 Diámetro de las líneas de aspiración

Como se ve en las tablas anteriores, para determinar el diámetro de la tubería es necesario conocer la capacidad frigorífica y la longitud total de las correspondientes líneas de aspiración y de líquido instaladas. Estas longitudes son el resultado del montaje final del sistema y depende tanto de las dimensiones de la cámara como de la ubicación del equipo refrigerador dentro y fuera de la cámara.

Así mismo, la trayectoria definirá la cantidad necesaria de racores empleados en el sistema, aconsejándose siempre, evitar en lo posible las vueltas y derivaciones.

## Capítulo 4 Costos y evaluación económica

---

- 4.1. Introducción
  - 4.2. Costos
  - 4.3. Comparación económica
  - 4.4. Periodo de recuperación
  - 4.5. Comparación técnica
-

#### 4.1 Introducción

El presente capítulo presenta los costos de construcción de la cámara frigorífica de volumen variable que hemos propuesto en el capítulo anterior.

Estos costos incluyen los elementos constructivos de los paneles y el costo de compra del equipo de refrigeración (evaporador, condensador, compresor, válvula de expansión, elementos de control, etc.).

Los precios de los diferentes apartados se obtuvieron de diversas fuentes: páginas WEB de comercializadoras de frigoríficos, talleres locales de manufactura y distribuidoras diversas.

Se calcularon así mismo los precios de construcción para las paredes de las cámaras fijas y así poder hacer una comparación económica entre ambas y junto con factores técnicos, decidir la mejor opción de compra para un usuario en particular.

#### 4.2 Costos

A continuación presentamos los costos divididos en cuatro puntos fundamentales que son:

1. Materiales directos.
2. Mano de obra directa.
3. Costos generales de fabricación.
4. Costo de fabrica.

Se muestra en la tabla 4.1 la correspondencia del volumen de la cámara con la carga de refrigeración calculada.

Volumen m <sup>3</sup>	Carga W
13.82	1922
41.47	3404
55.30	4920
69.12	6159
82.94	7525
0.00	9678

Tabla 4.1 Relacion de volumen y carga

##### 4.2.1 Materiales directos



En este punto nos referimos a los principales materiales requeridos para fabricar un producto o realizar un proyecto, como pueden ser<sup>10</sup>:

- a) Paneles.
- b) Evaporador.
- c) Condensador.
- d) Compresor.
- e) Válvula de expansión

Volumen m <sup>3</sup>	Materiales directos					Total
	Paneles	Evaporador	Condensador	Compresor	Válvula de Exp	Precio
13.82	\$8,500	\$4,400	\$1,500	\$2,260	\$1,600	\$18,260
41.47	\$14,612	\$6,650	\$3,750	\$2,760	\$1,600	\$29,372
55.30	\$20,724	\$8,700	\$4,000	\$2,500	\$1,600	\$37,524
69.12	\$26,836	\$10,800	\$7,500	\$2,700	\$1,600	\$49,436
82.94	\$32,948	\$11,050	\$8,000	\$6,700	\$1,600	\$60,298
0.00	\$32,692	\$13,250	\$20,000	\$7,500	\$1,600	\$75,042

Tabla 4.2 Costos totales de los materiales directos

#### 4.2.2 Mano de obra directa

En este apartado se involucra todas las actividades que el personal realiza para la construcción y puesta en marcha de la cámara frigorífica. Cabe señalar que se calculó el costo de la mano de obra con base en un salario mínimo de 54 pesos. En este apartado existen dos clases de mano de obra la **A** que se refiere a supervisores y **B** que son los ayudantes generales.

Volumen m <sup>3</sup>	No. de personas clase B	Costo de la mano de obra (B) en \$/h	No. de personas clase A	Costo de la mano de obra (A) en \$/h	Tiempo de la actividad en horas	Total
13.82	3	6.75	1	25	3	\$135.8
27.65	4	6.75	1	25	3	\$156.0
41.47	4	6.75	1	25	5	\$260.0
55.30	5	6.75	1	25	6	\$352.5
69.12	5	6.75	1	25	8	\$470.0
82.94	5	6.75	1	25	8	\$470.0

Tabla 4.3 Costo de la mano de obra para la instalación

<sup>10</sup> Thuesen Holger George, Economía del proyecto de ingeniería, Quinta edición, Prentice Hall international, España 1981, Pág. 241 a 252.



Volumen m <sup>3</sup>	No. de personas clase B	Costo de la mano de obra (B) en \$/h	No. de personas clase A	Costo de la mano de obra (A) en \$/h	Tiempo de la actividad en horas	Total
13.82	3	6.75	1	25	8	\$362.0
27.65	3	6.75	1	25	8	\$362.0
41.47	3	6.75	1	25	8	\$362.0
55.30	4	6.75	1	25	10	\$520.0
69.12	6	6.75	1	25	12	\$786.0
82.94	6	6.75	1	25	12	\$786.0

Tabla 4.4 Costo de la mano de obra para la puesta en marcha

#### 4.2.3 Costos generales de fabricación

Los costos generales de fabricación abarcan aquellos costos de material y mano de obra no cargados directamente al producto, como pueden ser el costo de los dispositivos de control y tubería, así como, también el costo de envío del producto, en este último se hizo una estimación para un kilómetro de distancia entre el lugar a instalar y el almacén. Cabe señalar que para el costo de la tubería y racores, solo podemos indicar los precios unitarios, ya que depende de la instalación final el fijar la trayectoria, longitud y diámetro de la misma<sup>11</sup>.

Vol. Cámara m <sup>3</sup>	Dispositivo de control			Envío en \$/km	Total
	Termostato	Presostato Alta/Baja			
13.82	\$570	\$580	\$580	\$50	\$1,780
27.65	\$570	\$580	\$580	\$50	\$1,780
41.47	\$570	\$580	\$580	\$50	\$1,780
55.30	\$570	\$580	\$580	\$50	\$1,780
69.12	\$570	\$580	\$580	\$50	\$1,780
82.94	\$570	\$580	\$580	\$50	\$1,780

Tabla 4.5 Costos generales de fabricación

<sup>11</sup> Ver apartado 3.4.7

Eolemento	Diámetro						
	1/4"	3/8"	1/2"	5/8"	3/4"	7/8"	1"
Tramo recto	\$9	\$14	\$18	\$23	\$32	\$39	\$41
Unión	\$2	\$2	\$3	\$3	\$6	\$6	\$15
Té	\$17	\$18	\$15	\$6	\$32	\$16	\$38
Codo	\$15	\$15	\$17	\$14	\$17	\$18	\$50
Tuerca	\$3	\$4	\$5	\$8	\$16	-	-
Tapón	\$3	\$3	\$5	\$3	\$6	\$5	\$10

**Tabla 4.6 Costo unitario de la tubería y racores**

#### 4.2.4 Costos de fabrica

En este apartado se refiere a la suma del material directo, la mano de obra directa y los costos generales de fabricación. En otras palabras se calcula el costo total para cada volumen indicado de las cámaras frigoríficas desmontables diseñadas.

Vol. Cámara m <sup>3</sup>	Concepto			Total
	Materiales directos	Manode obra directa	Costos generales de fabricación	
13.82	\$18,260	\$498	\$1,780	\$20,538
27.65	\$29,372	\$518	\$1,780	\$31,670
41.47	\$37,524	\$622	\$1,780	\$39,926
55.30	\$49,436	\$873	\$1,780	\$52,089
69.12	\$60,298	\$1,256	\$1,780	\$63,334
82.94	\$75,042	\$1,256	\$1,780	\$78,078

**Tabla 4.7 Costo de fábrica**

#### 4.3 Comparación económica

A continuación podemos comparar el precio de la cámara de volumen variable que hemos diseñado contra otro tipos de cámaras frigoríficas fijas. Se excluyen los gabinetes puesto que sus dimensiones son muy limitadas y muy inferiores en comparación con las cámaras fijas o desmontables.

Mostramos en la tabla siguiente, el precio de las paredes aislantes y constructivas para cada tipo de cámara frigorífica.

Capacidad		Tipo de construcción	
Volumen	Carga	Fijas	Desmontables
13.82	1922	\$4,142	\$8,500
27.65	3404	\$7,160	\$14,612
41.47	4920	\$10,562	\$20,724
55.30	6159	\$12,454	\$26,836
69.12	7525	\$16,213	\$32,948
82.94	9678	\$17,365	\$32,692

**Tabla 4.8 Comparación económica de las paredes**

La construcción en sí misma es la que hace la diferencia entre los dos tipos de cámaras frigoríficas, mientras que el costo del equipo de refrigeración y control serán los mismos para ambas pues éstos están en función del volumen y la carga frigorífica, las cuales son iguales también.

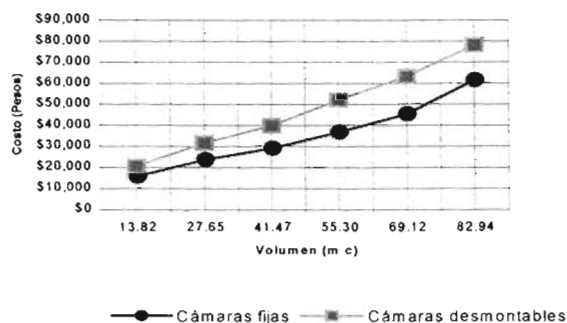
El total que muestra la tabla 4. 9 es la suma de las paredes más los mismos costos del equipo de refrigeración control para los dos tipos.

Capacidad		Tipo de construcción	
Volumen	Carga	Fijas	Desmontables
13.82	1922	\$15,682	\$20,538
27.65	3404	\$23,700	\$31,670
41.47	4920	\$29,142	\$39,926
55.30	6159	\$36,834	\$52,089
69.12	7525	\$45,343	\$63,334
82.94	9678	\$61,495	\$78,078

**Tabla 4.9 Comparación económica de las cámaras**

A continuación exponemos en la tabla 4.10. el incremento porcentual de el costo de las paredes de

### Comparación económica entre las cámaras frigoríficas fijas y desmontables



las cámaras.

De cualquier manera, el costo final de las cámaras frigoríficas desmontables es mayor que el de las fijas. A continuación realizaremos una comparación técnica entre ambos tipos constructivos para comprender la mejor opción según las necesidades del usuario.

Volumen	% más
13.82	31%
27.65	34%
41.47	37%
55.30	41%
69.12	40%
82.94	27%

**Tabla 4.10 Incremento porcentual entre camaras fijas y desmontables**

Las tablas y sus gráficos mostrados a continuación reflejan uno a uno las variaciones de los costos por concepto que integran los costos totales entre las cámaras frigoríficas fijas y desmontables.

