

UNIVERSIDAD DEL VALLE DE
GUATEMALA

Facultad de Ciencias y Humanidades

**Diseño y montaje de un sistema de cuarto frío para la
conservación de corte fresco de carne de res**

Gerber Danilo Tovar Colindres

Guatemala

2005

**Diseño y montaje de un sistema de cuarto frío para la
conservación de corte fresco de carne de res**

UNIVERSIDAD DEL VALLE
DE GUATEMALA

Facultad de Ciencias y Humanidades

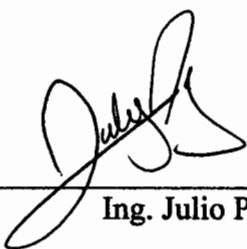
**Diseño y montaje de un sistema de cuarto frío para la
conservación de corte fresco de carne de res**

Gerber Danilo Tovar Colindres

Trabajo de investigación presentado
para optar al grado académico de
Licenciado en Ingeniería química

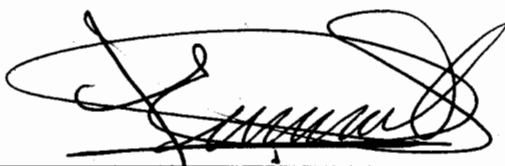
Guatemala
2005

Vo.Bo.:

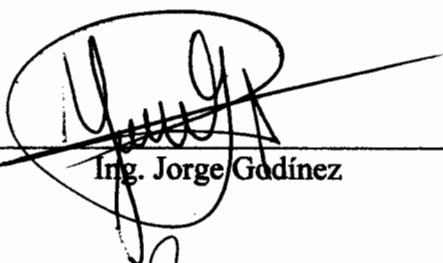
(f) 

Ing. Julio Paredes

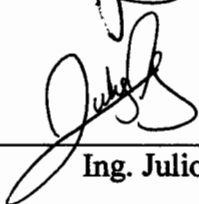
Tribunal:

(f) 

Ing. Eduardo Calderón

(f) 

Ing. Jorge Godínez

(f) 

Ing. Julio Paredes

Fecha de aprobación: 25/10/2005

PREFACIO

Aprovecho este espacio para realizar algunos agradecimientos y dedicatorias a estas personas que tuvieron incidencia en la realización de este informe:

Principalmente, a mis padres, por el esfuerzo realizado para brindarme las herramientas necesarias para poder llegar a esta instancia de mis estudios; por su apoyo, amor y comprensión; y por ser un gran ejemplo y modelo a seguir, la cual es mi principal motivación de superación.

A mis hermanos, por ser de un gran apoyo durante todos mis estudios, ya que lograron la diversión y entretenimiento, que me hicieron salir adelante ante cualquiera de las dificultades que se presentaron en mis estudios; y por ser otra razón más de superación a manera de ser un ejemplo en sus vidas.

A mi novia, por haber estado siempre a mi lado durante la realización de mis estudios brindándome el apoyo afectivo en los momentos difíciles, por su comprensión ante los compromisos académicos y por ser uno de los pilares más importantes para el logro de las metas propuestas.

A mi Asesor, Ing. Julio Paredes, por aceptar ser parte de la realización de este informe, dedicando tiempo y compartiendo sus conocimientos, para poder presentar un trabajo de calidad.

A Estuardo Estrada y el Ing. Guillermo Espina, por su gran colaboración en la realización de este trabajo.

A mis profesores y la Universidad, por ser la entidad y las personas responsables de transmitir los conocimientos adquiridos a través de la carrera, fomentando de esta manera una formación académica de excelencia.

CONTENIDO

	Página
PREFACIO.....	v
LISTA DE CUADROS	vi
LISTA DE GRÁFICOS	vii
RESUMEN	ix
ABSTRACT	x
Capítulos	
I. INTRODUCCIÓN	1
II. ANTECEDENTES	2
III. JUSTIFICACIÓN	36
IV. OBJETIVOS	37
V. PROBLEMA A RESOLVER	38
VI. METODOLOGÍA	39
VII. RESULTADOS	40
VIII. DISCUSIÓN	45
IX. CONCLUSIONES	50
X. RECOMENDACIONES	51
XI. BIBLIOGRAFÍA	52
XII. APÈNDICE	53

LISTA DE CUADROS

Tabla	Página
1. Tipos de refrigerantes según su composición química	10
2. Refrigerantes más usados en el mercado	11
3. Propiedades físicas de los refrigerantes R-12, R-134A, R-500 y R-502..	14
4. Datos obtenidos del dimensionamiento del cuarto de refrigeración	40
5. Datos obtenidos del dimensionamiento del compresor	40
6. Datos obtenidos del dimensionamiento de la válvula de expansión	40
7. Datos obtenidos del dimensionamiento del condensador	40
8. Datos obtenidos del dimensionamiento del evaporador	41
9. Datos obtenidos del dimensionamiento del ventilador	41
10. Datos de otros accesorios instalados en el cuarto frío	41
11. Dato de carga de corte fresco de carne de res	53
12. Dimensiones y aislantes requeridos para el cuarto frío	53
13. Datos de temperaturas del proceso	53
14. Datos para el dimensionamiento del compresor	53
15. Datos para el dimensionamiento del condensador	54
16. Datos de medidas de intercambiador de calor y tuberías	54
17. Datos para el dimensionamiento del evaporador	54
18. Datos del aire para el dimensionamiento del ventilador	55
19. Propiedades físicas del refrigerante R-404 A	75
20. Tablas termodinámicas para el R-404 A (saturación)	76
21. Tablas termodinámicas para el R-404 A (sobrecalentamiento)	78

LISTA DE GRÁFICOS

Figura	Página
1. Gráfica de líquido y vapor	5
2. Gráfica presión-temperatura para una sustancia pura	7
3. Gráfica temperatura-volumen para una sustancia pura	7
4. Sistema de refrigeración por compresión	16
5. Gráfica de presión-temperatura en el ciclo de refrigeración	17
6. Evaporación	18
7. Sobrecalentamiento a la salida de evaporación	19
8. Condensación	19
9. Cambio de estado	20
10. Subenfriamiento a la salida del condensador	20
11. Compresores de tipo abierto	22
12. Motocompresores semi-herméticos	23
13. Motocompresor hermético	23
14. Condensadores	24
15. Condensador enfriado por aire	25
16. Evaporadores	27
17. Evaporadores de tubo liso	28
18. Válvula de expansión automática	30
19. Válvulas termostáticas de expansión	31
20. Ciclo de compresión para el cuarto frío	43
21. Ciclo de refrigeración analizado para el refrigerante R-404 A	44
22. Diagrama presión-entalpía para el refrigerante R-404 A	67

23. Constantes para cálculos de carga de calor en pared con aislante	68
24. Constantes para cálculo de carga de calor por cambios de aire	69
25. Propiedades de refrigeración de productos alimenticios	69
26. Dimensiones y propiedades para tuberías de cobre	70
27. Propiedades del agua líquida	71
28. Factor de corrección de diferencia logarítmica media de temperatura a contracorriente para intercambiador de concha y tubos	71
29. Calores específicos de líquidos	72
30. Propiedades de distintos elementos metálicos	73
31. Propiedades termodinámicas del aire	73
32. Relación de diámetros de tubería por pérdidas de presión	74

RESUMEN

El objetivo principal de este trabajo consistió en el diseño de un sistema de cuarto frío para la conservación de corte fresco de carne de res; se realizó el dimensionamiento de cada uno de los componentes que toman parte en el sistema de refrigeración y la elección del refrigerante más apropiado para este tipo de aplicación.

El primer cálculo que se realizó fue el del volumen del cuarto donde se tomaron las dimensiones de tal manera que el volumen del cuarto de refrigeración fue 90 m^3 . Teniendo este dato, se pudo obtener la carga total de refrigeración necesaria por día, la cual en total fue de 0.863 toneladas de refrigeración, que son 10550 kJ/h (aprox. 10000 Btu/h).

Al realizar los cálculos pertinentes para el compresor, se observó que se necesitaba un compresor de una potencia de 0.746 kW (1 hp), y que este sería de tipo centrífugo, el cual se utilizó para elevar la presión del refrigerante. Para el condensador se utilizó uno de concha y tubos, para el que se encontró un área del equipo necesaria para el intercambio de calor del refrigerante con el fluido de 2.90 m^2 , por lo que se tomó un ancho de 1.2 m y una longitud para el condensador de 2.4 m. Para la válvula de expansión, se utilizará una válvula de aguja manejada manualmente, debida a su rapidez de apertura y cierre, y su utilidad en estas aplicaciones, con un diámetro inicial de 1.27 cm (0.5 pulg) y uno final de 2.54 cm (1 pulg). Y finalmente, para el evaporador, se usará un evaporador de tubos lisos con convección forzada, que con los cálculos de intercambio de calor, se obtuvo que se colocarán 4 serpentines con 5 pasos, de 20 m de longitud cada serpentín y un ventilador de 7.46 kW (10 hp) para realizar la convección forzada del aire.

Todas las tuberías utilizadas son de cobre para favorecer la transferencia de calor, y como refrigerante se utilizó el R-404 A (es una mezcla azeotrópica de los refrigerantes R-125, R-134 A y R-143 A), por no ser tóxico y bastante útil para esta aplicación bajo estas condiciones. Y como aislante en las paredes se utilizó el poliuretano, por su baja conductancia térmica.

Como recomendaciones, se propone realizar un buen vacío antes de cargar el refrigerante para evitar desperfectos y un mantenimiento preventivo periódico, donde se midan temperaturas del cuarto y del refrigerante y se evalúe, el funcionamiento de los componentes del sistema.

ABSTRACT

The main purpose of this report was the design of a cooling room system for the preservation of fresh cut meat; this was made sizing each one of the components that take part in the cooling system and chose the appropriate refrigerant for the system.

The first calculation was the volume of the room, and the sizes were chosen so that the volume of the cooling room was 90 m^3 . Having this calculation, it was possible to have the total refrigeration load needed per day, which in total was 0.863 tons of refrigeration that equals to 10550 kJ/h (approximately 10000 Btu/h).

By making the calculations for the compressor, it was obtained that a 0.746 kW (1 hp) compressor was needed and that it would be the centrifugal type, and it was used for increasing the refrigerant's pressure. For the condenser, it was used the shell and tubes type, and it was obtained an area of 2.90 m^2 for the equipment needed for the heat exchange between the refrigerant and the fluid, so it was chosen a width of 1.2 m and a length for the condenser of 2.4 m. For the expansion valve, it was used a manually operated needle valve, because of its quick opening and closing and its utility in this applications, with an initial diameter of 1.27 cm (0.5 inch) and a final of 2.54 cm (1 inch). And finally, for the evaporator, it was used the even tubes with forced convection and with the heat exchange calculations, it was found that 4 coils with 5 steps were needed, with 20 m long each coil and a 7.46kW (10 hp) fan to make the forced convection of the air.

All the pipes used will be copper-made to facilitate the heat exchange, and the refrigerant used was the R-404 A (that is an azeotropic mixture of the refrigerants R-125, R-134 A and R-143 A), for being environmental friendly and pretty useful for this application, under this conditions. Also, for the insulation of the walls it was used the polyurethane, because of its low temperature conductance.

As for the recommendations, it is proposed to make a good vacuum before loading the refrigerant to avoid failures and a periodic preventive maintenance, where the room and refrigerant temperatures are read and the system component working is evaluated.

I. INTRODUCCIÓN

En la era de la globalización es casi imposible competir con mercados exteriores utilizando modelos antiguos y con procesos lentos, especialmente cuando se trata de la conservación de alimentos.

En Guatemala se emplean sistemas de refrigeración comerciales, que no se diseñan específicamente de acuerdo al producto que será almacenado, tomando en consideración sus características, tales como temperatura y tiempo de almacenaje, temperatura de entrada y salida del producto, las cuales son únicas y totalmente distintas entre cada producto.

El propósito de este trabajo consiste en el diseño de un sistema de cuarto frío para la conservación de carne de res de corte fresco y de esta manera afectar de forma mínima sus propiedades originales.

Este trabajo incluyó los fundamentos teóricos acerca de los ciclos de refrigeración, poniendo énfasis en el método de enfriamiento rápido, debido a que es uno de los métodos más efectivos en el almacenamiento de alimentos, especialmente en la carne de res. Dicha teoría fue de utilidad para poder realizar un dimensionamiento adecuado de los componentes que conforman el sistema de refrigeración, como lo es el cuarto frío, para almacenaje de alimentos.

Además, se revisó cada una de las partes importantes en este sistema de refrigeración y en qué forma interactuaban con todo el sistema en funcionamiento, tales como el compresor, el evaporador, el condensador y la válvula de expansión, las cuales realizan la tarea de la refrigeración de los alimentos. También se incluyó los distintos tipos de refrigerantes existentes en el mercado, con sus principales ventajas y desventajas, para poder tomar una decisión del refrigerante apropiada para la conservación de carne de res congelada.

II. ANTECEDENTES

A. Principios básicos de refrigeración

Generalmente los usuarios relacionan la palabra refrigeración con frío y con enfriamiento, sin embargo, en la práctica de ingeniería de refrigeración, versa casi exclusivamente en la transmisión de calor.

Esta aparente paradoja es uno de los conceptos fundamentales que deben ser comprendidos para entender la operación de un sistema de refrigeración.

(Dossat, 1989)

1. Termodinámica. La Termodinámica es una rama de la ciencia que trata sobre la acción mecánica del calor. Hay ciertos principios fundamentales de la naturaleza, llamados: Leyes Termodinámicas. Estas, que rigen la existencia humana aquí en la tierra, son básicas para el estudio de la refrigeración. Las dos principales leyes de la Termodinámica son:

- La energía no puede ser creada ni destruida, solo transformarse de un tipo de energía en otro.
- El calor siempre viaja del cuerpo mas caliente al cuerpo mas frío.

(Dossat, 1989)

2. Calor. El calor es una forma de energía, creada principalmente por la transformación de otros tipos de energía en energía de calor. Calor es frecuentemente definido como energía en tránsito, porque nunca se mantiene estática, ya que siempre esta transmitiéndose de los cuerpos cálidos a los cuerpos fríos.

(Dossat, 1989)

Desde el punto de vista termodinámico, el calor es la energía que atraviesa la pared del sistema bajo la influencia de una diferencia o gradiente de temperatura. Una cantidad de calor Q , representa un valor de energía en movimiento entre un sistema y su medio, y no es una propiedad del sistema. (Cengel, 1994)

Existe calor a cualquier temperatura arriba de cero absolutos, incluso en cantidades extremadamente pequeñas. Cero absoluto, término usado por los científicos para describir la temperatura más baja que teóricamente es posible lograr, en la cual no existe calor, y que es de $-270\text{ }^{\circ}\text{C}$ o $-460\text{ }^{\circ}\text{F}$.

(Dossat, 1989)

a. Medida de calor. La medida de la temperatura no tiene ninguna relación con la cantidad de calor. Una llama de fósforo puede tener la misma temperatura que una hoguera, pero obviamente la cantidad de calor que despide es totalmente diferente. Según las normas de COGUANOR (Norma NGO 4010), la unidad básica para medir calor usado en Guatemala es el gramo-caloría, que se define como la cantidad de calor necesaria para aumentar la temperatura de un gramo de agua.

En el sistema inglés, la unidad de calor es la British Thermal Unit, comúnmente llamada BTU. Un BTU puede definirse como la cantidad de calor necesaria para elevar la temperatura de una libra de agua en 1 °F. (Copeland, 2002)

b. Transmisión de calor. El grado de transmisión es directamente proporcional a la diferencia de temperatura entre ambos cuerpos. Supongamos que dos bolas de acero se encuentran juntas en una caja perfectamente aislada; una bola pesa un kilogramo y tiene la temperatura de 190 °C, mientras que la segunda pesa 1,000 kilogramos y tiene la temperatura de 180 °C; la cantidad de calor existente en la bola grande es mucho mayor que la de la bola pequeña; pero debido a la diferencia de temperatura, el calor viaja de la bola pequeña a la bola grande, hasta que las temperaturas se igualan. El calor puede viajar en tres diferentes formas: Radiación, Conducción y Convección. (Copeland, 2002)

1) Radiación. Es la transmisión de calor por ondas similares a las ondas de luz y a las ondas de radio; un ejemplo de radiación es la transmisión de energía solar a la tierra. Hay poca radiación a bajas temperaturas, también cuando la diferencia de temperaturas entre los cuerpos es pequeña, por lo tanto, 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, ya que dicho dato debe ser tomado en cuenta al momento de realizar los cálculos de carga térmica en el diseño de cuartos fríos. (Copeland, 2002)

2) Conducción. Es el flujo de calor a través de una sustancia. Para que haya transmisión de calor entre dos cuerpos en esta forma, se requiere contacto físico real. La conducción es una forma de transmisión de calor sumamente eficiente. (Copeland, 2002)

3) Convección. Es el flujo de calor por medio de un fluido, que puede ser un gas o un líquido, generalmente agua o aire. El aire puede ser calentado en un horno y después descargado en el cuarto donde se encuentran los objetos que deben ser calentados por convección. (Copeland, 2002)

c. Calor sensible. El calor sensible se define como el calor que provoca un cambio de temperatura en una sustancia. El calor puede percibirse por medio de los sentidos. Cuando la temperatura del agua se eleva de 0 °C a 100 °C, hay también un aumento de calor sensible. (Dossat, 1989)

d. Calor latente. Cuando una sustancia pura en estado sólido se licua o vaporiza a partir de un estado líquido a presión constante, no hay cambio alguno en la temperatura, sin embargo, el proceso requiere la transferencia de una cantidad finita de calor a la sustancia. El calor latente es el que se necesita para cambiar un sólido en líquido, o un líquido en gas sin variar la temperatura de la sustancia. La palabra

latente significa “oculto”, o sea que este calor requerido para cambiar el estado de una sustancia, no es percibido por los sentidos. (Dossat, 1989)

1) Calor latente de fusión. El cambio de una sustancia de sólida a líquida o de líquida a sólida requiere calor latente de fusión. Este también puede llamarse calor latente de licuefacción o calor latente de congelación. (Dossat, 1989)

2) Calor latente de evaporación. Para cambiar una sustancia de líquido a vapor y de vapor a líquido se requiere calor latente de evaporación. Puesto que la ebullición es solo un proceso acelerado de evaporación, este calor también puede llamarse calor latente de ebullición, calor latente de evaporación o para el proceso contrario, calor latente de condensación.

La absorción de calor para cambiar un líquido a vapor y la substracción de este calor para condensar nuevamente el vapor, es la clave para todo el proceso de la refrigeración mecánica y la transmisión del calor latente requerido, *es el instrumento básico de la refrigeración.* (Dossat, 1989)

3. Tonelada de refrigeración. Aún en la actualidad, es muy frecuente hablar de toneladas de refrigeración, la cual es realmente una unidad americana basada en el efecto frigorífico de la fusión del hielo. La tonelada de refrigeración se define como la cantidad de calor absorbida por la fusión de una tonelada de hielo sólido puro en 24 horas.