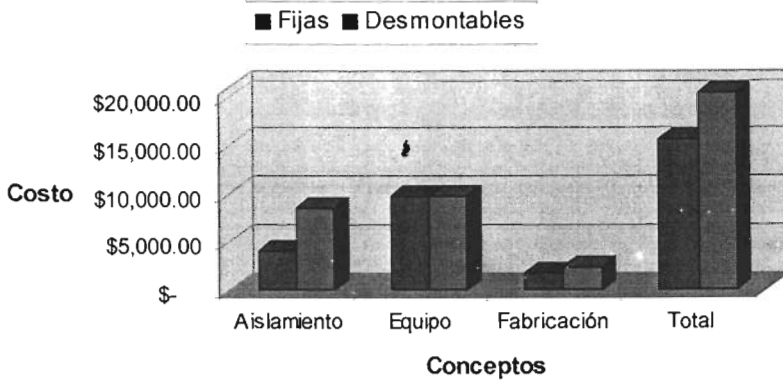
Tabla 4.10-1

Comparación de cámaras frigoríficas

13.82 m<sup>3</sup>

Tipo	Costos			
	Aislamiento	Equipo	Fabricación	Total
Fijas	\$ 4,142.00	\$ 9,720.00	\$ 1,818.00	\$ 15,680.00
Desmontables	\$ 8,500.00	\$ 9,720.00	\$ 2,280.00	\$ 20,500.00

**Comparación económica**



Gráfica 4.10-1

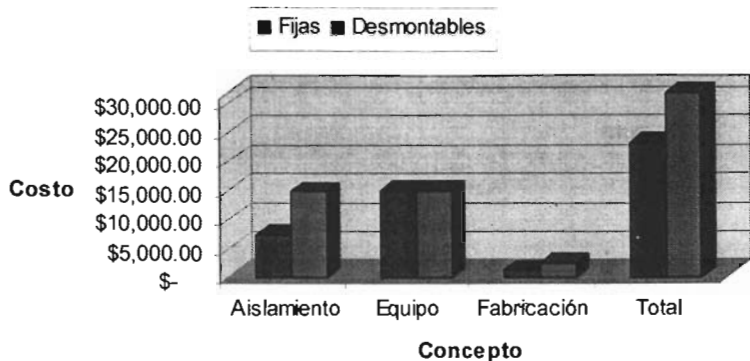
Tabla 4.10-2

Comparación de cámaras frigoríficas

27.65 m<sup>3</sup>

Tipo	Costos			
	Aislamiento	Equipo	Fabricación	Total
Fijas	\$ 7,160.00	\$14,720.00	\$ 1,120.00	\$ 23,000.00
Desmontables	\$14,600.00	\$14,720.00	\$ 2,350.00	\$ 31,670.00

### Comparación económica

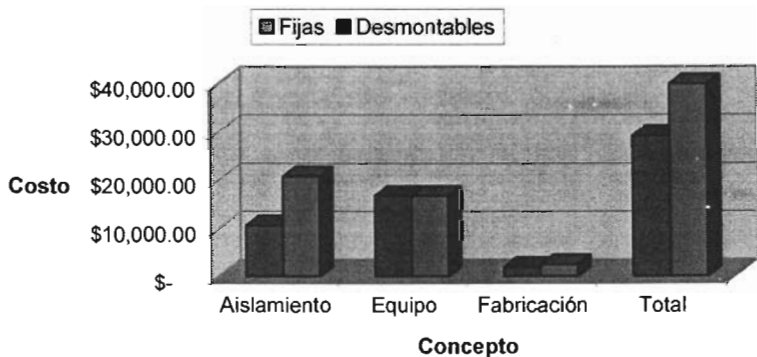


Gráfica 4.10-2

Tabla 4.10-3 Comparación de cámaras frigoríficas 41.47 m<sup>3</sup>

Tipo	Costos			
	Aislamiento	Equipo	Fabricación	Total
Fijas	\$10,562.00	\$16,702.00	\$ 1,878.00	\$ 29,142.00
Desmontables	\$20,724.00	\$16,702.00	\$ 2,500.00	\$ 39,926.00

### Comparación económica



Gráfica 4.10-3

Se puede apreciar claramente que la diferencia significativa en el costo de las cámaras tiene que ver casi exclusivamente en el concepto del aislamiento. Esto se debe como ya hemos analizado, a las diferencias de materiales disponibles para cada construcción.

Hablemos ahora de las ventajas comerciales de las cámaras desmontables.

Primero: el costo de recuperación de las cámaras frigoríficas desmontables es mucho más rápido. Las cámaras desmontables tienen como principal propósito el de ser construcciones temporales. Con esto se puede ahorrar en gastos de construcción optando por el alquiler del equipo por un tiempo específico programado. Es decir el costo-beneficio es mayor en las desmontables exclusivamente con la opción de renta. Porque de otro modo se prefieren las cámaras fijas si la construcción y el servicio es definitivo.

Las gráficas 5 a 8 muestran la relación costo de construcción de una cámara frigorífica contra el alquiler de una desmontable por un lapso de 6 meses (el costo de la renta está en función de la recuperación de la inversión en 1 año).

Tabla  
4.10-5 Volumen= 13.82 m3

Tipo	Mes						Total
	1°	2°	3°	4°	5°	6°	
Fijas	\$15,680	-	-	-	-	-	\$15,680
Desmont.	\$1,708	\$1,708	\$1,708	\$1,708	\$1,708	\$1,708	\$10,250

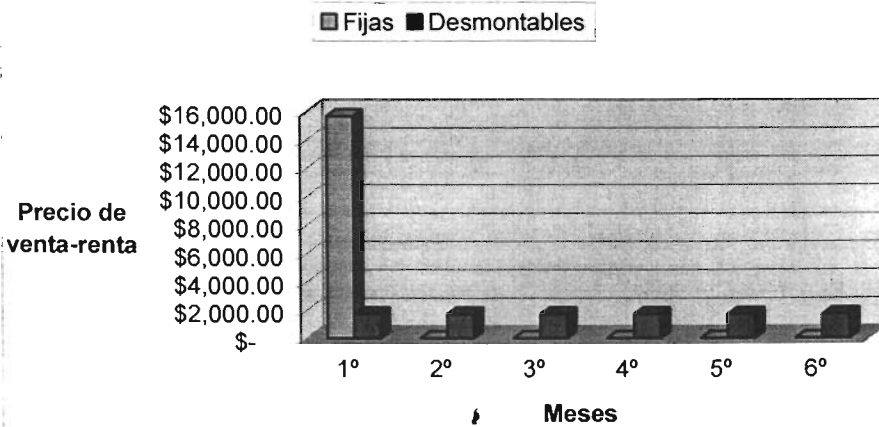
Tabla  
4.10-6 Volumen= 27.65 m3

Tipo	Mes						Total
	1°	2°	3°	4°	5°	6°	
Fijas	\$23,000	-	-	-	-	-	\$23,000
Desmont.	\$2,639	\$2,639	\$2,639	\$2,639	\$2,639	\$2,639	\$15,835

Tabla  
4.10-7 Volumen= 41.47 m3

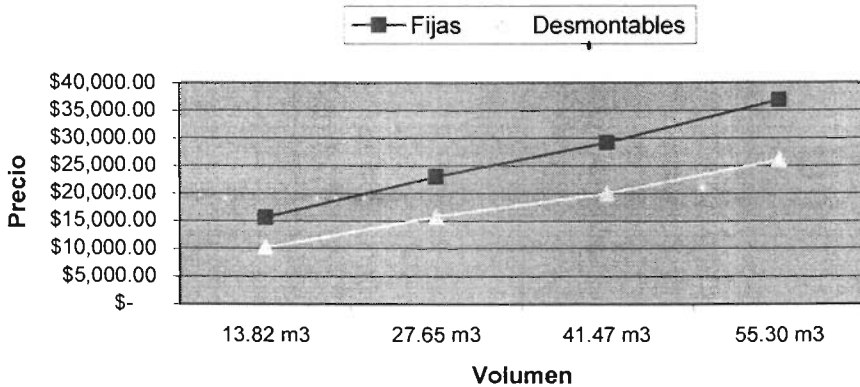
Tipo	Mes						Total
	1°	2°	3°	4°	5°	6°	
Fijas	\$29,142	-	-	-	-	-	\$29,142
Desmont.	\$3,327	\$3,327	\$3,327	\$3,327	\$3,327	\$3,327	\$19,963

## Inversión y recuperación



La siguiente gráfica indica claramente la diferencia de los costos entre las dos opciones. (Esta gráfica contiene los totales de las tablas 5 a 9)

## Comparación compra-renta



Segundo: la eficiencia de las cámaras desmontables aumenta en cuanto que se reduce o aumenta la capacidad frigorífica de las mismas. En cambio las fijas deben operar a baja o máxima capacidad para cumplir con las necesidades de refrigeración.

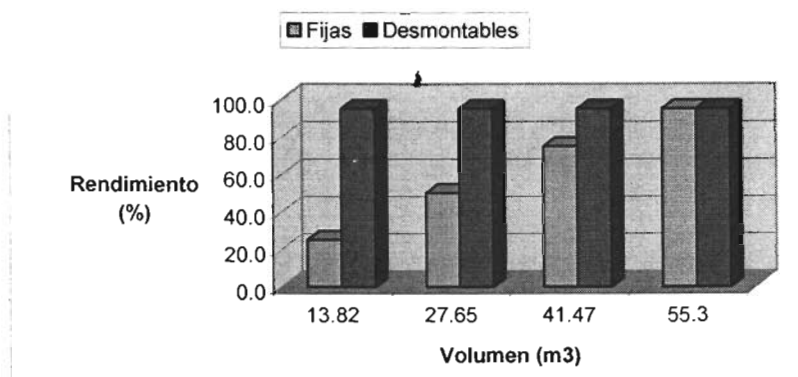


Como ejemplo tomamos una cámara fija de 55.3 m<sup>3</sup> operando a capacidades bajas (13.82, 27.65, 41.47 y 55.3 m<sup>3</sup>). La tabla siguiente indica los rendimientos para esta cámara fija y las cámaras frigoríficas correspondientes.

Tabla 4.10-9 rendimientos (%)

Tipo	Volumen			
	13.82	27.65	41.47	55.3
Fija (55.3 m <sup>3</sup> )	25.0	50.0	75.0	95.0
Desmontables	95	95	95	95

### Rendimientos comparativos



Tercero: concluimos con el apartado del mantenimiento. Para el caso de las cámaras desmontables es nulo. Es decir, los paneles una vez degradados se desechan. Para el caso del alquiler, este gasto no representa nada para el cliente. El proveedor recuperará su inversión en un plazo de 12 meses, siendo la vida útil de los paneles según su uso de 3 a 5 años. Nótese que no todos los paneles se degradarán simultáneamente y al mismo ritmo, teniendo mayor desgaste los paneles del piso, seguidos de las paredes y finalmente el techo.

Concluimos según las cifras, que las cámaras frigoríficas desmontables se prefieren para plazos cortos de utilización, carga frigorífica variable y volúmenes bajos y medianos. Por otro lado las

cámaras fijas serán siempre mejor para tiempos indefinidos o largos y cargas grandes constantes y de refrigeración.

#### a. Periodo de recuperación

El periodo de recuperación es un método de evaluación de proyectos de inversión muy utilizado, debido a su importancia en conocer el tiempo requerido para recuperar el costo inicial de un proyecto. El periodo de recuperación se calcula de la siguiente manera:

$$\text{Periodo de recuperación} = \text{Costo del proyecto} / \text{Flujo neto anual de entradas de efectivo}$$

Cuando se comparan dos proyectos de inversión alternativos, se prefiere aquel cuyo periodo de recuperación sea menor. Observe que el método de periodo de recuperación se consideran flujos de efectivo, no utilidades netas; por lo tanto, el gasto por depreciación se habrá de considerar irrelevante<sup>12</sup>.

A continuación realizamos cálculos para el periodo de recuperación de 1 a 6 años, siendo estos considerados como óptimos o aceptables.

Módul	Costo	Periodo de recuperación en					
		1	2	3	4	5	6
Módulo	\$20.53	\$20.53	\$10.26	\$6.84	\$5.13	\$4.10	\$3.42
Módulo	\$31.67	\$31.67	\$15.83	\$10.55	\$7.91	\$6.33	\$5.27
Módulo	\$39.92	\$39.92	\$19.96	\$13.30	\$9.98	\$7.98	\$6.65
Módulo	\$52.08	\$52.08	\$26.04	\$17.36	\$13.02	\$10.41	\$8.68
Módulo	\$63.33	\$63.33	\$31.66	\$21.11	\$15.83	\$12.66	\$10.55
Módulo	\$78.07	\$78.07	\$39.03	\$26.02	\$19.52	\$15.61	\$13.01

Tabla 4.11 Flujos netos anuales de entradas para

<sup>12</sup> Anderson R. Henry, Conceptos básicos de contabilidad de costos, Quinta edición, C. E. C. S. A. México 1987, Pag. 693.

#### 4.5 Comparación técnica

Los diferentes tipos de construcción ofrecen diferentes servicios así como una gama amplia de uso.

Mientras que en las cámaras de construcción fija pueden ser más baratas por los tipos de materiales aislantes empleados, dependen de una construcción de albañilería que puede ser costosa en sí, por otro lado se deben considerar cargas de productos más o menos constantes para no afectar el rendimiento del equipo. Si se ha de proyectar este servicio para uso continuo y por un prolongado tiempo de funcionamiento dentro de una empresa, conviene este tipo de cámaras.

Sin embargo, cuando las necesidades del usuario son temporales y/o variables a través del tiempo, es muy recomendable el empleo de las cámaras frigoríficas desmontables de volumen variable como el ejemplo que presenta este trabajo. Estas ofrecen la versatilidad de modificar su capacidad de carga y localización, con esto se puede hacer una inversión que vaya acorde con las capacidades y necesidades del usuario como uso por temporadas y diferentes tipos de almacenaje.

Incluso pueden ser rentadas, evitándose así, la innecesaria adquisición de unas instalaciones por demás costosas.

Es evidente en este caso, que las dimensiones volumétricas son limitadas por su tipo de fabricación y transportación.

## Conclusiones

La industria del frío es muy importante en cualquier sector económico. Es por eso que nos hemos dado a la tarea de presentar este trabajo con el objetivo de encaminarnos profesionalmente en el desarrollo de un proyecto que se pueda comercializar.

Nos hemos concentrado en el diseño de una cámara frigorífica desmontable y de volumen variable, exponiendo su construcción e instalación, dando las bases teóricas de la refrigeración tratando de fundamentar todos los cálculos necesarios que aparecen en este texto. Con ello, se da pauta para generar diversos diseños dentro de la refrigeración.

Hay, sin embargo, muchos otros equipos refrigeradores como pueden ser los congeladores de carnes, enfriadores de líquido (leche, cerveza y agua entre otras), etc. que sin duda pueden ser estudiados con las bases que ésta tesis presenta.

La secuencia práctica para el diseño de cámaras frigoríficas y sus recomendaciones para el montaje básico, Integrando los cotos en contexto con otros tipos de cámara frigoríficas nos da una referencia de que el proyecto es competitivo comercialmente con aquellos modelos existentes en el mercado actual.

Concluimos, finalmente, con un proyecto que creemos que aunque pudo ser más completo y extensivo, es suficiente para el desarrollo de la ingeniería básica y de detalle para la construcción de una cámara frigorífica desmontable y de volumen variable.

- A. Datos para el almacenaje de frutas y vegetales
  - B. Propiedades termofísicas de algunos materiales
    - C. Calor a eliminar en aire refrigerado
    - D. Calor equivalente de ocupación para
  - E. Cambios de aire medios de cada 24 horas en almacenes.
    - F. Propiedades de los principales refrigerantes
    - G. Efectos de los refrigerantes en la atmósfera
-

**Apéndice A**  
**Datos para el almacenaje de frutas y vegetales**

Producto	Temperatura de almacenaje °C	Humedad relativa %	Vida de almacenaje	Temperatura de congelación °C	Calor específico congelación kJ/kg °C	Calor específico por debajo de congelación kJ/kg °C	Calor latente kJ/kg
Aceitunas frescas	+2 a +5	85 a 90	4 a 6 sem	-1.5	3.35	1.76	251
Agucates	+7 a +13	85 a 90	2 a 4 sem	-0.5	3.01	1.67	219
Ajos secos	0 a +2	65 a 70	6 a 7 meses	-1	2.89	1.67	207
Apio	0 a +2	90 a 95	2 a 3 sem	-1	3.98	2.01	314
Berenjenas	0 a +2	90 a 95	2 a 4 sem	-1	4	2.01	312
Calabacín	+10 a +13	90 a 95	5 a 14 días	0	3.97	2.03	314
Cerezas	-5 a 0	90 a 95	2 a 3 sem	-2	3.64	1.88	280
Champiñones	0 a +4	90 a 95	3 a 4 días	0	3.89	1.97	302
Cinuelas	-1 a +1	90 a 95	2 a 4 sem	-1	3.68	1.88	274
Coco	0 a +2	80 a 85	1 a 2 meses	-0.8	2.43	1.43	0
Col	0 a +2	90 a 95	3 a 5 sem	-1	3.94	1.97	307
Coliflor	0 a +2	90 a 95	2 a 4 sem	-1	3.89	1.97	30
Dátiles secos	+18 a +20	60 a 75	6 a 12 meses	-1.6	1.51	1.08	67
Espárragos	0 a +2	95 a 97	2 a 3 sem	-0.5	3.94	2	312
Espinacas	0 a +2	90 a 95	9 a 14 días	-0.5	3.94	2	307
Frambuesas	-0.5 a 0	90 a 95	2 a 3 días	-0.5	3.56	1.86	284
Fresas	-0.5 a 0	90 a 95	5 a 7 días	-0.5	3.85	1.76	300
Granadas	0 a +1	88 a 90	2 a 4 sem	-3	3.73	1.87	275
Hijos secos	0 a +4	50 a 60	9 a 12 meses	-12	1.63	1.13	80
Lechuga	0 a +1	95 a 98	2 a 3 sem	0	4.02	2	316
Lima	+3 a +10	85 a 90	1 a 6 meses	-1.5	3.83	1.42	288
Limón	+4 a +15	86 a 88	1 a 6 meses	-1.5	3.81	1.93	295
Maíz tierno	0 a +2	90 a 95	4 a 8 días	-0.5	3.31	1.76	246
Mango	0 a +2	90 a 95	1 a 3 meses	-1	3.7	1.86	271
Manzanas	-1 a +4	90 a 98	1 a 6 meses	-1.5	3.64	1.88	281
Melocotones	-1 a +1	88 a 92	2 a 4 sem	-1	3.77	1.42	288
Melón dulce	+7 a +10	85 a 90	3 a 4 sem	-1	3.94	2	0
Membrillos	+5 a +10	90 a 95	2 a 3 sem	-2	3.8	1.91	94
Naranjas	0 a +10	85 a 90	1 a 3 meses	-1	3.77	1.92	288
Patatas	+10 a +13	90 a 95	2 a 3 meses	-1	3.56	1.86	270
Pepinos	+10 a +7	90 a 95	9 a 14 días	-0.5	4.06	2.05	319
Peras	-1 a 0	90 a 95	2 a 7 sem	-1.5	3.6	1.88	275
Perejil	0 a +2	90 a 95	1 a 3 meses	-1	3.8	1.9	2.85
Pimentón dulce	-7 a +10	90 a 95	2 a 3 sem	-1	3.94	1.97	307
Plátanos	+13 a +15	90 a 95	5 a 10 días	-1	3.35	1.76	251
Rábano picante	0 a +2	90 a 95	1 a 3 sem	-2	3.55	1.79	251
Tomates maduros	+7 a +10	85 a 90	4 a 7 días	-0.5	3.94	2	312
Tomates verdes	+13 a +21	85 a 90	1 a 3 sem	-0.5	3.98	2	312
Uvas	-1 a +1	85 a 90	1 a 6 meses	-2	3.6	1.84	270
Zanahoria	0 a +21	90 a 95	1 a 2 sem	-1	3.68	1.88	280
Zarzamora	-5 a 0	95 a 97	1 a 3 días	-1	3.68	1.92	284

**Apéndice B**

**Propiedades termofísicas de algunos materiales**

Material	Densidad kg/m <sup>3</sup>	coeficiente de conductividad W/m-K	Calor especifico J/kg-K
Asbesto	1920	0.576	1010
Yeso	800	0.176	1090
Madera Contrachapada (abeto Douglas)	544	0.115	1220
Vidrio celular	136	0.05	750
Corcho	130	0.044	
Fibra de vidrio	36-42	0.35	960
Poliestireno expandido	20-30	0.035	1220
Espumas de poliuretano	30-40	0.025	1590
Styrofoam	30	0.032	
Goma-espumas	90	0.03	
Lana de roca	55-110	0.044	
Klegecell	40-100	0.031	
Foamglass	144	0.54	
Mortero	1856	0.72	
Perlita expandida	480	0.102	1340
Arena (seca)	2240	1.296	920
Arena (húmeda)	2240	1.728	
Ladrillo	1920	0.72	
Maple	670	0.162	
Abedúl	700	0.17	
Fresno	640	0.16	
Cedro	400	0.11	
Granito	1750	0.86	
Algodón	1500	0.042	1340
Hielo (-100 °C)	928	3.482	1460
Hielo (0 °C)	917	2.21	2093
Mármol	2750	2.7	
Papel	930	0.13	1300
Policarbonato	1200	0.19	1260
Poliéster	1395	0.15	1170
PVC	1470	0.1	840
Porcelana	2300	1.5	
Alquitrán	1200	0.71	

**Apéndice C**

**Calor a eliminar en aire refrigerado para diferentes condiciones ambientales en una habitación (KJ/m3).**

Condición de almacenamiento		Condición del aire exterior: bulbo seco °C y % de saturación.								
		10°C 80%	15°C 70%	20°C 60%	25°C 60%	30°C 60%	35°C 60%	40°C 45%	45°C 60%	
15	60	-	-	7	23	43	66	97	140	
10	70	-	14	22	38	58	82	111	153	
5	80	12	26	36	52	72	96	128	163	
0	85	24	38	46	64	84	106	142	177	
-5	90	34	48	54	74	94	120	166	205	
-10	90	44	58	65	85	106	132	178	224	
-15	90	54	69	77	94	116	144	190	240	
-20	90	61	76	86	105	128	154	202	251	
-25	90	72	88	92	113	138	166	214	263	
-30	90	81	98	106	126	148	176	226	269	
-35	90	89	107	116	136	158	188	232		
-40	90	99	118	127	148	172	202			

**Apéndice D**

**Calor equivalente de ocupación para trabajo realizado en ambientes fríos y cámaras frigoríficas.**

Temperatura de la habitación °C	Calor generado por persona		
	Trabajo ligero	Trabajo normal	Trabajo duro
20	140	200	270
15	145	280	275
10	150	220	300
5	155	230	315
0	160	240	330
-5	165	250	345
-10	170	260	360
-15	175	270	375
-20	180	280	405
-25	185	290	405
-30	190	300	420



**Apéndice E****Cambios de aire medios de cada 24 horas en almacenes.**

Volumen de la habitación m <sup>3</sup>	Por encima de 0 °C	Por debajo de 0 °C
	Cambio de aire cada 24 horas	Cambio de aire cada 24 horas
2.5	70	52
3	63	47
4	53	40
5	47	35
7.5	38	28
10	32	24
15	26	19
20	22	16
25	19	14
30	17	13
40	15	11.5
50	13	10
60	12	9
80	10	7.7
100	9	6.8
150	7	5.4
200	6	4.6
250	5	4.1
300	4.5	3.7
400	4	3.1
500	3.6	2.8
800	2.8	2.1
1000	2.4	1.9
1500	1.9	1.5
2000	1.6	1.3
2500	1.4	1.1
3000	1.3	1
3500	1.2	0.9
4000	1.1	0.8
5000	1	0.7