Puesto que el calor latente de fusión de 0.45 kg (1 libra) de hielo es de 151.92 kJ (144 BTU), el calor latente de una 90.90 kg (1 tonelada o 2000 lb) de hielo será de 30,687.84 kJ (288,000 BTU) por 24 horas. Para obtener el calor por hora es necesario dividir entre las 24 horas, lo cual da la cantidad de 1278.66 kJ/h (12,000 Btu/h), que recibe el nombre de “tonelada de refrigeración”. Puesto que el calor latente del hielo en el sistema métrico es de 80 kilocalorías y que una tonelada americana es igual a 907.185 kilogramos, la tonelada de refrigeración es igual a 80×907.185 o sea 72.575 kilocalorías por 24 horas, o sea 3,024 kilocalorías por hora. (Dossat, 1989)

4. Temperatura. La temperatura es la escala usada para medir la intensidad del calor, y es el indicador que determina la dirección en que se moverá la energía de calor. También puede definirse como el grado de calor sensible que tiene un cuerpo en comparación con otro. (Copeland, 2002)

a. Temperatura de saturación. Saturación es la condición de temperatura y presión en la cual el líquido y el vapor pueden existir simultáneamente. Un líquido o vapor está saturado cuando está en su punto de ebullición (para el nivel del mar, la temperatura de saturación del agua es de 100 °C o 212

°F). A presiones más altas la temperatura de saturación aumenta, y disminuye a temperaturas más bajas. (Copeland, 2002)

5. Vapor sobrecalentado. Cuando un líquido cambia a vapor, cualquier cantidad adicional de calor aumentara su temperatura (calor sensible), siempre y cuando la presión a la que se encuentre expuesto se mantenga constante. El término vapor sobrecalentado se emplea para denominar un gas cuya temperatura se encuentre arriba de su punto de ebullición o saturación. Incluso, el aire en el ambiente contiene vapor sobrecalentado. (Copeland, 2002)

6. Líquidos subenfriados. Cualquier líquido que tenga una temperatura inferior a la temperatura de saturación correspondiente a la presión existente, se dice que se encuentra subenfriado. El agua a cualquier temperatura por debajo de su temperatura de ebullición (100 °C al nivel del mar) esta subenfriada. (Copeland, 2002)

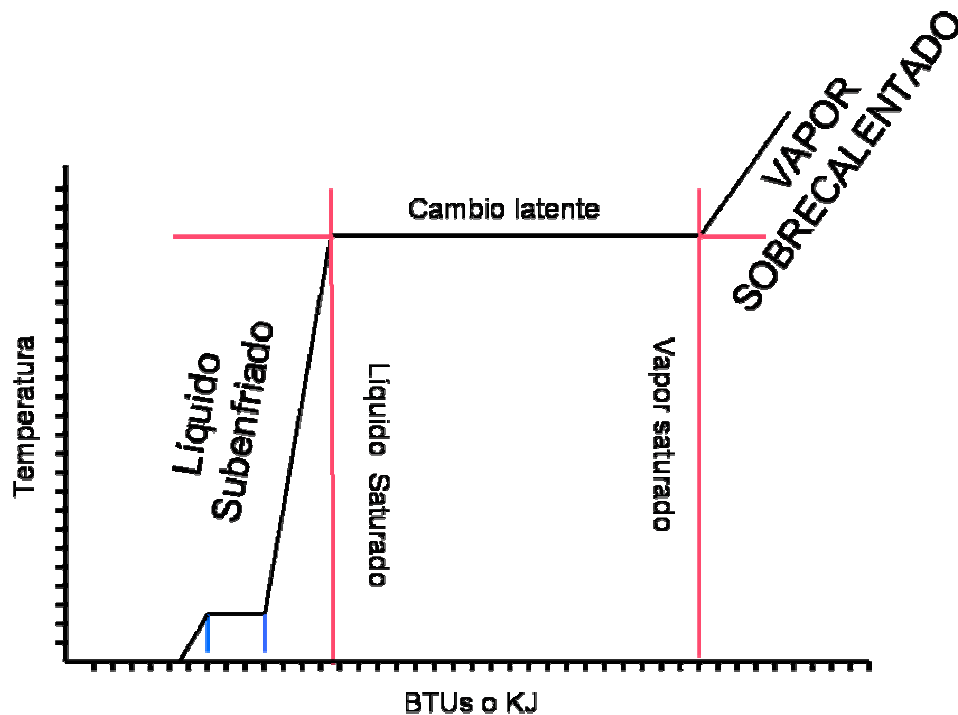


Figura No. 1. Gráfica de líquido y vapor

(Dossat, 1989)

7. Presión atmosférica. La atmósfera alrededor de la tierra, que esta compuesta de gases como el oxígeno y el nitrógeno, se extiende muchos kilómetros sobre la superficie. El peso de esta atmósfera sobre la tierra crea la presión atmosférica. En un punto dado, la presión atmosférica es relativamente constante excepto por pequeños cambios debidos a las diferentes condiciones atmosféricas. Con el objeto de estandarizar y como una referencia básica para su comparación, la presión atmosférica al nivel del mar ha sido universalmente aceptada y establecida a 1.03 kilogramos por centímetro cuadrado (14.7 libras por pulgada cuadrada), lo cual es equivalente a la presión causada por una columna de mercurio de 760 milímetros (29.92 pulgadas) de alto. En alturas sobre el nivel del mar, la altitud de la capa atmosférica que existe sobre la tierra es menor y por lo tanto la presión atmosférica disminuye. A 1,525 metros (5,000 pies) de altura, la presión atmosférica es solo de 0.86 kilogramos por centímetro cuadrado (12.2 libras por pulgada cuadrada). (Dossat, 1989)

8. Presion absoluta. Dentro de un dispositivo o recipiente, la presión absoluta es la presión que se mide con respecto o por encima de la presión de cero absoluto, o sea es la presión total existente en el dispositivo. Generalmente, la presión absoluta se expresa en términos de Pascales (Pa) (o lb/in² en sistema inglés). (Copeland, 2002)

9. Presión manométrica. Dentro de un dispositivo o recipiente, la presión manométrica es la que existe tomando como referencia la presión atmosférica; por lo tanto, la presión absoluta de un sistema cerrado será siempre la presión manométrica más la presión atmosférica. Las presiones inferiores a 0 Pascales son realmente lecturas negativas en los manómetros y se llaman milímetros (pulgadas) de vacío. Es importante recordar que la presión manométrica es siempre relativa a la presión absoluta. (Dossat, 1989)

A presiones muy bajas, es necesario usar una unidad de medida más pequeña puesto que incluso los milímetros y las pulgadas de mercurio son demasiado grandes para medir con exactitud. El micrón es la unidad usada para este objeto, y cuando se habla de micrones de vacío, se refiere a la presión absoluta en unidades de micrones de mercurio. (Dossat, 1989)

10. Relación temperatura–presión (líquidos). La temperatura a la cual hierve un líquido depende de la presión sobre este líquido. La presión del vapor de un líquido, que es la presión causada por las pequeñas moléculas al tratar de escapar del líquido para convertirse en vapor, aumenta con la temperatura hasta llegar al punto donde la presión interna de vapor iguala a la presión externa, dando lugar a la ebullición. Al nivel del mar, el agua hierve a 100 °C pero a 1,525 metros (5,000 pies) de elevación hierve a 95 °C (203 °F) debido a la reducida presión atmosférica.

Puesto que todos los líquidos reaccionaban en la misma forma, aunque a diferentes temperaturas y presiones, la presión es un medio para regular la temperatura de refrigeración. Manteniendo en un serpentín de enfriamiento una presión equivalente a la temperatura de saturación (punto de ebullición) del líquido con

la temperatura de enfriamiento deseada, dicho líquido hervirá a esa temperatura mientras este absorbiendo calor, consiguiéndose entonces la refrigeración. (Williams, 1987)

11. Relación temperatura–presión (gases). Uno de los fundamentos de la termodinámica es la llamada “ley del gas perfecto”. Esta describe las relaciones existentes entre los tres factores básicos que controlan el comportamiento de un gas (presión, volumen y temperatura). A continuación se presenta la gráfica P-T para observar el comportamiento:

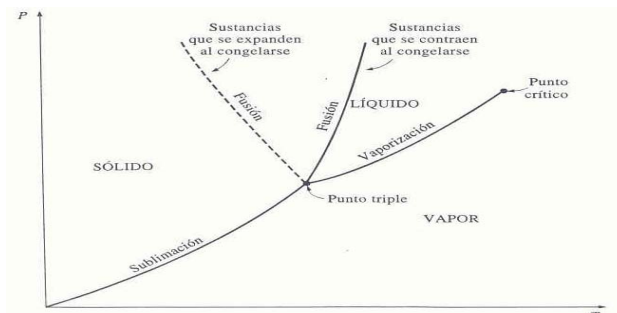


Figura No. 2. Gráfica P-T para una sustancia pura

12. Volumen específico. El volumen específica de una sustancia se define como el número de centímetros (pies) cúbicos ocupados por un kilogramo (libra_m) de esta sustancia, y en el caso de líquidos y gases, varía con la temperatura y con la presión a las cuales se somete la sustancia. Siguiendo la ley del gas perfecto, el volumen de un gas varía tanto con la temperatura como con la presión. El volumen de un líquido varía con la temperatura pero dentro de los límites de la refrigeración práctica, puede ser tomado como incomprensible. (Williams, 1987)

Se puede observar el comportamiento en la siguiente figura:

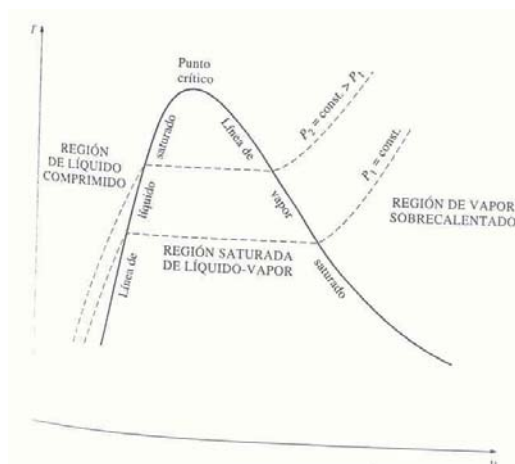


Figura No. 3. Gráfica T-V para una sustancia pura

(Cengel, 1994)

13. Densidad. La densidad de una sustancia se define como la masa por unidad de volumen y se expresa normalmente en gramos por centímetro cúbico (libra por pie cúbico). Puesto que por definición la densidad esta directamente relacionada al volumen específico, la densidad del gas puede variar grandemente con los cambios de presión y de temperatura, sin embargo, siendo gas, se mantiene imperceptible a la vista. (Copeland, 2002)

14. Presión y peso de fluidos. Frecuentemente es necesario saber la presión creada por la columna de un líquido y posiblemente la presión requerida para forzar una columna de refrigerante a fluir en un tramo vertical en una distancia ascendente.

Puesto que la densidad se expresa en gramos por centímetro cúbico y puesto que el agua pesa 1 gramo por centímetro cúbico, la presión que crea 1 centímetro cúbico de agua es de 1 gramo. Un metro de agua crea la presión de 100 gramos por centímetro cúbico, o sea 0.1 kilogramos por centímetro cúbico.

La carga de presión es el término usado generalmente para nombrar cualquier clase de presión creada por un fluido y puede expresarse en términos de la altura de la columna del mismo fluido. Por lo tanto, la presión de un kilo por centímetro cuadrado puede expresarse como equivalente a una carga de 10 metros de agua ($0.1 \text{ Kg/cm} = 1 \text{ metro de agua}$) (Copeland, 2002)

15. Flujo de fluidos. Para que un fluido pueda circular de un punto a otro, debe existir una diferencia de presión entre ambos puntos. Si no existe diferencia de presiones no habrá flujo. Fluidos pueden ser, tanto los líquidos como los gases, y el flujo de ambos es importante en la refrigeración. (Dossat, 1989)

El flujo de fluidos en tuberías está regido por la presión creada sobre dicho fluido, el efecto de la gravedad debido a las tuberías ascendentes y descendentes, las restricciones en la tubería resistiendo el flujo, y la resistencia del fluido mismo a circular. (Dossat, 1989)

Por ejemplo: si una válvula de agua se abre, el flujo aumenta, aun cuando la presión en el tubo de agua se mantenga constante. Obviamente la restricción de la válvula del agua esta regulando la cantidad de flujo. El agua fluye más libremente que las melazas debido a una propiedad de los fluidos llamada viscosidad, que describe la resistencia del fluido a fluir. En aceites, la viscosidad puede ser afectada por la temperatura. Mientras la temperatura disminuye, la viscosidad aumenta. (Dossat, 1989)

Conforme el fluido circula a través de la tubería, el contacto del fluido por las paredes del tubo crea fricción y, por lo tanto, resistencia al flujo. Curvas pronunciadas en las tuberías, válvulas y conexiones, al igual que otras obstrucciones, también crean resistencia al flujo y por lo tanto, el diseño básico del sistema de tuberías determinará la presión requerida para obtener cierta cantidad de flujo. (Dossat, 1989)

La diferencia de presión entre dos puntos dados está determinada por la velocidad, la viscosidad y la densidad del fluido. Si el flujo aumenta, la diferencia de presión también aumenta puesto que habrá más

fricción por la mayor velocidad del fluido. Esta diferencia de presión se llama pérdida de presión. (Copeland, 2002)

Puesto que el control de las temperaturas de evaporación y condensación es crítico en el trabajo de refrigeración mecánica, las pérdidas de presión a través de las líneas conductoras pueden afectar grandemente el rendimiento del sistema, por lo que es preciso evitarlas. (Copeland, 2002)

16. Efectos del flujo de fluidos en la transmisión de calor. La transmisión de calor de un fluido a través de aletas de metal, resulta grandemente afectada por la acción del fluido en contacto con estas superficies metálicas. Como regla general cuanto mayor sea la velocidad del flujo o cuanto más turbulento sea, mayor será su capacidad de transmisión de calor. La rápida ebullición de un líquido al evaporarse también aumentará el coeficiente de transmisión de calor. Por el contrario, un flujo tranquilo de un líquido tiende a permitir que se forme una capa aislante en la superficie del metal resistiendo el flujo de calor y reduciendo el coeficiente de transmisión de calor. (Dossat, 1989)

B. Refrigerantes

Una sustancia puede absorber grandes cantidades de calor con un aumento de su calor sensible si la diferencia de temperatura es grande o si el peso de la sustancia es elevado. Sin embargo, en un cambio de estado, una fracción del peso necesario para absorber cierta cantidad de calor sensible, absorberá una cantidad de calor latente equivalente. (Althouse, 2000)

En la refrigeración mecánica se requiere un proceso que pueda transmitir grandes cantidades de calor económica y eficientemente, y que pueda repetirse continuamente. Los procesos de evaporación y condensación de un líquido son, por lo tanto, los pasos lógicos en el proceso de refrigeración. (Althouse, 2000)

Prácticamente cualquier líquido puede ser usado para absorber calor por evaporación. El agua es ideal en muchos aspectos, pero hierve a temperaturas demasiado altas para usarse en operaciones de enfriamiento normales, y se congela a temperaturas demasiado altas para usos en baja temperatura. Un refrigerante debe satisfacer dos importantes requisitos:

- Debe absorber el calor rápidamente a la temperatura requerida por la carga del producto
- El sistema debe usar el mismo refrigerante constantemente por razones de economía y para enfriamiento continuo. (Althouse, 2000)

No existe el refrigerante perfecto, y hay una gran variedad de opiniones sobre cual es el mas apropiado para aplicaciones específicas. (Althouse, 2000)

Existen dos tipos de refrigerantes:

- **Refrigerantes primarios:** Son utilizados en aires acondicionados convencionales.
- **Refrigerantes secundarios:** Son utilizados en los sistemas de aires acondicionados Chillers.

(Althouse, 2000)

1. Refrigerantes primarios. Existen muchos tipos de refrigerantes, algunos de los cuales se usan comúnmente. En las primeras instalaciones de refrigeración se empleaban, por lo general, el amoníaco, el bióxido de sulfuro, el propano, el etano y el cloruro metilato, los cuales aún se usan en muchas aplicaciones. Sin embargo, debido a que estas sustancias son tóxicas, peligrosas o tienen características no deseadas, específicamente las medio-ambientales, por lo que han sido reemplazadas por sustancias creadas especialmente para usarse en refrigeración. (Althouse, 2000)

Los refrigerantes pueden ser clasificados de acuerdo con la siguiente agrupación:

- **Compuestos halógeno carbonados:** Conocidos también como Clorofluorocarbonados (CFC), los cuales son compuestos halogenados o saturados con cloro y fluor. Dentro de los más comunes del grupo encontramos los siguientes: R-11 (CFCl_3), R-12 (CF_2Cl_2) y R-134a ($\text{C}_2\text{H}_2\text{F}_4$). Estos mismos son estables, no tóxicos, no corrosivos y no inflamables.

- **Azeotropos:** Están compuestos a base de mezclas específicas de compuestos distintos, cuya característica final difiere totalmente de las características de los compuestos individuales de la mezcla. Dentro de ellos encontramos al R-502 (elaborado con 48.8 % de R-22 y 51.2 % de R-115). Existen siete azeotropos listados desde el R-500 hasta el R-506.

- **Compuestos orgánicos:** El propano (R-290) y el metano (R-170), son muy inflamables y deben ser manejados con todas las precauciones del caso.

- **Compuestos inorgánicos:** El agua (R-718), amoníaco (R-717) y Dióxido de carbono están dentro de esta clasificación. El amoníaco es utilizado en la industria, especialmente en producción de alimentos.

- **Compuestos orgánicos no saturados:** Etileno (R-1150), Tricloroetileno (R-1114) y el Propileno (R-1270), se usan como refrigerantes secundarios. (Althouse, 2000)

2. Tipos de refrigerantes primarios según su composición.

CFC	HCFC	HFC
Cl – Cloro	H – Hidrógeno	H – Hidrógeno
F – Flúor	Cl – Cloro	F – Flúor
C – Carbono	F – Flúor	C – Carbono
	C – Carbono	

Tabla No. 1. Tipo de refrigerantes según su composición química.
(Althouse, 2000)

a. **Refrigerantes del Grupo 1 (CFC).** Son los de toxicidad e inflamabilidad despreciables. De ellos, los refrigerantes R-11, R-113 y R-114 se emplean en compresores centrífugos. Los refrigerantes R-12, R-22, R-500 y R-502 se usan normalmente en compresores alternativos y en los centrífugos de elevada capacidad. (Althouse, 2000)

b. **Refrigerantes del Grupo 2(HCFC).** Son los tóxicos o inflamables, o ambas cosas. El grupo incluye el **Amoníaco, Cloruro de etilo, Cloruro de metilo y Dióxido de azufre**, pero solo el **Amoníaco (R-717)** se utiliza aún en cierto grado. (Althouse, 2000)

c. **Refrigerantes del Grupo 3(HFC).** Estos refrigerantes son muy inflamables y explosivos. A causa de su bajo costo se utilizan donde el peligro está siempre presente y su uso no agrega otro peligro, como por ejemplo, en las plantas petroquímicas y en las refinerías de petróleo. (Althouse, 2000)

El grupo incluye el **Butano, Propano, Isobutano, Etano, Etileno, Propileno y Metano**. Estos refrigerantes deben trabajar a presiones mayores que la atmosférica para evitar que aumente el peligro de explosión. Las presiones mayores que las atmosféricas impiden la penetración de aire por pérdidas porque es la mezcla aire-refrigerante la que resulta potencialmente peligrosa. (Althouse, 2000)

3. Refrigerantes más usados en el mercado.

CFC	HCFC	HFC
R – 11	R – 22	R – 134 A
R – 12	R – 123	R – 125
R – 113		R – 404 A
R – 114		HP – 62
R – 115		HP – 80
R – 502		AZ – 50

Tabla No. 2. Refrigerantes más utilizados en el mercado

(A/C and Refrigeration Institute, 1987)

a. **Refrigerante 12 (R-12).** El R-12 es muy usado en refrigeración doméstica y comercial, así como en aire acondicionado. En temperaturas inferiores a su punto de ebullición, es un líquido transparente y casi sin color. Es casi inodoro, no es tóxico ni irritante y es apropiado para aplicaciones de alta, mediana y baja temperatura. (A/C and Refrigeration Institute, 1987)

b. Refrigerante 22 (R-22). El R-22 es similar al R-12 en sus características, sin embargo, tiene presiones de saturación mucho más altas que el R-12 para temperaturas equivalentes, tiene un calor latente de evaporación mucho mayor y un volumen específico inferior. Como resultado de lo anterior, para un volumen dado de vapor de refrigerante saturado, el R-22 tiene una capacidad de refrigeración mucho mayor. Este hecho permite el uso de menores desplazamientos en el compresor, resultando en algunos casos compresores más pequeños para obtener resultados comparables a los del R-12. El tamaño y la economía son factores críticos, tales como en unidades paquete, donde R-12 es comúnmente usado.

Por sus características a bajas temperaturas de evaporación y altos índices de compresión, la temperatura del vapor R-22 comprimido es tan alta, que frecuentemente daña al compresor. Copeland recomienda el uso del R-22 en sistemas de un solo paso para alta y mediana temperaturas únicamente, aun cuando es usable en baja temperatura en sistemas de varios pasos cuando la temperatura del vapor es controlada. (A/C and Refrigeration Institute, 1987)

c. Refrigerante 502 (R-502). El R-502 es una mezcla azeotrópica del R-22 y el R-115. Un azeótropo es el nombre científico dado a cierta mezcla de dos compuestos e la cual la mezcla resultante tiene características diferentes a las de sus componentes, y que puede evaporarse y condensarse sin cambiar su composición. En la mayoría de sus características físicas el R-502 es similar al R-12 y al R-22. Aun cuando su calor latente de evaporación no es tan alto como el del R-12 y el del R-22, su vapor es mucho más pesado, o sea que su volumen específico es menor. Así como con el R-22 puede usarse un compresor con menor desplazamiento para obtener resultados equivalentes al R-12, el R-502 es recomendado para usos en bajas temperaturas por sus excelentes características en bajas temperaturas, y también para todas las aplicaciones de un solo paso donde la temperatura de evaporación sea inferior a $-17.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($0\text{ }^{\circ}\text{F}$). También es muy satisfactorio su uso en sistemas de doble paso y en aplicaciones para temperatura extra baja, y se está volviendo sumamente común para usos en temperatura mediana. (A/C and Refrigeration Institute, 1987)

d. Refrigerante 134-a. El refrigerante marca Suva134a, ha sido introducido por Dupont, como reemplazo de los clorofluorocarbonos (CFC) en muchas aplicaciones. La producción de CFC es reemplazada por el hidrofliuorucarbono HFC-134a .