## Apéndice F Propiedades de los principales refrigerantes

Propiedad	Unidad	Refrigerante									
		11	12	13	13B1	22	113	114	500	502	
Peso molecular	M	137.38	120.93	104.47	148.9	86.48	187.39	170.92	99.29	111.6	
Punto de ebullición a 1 atm.	°C	23.8	-29.8	-81.4	-57.8	-40.8	47.57	3.55	-33.3	-45.6	
Punto de congelación	°C	-111	-158	-181	-168	-160	-35	-94	-158.9		
Temperatura crítica	°C	198	112	29.1	67	96	214.1	145.7	105.5	90.1	
Presión crítica	bar	44.1	41.15	39.1	39.6	49.9	34.1	32.6	44.3	42.7	
Volumen crítico	m <sup>3</sup> /Mg	1.806	1.792	1.721	1.342	1.906	1.735	1.719	2.014	1.89	
Densidad crítica	Mg/m <sup>3</sup>	0.554	0.558	0.581	0.745	0.525	0.576	0.582	0.497	0.529	
Calor específico del líquido a 30°C	kJ/kg K	0.871	0.988	1.034	0.904	1.402	0.913	0.996	1.189	1.256	
Calor específico del vapor a presión constante (1 atm 30 °C)	kJ/kg K	0.573	0.62	0.577	0.46	0.636	0.674	0.67	0.716	0.703	
Ratio de calores específicos (Cp/Cv) a 1 atmósfera a 30 °C.		1.136	1.136	1.172	1.116	1.184	1.08	1.088	1.13	1.135	
Densidad del líquido a 30 °C	Mg/m <sup>3</sup>	1.464	1.292	1.299 (-30 C)	1.499	1.174	1.552	1.441	1.138	1.193	
Densidad del vapor saturado en el punto de ebullición	kg/m <sup>3</sup>	5.85	6.33	6.95	8.71	4.82	7.38	7.82	5.22	6.24	
Calor latente de vaporización en el punto de ebullición	kJ/kg	180	165.3	148.2	118.5	233.1	145.8	136.6	201.2	173.1	
Conductividad térmica del líquido a 20 °C	W/m C	0.0917	0.0727	0.0588	0.0415	0.9001	0.0902	0.0658	0.0796	0.064	
Conductividad térmica del vapor a 30 °C y 1 atmósfera	W/m C	0.0083	0.0102	0.0081	0.009	0.0118	0.0078	0.0112	0.0086	0.023	
Tensión superficial a 25 °C	mN/m	19	9	8.5 (40 C)	4	9	19	13	8	8	
Viscosidad del líquido a 30 °C	centipoise	0.405	0.251	0.37 (70 C)	0.15	0.229	0.619	0.356	0.21	0.24	
Viscosidad del vapor a 1 atmósfera y 30 °C	centipoise	0.0111	0.0127	0.0116	0.0156	0.0131	0.0104	0.0117	0.013	0.013	
Solubilidad del agua en arcton	Wt% a30C	0.013	0.012	0.0065 (29.1 C)	(20 C)	0.15	0.013	0.011	0.022	0.065	
	0C	0.0036	0.0026	0.0019	0.0092	0.06	0.0036	0.0026	0.022	0.022	
Solubilidad en agua a 1atm. y 25 °C	Wt%	0.11	0.028	0.009	0.03	0.3	0.017	0.013			
Resistencia dieléctrica relativa a 1 atm y 25°C (nitrógeno = 1)		3.1	2.4	1.4	1.8	1.3	2.6	2.8		2.34	
Constante dieléctrica del líquido (temperatura en °C)		2.28(29)	2.13(29)	2.3(30)		6.4(24)	2.44(30)	2.17(31)	1.8 (15.5)		
Constante dieléctrica del vapor (0.5) (temperatura en °C)		1.0019(26)	1.0016(29)	1.0013(29)		1.0035(25.4)	1.0024(27.5)	1.0021(26.8)			

## Apéndice G

### Efectos de los refrigerantes en la atmósfera

Sustancia	Tipo	Fórmula	Protocolo de Montreal	Potencial de agotamiento del ozono (R11 = 1)	Potencial de efecto invernadero (Co2 = 1)	inflamabilidad
R11	CFC	$CCL_3F$	Si	1	3300	No
R12	CFC	$CCL_2F_2$	Si	1	10000	No
R22	HCFC	$CHCLF_2$	No	0.05	1100	No
R113	CFC	$CCL_2FCCLC_2$	Si	0.8	4500	No
R114	CFC	$CCLF_2CCLF_2$	Si	1	13000	No
R115	CFC	$CCLF_2CF_3$	Si	0.6	25000	No
R123	HCFC	$CHCL_2CF_3$	No	0.02	50	No
R124	HCFC	$CHCLFCF_3$	No	0.02	300	No
R125	HFC	$CHF_2CF_3$	No	0	1900	No
R134a	HFC	$CF_3CH_2F$	No	0	900	No
R141b	HCFC	$CH_3CCL_2F$	No	0.08	300	No
R142b	HCFC	$CH_3CCLF_2$	No	0.06	1200	Ligera
R152a	HFC	$CH_3CHF_2$	No	0	100	Ligera
R500		R12/R152a	Si	0.74	7400	Moderada
R502		R22/R115	Si	0.33	13300	No

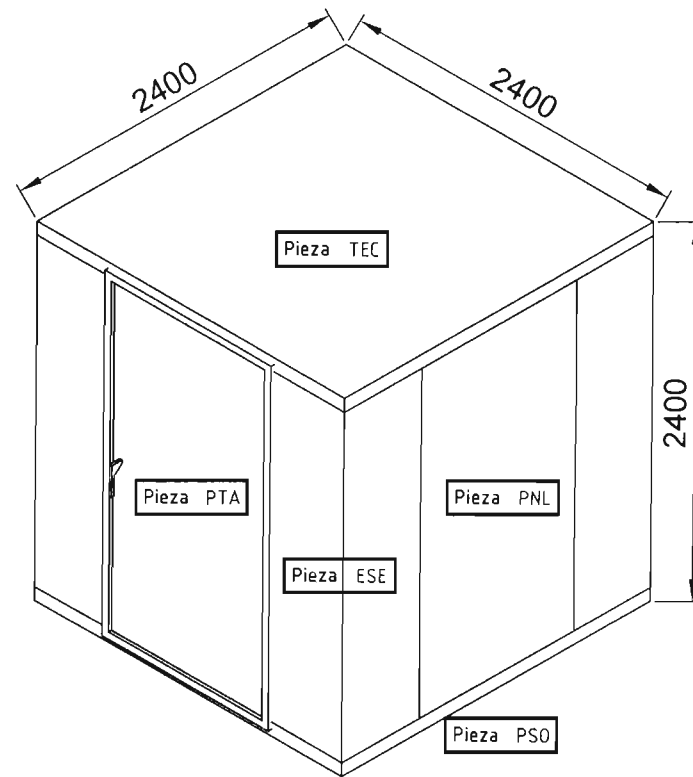
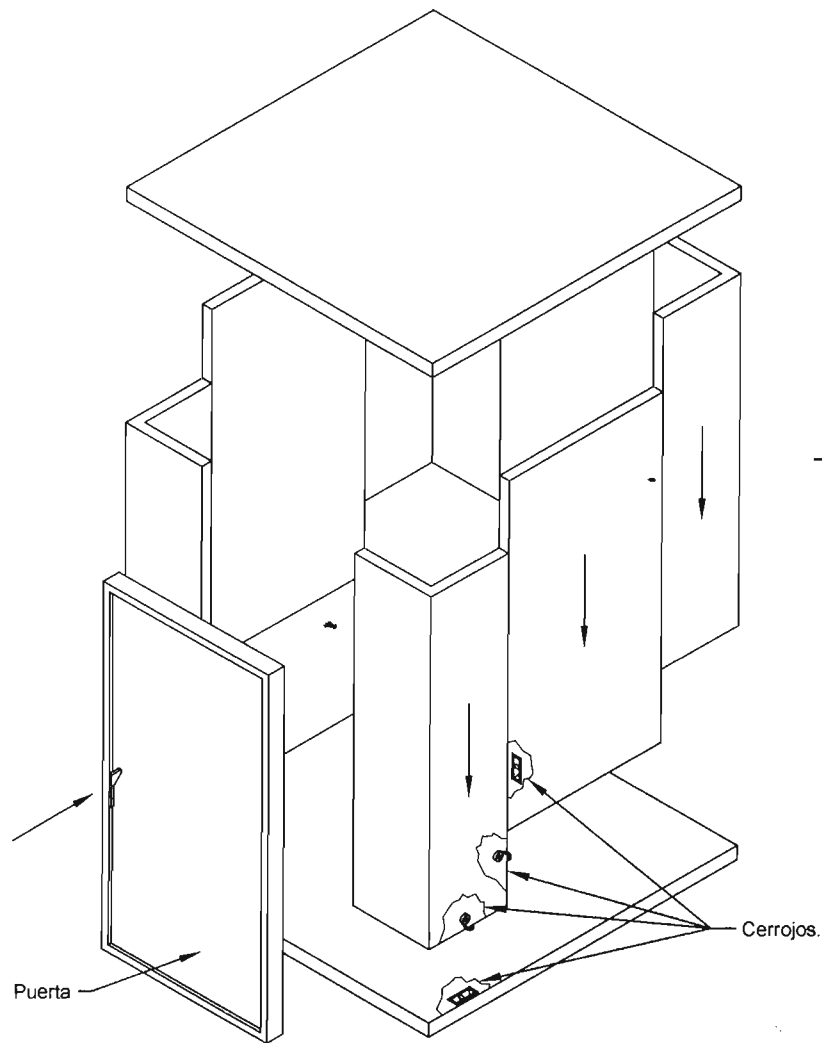
## Anexos

### *Planos de Detalle*

<b>Número de plano</b>	<b>Título</b>
2003DT-101	Módulo Básico
2003DT-102	Módulo Doble
2003DT-103	Módulo Triple
2003DT-104	Varios Módulos

### *Planos de Fabricación*

<b>Número de plano</b>	<b>Título</b>
2003FB-201	Paneles, Laterales
2003FB-202	Paneles, Cortes
2003FB-203	Paneles, Piso
2003FB-204	Paneles, Techo
2003FB-205	Ensamblés
2003FB-206	Candados

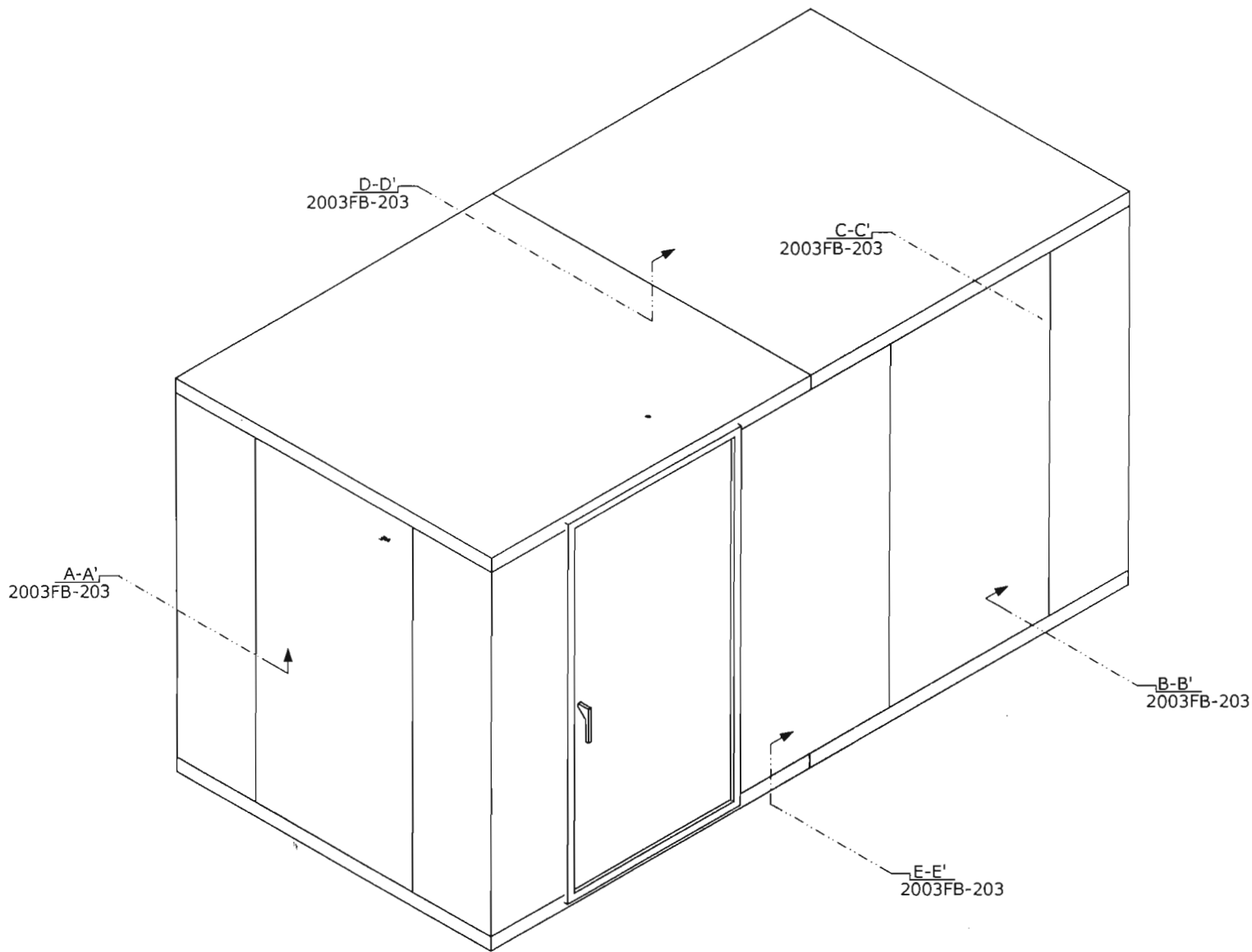


Módulo M1

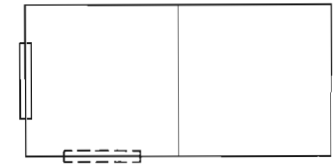
No de Módulos: 1  
 Area: 34.56 m<sup>2</sup>  
 Volumen: 13.824 m<sup>3</sup>

M1	-	Módulo	-		
Pieza	Cantidad	Nombre de la pieza	Material		
Diseño Misael Guerra	Revisión 00	Aprobado -	Archivo Planos_Det	Fecha 01/01/04	Escala N/A
FES-C			Módulo Básico		
			2003DT-101	Acot. mm	Hoja 1/1

NOTAS:  
 1.- Para descripción de piezas PNL, ESE, PTA, TEC Y PSO ver planos 2003FB-201, 202, 203 y 204.  
 2.- Ver detalle de cerrojo en el plano 2003FB-210.



Arreglos para 2 Módulos



A-A'  
2003FB-203

D-D'  
2003FB-203

C-C'  
2003FB-203

B-B'  
2003FB-203

E-E'  
2003FB-203

SIMBOLOGIA:

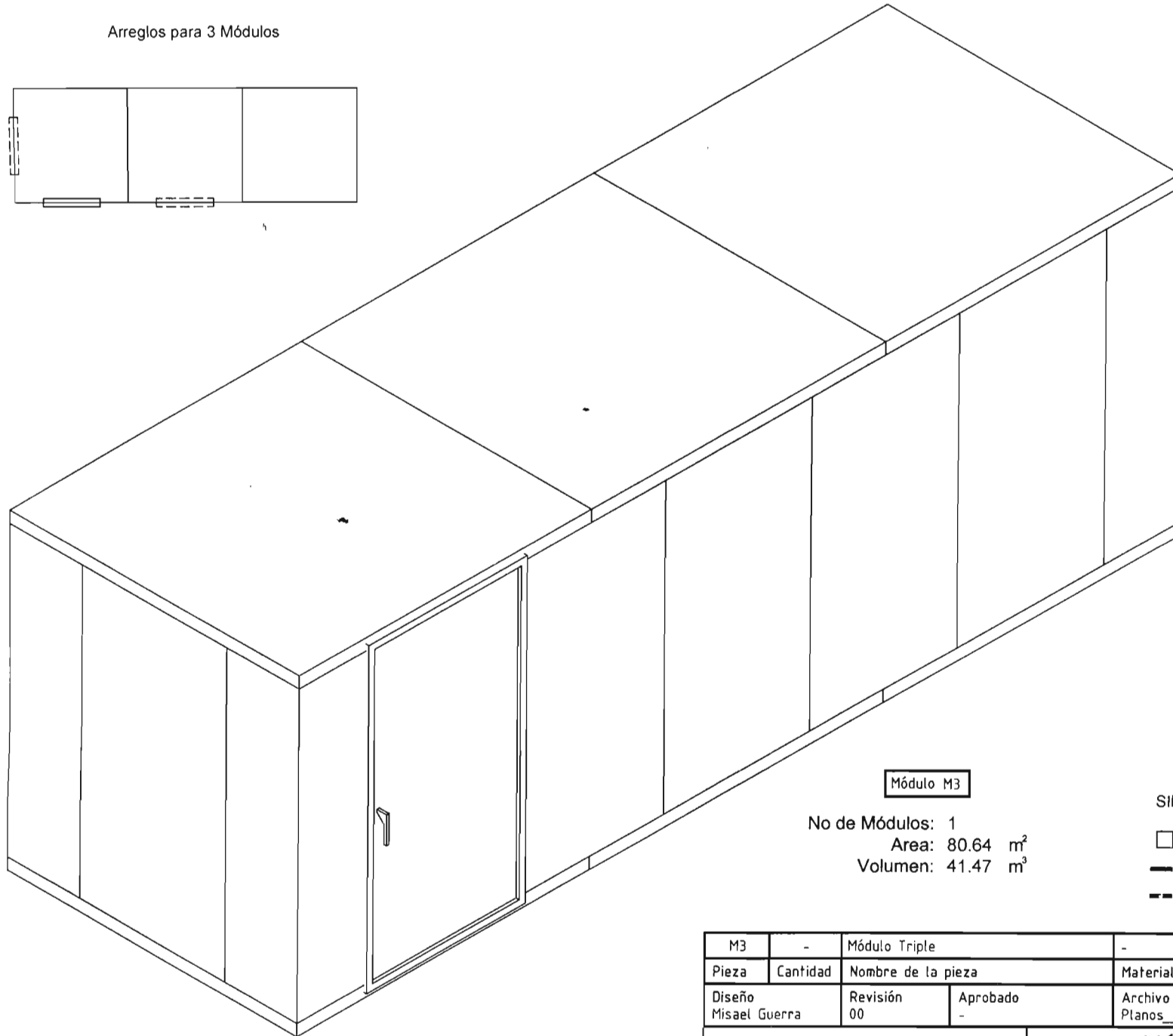
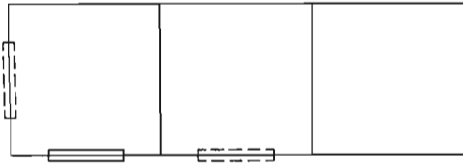
- Módulo básico
- Puerta de acceso
- Posición alternativa de la puerta

Módulo M2

No de Módulos: 1  
 Área: 57.60 m<sup>2</sup>  
 Volumen: 27.65 m<sup>3</sup>

M2	-	Módulo Doble			
Pieza	Cantidad	Nombre de la pieza	Material		
Diseño	Revisión	Aprobado	Archivo	Fecha	Escala
Misael Guerra	00	-	Planos_Det	08/11/02	N/A
FES-C			Módulo Doble		
			2003DT-102	Acot. mm	Hoja 1/1

Arreglos para 3 Módulos



Módulo M3

No de Módulos: 1  
 Área: 80.64 m<sup>2</sup>  
 Volumen: 41.47 m<sup>3</sup>

SIMBOLOGIA:

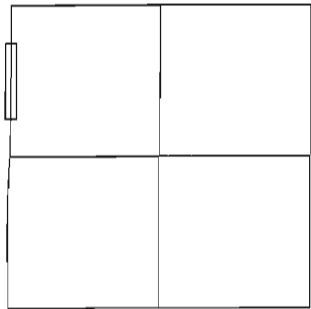
- Módulo básico
- Puerta de acceso
- Posición alternativa de la puerta

M3	-	Módulo Triple			
Pieza	Cantidad	Nombre de la pieza	Material		
Diseño Miguel Guerra	Revisión 00	Aprobado -	Archivo Planos_Det	Fecha 01/01/04	Escala N/A
<b>FES-C</b>			<b>Módulo Triple</b>		
			2003DT-103	Acot. mm	Hoja 1/1

NOTAS:

1.- Para descripción de pieza ESI ver plano 2003FB-201.

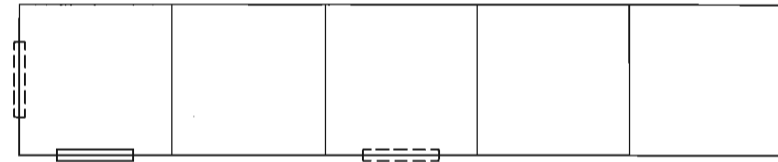
Arreglos para 4 Módulos



Módulo M4

No de Módulos: 4  
 Area: 92.16 m<sup>2</sup>  
 Volumen: 55.29 m<sup>3</sup>

Arreglos para 5 Módulos



Módulo M5

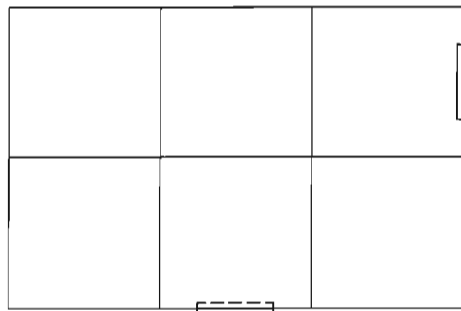
No de Módulos: 5  
 Area: 126.72 m<sup>2</sup>  
 Volumen: 69.12 m<sup>3</sup>

Arreglos para 6 Módulos



Módulo M6

No de Módulos: 6  
 Area: 126.72 m<sup>2</sup>  
 Volumen: 82.95 m<sup>3</sup>



SIMBOLOGIA:

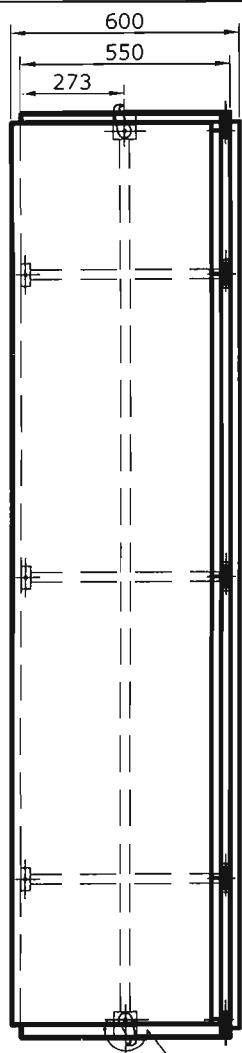
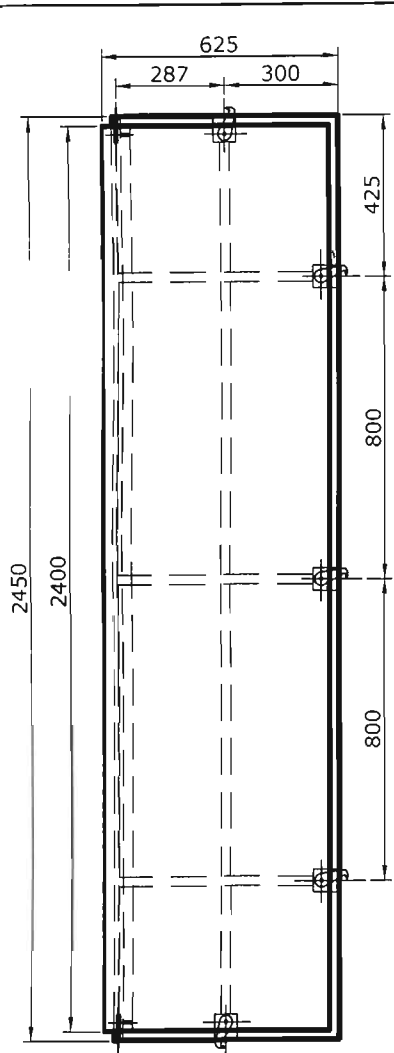
- Módulo básico
- Puerta de acceso
- Posición alternativa de la puerta