Este refrigerante no contiene cloro y puede ser usado en muchas aplicaciones que actualmente usan CFC-12. Sin embargo en algunas ocasiones se requieren cambios en el diseño del equipo para optimizar el desempeño del Suva 134a en estas aplicaciones.

Las propiedades termodinámicas y físicas del Suva 134a y su baja toxicidad lo convierten en un reemplazo seguro y muy eficiente del CFC-12 en muchos segmentos de la refrigeración industrial más notablemente en el aire acondicionado automotriz, equipos domésticos, equipo estacionario pequeño, equipo de supermercado de media temperatura y chillers, industriales y comerciales. El Suva 134a ha

mostrado que es combustible a presiones tan bajas como 5,5 psig a 177 °C cuando se mezclan con aire a concentraciones generalmente mayores al 60 % en volumen de aire. (A/C and Refrigeration Institute, 1987)

e. Refrigerante 404A (R-404). El R-404A es una mezcla ternaria compuesta por R-125, R-143a y R-134a. Sus características termodinámicas lo constituyen como el sustituto ideal del R-502 para el sector de la refrigeración en nuevas instalaciones para bajas y medias temperaturas. El R-404A se caracteriza por su notable estabilidad química y de un bajo deslizamiento de temperatura. Su principal aplicación son las instalaciones nuevas para bajas y medias temperaturas .

El R-404A es una mezcla de refrigerantes a base de HFC, los cuales no son compatibles con los lubricantes tradicionales que trabajaban con R-502. El único lubricante idóneo para utilizar con el R-404A es el aceite polioléster (POE).

El R-404A es muy poco tóxico incluso con exposiciones prolongadas de tiempo. El AEL (Allowable Exposure Limit) es de 1000 ppm (8 horas, TWA). Los envases del R404A deben almacenarse en lugares frescos y ventilados lejos de fuentes de calor. Los HFC constituyen los gases refrigerantes definitivos, sin cloro y con átomos de hidrógeno, sin potencial destructor del ozono (ODP) y muy bajo efecto invernadero (GWP). (A/C and Refrigeration Institute, 1987)

4. Refrigerantes secundarios. El agua es un refrigerante secundario, no tiene mayor costo, no es tóxica, y ampliamente no corrosiva. Por lo tanto, es un excelente refrigerante secundario, junto al cloruro de calcio y cloruro de sodio, etileno y otros. (Althouse, 2000)

Son utilizados en los Chillers, que son sistemas muy populares debido a su relación costo-efectividad. (Althouse, 2000)

5. Temperatura de saturación de refrigerante. A temperaturas normales, los tres refrigerantes pueden existir únicamente en la forma de gas, a menos que se sometan a altas presiones, pues que sus puntos de ebullición a la presión atmosférica son muy inferiores a $-17.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ ($0\text{ }^{\circ}\text{F}$); por esta razón, los refrigerantes siempre se almacenan y se transportan en tanques de presión especiales. Siempre que un refrigerante en forma de líquido o vapor, se encuentre presente en un sistema cerrado, sin la influencia de presiones externas, el refrigerante se evaporará o condensará dependiendo de la temperatura exterior, hasta que la temperatura que corresponde a la presión de saturación y la temperatura exterior se iguales y no exista transmisión de calor. (Althouse, 2000)

6. Evaporación de refrigerantes. Se supone que el refrigerante en un sistema de refrigeración tiene su temperatura equilibrada con la temperatura exterior. Si en vez de cambiar la temperatura exterior, se disminuye la presión del sistema, se reducirá su punto de saturación, por lo que la

temperatura del refrigerante líquido se encontrara por encima de su punto de ebullición y comenzara este a hervir violentamente absorbiendo calor del proceso y gasificándose conforme se produce el cambio de estado. Ahora fluirá el calor del exterior hacia el sistema debido a la baja temperatura del refrigerante, y la ebullición continuara hasta que la temperatura exterior se reduzca a la temperatura de saturación del refrigerante, o hasta que la presión del sistema aumente nuevamente a la presión de saturación equivalente a la temperatura exterior. Si existe un medio, como un compresor, para substraer el vapor del refrigerante para que no aumente la presión mientras que el refrigerante esta siendo inyectado en el sistema, podrá haber una refrigeración continua. Básicamente este es el proceso que tiene lugar en el evaporador en un sistema de refrigeración. (Althouse, 2000)

	R-12	R-134a
Fórmula química	CCl_2F_2	CH_2FCF_3
Peso molecular (g/mol)	120.9	102.0
Punto de ebullición (°C)	-29.8	-26.1
Punto de congelación (°C)	-158	-101
Temperatura crítica (°C)	112	101.1
Presión crítica (Bar)	41.15	40.60
Volumen crítico (m ³ /kg)	$1.79 \times 10e-3$	$1.95 \times 10e-3$
Densidad crítica (kg/m ³)	558	511.7
Densidad del líquido (a 25°C) (kg/m ³)	1310.9	1206
Tensión de vapor (a 25 °C) (Bar)	6.51	6.66
Densidad del vapor saturado (kg/m ³)	6.31	5.26
Calor específico del líquido (25°C) (kJ/kg.K)	0.9809	1.43
Calor específico del vapor (25 °C) (kJ/kg.K)	0.6755	0.852
Calor de evaporación (kJ/kg)	135.25	217.1
Conductividad térmica (25 °C)		
Líquido (W/m.K)	$70.19 \times 10e-3$	$82.45 \times 10e-3$
Vapor (W/m.K)	$9.7 \times 10e-3$	$14.5 \times 10e-3$
Viscosidad (a 25 °C y 1,013 bar)		
Líquido (N.s/m ²)	$0.258 \times 10e-3$	$0.204 \times 10e-3$
Vapor (N.s/m ²)	$0.0125 \times 10e-3$	$0.012 \times 10e-3$
Tensión superficial (25 °C) (N/m)	0.009	0.0083
Solubilidad en el agua (a 25 °C y 1,013 bar) (Peso %)	0.028	0.15
Solubilidad del agua en el refrigerante (25 °C) (Peso %)	0.009	0.11
Límite de inflamabilidad en el aire	NO	NO
Potencial de destrucción del ozono	1	0

a.

Physical Properties of Refrigerants	R-500	R-502
Environmental Classification	CFC	CFC
Molecular Weight	99.3	111.6
Boiling Point (1 atm, F)	-28.5	-49.5
Critical Pressure (psia)	605.2	582.8
Critical Temperature (F)	215.8	177.3
Critical Density (lb./ft ³)	30.7	35.5
Liquid Density (70 F, lb./ft ³)	73	77
Vapor Density (bp, lb./ft ³)	0.329	0.388
Heat of Vaporization (bp, BTU/lb.)	86.4	74.2
Specific Heat Liquid (70 F, BTU/lb. F)	0.2782	0.2958
Specific Heat Vapor (1 atm, 70 F, BTU/lb. F)	0.1725	0.1641
Ozone Depletion Potential (CFC 11 = 1.0)	0.66	0.23
Global Warming Potential (CO2 = 1.0)	7943	4581
ASHRAE Standard 34 Safety Rating	A1	A1

b.

Tabla No. 3, a y b. Propiedades físicas y químicas del R-12, R-134 a, R-500 y R-502.

(www.rbrefrigeracion.com)

C. El ciclo de refrigeración

En general se define la refrigeración como cualquier proceso de eliminación de calor, más específicamente, se define como la rama de la ciencia que trata con los procesos de inducción y mantenimiento de la temperatura de un espacio o material a temperatura inferior con respecto de los alrededores correspondientes. (Copeland, 2002)

Para lograr lo anterior, debe sustraerse calor del cuerpo que va a ser refrigerado y ser transferido a otro cuerpo cuya temperatura es inferior a la del cuerpo refrigerado. Debido a que el calor eliminado del cuerpo refrigerado es transferido a otro cuerpo, es evidente que refrigeración y calentamiento son en realidad los extremos opuestos del mismo proceso. (Copeland, 2002)

La refrigeración continua puede lograrse por diferentes procesos. En la gran mayoría de las aplicaciones y casi exclusivamente en las de pequeño caballaje, el sistema de compresión de vapor, comúnmente llamado **ciclo básico de compresión**, se usa para el proceso de refrigeración. Sin embargo, se han usado exitosamente sistemas de absorción en diversas aplicaciones. En un equipo de mayor caballaje se emplean los sistemas centrífugos, que corresponden a una adaptación del ciclo de compresión. (Copeland, 2002)

1. Sistemas de refrigeración de absorción. Los sistemas de absorción se caracterizan por el hecho de que el refrigerante es absorbido por un absorbente en el lado de baja presión del sistema y es liberado en el lado de alta presión. La ventaja derivada de estos procesos adicionales es que el trabajo suministrado al sistema sólo necesita ser el suficiente para bombear un líquido desde la región de baja presión a la de alta del sistema. Se ha podido observar varias veces que el trabajo para bombear una masa determinada de gas o de vapor es mucho mayor que el necesario para bombear una masa igual de líquido. (Althouse, 2000)

2. Ciclo sencillo de refrigeración por compresión. El sistema de refrigeración que más se emplea es el de compresión. Un sistema de refrigeración por compresión está constituido por cuatro componentes principales:

- Compresor
- Condensador
- Evaporador
- Válvula de expansión

(Copeland, 2002)

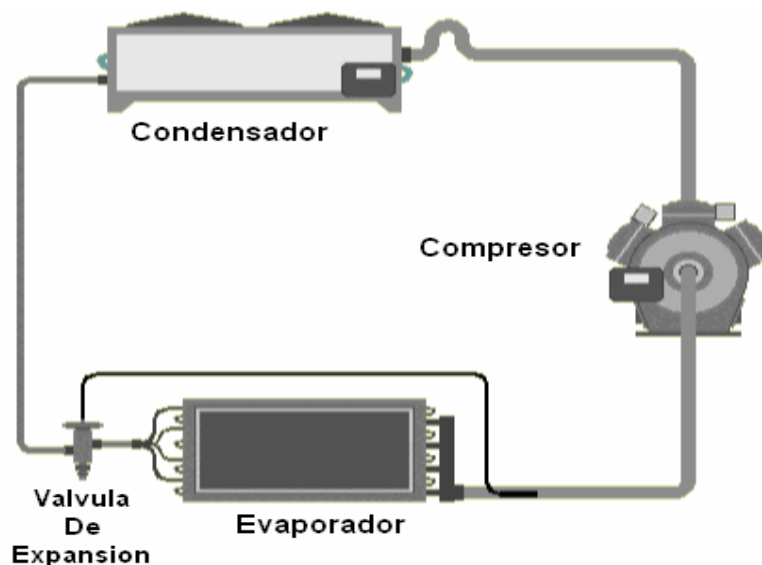


Figura No. 4. Sistema de refrigeración por compresión.

(Copeland, 2002)

En las máquinas de este tipo constituye la parte central del sistema la bomba o compresor, que recibe vapor a baja presión y lo comprime. Con esta operación se elevan considerablemente la presión y la temperatura del vapor. Luego, este vapor comprimido y calentado fluye por el tubo de salida hasta el condensador o permutador térmico, donde el vapor cede su calor al agua o aire frío que rodea al condensador. En esta forma su temperatura desciende hasta el punto de condensación, y se convierte en líquido con la correspondiente liberación de calor que ocurre en estos casos. (Copeland, 2002)

El agente frigorífico, en estado líquido, pasa del condensador hasta un receptáculo y de allí fluye por un conducto o válvula de expansión, o el tubo reductor, disminuye la presión del líquido a medida que fluye dentro del vaporizador para enfriarlo. Este vaporizador se haya en el espacio que desea refrigerar. El aire tibio de este recinto le transmite, por contacto, al vaporizador parte de su calor, y hace que el líquido se evapore. Como se ve, este nuevo cambio de estado, de líquido a vapor, se efectúa aumentando la temperatura. A continuación, aspira el compresor, por el tubo de succión, el vapor caliente del evaporador, y, después de volverlo a comprimir, lo impulsa al condensador, como se explicó anteriormente. Se repite así el proceso en ciclos continuos. (Copeland, 2002)

En las grandes instalaciones refrigeradoras se utiliza generalmente amoníaco como agente frigorífico, mientras que en los refrigeradores domésticos se emplea anhídrido sulfuroso, cloruro de metilo y freón. Desde que se comenzó a refrigerar mediante sistemas mecánicos se ha aumentado constantemente el número de agentes frigoríficos, lo cual se debe a las investigaciones efectuadas por los químicos en su afán de hallar nuevas sustancias con características apropiadas para responder a las necesidades planteadas por los nuevos usos y tipos de instalaciones. Los refrigerantes sintéticos conocidos con el nombre de freones, constituyen un buen ejemplo del resultado alcanzado gracias a las investigaciones científicas.

Existen dos presiones en el sistema de compresión: La evaporación o baja presión y la de condensación o alta presión. (Copeland, 2002)

El refrigerante actúa como medio de transporte para mover el calor del evaporador al condensador donde es despedido a la atmósfera, o en casos de sistemas enfriados por agua, al agua de enfriamiento. Un cambio de estado de líquido a vapor y viceversa permite al refrigerante absorber y descargar grandes cantidades de calor en forma eficiente. (Copeland, 2002)

Tanto el sistema de enfriamiento por absorción como el de compresión, están basados en los cambios de estado del agente frigorífico. Ambos sistemas tienen condensador, vaporizador y el medio adecuado para crear la presión necesaria que motive la condensación, tal como un compresor o una fuente que produzca calor. (Copeland, 2002)

3. Diagrama presión–entalpía. Para poder comprender mejor el ciclo de refrigeración es necesario utilizar la siguiente gráfica:

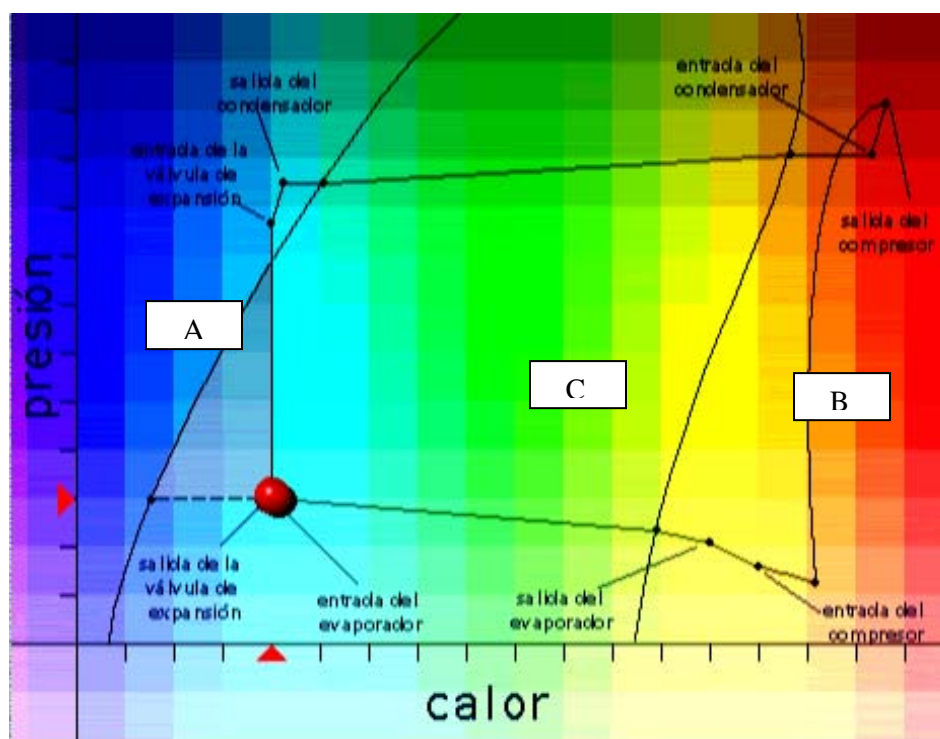


Figura No. 5. Gráfica de presión-temperatura en el ciclo de refrigeración.

(A/C and Refrigeration Institute, 1987)

En la zona de la izquierda que corresponde a la condensación (Figura No. 5, parte A), en la cual el refrigerante está completamente líquido; en la zona de la derecha que corresponde a la evaporación (Figura No. 5, parte B), el refrigerante está completamente gaseoso y en la zona central (Figura No. 5, parte C) en

donde el refrigerante está en transformación, por lo tanto se evapora al suministrarle calor o se condensa al retirarle calor. (A/C and Refrigeration Institute, 1987)

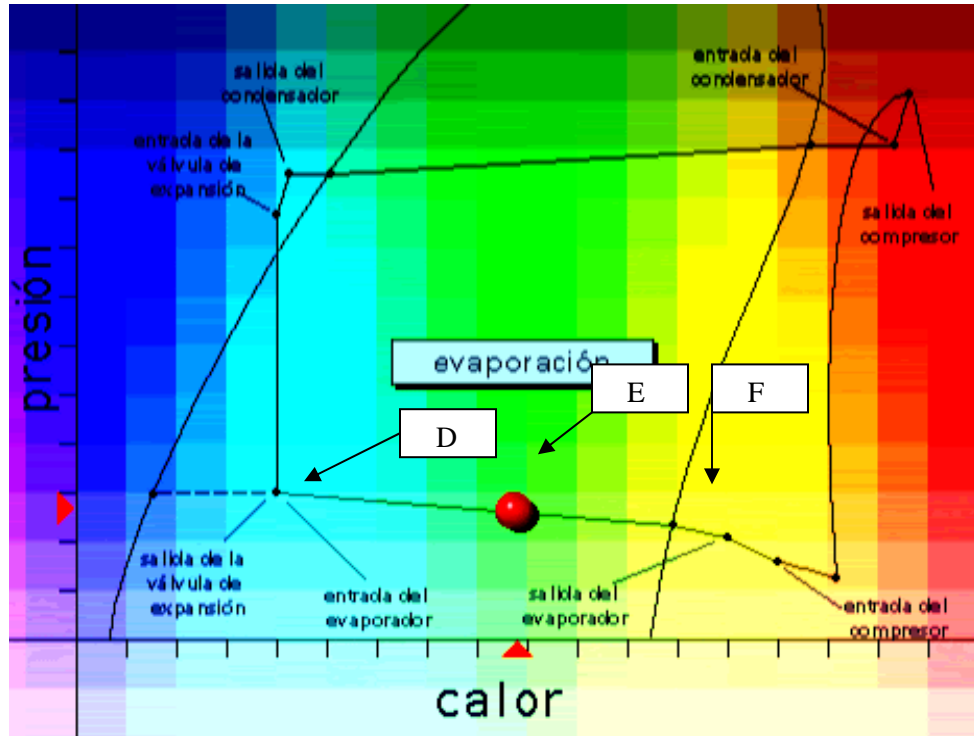


Figura No. 6. Evaporación.

(A/C and Refrigeration Institute, 1987)

El refrigerante que sale de la válvula de expansión y está listo para entrar al evaporador (figura No. 6, parte D), el refrigerante se encuentra totalmente líquido, pero no totalmente pues a la salida de la válvula de expansión parte del refrigerante se evapora en la descompresión, es decir, pierde parte de su presión. A partir de este punto el refrigerante absorbe calor del aire a climatizar. En el punto (figura No. 6, parte E), el refrigerante se ha evaporado completamente, pero su temperatura aumenta antes de salir del evaporador, por lo que se dice que el refrigerante está sobrecalentado (figura No. 6, parte F) y sigue absorbiendo calor debido a la temperatura de las tuberías de succión.

(A/C and Refrigeration Institute, 1987)

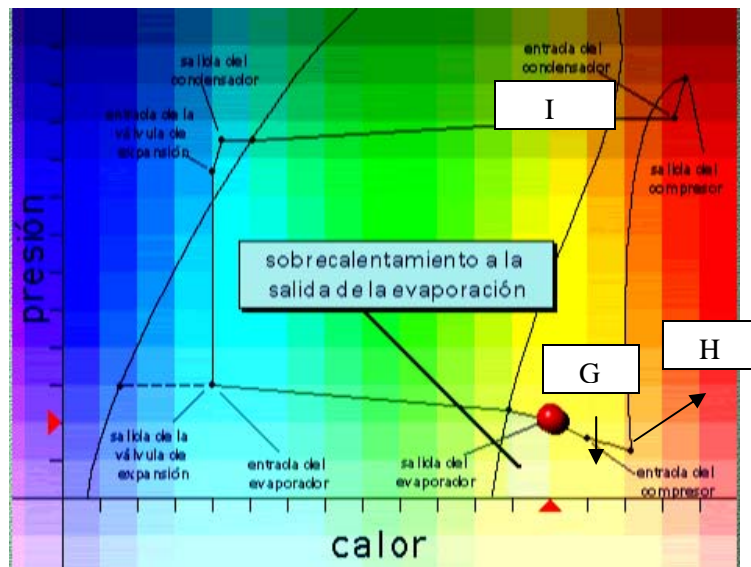


Figura No. 7. Sobrecalentamiento a la salida de la evaporación.

(A/C and Refrigeration Institute, 1987)

La temperatura del refrigerante aumenta antes de salir del evaporador, entonces se dice que está sobrecalentado (figura No. 7, Parte G), y sigue absorbiendo calor debido a la temperatura de las tuberías de succión. Posteriormente llega al compresor (figura No. 7, Parte H), donde aumenta su presión y temperatura. Al salir del compresor (figura No. 7, Parte I), el refrigerante pierde calor. Lo primero que pierde son los grados de sobrecalentamiento al entrar al condensador. (A/C and Refrigeration Institute, 1987)

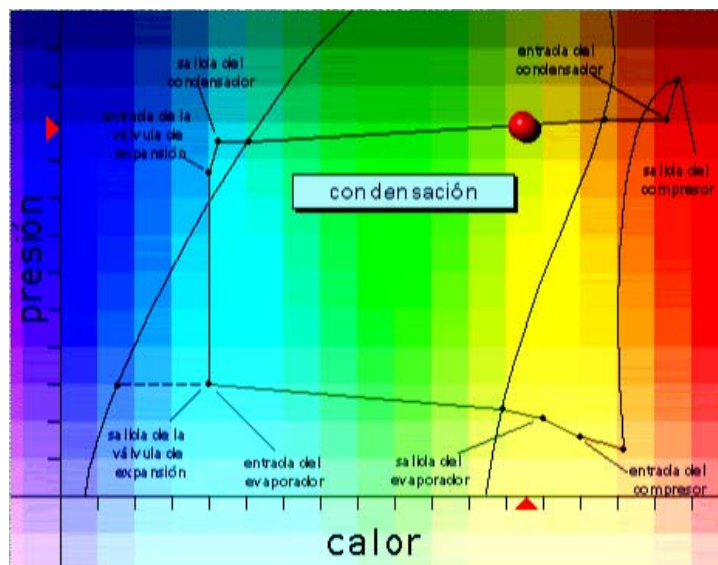


Figura No. 8. Condensación.

La condensación no ocurrirá hasta que el refrigerante haya cedido todo el sobrecalentamiento, una vez el refrigerante haya cedido todo el calor a un medio exterior el refrigerante se condensa, el proceso de condensación continúa durante el trayecto del refrigerante dentro del condensador, el calor de condensación es extraído al aire exterior si se trata de un condensador enfriado por aire, durante la condensación la temperatura del refrigerante continúa constante (figura No. 8). (A/C and Refrigeration Institute, 1987)

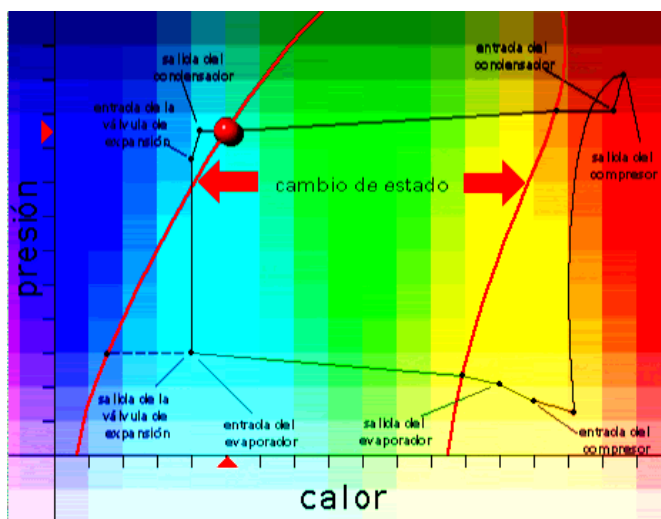
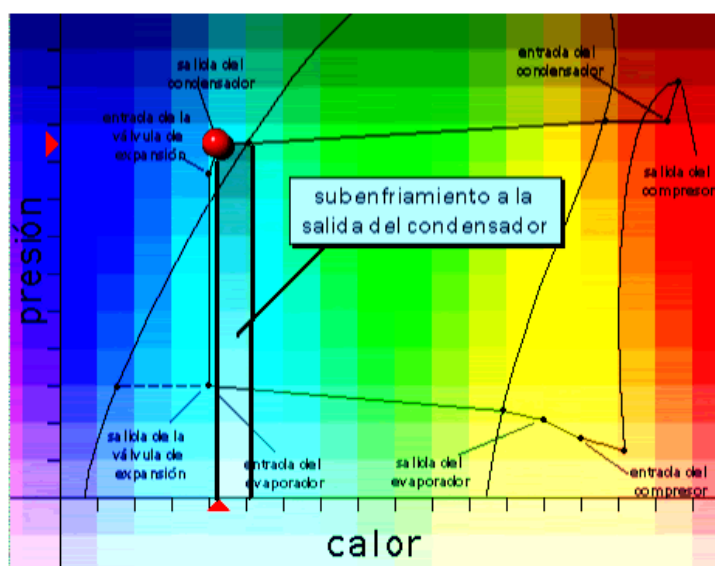


Figura No. 9. Cambio de estado.

(A/C and Refrigeration Institute, 1987)

La pérdida de energía se traduce en un cambio de gas a líquido (figura No. 9).



Gráfica No. 10. Subenfriamiento a la salida del condensador.

(A/C and Refrigeration Institute, 1987)

En la parte baja del condensador, el refrigerante está completamente líquido una vez condensado el refrigerante termina su recorrido en la parte baja del condensador y allí pierde algunos grados de temperatura, este es el proceso de subenfriamiento (figura No. 10), mientras más tiempo el refrigerante permanece en el condensador más se subenfriará, el refrigerante llega a la válvula de expansión conservando algunos grados de subenfriamiento, en la válvula de expansión el refrigerante una pérdida considerable de presión lo que reduce instantáneamente la temperatura a la deseada en el evaporador. (A/C and Refrigeration Institute, 1987)

D. Componentes de un sistema de refrigeración

1. Compresores. El compresor tiene dos funciones en el ciclo de refrigeración:

-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.

(Copeland, 2002)

a. Tipos de compresores. Existen tres tipos básicos de compresores:

- 1) Centrífugos
- 2) Reciprocantes
- 3) Rotativos

1) Compresores centrífugos. Son utilizados ampliamente en grandes sistemas centrales de acondicionamiento de aire y los compresores giratorios se utilizan en el campo de los refrigeradores domésticos. Sin embargo, la mayoría de compresores utilizados en tamaños de menor caballaje para las aplicaciones comerciales, domésticas e industriales son **reciprocantes**. (Copeland, 2002)

2) Compresores reciprocantes. El diseño de este tipo de compresores es similar a un motor de automóvil moderno, con un pistón accionado por un cigüeñal que realiza carreras alternas de succión y compresión en un cilindro provisto con válvulas de succión y descarga. Debido a que el compresor reciprocante es una bomba de desplazamiento positivo, resulta apropiado para volúmenes de desplazamiento reducido, y es muy eficaz a presiones de condensación elevada y en altas relaciones de compresión. (Copeland, 2002)

a) Compresores de tipo abierto. Los primeros modelos de compresores de refrigeración fueron de este tipo. Con los pistones y cilindros sellados en el interior de un Cárter y un cigüeñal extendiéndose a través del cuerpo hacia afuera para ser accionado por alguna fuerza externa. Tiene un sello en torno del cigüeñal que evita la pérdida de refrigerante y aceite del compresor. (Copeland, 2002)

Este compresor ha sido reemplazado por el moto-compresor de tipo semihermético y hermético, y su uso continua disminuyendo a excepción de aplicaciones especializadas como es el acondicionamiento de aire para automóviles. (Copeland, 2002)

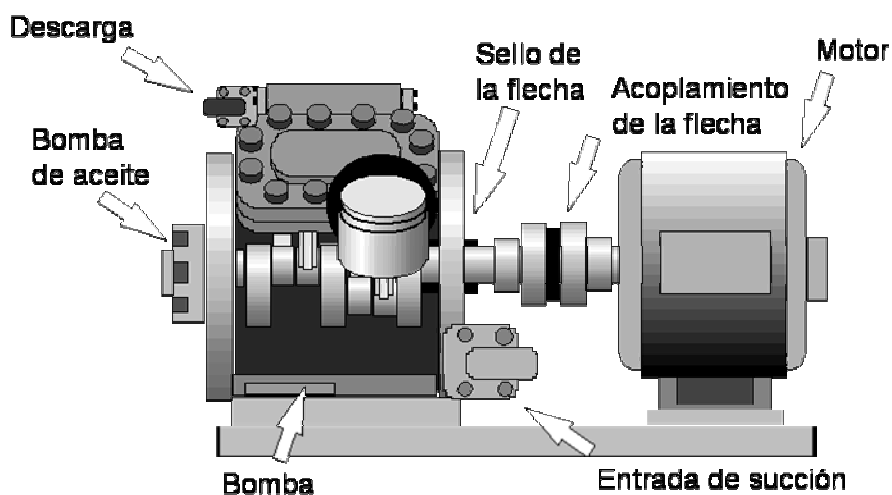


Figura No. 11. Compresores de tipo abierto

(www.rbrefrigeración.com)

b) Moto-compresores semiherméticos. El compresor 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. (Copeland, 2002)

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 de Carter son desmontables permitiendo el acceso para sencillas reparaciones en el caso de que se deteriore el compresor. (Copeland, 2002)

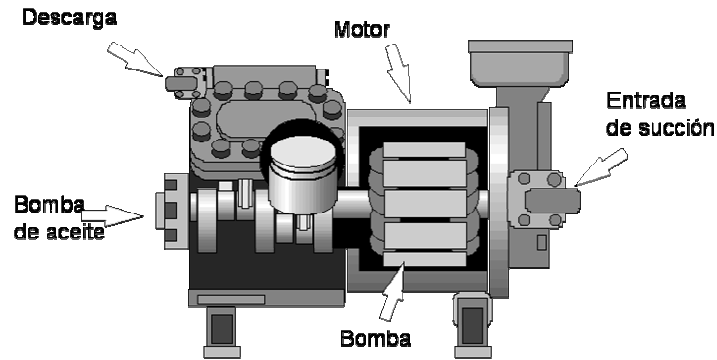


Figura No. 12. Motocompresores semi-herméticos.

(www.rbrefrigeración.com)

c) Moto-compresor hermético. Este fue desarrollado en un esfuerzo para lograr una disminución de tamaño y costo y es ampliamente utilizado en equipo unitario de escasa potencia. Como en el caso del moto-compresor semihermético, el motor eléctrico se encuentra montado directamente en el cigüeñal del compresor, pero el cuerpo es una carcasa metálica sellada con soldadura. En este tipo de compresores no pueden llevarse acabo reparaciones interiores puesto que la única manera de abrirlos es cortar la carcasa del compresor. (Copeland, 2002)

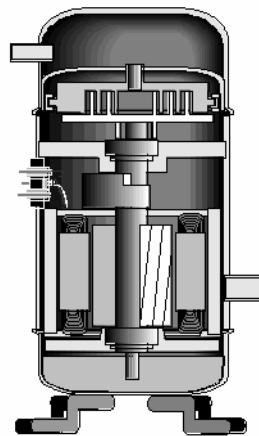


Figura No. 13. Motocompresor hermético.

(www.rbrefrigeración.com)

3) Compresores rotativos. A diferencia de los alternativos presentan un caudal de salida de gas comprimido continuo sin intermitencia. Además no disponen de masas con movimiento alternativo por lo que presentan menos vibraciones y producen menos ruido que los anteriores. Los más utilizados son:

a) Compresores de paletas. Constan de una cámara cilíndrica, en la que gira un rotor también cilíndrico pero con el eje desplazado respecto a la anterior. El rotor está provisto de paletas, al girar y por efecto de la fuerza centrífuga estas paletas tienden a salir del rotor y se apoyan en la cámara, dando lugar a unos compartimentos de capacidad variable. (Copeland, 2002)

b) Compresor de tornillo. Este tipo de compresor también denominados rotatorio helicoidal consta de un cuerpo y dos largos engranajes helicoidales o tornillos en contacto que giran en sentido contrario. Uno de ellos es el motriz o primario y tiene su lateral dividido en cuatro pasos de perfil semicircular. El otro tornillo el secundario es desplazado por el primero y presenta en su lateral seis canales que se corresponden con los pasos del tornillo motriz. El refrigerante procedente del evaporador queda atrapado en los espacios existentes entre los dientes del tornillo secundario, dando vueltas con él y comprimiéndose a medida que avanza hacia la salida, ya que el volumen disponible entre las ranuras que dejan los tornillos va disminuyendo gradualmente. Este tipo de compresores se utilizan para capacidades frigoríficas superiores a la 150000 kcal/h. (Copeland, 2002)

2. Condensadores

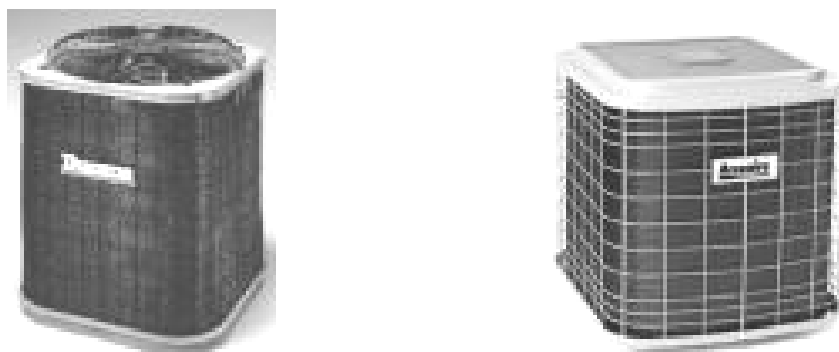


Figura No. 14. Condensadores.

(www.carrier.com)

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. 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, de aquí el nombre de **Condensador**. (Copeland, 2002)

La capacidad de transferencia de calor de un condensador depende de varios factores:

- Superficie del condensador
- Diferencia de temperatura entre el medio enfriador y el gas refrigerante.
- Velocidad del gas refrigerante en los tubos del condensador.
- Volumen de flujo del medio enfriante sobre o a través del condensador. La transferencia de calor aumenta con la velocidad tanto para el aire como para el agua, y en el caso de aire, aumenta asimismo con la densidad.
- El material con el que se ha construido el condensador. Puesto que la transferencia de calor es diferente en materiales distintos, los metales más eficaces aumentarán la capacidad.
- Limpieza de la superficie de transferencia de calor. La suciedad, incrustación o corrosión, pueden reducir la transferencia del calor.

(Copeland, 2002)

a. Tipos de Condensadores

1) Condensadores enfriados por aire:



Figura No. 15. Condensador enfriado por aire.

(www.carrier.com)

El condensador más comúnmente usado es el tubo con aletas en su exterior, las cuales disipan el calor al aire ambiente. A excepción de unidades domésticas muy pequeñas, las cuales dependen de la circulación del aire ambiente por gravedad, la transferencia de calor se lleva a cabo de modo eficaz forzando grandes cantidades de aire a través del condensador. (Copeland, 2002)

Constan en un serpentín o conjunto de tubos normalmente de cobre por cuyo interior circula el refrigerante. Soldados a estos y en sentido perpendicular se disponen unas laminas de aluminio cuya función es elevar la superficie de transferencia de calor por radiación por lo que estos tubos reciben el adjetivo de aleteados. Normalmente en estos condensadores el aire se hace circular de manera forzada a través de ventiladores que se pueden montar de manera que, o bien impulsan el aire sobre el conjunto de tubos aleteados o bien extraen el aire a través del condensador. (Althouse, 2000)

2) Condensadores enfriados por agua. Estos se dividen en tres tipos:

- **Condensadores de contracorriente:** Están basados en los intercambiadores de calor de doble tubo concéntrico y pueden adoptar una disposición horizontal o en espiral. En ellos el agua pasa por la luz del tubo interior y el gas por el espacio que delimita el tubo exterior y el interior.

- **Condensadores de inmersión:** Están formados por un depósito cilíndrico que tiene en su interior un serpentín en espiral por cuyo interior circula el agua de enfriamiento. El gas condensa en contacto con la superficie del serpentín, puede trabajar en sentido horizontal o vertical.

- **Condensadores multitubulares:** Está formado como los de inmersión por un recipiente cilíndrico que tiene en su interior multitud de tubos rectos o incluso con aletas que lo recorren longitudinalmente paralelos los unos a los otros y por cuyo interior circula el agua de enfriamiento.

(Copeland, 2002)

El inconveniente que presenta este tipo de condensadores es el alto consumo de agua, que en grandes instalaciones frigoríficas encarece mucho el proceso. En estos casos el agua se recupera para hacerla recircular y reutilizarla en su función condensadora enfriándola en equipos auxiliares denominados torres de enfriamiento o torres de refrigeración. En ellas el agua caliente que sale del condensador es atomizada o rociada desde la parte superior cayendo por gravedad hacia la parte inferior. Mediante la circulación de aire por el interior de la torre se consigue reducir la temperatura del agua al ceder este su calor al aire y también por evaporación de una parte de ella que pasa a la corriente de aire que se crea, tomando el calor necesario del resto del agua. El agua así enfriada se bombea de nuevo al condensador donde absorbe el calor de condensación procedente del refrigerante. Las pérdidas de agua por evaporación se compensan con una aportación de agua nueva. (Althouse, 2000)

3. Evaporadores

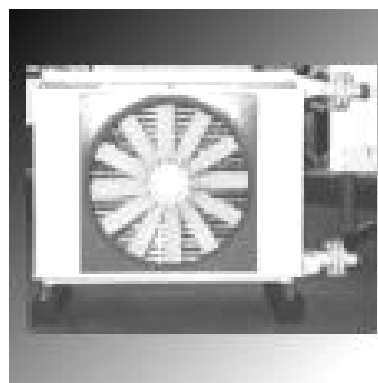
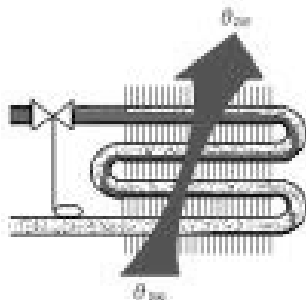


Figura No. 16. Evaporadores.