Pieza	Cantidad	Nombre de la pieza		Material		
Diseño	Revisión	Aprobado	Archivo	Fecha	Escala	
Misael Guerra	00	-	Planos_Det	01/01/04	N/A	
FES-C				Varios Módulos		
				2003DT-104	Acot. mm	Hoja 1/1

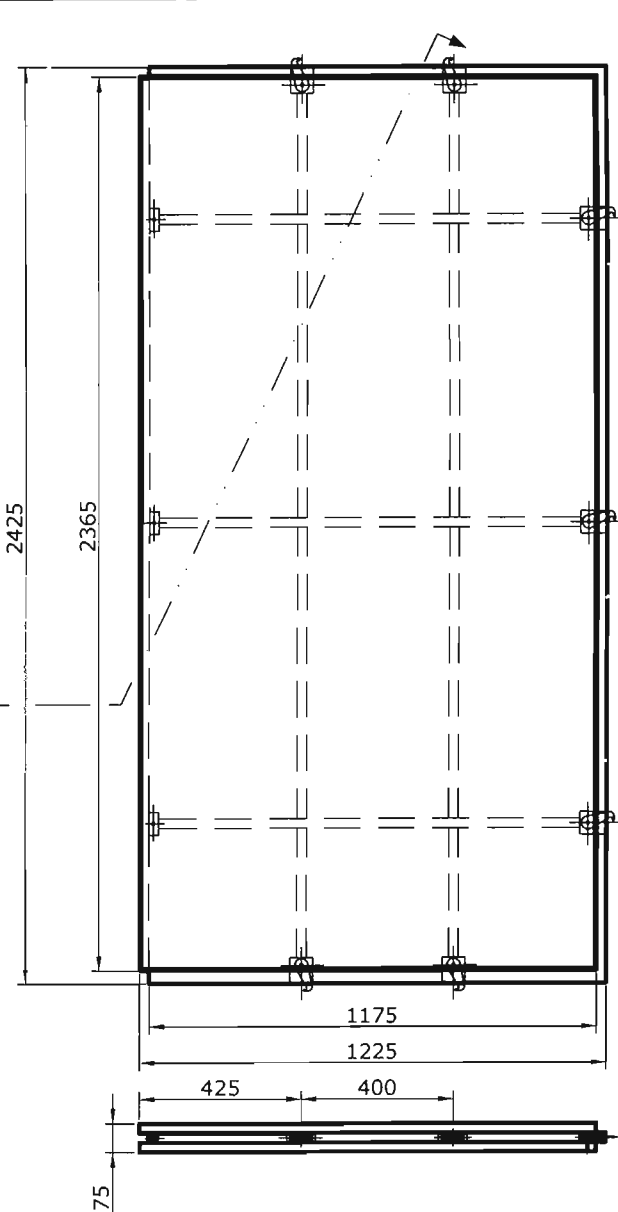
NOTAS:

1.- Los módulos pueden agregarse indefinidamente.

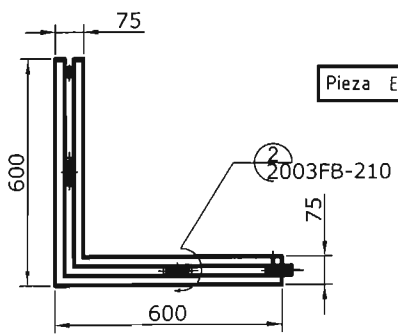
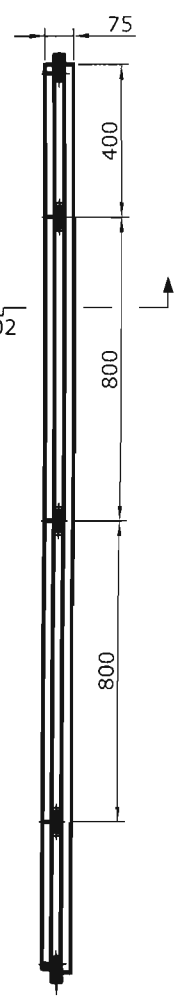




A-A'  
2003FB-202



B-B'  
2003FB-202



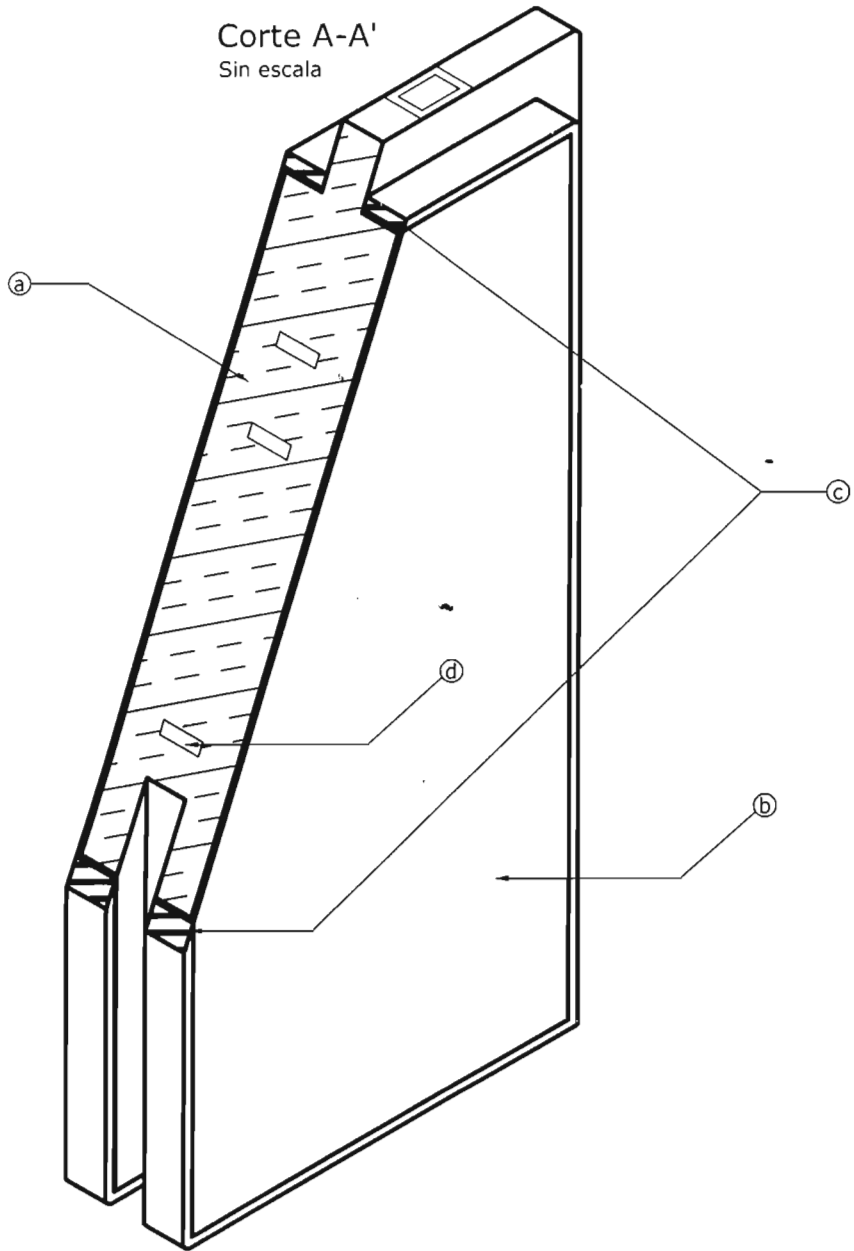
Pieza ESE

1  
2003FB-210

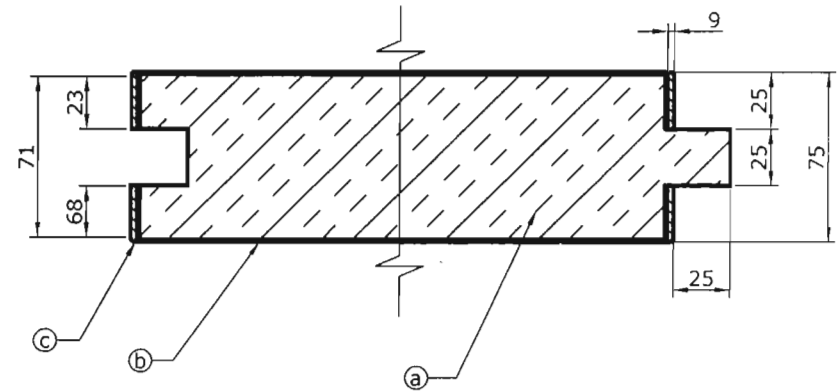
Pieza PNL

ESE	-	Panel Esquina			
PNL	-	Panel Lateral			
Pieza	Cantidad	Nombre de la pieza	Material		
Diseño Misael Guerra	Revisión 00	Aprobado -	Archivo Planos_Fab	Fecha 01/01/04	Escala 1:20
FES-C			Paneles, Laterales		
			2003FB-201	Acof. mm	Hoja 1/1

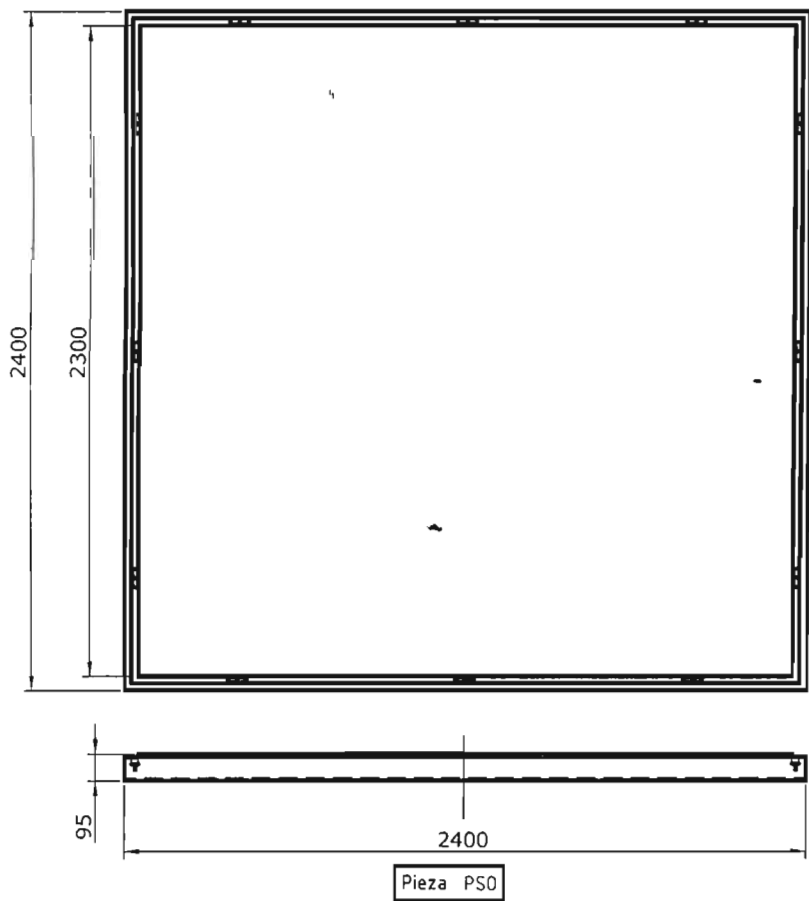
Corte A-A'  
Sin escala



Corte B-B'  
Sin escala

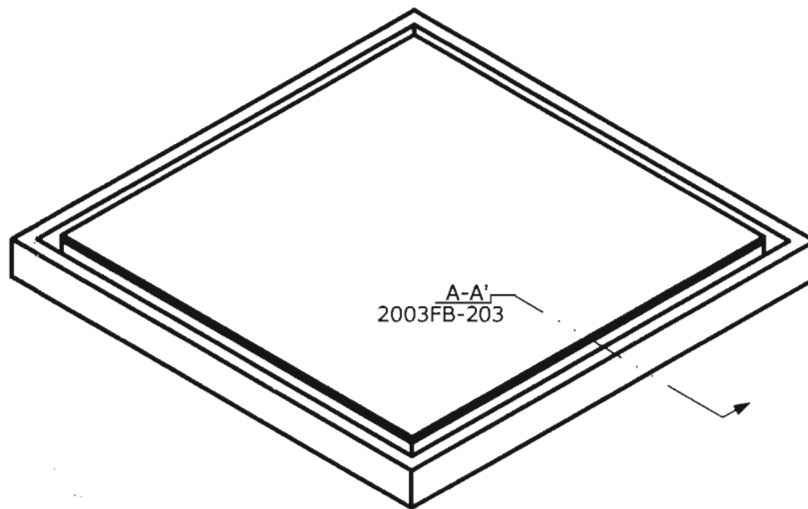


(d)	-	Tensores	Solera 1" x 1/4", Acero Galvanizado		
(c)	-	Sello de Hule	Neopreno, 1 cm esp.		
(b)	-	Recubrimiento	Lámina Acero Galvanizado Cal 30		
(a)	-	Aislante	Poliestireno celular, 7.5 cm esp.		
Pieza	Cantidad	Nombre de la pieza	Material		
Diseño Misael Guerra	Revisión 00	Aprobado -	Archivo planos_fab	Fecha 01/01/04	Escala N/A
FES-C			Paneles, Cortes		
			2003FB-202	Acof. mm	Hoja 1/1