(www.rbrefrigeracion.com)

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. (Copeland, 2002)

Es un intercambiador de calor donde se efectúa la ebullición del refrigerante líquido que procede del compresor con la consiguiente absorción de calor del medio en el que se encuentra. (Copeland, 2002)

a. **Paso del refrigerante por el evaporador.** El refrigerante líquido a alta presión atraviesa la válvula de regulación convirtiéndose en líquido a baja presión. Al efectuarse este descenso de presión tiene lugar la ebullición con la consiguiente absorción de calor originando las clásicas burbujas. Mientras avanza a lo largo del evaporador la masa de líquido que contiene burbujas de vapor se convierte en una masa de vapor que arrastra gotas de líquido, mezcla que se denomina vapor húmedo. Finalmente cuando todo el líquido se ha evaporado este se denomina vapor saturado. La temperatura de éste vapor saturado sigue aumentando en el tramo final del evaporador debido al calor que absorbe del ambiente a enfriar alcanzando un punto más alto que la temperatura de saturación a la presión de evaporación existente, denominándose vapor sobrecalentado o recalentado. (Alhouse, 2000)

b. **Tipos de evaporadores.** Según como circula el refrigerante, se dividen en:

1) Evaporadores de expansión seca. Son aquellos en los que todo el líquido refrigerante que penetra en el evaporador se convierte completamente en vapor en el intervalo de tiempo que media desde que entra hasta que sale por el otro extremo, llegando a la tubería de aspiración del compresor en forma de vapor. Para su funcionamiento suele utilizarse una válvula de expansión termostática que regula el paso del líquido de acuerdo con la aspiración del compresor de forma que solo

deja entrar la cantidad que puede ser vaporizada totalmente. Para conseguir este efecto es necesario un recalentamiento al final del evaporador de aproximadamente 10 °C. (A/C and Refrigeration Institute, 1987)

2) Evaporadores de tipo inundado o seminundado. Trabajan completamente llenos de líquido refrigerante y los vapores que salen de él son saturados e incluso pueden arrastrar algo de líquido. El nivel de líquido en el evaporador se controla mediante una válvula de flotador y el vapor generado en la evaporación se separa del líquido en un separador de vapor o depósito cilíndrico antes de su salida a la tubería de aspiración del compresor. Este tipo de evaporadores está formado por una serie de tubos cuyo extremo esta conectado a un colector o tubo de diámetro un poco mayor por donde se hace la entrada común de refrigerante líquido. El otro extremo de los tubos desemboca en otro colector de mayor diámetro que el anterior en el que se efectúa la aspiración de manera uniforme. (A/C and Refrigeration Institute, 1987)

3) Evaporadores de tubos lisos. Están formados por un tubo de acero cuando se utiliza amoníaco o de cobre con freones al que se le da la forma más conveniente para su coloración en el recinto o recipiente que se desea enfriar. Se emplean como serpentines para el enfriamiento de líquido o para estar suspendidos del techo en cámaras de congelación y almacenes de conservación de congelados. (A/C and Refrigeration Institute, 1987)

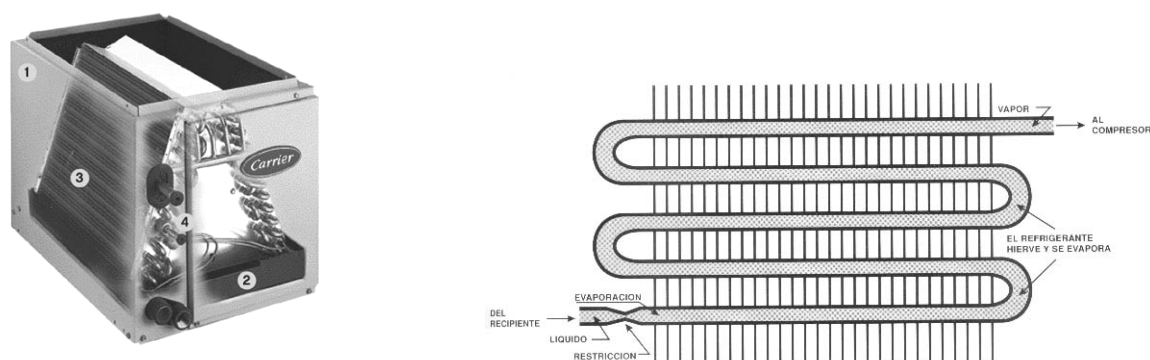


Figura No. 17. Evaporadores de tubo liso.

(www.carrier.com)

4) Evaporadores de placas. Se construyen con dos placas de aluminio acanalado soldadas entre sí y formando tubos en los cuales se evapora el refrigerante o con una tubería plegada instalada entre dos placas metálicas soldadas por los bordes. Se utilizan en armarios frigoríficos y en congeladores domésticos y comerciales. (A/C and Refrigeration Institute, 1987)

5) Evaporadores de tubos con aletas. Son serpentines de tubos lisos sobre los cuales se colocan placas metálicas o aletas que tienen el efecto de aumentar la superficie de intercambio del evaporador. La distancia entre los tubos que forman el serpentín así como la distancia entre las aletas varía siendo mayor cuanto menor es la temperatura para evitar problemas de restricción de la circulación del aire. En estos evaporadores el aire suele ser forzado o circular mediante ventiladores. La circulación del aire en el espacio refrigerado es esencial para la transferencia de calor del producto hacia el evaporador. (A/C and Refrigeration Institute, 1987)

6) Por convección natural. Asegurada por los gradientes térmicos que se producen en las distintas zonas como ocurre en los evaporadores utilizados en los congeladores domésticos y armarios o muebles expositores. (A/C and Refrigeration Institute, 1987)

7) Por convección forzada. Son tubos lisos o aleteados montados en una carcasa metálica y equipados con uno o más ventiladores para la circulación forzada del aire, aumentando la absorción de calor y reduciendo la superficie de evaporador necesaria. (A/C and Refrigeration Institute, 1987)

4. Válvula de expansión. La función es regular la entrada del fluido frigorífico en el evaporador y mantener la diferencia de presión necesaria entre los lados de alta y baja presión del sistema. Los tipos de válvula más utilizados son:

a. **Válvula de expansión manual.** Las válvulas de expansión manuales se utilizan, en ciertas ocasiones, cuando se dispone de un operario y resulta aceptable la alimentación manual de refrigerante líquido. Son válvulas de aguja que constan de una varilla metálica que acaba en una punta cónica. La varilla se regula con un tornillo pudiendo aproximarse más o menos el conducto de circulación del fluido frigorífico. (Copeland, 2002)

b. **Válvula de expansión automática.** La válvula de expansión automática se define mejor como una válvula de expansión de presión constante, puesto que modula su alimentación para mantener una presión fija predeterminada en el evaporador. La válvula de expansión automática, debido a su tendencia a agotar el evaporador en cargas fuertes y a inundarlo en cargas ligeras, ha sido sustituida por la válvula de expansión termostática y por tubos capilares. (Copeland, 2002)

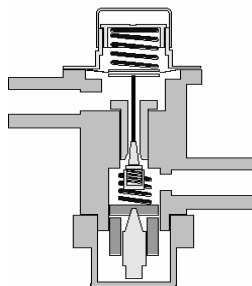


Figura No. 18. Válvula de expansión automática.
(www.rbrefrigeracion.com)

c. **Válvulas termostáticas de expansión.** El dispositivo más comúnmente utilizado para controlar el flujo del refrigerante líquido en el evaporador es la válvula termostática de expansión. 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 aguja que varía la abertura del orificio. (Copeland, 2002)

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 sobrecalentamiento 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. (Copeland, 2002)

Es conveniente imaginarse la acción de la válvula de expansión termostática teniendo en cuenta que la carga del bulbo térmico es el mismo refrigerante que está siendo utilizado en el sistema. Con la unidad en funcionamiento el refrigerante en el evaporador se evapora a su presión y temperatura de saturación. Durante el tiempo que el bulbo térmico esté expuesto a una temperatura superior, este 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. El resorte de sobrecalentamiento tiene una presión fija que hace que la válvula se cierre siempre que la diferencia neta entre la presión del bulbo y la presión del evaporador sea inferior a la fijada para el resorte de sobrecalentamiento. (Copeland, 2002)

A medida que se eleva la temperatura de gas refrigerante que abandona el evaporador (un aumento en el sobrecalentamiento) la presión ejercida por el bulbo térmico colocado en la salida del serpentín se aumenta y el flujo a través de la válvula de expansión aumenta; a medida que la temperatura del gas disminuye (una disminución del sobrecalentamiento) decrece la presión ejercida por el bulbo térmico y la válvula de expansión se cierra ligeramente disminuyendo el flujo. (Copeland, 2002)

Con un evaporador y una válvula de expansión correctamente seleccionados para la carga, la alimentación de la válvula de expansión será bastante estable en el punto de sobrecalentamiento deseado. Una válvula de expansión demasiado grande o un evaporador muy grande puede producir una alimentación errónea del evaporador, lo cual puede dar por resultado grandes fluctuaciones en la presión de succión del compresor y posible devolución de líquido al compresor. (Copeland, 2002)

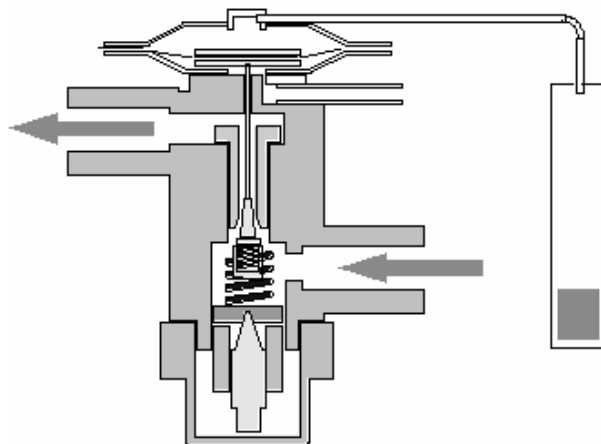


Figura No. 19. Válvulas termostáticas de expansión.

(www.rbrefrigeracion.com)

E. Propiedades de la carne de res

1. Componentes de la carne de res

a. **Humedad.** Existe una relación relativamente consistente entre el contenido de humedad de la carne y su contenido proteico. Esta relación es representada por una razón matemática de 3.6 partes de humedad a 1 parte de proteína. A medida que el contenido de proteína aumenta o disminuye, el contenido de humedad también aumenta o disminuye respectivamente a razón de 3.6:1. Normalmente, a medida que el contenido de grasa aumenta o disminuye, la combinación de humedad y proteína se desplaza en dirección opuesta. (Gunther, 1991)

La humedad es importante en los ingredientes cárnicos, ya que está involucrada en la disolución y dispersión de los ingredientes secos y en la extracción de proteína durante la fabricación de productos procesados. Se puede añadir agua adicional durante el procesamiento para mejorar los procesos ya mencionados, además de que la humedad añadida puede suavizar la textura de los productos bajos en grasa, reducir el aumento de la temperatura al emulsificar pastas o preparar mezclas (si se añade como hielo) y reduciría los costos de materia prima de los productos. (Gunther, 1991)

b. **Proteína.** La porción proteica es el componente más importante de los productos cárnicos. Los costos de los productos están basados en gran parte en la cantidad de proteína cárnica de sus formulaciones, y la mayoría de las regulaciones de procesamiento están basadas en parte del contenido proteico de los productos. (Gunther, 1991)

Existen tres tipos de proteínas en la carne. El tipo de proteína más valioso, tanto para animal vivo como para el procesador cárnico, es el de las proteínas contráctiles. El tipo de proteína más abundante en la carne es el de las proteínas del tejido conectivo. El tercer tipo de proteínas cárnicas es el de las proteínas sarcoplásmicas. (Gunther, 1991)

La *miosina*, particularmente, es la más funcional de todas las proteínas animales en la producción de productos cárnicos cocidos. Sin embargo, la mejor manera de extraer la miosina de la carne es removiendo la carne de las canales previo al desarrollo del rigor, y mezclándola con sal inmediatamente para prevenir el desarrollo de la forma contraída de la actomiosina. Si bien la actomiosina es la forma proteica usada con mayor frecuencia en la industria cárnica, se extrae con relativa facilidad y es relativamente buena para ligar agua y grasa, ella no es tan funcional como la miosina sola. Una vez que la actina y la miosina se han contraído para formar la forma irreversible forma actomiosina, es mucho más difícil extraer la miosina de la carne. (Gunther, 1991)

c. Grasa. La grasa es el componente más variable de la carne en cuanto a composición. Las células grasas viven y funcionan como todos los demás tipos de células y están llenas de lípidos, los cuales pueden variar grandemente en su composición de ácidos grasos. Las cadenas de ácidos grasos pueden variar en longitud de 12 a 20 carbonos, y pueden ser totalmente saturadas (ningún enlace dobles), monoinsaturadas (un enlace doble) o poliinsaturadas (dos o tres enlaces dobles). Mientras más insaturado sea un ácido graso, menor será su punto de fusión y más susceptible será la grasa a la oxidación y al desarrollo de sabores rancios y malos colores. (Gunther, 1991)

La oxidación de las grasas ocurre debido a la inestabilidad de los ácidos grasos insaturados. Los ácidos grasos insaturados son relativamente vulnerables a los efectos del oxígeno, iones metálicos (como hierro, magnesio, y sodio en músculos y agua dura) y luz ultravioleta, los cuales inician el proceso de oxidación. Una vez iniciado, este proceso es autopropagado y es a veces conocido como *autooxidación*. (Gunther, 1991)

Una vez iniciada, no hay manera de prevenir los efectos dañinos de la oxidación de ácidos grasos. Antioxidantes, como BHA, BHT y propilgalato, sirven para *prevenir* la formación de subproductos que causan sabores rancios en las etapas tempranas del proceso. Sin embargo, los antioxidantes no detienen el proceso una vez que se ha iniciado, sino que sólo minimizan el grado de deterioración del sabor. (Gunther, 1991)

d. Rigor mortis. El rigor mortis es el proceso por el cual los músculos de los animales se convierten en carne. También se le conoce como la rigidez de la muerte. Esta rigidez se debe a la contracción de los músculos al momento de la expiración, y procede hasta que la fuente de energía ha sido agotada y los músculos pierden su capacidad de relajarse. Este proceso es básicamente irreversible, salvo que cuando los canales son añejados, con el tiempo ciertas enzimas inherentes pueden causar la degradación de la estructura contraída. (Gunther, 1991)

Normalmente, la contracción ocurre a través de una compleja serie de reacciones bioquímicas en las que la miosina y la actina se deslizan la una por el lado de la otra para causar la contracción muscular. Las cabezas en los filamentos de miosina se extienden hacia el filamento de actina y lo atan, halando de esa forma a la actina y dando lugar a la acción de contracción. Con energía adicional las cabezas de miosina se despegan de la actina y se mueven (se arrastran) a lo largo de la molécula de actina. Esta disociación entre la miosina y la actina está también asociada con la relajación muscular, en que la actina y la miosina se separan. Los músculos de la gente y de los animales se contraen y relajan continuamente excepto a veces al dormir y después de la muerte. (Gunther, 1991)

Existe una demora en la instauración del rigor mortis que es única en cada especie. En general, mientras más grande es el animal, más larga es la insaturación del rigor mortis. Esta demora es provechosa, ya que permite que los músculos sean removidos de los canales mientras todavía se hallan en el estado prerigor y que sean combinados con sal para preservar dicho estado. Como se ha dicho anteriormente, el estado prerigor del músculo es la forma más fácil de la cual extraer la proteína altamente funcional, miosina. (Gunther, 1991)

2. Importancia de un cuarto frío en la conservación de la carne de

res. Actualmente, el uso de cuartos de congelamiento rápido viene a ser de vital importancia, no sólo a nivel local sino para poder competir con mercados exteriores. Debido al desarrollo que Guatemala ha tenido en los últimos años, el uso de sistemas convencionales representa un atraso en la competencia local y extranjera, por lo que el uso de sistemas adecuados, como los cuartos de congelamiento rápido, llenan las expectativas de calidad y conservación de la misma. A continuación se detallan los puntos más importantes, tanto en la conservación como en el deterioro de la carne.

a. La conservación de la carne. Los principales factores que determinan la conservación de la carne fresca, son las condiciones sanitarias observadas durante el beneficio, el ritmo de enfriamiento de la carne caliente, y la temperatura y humedad relativa a la que se haya conservado la carne durante el almacenamiento o transporte. (Dossat, 1989)

Las principales causas del deterioro y corrupción de la carne son las siguientes:

- Desarrollo excesivo de microorganismos en la superficie de la carne.
- Decoloración de los tejidos superficiales y las superficies de corte en la carne.
- Rancidez de la grasa.

(Dossat, 1989)

La rapidez con que aparecen estas diversas formas de descomposición varían considerablemente. Así, por ejemplo, en condiciones desfavorables (higiene deficiente, elevadas temperaturas de las superficies de la carne), la fermentación bacteriana se inicia a las pocas horas, mientras que en la carne enfriada mantenida a temperaturas inferiores a $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$, la putrefacción se inhibe y a veces pasan varios meses antes de que la grasa empiece a ponerse rancia. (Dossat, 1989)

La temperatura de la carne del animal recién matado es de 40 °C aproximadamente, en las partes más profundas. El principal objetivo del enfriamiento inicial mediante la refrigeración es conseguir con la mayor rapidez posible que la temperatura de la masa carnosa baje hasta un valor de entre 2 y 5 °C, con el objetivo de evitar la putrefacción causada por los microorganismos de la superficie o de los tejidos profundos. La carne enfriada se guarda a una temperatura de entre -1 y 4 °C para facilitar su comercialización y transporte. (Dossat, 1989)

Pero este tipo de almacenaje limita demasiado el tiempo de vida así como la manipulación de la misma, debido a que a esas temperaturas es muy fácil la aparición de microbios, los cuales son los responsables del deterioro de la carne. Por ejemplo, se encuentra la putrefacción microbiana que generalmente se manifiesta por la aparición en la superficie de la carne de una sustancia viscosa o moho blanco o gris, en manchas circulares, que generalmente van acompañadas de malos olores. Si bien se reduce la temperatura de la carne y se deseca parcialmente su superficie, se puede retardar mucho tiempo en este tipo de putrefacción, prácticamente se puede inhibir congelándola a temperaturas por debajo de -20 °C. (Dossat, 1989)

La decoloración de la carne es otra de las causas del daño en la misma, la cual puede verificarse rápidamente cuando hay putrefacción microbiana. Esta se debe básicamente a la desecación excesiva, que da una apariencia de pergamino u oscurecimiento de las partes cortadas. Otra de las causas puede ser por ciertas alteraciones químicas (oxidativas) de la carne, la rancidez, la cual ocurre cuando la carne no ha sido congelada a temperaturas extremadamente bajas o en rápido tiempo sino solo congelada o bien enfriada y dejada demasiado tiempo en el área de venta, por lo que su tiempo de vida es bastante limitado. (Dossat, 1989)

3. Congelación rápida. Es aquella que se lleva a cabo en dos horas o menos. En el caso de producción continua de carne, el tiempo requerido es bastante menor. Se ha comprobado que cuando la velocidad de congelación de la carne es muy rápida (por ejemplo, cuando el agua de los tejidos se congela entre 20 y 40 min), disminuye considerablemente la pérdida de jugos en la descongelación. Si el tiempo de congelación se disminuye entre 10 y 20 min, la pérdida de jugos disminuye en mayor grado; en el caso de la carne procesada es posible disminuir el tiempo de congelación para proveer producto terminado de fácil cocción. Dependiendo de la forma como se emplea la carne, las temperaturas pueden ser tan bajas como de -29 a -51 °C. El comercio de cortes de carne sometidos a congelación rápida requiere de un equipo frigorífico especial para su producción, almacenamiento, transporte y distribución. Si se satisfacen todas estas condiciones se podrá alcanzar una mejor calidad de carne. (Dossat, 1989)

4. Congelación en productos de carne de res. La carne es definida la legislación como la parte muscular comestible de los animales de abasto, sacrificados y faenados en condiciones higiénicas, incluyéndose en este concepto las porciones de grasa, hueso, cartílago, piel, tendones,

aponeurosis, nervios y vasos linfáticos y sanguíneos, que normalmente acompañan al tejido muscular, y que no se separan de éste, en los procesos de manipulación y transformación de la carne. (Dossat, 1989)

Después, según el procedimiento de conservación se tiene:

- Carne fresca, que es aquella que sólo ha sufrido las manipulaciones propias del faenado y oreo refrigerado, previos a su distribución, y que su temperatura de conservación durante este período ha oscilado entre $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $7\text{ }^{\circ}\text{C}$.

- Carne congelada, que es aquella que, además de las manipulaciones propias de la fresca, ha sido sometida a la acción del frío industrial hasta conseguir en el centro de la masa muscular una temperatura de $-18\text{ }^{\circ}\text{C}$ como mínimo, según la especie, la técnica y el tiempo de conservación previsible.

(Dossat, 1989)

Seguendo la legislación, se indica que, salvo que sean comercializadas en fresco, previo oreo refrigerado, las canales y despojos se deben almacenar en cámaras de refrigeración o congelación hasta su distribución posterior. (Dossat, 1989)

El transporte de carnes congeladas se debe hacer de forma que no se sobrepase en el centro de las piezas la temperatura de $-14\text{ }^{\circ}\text{C}$. El envasado de la carne antes de su congelación es muy importante por diversas razones:

- El embalaje protege a la carne de posibles pérdidas de humedad.
- El embalaje evita que se transmitan malos olores o sabores a la carne.
- El embalaje evita que el aire oxide a la carne.
- El embalaje evita infecciones bacterianas.

(Dossat, 1989)

Para refrigerar y congelar las carnes, los mataderos dispondrán de las instalaciones frigoríficas apropiadas, que comprenderán obligatoriamente lo siguiente:

- Sistemas de oreo refrigerado, que enfriarán las carnes a una temperatura igual o inferior a $7\text{ }^{\circ}\text{C}$ y los despojos a $3\text{ }^{\circ}\text{C}$, tomadas en el centro de las piezas. La operación se realizará en un tiempo máximo de 24 horas, y con una capacidad de tratamiento de todas las canales y despojos comestibles de todos los animales sacrificados en una jornada de máximo trabajo.
- Una o más cámaras de conservación de las carnes refrigeradas, capaces de mantener temperaturas comprendidas entre $-1\text{ }^{\circ}\text{C}$ y $1\text{ }^{\circ}\text{C}$ y capacidad suficiente para la producción teórica de una jornada de máximo trabajo.
- Una cámara refrigerada de consigna para el depósito de canales y despojos que hayan resultado sospechosos en la inspección veterinaria.

(Dossat, 1989)

III. JUSTIFICACIÓN

La química es hoy en día uno de los procesos más aplicados en la industria de los alimentos. A través de ella los alimentos sufren ciertas transformaciones o modificación para su propia conservación mejorando así las propiedades que los constituyen.

La carne es uno de los alimentos que ofrecen mayores ventajas para conservarse por el proceso de congelamiento, porque mantiene invariable su textura, sabor y valor nutritivo. Cuanto más pronto se realice y más rápido el enfriamiento de la carne, menos probabilidad y posibilidades tienen los gérmenes mesófilos de reproducirse. Los principios en que se basa el almacenamiento en refrigeración, se aplica por igual a la carne y a otros alimentos.

En Guatemala no se diseñan los sistemas de refrigeración de acuerdo al producto que será almacenado, tomando en cuenta sus características, tales como su temperatura y tiempo de almacenaje, temperatura de entrada y salida del producto, las cuales son únicas y totalmente distintas entre cada producto.

Es por ello, que el diseño de un cuarto frío específicamente para almacenar carne de res, implica un ahorro energético porque el tamaño, instalación y disposición del cuarto frío es el ideal para el tipo y la cantidad de alimento a almacenar, y por un mejor aprovechamiento de espacio físico por el estudio de la disposición del producto.

Con respecto a los equipos que se comercializan en la actualidad y que son utilizados en diversos productos, al realizar un equipo personalizado para la conservación de carne de res de corte fresco, se puede tener una reducción de costos tomando en cuenta todas las propiedades de dicho producto.

IV. OBJETIVOS

A. General :

- Diseñar un cuarto frío para corte fresco de una planta manejadora y procesadora de carne de res en Guatemala.
- Realizar el montaje de un cuarto frío para corte fresco de carne de res.

B. Específicos:

- Determinar las condiciones óptimas de conservación, por refrigeración, de carne de res de corte fresco.
- Seleccionar el refrigerante óptimo a emplear en un cuarto frío para la conservación de carne de res de corte fresco.
- Dimensionar los componentes del ciclo de refrigeración que satisfagan las condiciones óptimas de almacenaje de carne de res de corte fresco.

V. PROBLEMA A RESOLVER

Una empresa dedicada a la distribución de cárnicos, específicamente de carne de res de corte fresco, desea conservar su producto bajo refrigeración, pero en la actualidad no cuenta con un sistema de cuarto frío diseñado para este producto, lo cual está generando costos elevados, principalmente en el consumo energético del sistema de enfriamiento y, además, variaciones en las propiedades de la carne que está siendo almacenada, lo cual repercute en una inestabilidad de la calidad del producto.

VI. METODOLOGÍA

A. Recolección de información acerca de los sistemas de refrigeración mediante cuartos fríos

En esta etapa se realiza una recolección de todos los antecedentes acerca de los distintos tipos de sistemas de refrigeración, tipos de refrigerantes utilizados, así como consulta de bibliografía para la obtención de datos que serán utilizados en el diseño de dicho sistema.

B. Obtención de los datos proporcionados por la empresa de cárnicos para el diseño del sistema

Se obtienen los datos originales brindados por la empresa para el diseño del cuarto frío, tales como la cantidad de carne a ser almacenada, el tiempo de almacenaje de dicho producto y el tamaño disponible para el montaje de este sistema.

C. Cálculos para el diseño de cada uno de los componentes que conforman el sistema de refrigeración

En esta etapa se realizan todos los cálculos y operaciones correspondientes para el diseño (dimensionamiento y tipo) de cada uno de los componentes que forman parte del sistema de refrigeración: el compresor, condensador, evaporador y válvula de expansión, así como del sistema de tuberías y del refrigerante que serán utilizados para este.

D. Montaje del cuarto frío y de cada uno de los componentes que lo conforman

En esta etapa se aprecia el montaje del sistema de refrigeración de cuarto frío, con cada uno de sus componentes y el sistema de tuberías que conlleva su instalación, así como la puesta en marcha del mismo, así como el mantenimiento y cuidados que necesita dicho sistema.

VII. RESULTADOS

Tabla No. 4. Datos obtenidos del dimensionamiento del cuarto de refrigeración

Volumen del cuarto, V	90 m ³	3166.2 pie ³
Diferencial de temperatura, DT	26 °C	47 °F
Carga de refrigeración total	262350.21 kJ/día	248673.19 Btu/día
Toneladas de refrigeración	0.83 ton	0.83 ton
Eficiencia global del sistema, η_{sistema}	72%	

Tabla No. 5. Datos obtenidos del dimensionamiento del compresor

Carga general, W _o	69.03 m	226.5 pie
Efecto del refrigerante, ER	122.69 kJ/kg	52.86 Btu/lb
Gasto en peso del refrigerante	0.0286 kg/s ton	3.78 lb/min ton
Potencia/ton de refrigeración	0.831 kW/ton	1.11 hp/ton
Potencia, P	0.746 kW	1 hp
Tipo de compresor	Centrífugo de 2 etapas	
Material de construcción	Hierro negro	

Tabla No. 6. Datos obtenidos del dimensionamiento de la válvula de expansión

Pérdida de presión (%)	75	75
Razón de diámetros	0.474	0.474
Diámetro inicial, D _A	1.27 cm	0.5 pulg
Diámetro final, D _B	2.54 cm	1 pulg
Tipo de válvula	Válvula manual de aguja	
Material de construcción	Hierro negro	

Tabla No. 7. Datos obtenidos del dimensionamiento del condensador

Calor transferido, q	3.178 kW	10847.4 Btu/h
Flujo másico R-404 A, m	0.152 kg/s	1205.27 lb/h
Coefficiente de transm. de calor externo, h _o	0.1398 kW/m ² K	24.62 Btu/pie ² h °F
Coefficiente de transm. de calor interno, h _i	0.0569 kW/m ² K	10.02 Btu/pie ² h °F
Coefficiente global de transm. de calor, U _i	0.133 kW/m ² K	23.359 Btu/pie ² h °F
Area del equipo, A	2.90 m ²	31.166 pie ²
Ancho del condensador	1.2 m	3.94 pie
Longitud del condensador	2.4 m	7.91 pie
Tipo de condensador	Concha y tubos enfriado por agua a contracorriente	
Materiales de construcción	En el lado interno, los tubos hechos de cobre y en el exterior, la carcasa de hierro negro	

Tabla No. 8. Datos obtenidos del dimensionamiento del evaporador tipo serpentín

Calor transferido, q	2.072 kW	7070.98 Btu/h
Coefficiente de Transf. de calor por convección (lado caliente), h_c (caliente)	0.0768 kW/m ² K	13.52 Btu/pie ² h °F
Coefficiente de Transf. de calor por convección (lado frío), h_c (frío)	0.128 kW/m ² K	22.50 Btu/pie ² h °F
Coefficiente global de Transf. de calor, U	0.0479 kW/m ² K	8.44 Btu/pie ² h °F
Area de trans. de calor, A	8.64 m ²	93.09 pie ²
Número de serpentines de cobre a utilizar	4	4
Número de pasos por serpentín	5	5
Longitud total de cada tubería	20 m	65.62 pie
Tipo de evaporador	Evaporador de tubos lisos con una convección forzada	
Materiales de construcción	Serpentines hechos de cobre y la carcasa de hierro negro	

Tabla No. 9. Datos obtenidos del dimensionamiento del ventilador de flujo axial

Flujo másico aire, m_{aire}	0.412 kg/s	3260.02 lb/h
Flujo volumétrico aire, Q_{aire}	0.333 m ³ /s	42392.8 pie ³ /h
Potencia del aire, W_{aire}	5.29 kW	7.09 hp
Eficiencia del ventilador (%)	75	75
Potencia de eje, W_{eje}	7.46 kW	10 hp
Materiales de construcción	Carcasa hecha de hierro negro y las aspas de aluminio	

Tabla No. 10. Datos de otros accesorios instalados en el cuarto frío

Accesorio	Cantidad
Iluminación. Lámparas de candela de 100 W resistentes a la humedad	3
Termómetros empotrables para lectura de temperatura	2
Termostato digital para establecer la temperatura del cuarto frío	1
Alarma audible para el monitoreo del nivel de temperatura	1

Resultados del montaje del cuarto frío:

La duración del montaje del cuarto frío, desde su concepción hasta la finalización de la instalación de todos sus componentes, tuvo una duración de cuatro semanas, las cuales fueron organizadas de la siguiente manera:

- **Semana 1:**

Durante la primera semana, se llevó a cabo la fabricación de los paneles del cuarto frío. Estos paneles fueron fabricados de poliuretano de 5.08 cm (2 pulg.) de espesor, dentro de dos planchas de

aluminio stucco, color blanco. La razón de que su tiempo de fabricación sea tan extenso, es que dichas planchas de poliuretano se fabrican en moldes, los cuales tienen 1.17 m X 2.18 m (46 pulg. X 86 pulg.) como medidas estándar, por lo que para cuartos fríos que requieran de planchas de mayor tamaño a éste, deben de ser fabricados en dos partes para lograr hacer el tamaño requerido. La razón de utilizar aluminio en las planchas, consiste principalmente en que éste es un material que no permite corrosión, por lo que tiene mucha ventaja, comparado con el otro material utilizado para los mismos fines, que es la lámina de acero galvanizada.

- **Semana 2:**

Esta segunda semana fue dedicada únicamente al montaje de lo que son los paneles de poliuretano, esto debido a que no hay un cuarto específico para colocar dichos paneles, debieron ser colocados rieles en la superficie del piso, para que estos sirvieran para insertar los paneles, quedando asegurados las paredes del cuarto frío, lo cual es fundamental, para poder hacer el montaje de las planchas para el techo de dicho cuarto, que debido a que son varias planchas para cubrir el área del techo, debió instalarse una viga de aluminio, que sirviera como de soporte para dar rigidez a estas planchas. Estos paneles poseen uniones macho y hembra para poder ser conectados entre ellos, y poder quedar de esta manera sujetos entre ellos. Además en esta etapa se realizó la instalación de la puerta del cuarto, la cual fue de tipo diamante, con apertura hacia fuera, la cual al momento de su apertura, cuenta con cortinas de plástico reforzadas de 10.16 cm (4 pulg.) con un traslape de 2.54 cm (1 pulg.), las cuales minimizan las ganancias de calor por el ambiente externo.

- **Semana 3:**

Durante esta semana, se hicieron todas las instalaciones de refrigeración, las cuales incluyen la instalación del evaporador, el condensador, la válvula y el compresor, en el orden indicado; además de las instalaciones de tuberías de cobre hacia los equipos, instalaciones eléctricas de todos los equipos que componen el sistema de refrigeración. Esta etapa también incluyó la instalación de todos los accesorios dentro del cuarto de refrigeración, como la iluminación, que consiste de lámparas especiales con resistencia hacia la humedad, los termómetros empotrables para la lectura de temperaturas internas, el termostato digital para fijar la temperatura deseada dentro del cuarto frío y una alarma audible en caso existan variaciones de temperatura dentro del sistema de refrigeración.

- **Semana 4:**

Esta semana consistió principalmente en el arranque del equipo de refrigeración, la carga del refrigerante dentro del sistema y la realización de pruebas de funcionamiento de dicho sistema, mediante el monitoreo de todas las condiciones y temperaturas esperadas dentro del cuarto frío, funcionamiento de los componentes de este sistema, y ajustes necesarios a los equipos para su desenvolvimiento óptimo.

**CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN
DE VAPOR CON REFRIGERANTE R-404 A**

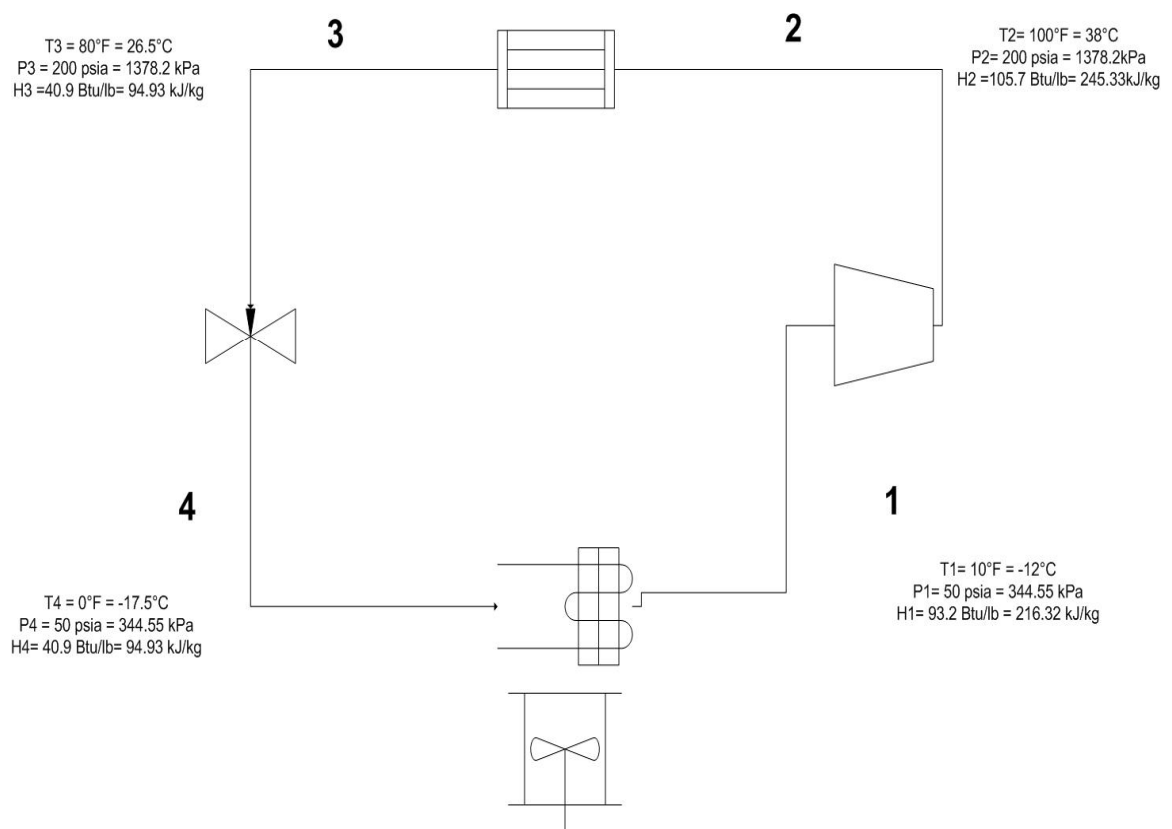


Figura No. 20. Ciclo de compresión para el cuarto frío

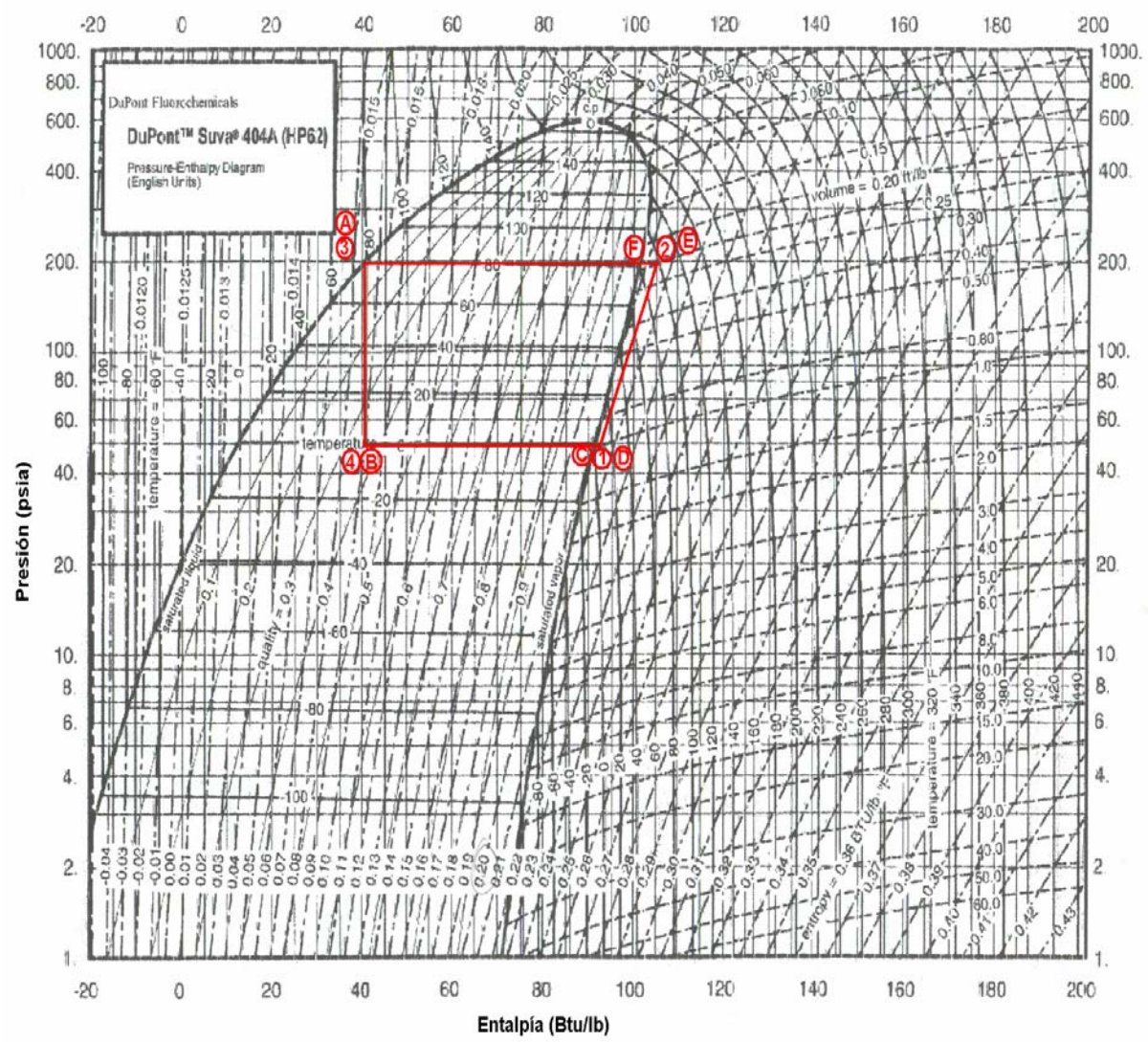


Figura No. 21. Ciclo de refrigeración analizado para el cuarto frío

VIII. DISCUSIÓN

El objetivo principal de este informe consistió en el diseño de un cuarto frío para corte fresco de una planta manejadora y procesadora de carne de res en Guatemala, así como el dimensionamiento de los principales componentes de dicho sistema de refrigeración, y la elección del refrigerante óptimo para el funcionamiento de dicho equipo.

El espacio con el que se contó para la instalación del cuarto de refrigeración estaba restringido a que este sistema de refrigeración debía de tener 90m^3 , por lo que se dimensionó de 6 m de largo, 5 m de ancho y 3 m de altura para poder tener el espacio necesario para el almacenamiento de la carne de res, y en base a estas dimensiones se calculó la carga de refrigeración necesaria, para mantener dicho cuarto a una temperatura promedio de $2\text{ }^\circ\text{C}$, la cual es una temperatura adecuada para la preservación del corte fresco de carne de res.

El dimensionamiento del sistema de refrigeración se basó en los cuatro componentes principales de un ciclo de refrigeración los cuales son el compresor, el condensador, la válvula de expansión y el evaporador.

Para la estimación de los diferentes componentes del ciclo de refrigeración analizado, se empleó como base de cálculo la cantidad de energía a remover del cuarto de refrigeración, considerando factores como la ganancia de calor debido a la filtración en el techo, paredes y piso del cuarto; por cambios de aire debidos al número de veces que se abren las puertas del cuarto frío; cargas por iluminación dentro del cuarto y la carga propiamente del producto que a conservar.

Luego de considerar todos estos factores para averiguar la remoción de calor necesaria, se encontró que la carga total en este sistema de refrigeración es aproximadamente 2.93 kJ/s (10000 Btu/h), lo cual, en términos de refrigeración consiste en 0.8 toneladas de refrigeración las necesarias. Cabe mencionar que esta carga de refrigeración ya tiene contemplado un porcentaje de sobredimensionamiento del 10 %, el cual se utiliza como un factor de seguridad para prevenir cualquier variación que se pueda dar en este sistema.

El dato de carga de refrigeración fue utilizado en el dimensionamiento del compresor, con el cual se logró calcular que para la cantidad y la compresión necesaria para el refrigerante, se necesita un compresor de 0.746 kW (1 hp) de potencia para dicho fin. Por esa razón se eligió un compresor centrífugo, de la potencia anteriormente mencionada, el cual tiene como funciones principales tomar el refrigerante en fase gaseosa del evaporador, e incrementarle la presión a dicho refrigerante de manera isentrópica, hasta llegar a la presión óptima para su ingreso a la sección de presión alta del sistema de refrigeración, mas específicamente, al condensador, como se puede observar en la figura 20, pág. 43.