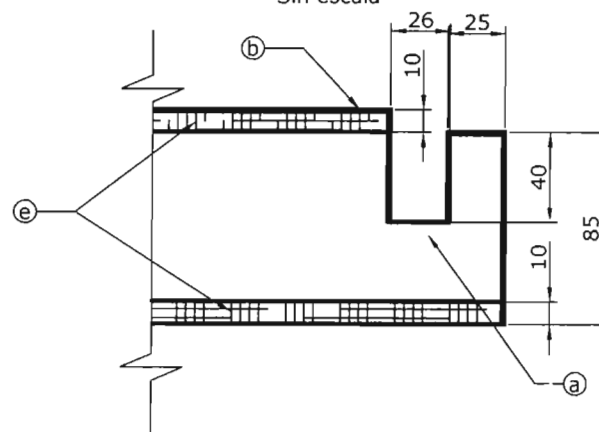
ISOMETRICO

Sin escala



CORTE A-A'

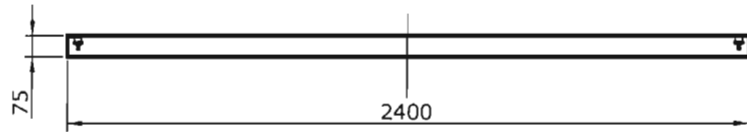
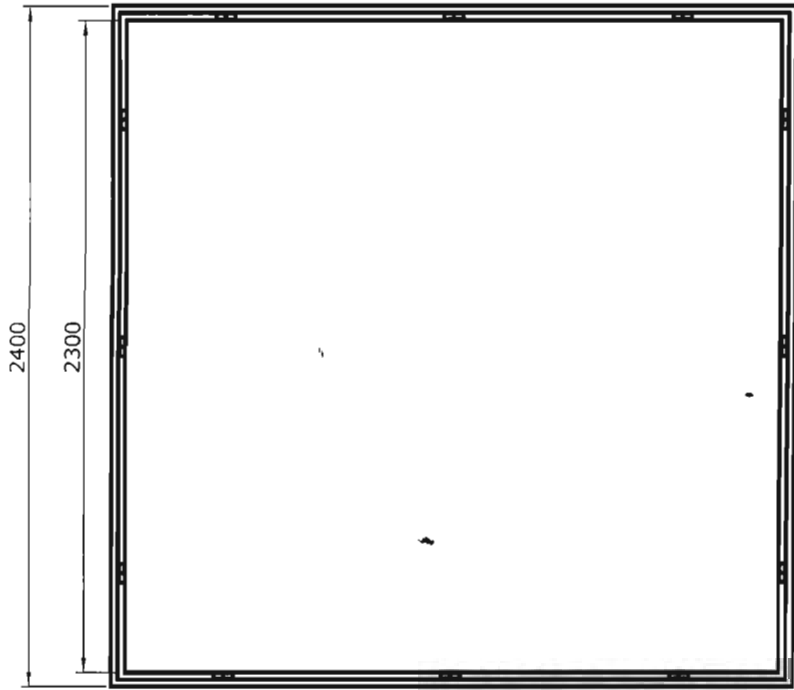
Sin escala



(e)	-	Placa Soporte	Madera contrachapada. 1 cm esp.		
PSO	-	Panel Piso	-		
Pieza	Cantidad	Nombre de la pieza	Material		
Diseño Misael Guerra	Revisión 00	Aprobado -	Archivo planos_fab	Fecha 01/01/04	Escala 1.26
FES-C			Paneles, Piso		
			2003FB-203	Acot. mm	Hoja 1/1

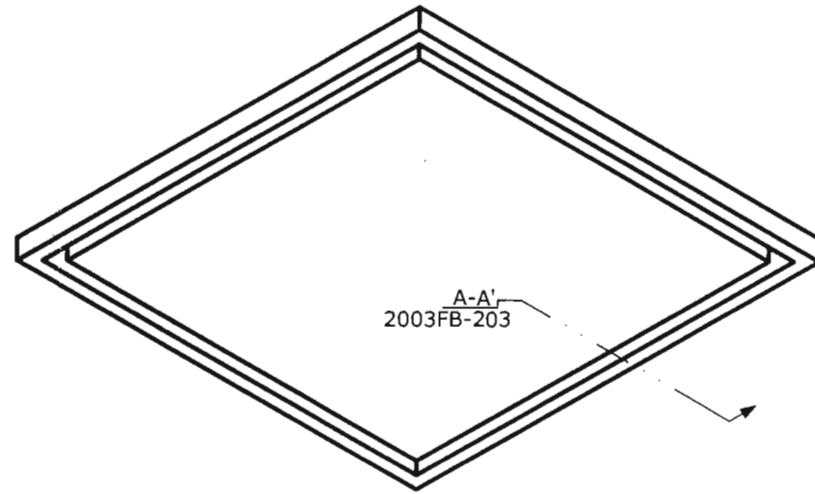
NOTAS:

1.- Descripción de piezas (a) y (b) en plano 2003FB-202

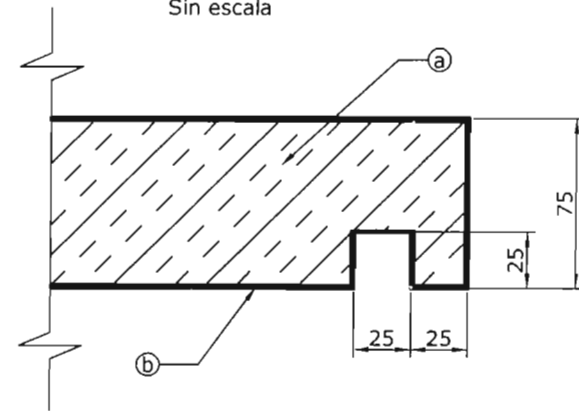


Pieza TCH

ISOMETRICO  
Sin escala



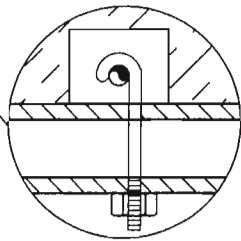
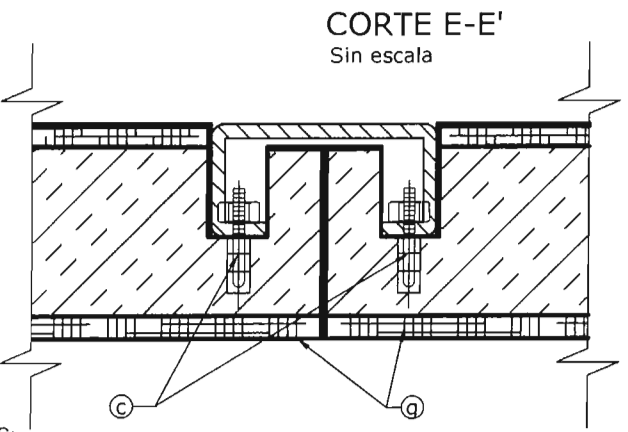
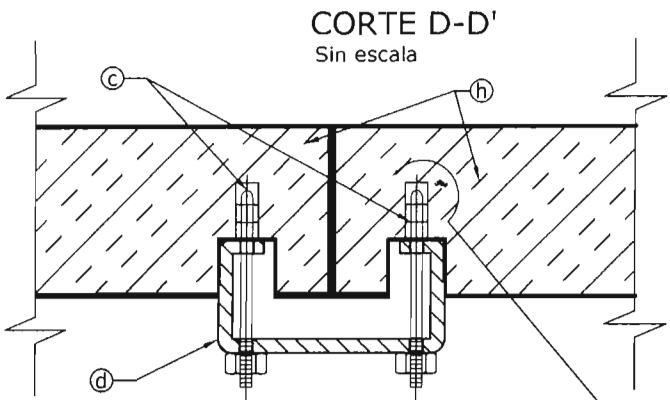
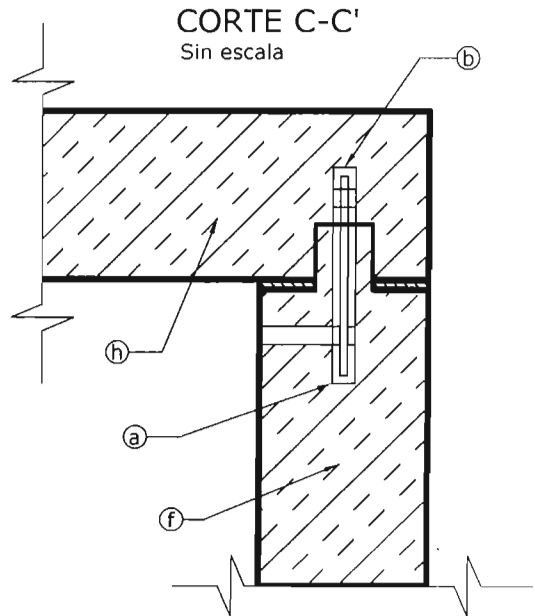
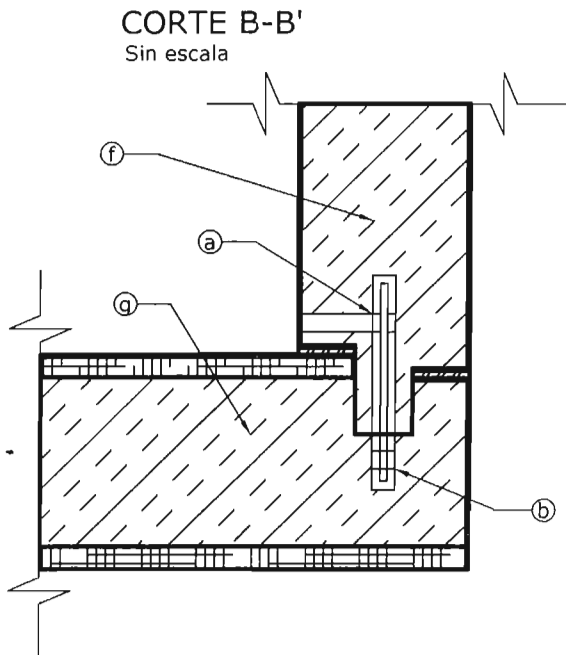
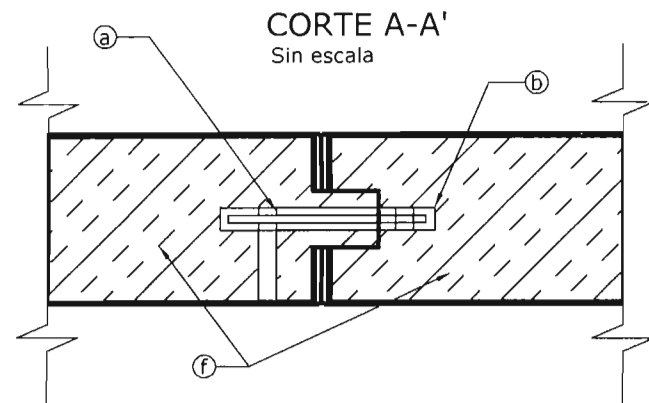
CORTE A-A'  
Sin escala