Para la etapa del condensador, se utilizó un intercambiador de calor de concha y tubos de acero, con el refrigerante dentro de los tubos, y se utilizó agua en la parte de la carcasa para el enfriamiento del refrigerante; esta disposición debido a que favorece la transferencia de calor, ya que teniendo un flujo muy grande del fluido que está enfriando (agua por el lado de la carcasa), en contacto con un flujo menor por los tubos del fluido a ser enfriado, se logra maximizar la transferencia de calor hacia el refrigerante. Entonces,

para su dimensionamiento se necesitó calcular la cantidad de calor que iba a ser cedida por el refrigerante, por lo que teniendo este dato se podría utilizar para el lado del agua, para lograr realizar el cálculo del coeficiente global de transferencia de calor, U . Pero, para determinar este coeficiente se debía encontrar los coeficientes de transferencia de calor, tanto para el lado interno de los tubos como del externo, h_i y h_o (*ver tabla No. 7, pág. 40*).

Al realizar los cálculos para dichas constantes, se obtuvieron valores para h_o y h_i (como se puede observar en la tabla No. 7 pág. 40, sección Resultados) de 0.1398 y 0.0569 kW/m² K respectivamente, de lo que se puede observar que el lado externo tiene una mayor influencia en la transferencia de calor que el lado interno, por lo que ocurre una mayor transferencia de calor en el lado del agua que enfría el refrigerante (esto es en la carcasa). Una vez calculados estos datos, se pudo encontrar el área del equipo necesaria para que se diera en una manera eficiente la transferencia de calor entre los fluidos, la cual fue de 2.90 m², con lo cual se puede dar un tamaño del condensador de 1.2 m de ancho por 2.4 m de largo necesarios para el enfriamiento del refrigerante.

De forma similar fue dimensionada la válvula de expansión del sistema, la cual tiene la función opuesta al compresor, ya que este instrumento le disminuye la presión de manera brusca al refrigerante, antes de ingresar en la etapa del evaporador, pero lo hace de una manera isoterma, según el ciclo de refrigeración. Para ello, se utilizó la figura 32, pág. 74, en donde dependiendo del porcentaje de disminución de presión, se puede obtener el dato de la razón de diámetros de tuberías antes y después del paso del refrigerante por dicha válvula, la cual en este caso se obtuvo un dato de 0.474, por lo que se tomó un diámetro de tubería inicial de 1.27 cm (0.5 pulg), y con dicho factor se pudo calcular un diámetro final de 2.54 cm (1 pulg), debido a las diferentes cantidades de refrigerante a ser transportadas, debido a la pérdida de presión del refrigerante en dicho componente. Se debe mencionar que para dicho efecto se va a utilizar una válvula de aguja, operada manualmente, para la expansión de dicho refrigerante. Este tipo de válvula se utilizó debido a que es una de las más utilizadas para la regulación de un flujo, debido a la rapidez con la que se puede manejar su apertura o cierre.

Por último se realizó el dimensionamiento del evaporador, el cual se encarga de realizar la transferencia de calor, esto es la ganancia de calor del refrigerante y el enfriamiento del aire del medio circundante, el cual sería utilizado para mantener a la temperatura deseada el cuarto refrigerado (2 °C = 35.6 °F). Para esta función se utilizará un evaporador de tubos lisos con una convección forzada, el cual consiste en un serpentín expuesto al medio ambiente, para lograr la transferencia de calor. La convección forzada se logró mediante la utilización de un ventilador, el cual era el encargado de forzar la entrada del aire del medio circundante hacia el evaporador, favoreciendo de esta manera al intercambio de calor entre los dos medios (refrigerante-aire) y logrando de esta manera, la disminución de temperatura requerida en el medio de una manera más rápida y eficiente. Por esta razón el dimensionamiento del evaporador se compone de dos partes, del evaporador en sí, y del ventilador para poder lograr la convección forzada.

Se efectuaron los cálculos en una manera similar a la del condensador, con la diferencia que en este caso se calculó el calor que iba a ser ganado por el refrigerante, el cual debe ser el mismo valor que

aquél que es perdido por el aire circundante. Se fijó la temperatura final del aire circundante en 2 °C (44.5 °F), temperatura a la que se desea mantener el cuarto de refrigeración. Además, se consideró que al analizar la transferencia de calor entre ambos medios, se tiene el efecto tanto de la transferencia de calor por convección, tanto del lado del aire como del refrigerante, así como también de la conducción en el segmento del espesor de la tubería, las cuales son fabricadas de cobre también, por las razones anteriormente explicadas. Los valores de los coeficientes de transmisión de calor por convección, como se puede observar en la Tabla 8, pág. 45, fueron de 0.0768 y 0.128 kW/m² K para el lado del aire y del refrigerante respectivamente. En este caso se tiene al lado del refrigerante como el área dominante del proceso de transferencia de calor entre ambos medios. Y con este resultado se obtuvo un área del equipo de 8.64 m², el cual puede ser obtenido utilizando varios serpentines, de una cierta longitud cada uno. Para este caso, se recomienda utilizar cuatro serpentines de tubería de cobre, de cinco pasos cada uno, que tenga una longitud de 20 m por cada serpentín, para satisfacer las necesidades de área para una adecuada transferencia de calor entre ambos medios.

Para el dimensionamiento del ventilador, se utilizó el flujo volumétrico de aire que se necesita hacer pasar a través del ventilador, con lo cual se obtiene una potencia nominal para dicha cantidad de aire, por lo que se tiene que hacer una corrección con la eficiencia del ventilador, con lo cual se tuvo la necesidad de adquirir un ventilador con una potencia de 7.46 kW (10 hp) para este fin, tomando en cuenta la cantidad de aire que se necesita ingresar al cuarto de refrigeración para lograr mantener la temperatura de conservación que se necesita para dicho tipo de producto, y se escogió del tipo de flujo axial.

Cabe mencionar que las tuberías que se utilizaron para el transporte del refrigerante, fueron todas de cobre, debido a que es un material que se caracteriza por tener una constante de conductancia térmica bastante alta (400 W/m K=231 Btu/pie h °F), lo cual favorece a la transferencia de calor entre los fluidos, aumentando la eficiencia del proceso.

La elección del refrigerante R-404 A, que aunque no es todavía el más utilizado, actualmente en aplicaciones de cuartos de refrigeración, se debe a que es un refrigerante perteneciente al grupo de los HFC (Hidrofluorocarbonados), por lo que tiene propiedades muy favorables, ya que es un líquido no flamable, no corrosivo y no tóxico debido a que no es clorado (por lo cual es conocido como uno de los refrigerantes amigables al ambiente), además de que es sabido que es un buen refrigerante para temperaturas medias y bajas.

Cabe mencionar que en los países desarrollados, se han emitido reglamentaciones con respecto a los refrigerantes, tales como el R-12 y el R-502, los cuales están descontinuados desde 1990, y del R-22, el cual está permitido su uso hasta el año 2020, aunque en países como Guatemala, estos aún siguen siendo utilizados por razones económicas, muchas veces, aunque también por la maquinaria a disposición. Es por esto que el R-404 A, considerando la tendencia que se tiene a que las restricciones ambientales son cada día más controladas, en el futuro va a ser uno de los más utilizados para la mayoría de aplicaciones de refrigeración.

Además, este refrigerante combina muchas de las mejores propiedades del R-12 y R-22, lo cual da a una máquina la capacidad de absorción de calor del refrigerante R-22. La temperatura de condensación de un sistema es muy parecida a la usada por el refrigerante R-12 (*ver tablas 3 y 18, págs. 14 y 75*). Además, con este refrigerante, pueden ser detectadas fugas con una solución de jabón o con un detector electrónico.

En los cuartos refrigerados de enfriamiento rápido, el espesor del aislamiento requerido a temperaturas bajas, normalmente es mayor que a temperaturas elevadas, porque es más costoso eliminar el calor que se filtra hacia el sistema a baja temperatura que reemplazar el calor que se pierde en el exterior a temperaturas mayores que el interior o elevadas y que se filtraría al cuarto de refrigeración.

A bajas temperaturas, como a otras, los modos fundamentales de transferencia de calor son la conducción y la radiación, y es contra éstas para lo que se usa el aislamiento, que elimina prácticamente en un 70 % la transferencia de calor. Puesto que el calor viaja siempre de una región de alta temperatura a una de más baja temperatura, existirá siempre un flujo continuo de calor, a la región refrigerada, de los materiales que forman el área circundante. Para limitar el flujo de calor a la región refrigerada a un mínimo práctico, es generalmente necesario aislar la región del medio circundante, empleando un material de aislamiento térmico.

Dado que el aislamiento térmico del ambiente a refrigerar es de suma importancia, el material elegido para poder cumplir con esta función es el poliuretano. La elección de este material se debe a que actualmente, es el material que más se utiliza debido a su baja conductividad térmica y a su bajo precio, y además pertenece a la familia de las espumas rígidas, siendo aquellas de celdas más o menos cerradas. La conductividad de una espuma depende de la conducción a través del gas intracelular, de la transferencia por radiación térmica y de la conducción del sólido. Las temperaturas por debajo de la temperatura de condensación del medio encerrado hacen que el material se vuelva más denso, por lo que se mejora el aislamiento. Los gases atrapados cuando se soplan gradualmente las espumas de polímeros, se difunden hacia fuera de las celdas y son reemplazadas por los gases del ambiente. En el caso del uso de madera de balsa o tablero de corcho, las conductividades de estos aisladores son considerablemente más elevadas que para los otros tipos de aislamiento para temperaturas bajas.

Es por esto que el uso de espumas como el poliuretano ha venido a tener un gran éxito en la solución de espacios y construcción de túneles de congelación y cuartos de congelamiento, ya que no es necesario hacer un gran soporte para el uso de paredes, techo y piso para obtener un cuarto de congelación adecuado y rígido. Además, el aumento en la resistencia estructural de las superficies sobre las que se aplican es tan notorio que se pueden reducir los calibres de los materiales de construcción cuando éstos sean aislados con espuma de poliuretano, al contrario de estructuras que no se aíslan o que se aíslan con otros materiales, los cuales inclusive debilitan las estructuras por los múltiples puntos de fijación que requieren y las perforaciones correspondientes. La inercia química del polímero de poliuretano una vez formado, hace que sea el aislante ideal ya que no solo es el aislante de mas baja conductividad térmica, sino que además es inerte a la acción de casi cualquier compuesto químico, tanto en la fase líquida como en la

fase vapor. Adicionalmente, al carecer de valor nutricional, no es comestible y por lo tanto no está sujeto a la acción de roedores y plagas.

El aislamiento de cualquier cuarto de congelación no debe ser tan delgado y se forme condensación en el exterior de las paredes, por lo que para el techo y las paredes del cuarto frío a ser diseñado, se tomó un espesor de 5.08 cm (2 pulg.). De la misma forma, se tomaron 15.24 cm (6 pulg.) de concreto, como aislante, para el sector del piso, debido a que es un cuarto de alta temperatura. La mayoría de los materiales comúnmente empleados para el aislamiento tienen conductividades que son bastante exactas. La temperatura dentro del espacio de congelación es lo primero que hay que tener en cuenta para determinar el espesor exacto del aislamiento requerido. Con más espesor en el aislamiento, menor calor se perderá, y el equipo de refrigeración será menor. Puesto que la inversa también es cierta, el espesor del aislamiento es cuestión de economía. El mínimo de espesor depende de las temperaturas interior y exterior y de la humedad.

En la instalación de los componentes, se debe de tener especial cuidado en el montaje de la tubería, ya que esta debe de estar completamente limpia en su interior luego de los procesos de soldadura, ya que se forma una escoria que por lo regular tapa el filtro de la válvula de expansión. Por otro lado, se deben de colocar antivibradores en la tubería de succión y descarga del compresor para compensar la vibración del mismo, así como también el montaje de visores de líquido luego de pasar por la válvula de expansión. Como última recomendación, se debe de efectuar un buen vacío por medio de una bomba adecuada previo a la carga del refrigerante, para evitar desperfectos al momento de iniciar el funcionamiento del sistema. Dicho vacío debe de ser de no menos de 84.64 kPa (esto es, 25 pulg Hg).

IX. CONCLUSIONES

Para el montaje de un cuarto frío de corte fresco de carne de res, con una temperatura de 2 °C promedio, en un espacio de 90 m², es necesario considerar los siguientes componentes:

- Para el diseño del cuarto frío para corte fresco de carne de res se utilizó como aislante térmico el poliuretano, debido a que es uno de los materiales con menor conductancia térmica, lo cual asegura que las pérdidas del aire frío al exterior sean mínimas.
- Para el diseño de este sistema de refrigeración se eligió el refrigerante R-404 A, por ser un refrigerante no flamable, no corrosivo y no tóxico, debido a que no contiene moléculas de cloro y es muy eficiente a temperaturas bajas (de -20 °C a 10 °C).
- Para la etapa de compresión del refrigerante R-404 A, se instaló un compresor centrífugo con una potencia de 0.746 kW (1 hp), para el aumento de presión de dicho refrigerante.
- El condensador que se escogió para este cuarto frío es el de concha y tubos, donde el refrigerante fluye en los tubos de cobre y agua a temperatura ambiente en la carcasa, con dimensiones de 3 m de ancho y 2.4 m de longitud y con una carcasa hecha de hierro negro.
- El evaporador que se utilizó es del tipo de tubos lisos con una convección forzada, que para este sistema de refrigeración consistirá en cuatro serpentines de tubería de cobre, de cinco pasos cada uno, que tengan una longitud de 20 m.

X. RECOMENDACIONES

- Se debe efectuar un buen vacío por medio de una bomba adecuada previo a la carga del refrigerante, para evitar desperfectos al momento de iniciar el funcionamiento del sistema. Dicho vacío debe ser al menos de 84.64 kPa (25 pulg de Hg).

- Es necesario realizar un mantenimiento preventivo periódico al sistema completo para evitar que se obstruyan los equipos o bien el daño de los mismos por el exceso de presiones. Este mantenimiento incluye:
 - Mediciones de temperatura del espacio refrigerado.

 - Mediciones de temperatura del serpentín o del refrigerante.

 - Mediciones de temperatura en tuberías del líquido, succión y descarga.

 - Verificación de alguna presencia de ruidos en el sistema de refrigeración.

 - Verificación del funcionamiento general del cuarto de refrigeración, tales como sobrecalentamiento del motor.

XI. BIBLIOGRAFÍA

1. Althouse, Bracciano. 2000. *Modern Refrigeration and Air Conditioning*. Quinta edición. The Goodheart-Wilcox, Co. 1217 pp.
2. Copeland, J. 2002. *Principios Básicos de la Refrigeración*. Editorial Prentice – Hall.
3. Dossat, R. 1989. *Principios de Refrigeración*. Octava edición. México, D.F. Compañía Editorial Continental. 967 pp.
4. Gunther, R. 1991. *Refrigeration, Air Conditioning and Cold Storage*. Philadelphia, USA. Chilton Book Co. 1398 pp.
5. Williams, R. 1989. *ASRE Refrigerating Data Book: Fundamentals*. Wisconsin, USA. Society of Refrigerating Engineers.
6. *Manual de Refrigeración y Aire Acondicionado*. 1987. Air-Conditioning and Refrigeration Institute. Editorial Prentice-Hall. Tomos 1, 3 y 4.
7. www.carrier.com
8. www.rbrefrigeracion.com
9. www.york.com

XII. APÉNDICE

1. Datos Originales:

Tabla No. 11. Dato de carga de corte fresco de carne de res

	kg/día	lb/día
Carga de producto	909.09	2000

Tabla No. 12. Dimensiones y aislantes requeridos para el cuarto frío

Largo	6 m	19.7 pie
Ancho	5 m	16.4 pie
Altura	3 m	9.8 pie
Aislante techo	Poliuretano (5.08 cm)	Poliuretano (2 pulg)
Aislante paredes	Poliuretano (5.08 cm)	Poliuretano (2 pulg)
Aislante piso	Concreto (15.24 cm)	Concreto (6 pulg)

Tabla No. 13. Datos de temperaturas del proceso

Temp. Ambiente	28 °C	82.5 °F
Temp. de entrada	8 °C	46.5 °F
Temp. del cuarto frío	2 °C	35.5 °F

Tabla No. 14. Datos para el dimensionamiento del compresor

Presión inicial, P_D	344.55 kPa	50 psia
Presión final, P_E	1378.2 kPa	200 psia
Volumen inicial, V_D	0.0588 m ³ /kg	0.9438 pie ³ /lb
Volumen final, V_E	0.0148 m ³ /kg	0.2375 pie ³ /lb
Entalpía inicial, H_D	216.32 kJ/kg	93.2 Btu/lb
Entalpía final, H_E	245.33 kJ/kg	105.7 Btu/lb

Tabla No. 15. Datos para el dimensionamiento del condensador

Refrigerante R-404 a (tubos)	Densidad	1050.49 kg/m ³	65.45 lb/pie ³
	Calor de vaporización, λ	144.20 kJ/kg	62.13 Btu/lb
	Temp. Inicial, T_E	37.5 °C	100 °F
	Temp. Final, T_A	26.5 °C	80 °F
	Entalpía final, H_A	94.93 kJ/kg	40.9 Btu/lb
	Entalpía inicial, H_E	245.33 kJ/kg	105.7 Btu/lb
	Conductividad térmica, k	2.41×10^{-4} kW/m K	0.139 Btu/pie h °F
	Capac. Caloríf, C_p a 32.5 °C	0.996 kJ/kg K	0.2378 Btu/lb °F
Agua (carcasa)	Viscosidad, μ a 32.5 °C	3.55×10^{-3} N s/m ²	0.143 lb/pie h
	Temp. Inicial, T_{a1}	20 °C	68 °F
	Temp. Final, T_{a2}	25 °C	77 °F
	Conductividad térmica, k, a 22.5 °C	0.518 kW/m K	0.299 Btu/pie h °F
	Capac. Calorífica, C_p , a 22.5 °C	4.188 kJ/kg K	1 Btu/lb °F
	Viscosidad, μ , a 22.5 °C	0.060 N s/m ²	2.419 lb/pie h
Viscosidad, μ , a 32.5 °C	0.0486 N s/m ²	1.959 lb/pie h	

Tabla No. 16. Datos de medidas del condensador y sus tuberías

Diámetro interno de carcasa de hierro negro	0.509 m	1.67 pie
Diámetro externo de carcasa de hierro negro	0.518 m	1.69 pie
Diámetro interno de tuberías (3/4 pulg cobre) BWG 12	0.0169 m	0.0555 pie
Diámetro externo de tuberías	0.01905 m	0.0625 pie
Espesor de tubería	1.067×10^{-3} m	0.0035 pie
Número de tubos en el intercambiador	24	
Número de placas deflectoras	1	
Separación entre placas, P	0.305 m	1 pie
Distancia entre centros de tubos, p	0.0254 m	0.0833 pie
Conductividad térmica del cobre	0.401 kW/m K	231.7 Btu/pie h °F

Tabla No. 17. Datos para el dimensionamiento del evaporador tipo serpentin

Refrigerante	Temp. Inicial, T_B	-17.5 °C	0 °F
	Temp. Final, T_D	-12.2 °C	10 °F
	Entalpía inicial saturación a -18.5 °C, λ	93.54 kJ/kg	40.3 Btu/lb
	Calidad de refrigerante en saturación, x	0.35	
	Entalpía inicial en etapa de	211.91 kJ/kg	91.3 Btu/lb

R-404 a	sobrecalentamiento, H_C		
	Entalpía final en etapa de sobrecalentamiento, H_D	216.32 kJ/kg	93.2 Btu/lb
	Densidad, ρ , a -15 °C	1206.5 kg/m ³	75.17 lb/pie ³
	Capac. Calorífica, C_p , a -15 °C	0.909 kJ/kg K	0.217 Btu/lb °F
	Conductividad térmica, k	6.8x10 ⁻⁵ kW/m K	0.039 Btu/pie h °F
	Viscosidad, μ , a -15 °C	9.4x10 ⁻³ N s/m ²	0.377 lb/pie h
Aire	Temp. Inicial, T_{a1}	7 °C	44.5 °F
	Temp. Final, T_{a2}	2 °C	35.5 °F
	Conductividad térmica, k, a 4.5 °C	2.4x10 ⁻⁵ kW/m K	0.014 Btu/pie h °F
	Densidad, ρ , a 4.5 °C	1.21 kg/m ³	0.0754 lb/pie ³
	Viscosidad, μ , a 4.5 °C	1.07x10 ⁻³ N s/m ²	0.043 lb/pie h