TCH	-	Panel Techo			
Pieza	Cantidad	Nombre de la pieza	Material		
Diseño Misael Guerra	Revisión 00	Aprobado -	Archivo planos_fab	Fecha 01/01/04	Escala 1:26
FES-C			Paneles, Techo		
			2003FB-204	Acot. mm	Hoja 1/1

NOTAS:

1.- Descripción de piezas (a) y (b) en plano 2003FB-202



- SIMBOLOGIA:
- Poliestireno Celular
  - Madera Contrachapada
  - Neopreno
  - Acero Galvanizado
  - Tuerca Hexagonal M10

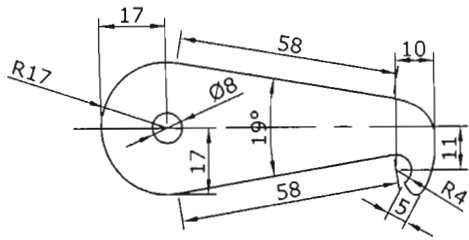
(h)	-	Panel TCH	-
(g)	-	Panel PSO	-
(f)	-	Panel PNL y/ó ESE	-
(e)	-	TUERCA HEXAGONAL M10	-
(d)	-	Canal NAS-TEN	Acero Galvanizado, 4"x2"x3/4" esp. 1/4"
(c)	-	Perno tipo U	Acero Galvanizado
(b)	-	CAH	-
(a)	-	CAM	-

Pieza	Cantidad	Nombre de la pieza	Material
Diseño	Revisión	Aprobado	Archivo
Misael Guerra	00	-	palnos_fab
			Fecha
			01/01/04
			Escala
			N/A

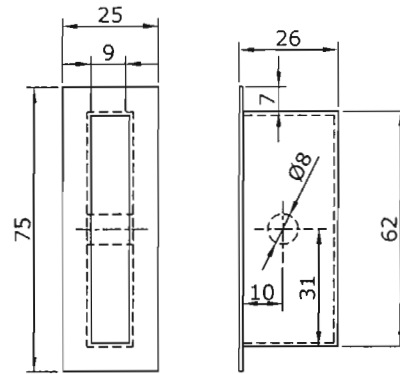
<b>FES-C</b>	<b>Candados</b>		
	2003FB-205	Acot. mm	Hoja 1/1

NOTAS:

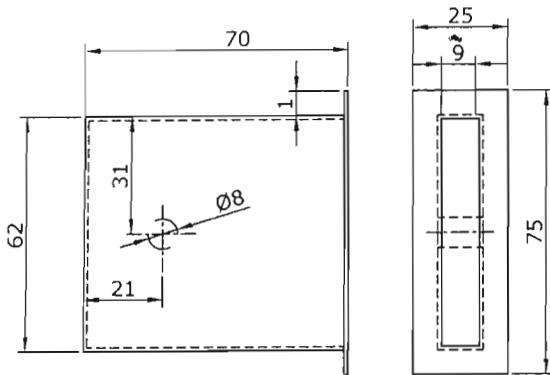
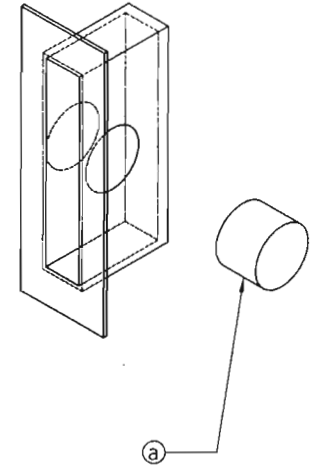
- 1.- Descripción de paneles en plano 2003FB-201 a 204
- 1.- Descripción de piezas CAH y CAM en plano 2003FB-210



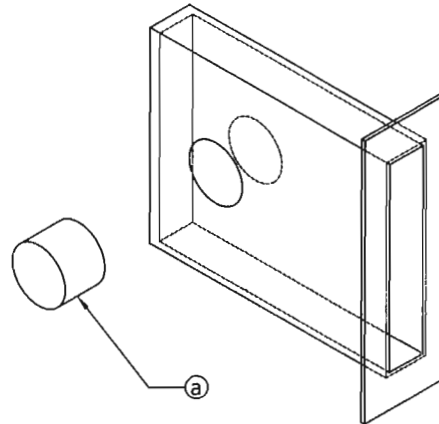
1 Pieza CAM



2 Pieza CAH



1 Pieza CAC



(a)	-	Perno	Acero Galvanizado, Redondo $\phi 3/8"$		
CAH	-	Contrachapa	Acero Galvanizado, Placa $1/8"$		
CAC	-	Caja para gancho	Acero Galvanizado, Placa $1/8"$		
CAM	-	Gancho	Acero Galvanizado, Placa $1/8"$		
Pieza	Cantidad	Nombre de la pieza	Material		
Diseño	Revisión	Aprobado	Archivo	Fecha	Escala
Misael Guerra	00	-	planos_fab	01/01/04	1:2
FES-C			Candados		
			2003FB-210	Acot. mm	Hoja 1/1

## GLOSARIO

acondicionamiento de aire	control de la temperatura, humedad, distribución y pureza del aire
absorción	proceso en que se elimina uno o más constituyentes de la mezcla de líquidos o gases por otro material, que experimenta cambios físicos o químicos.
adsorción	proceso que da lugar a la eliminación de uno o más constituyentes de una mezcla de líquidos y gases por adherencia superficial a otro material; no se produce ningún cambio físico o químico.
aire ambiente	aire que rodea un espacio o estructura refrigerados o con acondicionamiento de aire.
aislador térmico	sustancia que ofrece considerable resistencia al flujo de calor.
ASHRAE	American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers
azeótropo	mezcla de dos refrigerantes que se conducen como una sola sustancia cuando se evaporan o condensan.
barómetro	instrumento para medir la presión atmosférica.
barrera de vapor (sello)	sello o membrana insensible a la humedad, aplicada a la cara más húmeda de una estructura.
caída de presión	reducción en la presión estática del fluido que pasa por un tubo o ducto.
calor latente	cantidad de calor requerida para cambiar el estado de una sustancia sin cambiar su temperatura.
caloría	cantidad de calor requerida para elevar la temperatura en 1 °C de 1 g de agua.
capacidad del sistema	cantidad de calor extraído del espacio por refrigerar
carga de calor	cantidad de calor que debe retirarse del espacio por refrigerar, para reducir o mantener la temperatura deseada
carta psicrométrica	representación gráfica de las tablas psicrométricas
condensación	conversión de un vapor en líquido al eliminar su calor latente. Ocurre en el condensador de un sistema de refrigeración o en la superficie de un serpentín de enfriamiento a una temperatura por debajo del punto de condensación de aire.
conducción térmica	proceso de transferencia de energía térmica entre partículas submoleculares de materia en contacto entre ellas.
conductor de calor	sustancia que tiene la capacidad de permitir el paso de la energía térmica.
convección	patrón de movimiento de los líquidos y en los gases en consecuencia de las variaciones de densidad por los cambios de temperatura.
criogenia	ciencia que estudia la obtención de temperaturas extremadamente bajas e investiga sus efectos en la materia.
deshumidificación	eliminación de vapor de agua presente en el aire.
evaporación	cambio de estado de líquido a vapor durante el cual el calor es absorbido por el espacio o la materia circundante.
factor de calor sensible	relación de la ganancia de calor sensible entre la ganancia de calor latente
frigorías	cantidad de calorías retiradas del sistema refrigerado
gas perfecto	es todo aquel gas que obedece las leyes de Boyle, Chrales, Joule y Avogadro
higroscópico	cualidad de un material para absorber y exhalar humedad
humedad absoluta	peso de vapor de agua por volumen total de aire
humedad específica	peso de vapor de agua por peso de aire seco
humedad relativa	relación de la presión parcial de vapor en el aire con la presión de saturación del vapor correspondiente a la temperatura existente.
humidificación	proceso mediante el cual se aumentan la humedad específica y la cantidad de calor en el aire

intercambiador de calor	dispositivo diseñado para transferir calorenre dos sustancias que están físicamente separadas.
manómetro	instrumento para medir la presión manométrica o del sistema.
mol	cantidad de materia que tiene una masa numéricamente igual a su peso molecular
presión absoluta	es la presión total ejercida sobre una superficie limitrofe
presión atmosférica	es la presión ejercida por la atmósfera sobre una superficie
presión manométrica	denota la diferencia entre la presión absoluta y la atmosférica en un sistema particular
proceso reversible	proceso en el cual sus estado inicial del sistema puede restablecerse sin efectos observables en el sistema y sus alrededores
propiedades extensivas	son aquellas cuyos valores son directamente proporcionales a la masa del sistema
propiedades intensivas	son aquellas que son independientes de la cantidad de la materia dentro de los límites del sistema
punto crítico	estado donde la fase de vapor pura tiene idénticas propiedades que la fase de líquido puro a la misma presión y temperatura
punto de congelación	temperatura a la que un líquido pasa al estado sólido al eliminar su calor latente de fusión.
punto de ebullición	temperatura a la que la presión de vapor de un líquido es igual a la presión absoluta de la atmósfera en contacto con la superficie del líquido.
punto triple	estado en el cual es posible mantener una mezcla de las tres fases en equilibrio
refrigeración	proceso para reducir y mantener más baja la temperatura de un espacio dado o unproducto que la de sus alrededores
respiración	producción de dióxido de carbono y calor por los frutos y vegetales almacenados como consecuencia de la maduración.
sistema abierto	sistema en el cual hay trasferencia de masa y energía a través de su frontera
sistema cerrado	sistema en el cual no hay trasferencia de masa a través de su frontera pero si hay flujo de energía
sistema heterogéneo	es cuando los componentes y las fases no están uniformemente distribuidos en el volumen del sistema
sistema homogéneo	es cuando los componentes y las fases están uniformemente distribuidos en el volumen del sistema
sobrecalentamiento	condición del refrigerante o vapor que alcanzan una temperatura superior a la temperatura e saturación.
subenfriamiento	enfriamneto del líquido refrigerante a la temperatura equivalente a la presión de condensación del sistema; o enfriamiento de un líquido por debajo de de su punto de congelación sin cambiar de estado.
sublimación	cambio de estado sólido a gas sin pasar por el estado líquido.
sustancia pura	sustencia que es homogénea y que tiene la misma composición química en todas las fases
tabla psicrométrica	muestra las propiedades de la mezcla de aire con vapor saturado
temperatura de bulbo seco	temperatura de condensación del vapor de agua en el aire
temperatura de bulbo húmedo	temperatura ambiental local
temperatura de bulbo seco	temperatura a la cual el aire se satura cuando se enfría, suponiendo que no hay aumento ni disminución de humedad.
temperatura de rocío	temperatura de condensación del vapor de agua en el aire
tonelada refrigerante	unidad convencional inglesa de la capacidad de refrigeración equivalente a 12000 BTU/hr o 3.516 W
trabajo	energía gastada por una fuerza que actúa a lo largo de una distancia.