Tabla No. 18. Datos del aire para el dimensionamiento del ventilador de flujo axial

Densidad aire, ρ , a 4.5 °C	1.234 kg/m ³	0.0769 lb/pie ³
Capac. Calorífica, C_p , a 4.5 °C	1.009 kJ/kg K	0.241 Btu/lb °F
Presión antes del ventilador, P_1	101.3 kPa	14.7 psia
Presión después del ventilador, P_2	117.15 kPa	17 psia
Eficiencia del ventilador (%)	75	

2. Cálculo de muestra:

- Volumen del cuarto frío:

$$Volumen_{cuarto} = 6m \times 5m \times 3m = 90m^3 = 3166.2 pie^3$$

-Cálculo del diferencial de temperatura (DT):

$$DT = Temp.ambiente - Temp.cuarto = 28^\circ C - 2^\circ C = 26^\circ C = 47^\circ F$$

A. Cálculo de la carga térmica total necesaria

1. Transmisión por cargas:

$$- \text{Techo} : 6m \times 5m \times 965.28 \frac{kJ}{m^2} (\text{fig.23, pag.72}) = 28971.35kJ = 27461Btu$$

$$- \text{Pared}_{norte} : 6m \times 3m \times 965.28 \frac{kJ}{m^2} (\text{fig.23, pag.72}) = 17312.65kJ = 16410.1Btu$$

$$\begin{aligned}
 - \text{Pared}_{sur} &: 6m \times 3m \times 965.28 \frac{kJ}{m^2} (\text{fig.23, pag.72}) = 17312.65kJ = 16410.1Btu \\
 - \text{Pared}_{este} &: 5m \times 3m \times 965.28 \frac{kJ}{m^2} (\text{fig.23, pag.72}) = 14412.57kJ = 13661.2Btu \\
 - \text{Pared}_{oeste} &: 5m \times 3m \times 965.28 \frac{kJ}{m^2} (\text{fig.23, pag.72}) = 14412.57kJ = 13661.2Btu \\
 - \text{Piso} &: 6m \times 5m \times 1419.54 \frac{kJ}{m^2} (\text{fig.23, pag.72}) = 42606.17kJ = 40385Btu
 \end{aligned}$$

$$\text{TOTAL} = 135028.82 \text{ kJ} = 127989.4 \text{ Btu}$$

2. Carga por cambios de aire:

$$\begin{aligned}
 C \text{ arg } a_{aire} &= Vol.cuarto \times factor1(\text{fig.24, pag.73}) \times factor2(\text{fig.24, pag.73}) \\
 &= 90m^3 \times 55.14 \times 11.6
 \end{aligned}$$

$$\text{TOTAL} = 57656.95 \text{ kJ} = 54651.14 \text{ Btu}$$

3. Cargas adicionales:

$$- \text{Ilu min acción} : 323W \times 82 \frac{Btu}{W} = 26486Btu$$

$$\text{TOTAL} = 27942.73 \text{ kJ} = 26486 \text{ Btu}$$

4. Carga del producto:

Con el calor específico de la carne (fig.25, pag.73) se calcula:

$$C \text{ arg } a_{producto} : 909.09 \frac{kg}{dia} \times 3.275 \frac{kJ}{kg^{\circ}C} \times 6^{\circ}C = 17871.7kJ = 16940Btu$$

5. Carga total necesaria por día:

$$C \text{ arg } a_{total} = a + b + c + d$$

$$C \text{ arg } a_{total} = 238500.20 \frac{kJ}{24h}$$

$$factor_{seguridad}(10\%) = 238500.20 \frac{kJ}{24h} \times 0.1 = 23850.02 \frac{kJ}{24h}$$

$$\text{TOTAL} = 262350.21 \text{ kJ/24h} = 248673.19 \text{ Btu/24 h}$$

$$= 10361.37 \text{ Btu/h} = 0.863 \text{ ton de refrigeración}$$

B. Dimensionamiento del compresor (fase D – E)

De acuerdo al método planteado por Perry, para estimar la potencia requerida por el compresor, para el ciclo de refrigeración planteado, en el cual es necesario encontrar una carga politrópica, la cual es corregida mediante una eficiencia politrópica, para así poder encontrar la cantidad de refrigerante por toneladas de refrigeración necesarias y así poder calcular la potencia por tonelada de refrigeración; y debido a que se conoce la carga de refrigeración se logra encontrar la potencia del compresor necesaria. Se utilizan como datos iniciales los mostrados en la tabla No. 13, pág. 56). Estos cálculos fueron realizados tomando en cuenta que se utilizará un compresor centrífugo para dicho fin.

1. Carga general:

$$W_o = 56.4m \times e^{\left(\frac{P_E}{P_D} \left[\frac{P_E V_E - P_D V_D}{\left(\frac{P_E V_E}{P_D V_D} \right)} \right] \right)}$$

$$W_o = 56.4 \times e^{\left(\frac{1378.2}{344.55} \left[\frac{(1378.2 \times 0.0148) - (344.55 \times 0.0588)}{e^{\left(\frac{(1378.2 \times 0.0148)}{(344.55 \times 0.0588)} \right)}} \right] \right)} = 69.03m = 226.5 \text{ pie}$$

2. Eficiencia sobre la carga general:

$$\eta_P = \frac{W_o}{102.14(H_E - H_D)} = \frac{69.03m}{\left(102.14 \frac{kgm}{kJ} \right) \left(245.33 \frac{kJ}{kg} - 216.32 \frac{kJ}{kg} \right)} = 2.33\%$$

3. Efecto del refrigerante:

$$ER = H_D - H_B = (216.32 - 93.63) \frac{kJ}{kg} = 122.69 \frac{kJ}{kg} = 52.86 \frac{Btu}{lb}$$

4. Gasto en masa (masa refrigerante circulada/Ton_R capacidad):

$$Gasto_en_masa = \frac{3.51 \frac{kJ}{Ton_R s}}{122.69 \frac{kJ}{kg}} = 0.0286 \frac{kg}{Ton_R s} = 3.78 \frac{lb}{Ton_R \text{ min}}$$

5. Potencia/Ton refrigeracion:

$$W_{ton_R} = \frac{gasto_en_masa \times W_o}{101.96 \times \eta_p}$$

$$W_{ton_R} = \frac{\left(0.0286 \frac{kg}{Ton_R s}\right) \times (69.03m)}{\left(101.96 \frac{kgm}{s}\right) \times \left(\frac{2.33\%}{100\%}\right)} = 0.831 \frac{kW}{Ton_R} = 1.11 \frac{hp}{Ton_R}$$

6. Potencia del compresor:

$$W = W_{ton_R} \times Ton_R = 0.831 \frac{kW}{Ton_R} \times \left(\frac{10964.22 \frac{kJ}{h}}{12660 \frac{kJ}{Ton_R h}} \right) = 0.72 kW \cong 1hp$$

NOTA: La notación Ton_R equivale a tonelada de refrigeración.

C. Dimensionamiento de la válvula de expansión (fase A – B)

Para el dimensionamiento de este componente del sistema de refrigeración propuesto, se utilizó la fig. 32, pág. 78, de la cual se obtiene, de acuerdo al porcentaje de reducción de presión que se necesita, la razón de diámetros antes y después del paso del compresor. Los valores iniciales fueron obtenidos de la fig. 20, pág. 46.

$$\% \text{ perdida_de_presion} = \frac{(P_A - P_B)}{P_A} = \frac{(1378.2 - 344.55)kPa}{1378.2kPa} = 75\%$$

Según la fig. 32, para una pérdida del 75% se tiene un Do/Di = 0.474

Debido a que se tiene un diámetro inicial de 1.27cm (0.50 pulg.), el diámetro final se calcula:

$$D_B = \frac{D_A}{0.474} = 2.68cm = 1.05 \text{ pulg} \cong 1 \text{ pulg}$$

Para este sistema de refrigeración se utilizará una válvula controlada manualmente de aguja, tanto para la disminución de la presión del refrigerante, así como de la regulación del flujo del mismo, antes de hacer su ingreso en el condensador.

D. Dimensionamiento del condensador (fase B – D)

De acuerdo al método planteado por McCabe, Smith y Harriot, se realizó el dimensionamiento de este equipo mediante el cálculo de del calor que va a ser intercambiado con el fluido que va a viajar dentro de los tubos (en este caso el refrigerante) y la sustancia que va a participar en la transferencia de calor. Todos los datos iniciales para el cálculo de los coeficientes fueron obtenidos de la tabla 14, pág. 57). Para este caso se tomó como equipo a utilizar un intercambiador de calor de concha y tubos para realizar el proceso de transferencia de calor del agua hacia el refrigerante que está siendo usado.

1. Cálculos para el lado del refrigerante (fluido caliente):

$$q_H = m(H_{hE} - H_{hA})$$

$$q_H = 0.0211 \frac{kg}{s} \left(245.33 \frac{kJ}{kg} - 94.93 \frac{kJ}{kg} \right) = 3.178 kW = 180.79 \frac{Btu}{min} \approx 10847.4 \frac{Btu}{h}$$

2. Cálculos para el lado del agua (fluido frío):

$$q_H = mC_p \Delta T$$

entonces

$$m = \frac{q_H}{C_p \Delta T} = \frac{3.178 kW}{\left(4.188 \frac{kJ}{kgK} \right) (5K)} = 0.152 \frac{kg}{s} = 1205 \frac{lb}{h} \approx 20.09 \frac{lb}{min}$$

Por lo tanto, se tiene

$$q = UA \Delta \bar{T}$$

$$\Delta \bar{T} = \frac{\Delta T_a - \Delta T_b}{\ln \left(\frac{\Delta T_a}{\Delta T_b} \right)} = \frac{(23 - 12)^\circ F}{\ln \left(\frac{23}{12} \right)} = 16.9^\circ F = -8.39^\circ C$$

con el factor de corrección, como se puede observar en la fig. 28, pág. 75 :

$$\Delta \bar{T} = 16.9^\circ F \times 0.88 = 14.9^\circ F = -9.5^\circ C$$

$$U_i = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_i}\right) + \frac{x_w}{k_m} \left(\frac{D_i}{\bar{D}_L}\right) + \frac{1}{h_o} \left(\frac{D_i}{D_o}\right)}$$

a. Cálculos para el coeficiente h_o

$$\bar{D}_L = \frac{D_o - D_i}{\ln\left(\frac{D_o}{D_i}\right)} = \frac{(0.01905 - 0.0169)m}{\ln\left(\frac{0.01905}{0.0169}\right)} = 0.0180m = 0.0589 \text{ pie}$$

$$S_b = f_b \frac{\pi D_s^2}{4} - N_b \frac{\pi D_o^2}{4} = (0.1955) \left(\frac{\pi (0.509m)^2}{4} \right) - (5) \left(\frac{\pi (0.01905m)^2}{4} \right) = 0.0383m^2 = 0.4129 \text{ pie}^2$$

donde S_b es el área libre para el flujo en la placa deflectora, f_b es la porción del área de la sección transversal de la carcasa ocupada por la placa deflectora (se toma como 0.1955), D_s es el diámetro interior de la carcasa, D_o es el diámetro exterior de los tubos y N_b es el número de tubos que ocupa la placa deflectora.

Entonces se calcula el flujo G_b que es la velocidad másica paralela a los tubos:

$$G_b = \frac{m}{S_b} = \frac{0.152 \frac{kg}{s}}{0.0383m^2} = 3.967 \frac{kg}{m^2 s} = 2919.04 \frac{lb}{\text{pie}^2 h}$$

$$S_c = PD_s \left(1 - \frac{D_o}{p}\right) = (0.305m)(0.509m) \left(1 - \frac{0.01905m}{0.0254m}\right) = 0.0387m^2 = 0.417 \text{ pie}^2$$

donde S_c es el área para el flujo transversal entre los tubos de la hilera en la línea central del cambiador, P es la separación entre placas, p es la distancia entre los centros de tubos.

Entonces se calcula el flujo G_c que es la velocidad másica para flujo cruzado:

$$G_c = \frac{m}{S_c} = \frac{0.152 \frac{kg}{s}}{0.0387m^2} = 2890.33 \frac{lb}{\text{ft}^2 h} = 3.928 \frac{kg}{m^2 s} = 2890.33 \frac{lb}{\text{pie}^2 h}$$

Y G_e es la velocidad media ponderada del fluido que circula paralelamente a los tubos y la que fluye a través de los tubos:

$$G_e = \sqrt{G_b G_c} = 3.948 \frac{kg}{m^2 s} = 2904.65 \frac{lb}{pie^2 h}$$

$$\frac{h_o D_o}{k} = 0.2 \left(\frac{D_o G_e}{\mu} \right)^{0.6} \left(\frac{C_p \mu}{k} \right)^{0.3} \left(\frac{\mu}{\mu_w} \right)^{0.14}$$

$$\frac{h_o D_o}{k} = 0.2 \left(\frac{(0.01905m) \left(3.948 \frac{kg}{m^2 s} \right)}{\left(0.06 \frac{Ns}{m^2} \right)} \right)^{0.6} \left(\frac{\left(4.188 \frac{kJ}{kgK} \right) \left(0.06 \frac{Ns}{m^2} \right)}{0.518 \frac{kW}{mK}} \right)^{0.3} \left(\frac{\left(0.06 \frac{Ns}{m^2} \right)}{\left(0.0486 \frac{Ns}{m^2} \right)} \right)^{0.14} = 5.146$$

$$h_o = \frac{5.146 \times k}{D_o} = \frac{(5.146) \left(0.518 \frac{kW}{mK} \right)}{(0.01905m)} = 0.1398 \frac{kW}{m^2 K} = 24.62 \frac{Btu}{pie^2 h^\circ C}$$

b. Cálculos para el coeficiente h_i

$$S = N_{tubos_totales} \times \frac{\pi D_i^2}{4} = 24 \times \frac{\pi (0.0169m)^2}{4} = 0.00539m^2 = 0.058 pie^2$$

$$G = \frac{m}{S} = \frac{1.268 \frac{kg}{s}}{0.00539m^2} = 3.923 \frac{kg}{m^2 s} = 2886.21 \frac{lb}{pie^2 h}$$

$$h_i = 0.023 \frac{G^{0.8} k^{2/3} C_p^{1/3}}{D^{0.2} \mu^{0.47}}$$

$$h_i = 0.023 \frac{(2886.21)^{0.8} (0.1394)^{2/3} (0.2378)^{1/3}}{(0.0555)^{0.2} (0.143)^{0.47}} = 0.0569 \frac{kW}{m^2 K} = 10.02 \frac{Btu}{pie^2 h^\circ F}$$

3. Cálculo del coeficiente total de transf. de calor (U)

$$U_i = \frac{1}{\left(\frac{1}{h_i}\right) + \frac{x_w}{k_m} \left(\frac{D_i}{D_L}\right) + \frac{1}{h_o} \left(\frac{D_i}{D_o}\right)}$$

$$U_i = \frac{1}{\left(\frac{1}{0.0569 \frac{kW}{m^2 K}}\right) + \frac{1.067 \times 10^{-3} m}{0.401 \frac{kW}{mK}} \left(\frac{0.0169 m}{0.0179 m}\right) + \left(\frac{1}{0.1398 \frac{kW}{m^2 K}}\right) \left(\frac{0.0169 m}{0.01905 m}\right)}$$

$$U_i = 0.133 \frac{kW}{m^2 K} = 23.359 \frac{Btu}{pie^2 h^\circ F}$$

4. Cálculo del área del equipo

$$q = UA\Delta\bar{T}_L$$

$$A = \frac{q}{U\Delta\bar{T}_L} = \frac{3.178 kW}{\left(0.133 \frac{kW}{m^2 K}\right)(14.9 K)} = 2.90 m^2 = 31.166 pie^2$$

Con el área obtenida, y tomando un ancho de 1.2 m (3.94pie), la longitud del condensador es de $31.166 pie^2 / 3.94 pie = 2.40 m = 7.91 pie$.

E. Dimensionamiento del evaporador

La manera de evaporación a ser utilizada en este sistema de refrigeración consiste en tuberías, por donde pasa el refrigerante R-404 A, las cuales se encuentran expuestas al ambiente. Por lo tanto, al entrar en contacto estos dos medios, el refrigerante se evapora, robando energía del aire circundante, haciendo que este se enfríe hasta la temperatura que se desea que mantenga el cuarto refrigerado. Para este intercambio de calor se va a utilizar un evaporador de tubos lisos, de un material de cobre, y con una convección forzada, lograda mediante un ventilador, dimensionamiento que se tratará a continuación.

1. Cálculos para el lado del refrigerante:

$$q = q_{evap} + q_{sobrecalentamiento}$$

$$q = \lambda m + m\Delta H = m(\lambda + \Delta H) = m(\lambda + (H_D - H_C))$$

$$\lambda = H_{liq.sat} + x(H_{vap.sat} - H_{liq.sat}) = 29.94 \frac{kJ}{kg} + (0.35) \left(181.97 \frac{kJ}{kg} \right) = 0.0118kW = 40.34 \frac{Btu}{lb}$$

$$q = \left(1.268 \frac{kg}{min} \right) \left(0.0118kW + \left(216.32 \frac{kJ}{kg} - 211.91 \frac{kJ}{kg} \right) \right) = 2.072kW = 7070.98 \frac{Btu}{h}$$

2. Cálculos para el intercambio de calor en el medio circundante:

$$q = UA\Delta T_{total}$$

$$A = \frac{q}{U\Delta T_{total}}$$

en donde

$$U = \frac{1}{R_{total}} = \frac{1}{R_1 + R_2 + R_3}$$

$$U = \frac{1}{\left(\left(\frac{1}{\bar{h}_c} \right)_{calor} + \left(\frac{L}{k} \right) + \left(\frac{1}{\bar{h}_c} \right)_{frio} \right)}$$

a. Cálculos para obtener h_c (calor):

$$Re_L = \frac{\rho \times U \times L}{\mu} = \frac{\left(1.21 \frac{kg}{m^3} \right) \left(30.48 \frac{m}{s} \right) (1.73m)}{\left(1.07 \times 10^{-3} \frac{Ns}{m^2} \right)} = 4.12 \times 10^6$$

$$\bar{Nu}_L = 0.036 Pr^{1/3} Re_L^{0.8} = 0.036 (0.71)^{1/3} (4.12 \times 10^6)^{0.8} = 6289.84$$

$$\bar{h}_{c(calor)} = \frac{\bar{Nu}_L \times k_{aire}}{L} = \frac{(6289.84) \left(2.4 \times 10^{-5} \frac{kW}{mK} \right)}{(2m)} = 0.0768 \frac{kW}{m^2 K} = 13.52 \frac{Btu}{pie^2 s^{\circ} F}$$

NOTA: La notación barra demuestra valor medio

b. Cálculos para obtener h_c (frio):

$$Re_L = \frac{\rho \times U \times L}{\mu} = \frac{\left(1206.5 \frac{kg}{m^3} \right) \left(0.0896 \frac{m}{s} \right) (2m)}{\left(9.4 \times 10^{-3} \frac{Ns}{m^2} \right)} = 1.38 \times 10^6$$

$$\bar{Nu}_L = 0.036 Pr^{1/3} Re_L^{0.8}$$

$$Pr = \frac{C_p \times \mu}{k} = \frac{\left(0.909 \frac{kJ}{kgK} \right) \left(9.4 \times 10^{-3} \frac{Ns}{m^2} \right)}{\left(6.8 \times 10^{-5} \frac{kW}{mK} \right)} = 2.072$$

entonces $\bar{Nu}_L = 0.036 Pr^{1/3} Re_L^{0.8} = 0.036 (2.072)^{1/3} (1.38 \times 10^6)^{0.8} = 3746.87$

$$\bar{h}_{c(calor)} = \frac{\bar{Nu}_L \times k_{aire}}{L} = \frac{(3746.87) \left(6.8 \times 10^{-5} \frac{kW}{mK} \right)}{(2m)} = 0.128 \frac{kW}{m^2 K} = 22.5 \frac{Btu}{pie^2 hK}$$

3. Cálculo del coeficiente total de transf. de calor (U):

$$U = \frac{1}{\left(\left(\frac{1}{\bar{h}_c} \right)_{calor} + \left(\frac{L}{k} \right) + \left(\frac{1}{\bar{h}_c} \right)_{frio} \right)}$$

$$U = \frac{1}{\left(\left(\frac{1}{0.0768 \frac{kW}{m^2 K}} \right) + \left(\frac{1.067 \times 10^{-3} m}{0.401 \frac{kW}{mK}} \right) + \left(\frac{1}{0.128 \frac{kW}{m^2 K}} \right) \right)} = 0.0479 \frac{kW}{m^2 K} = 8.44 \frac{Btu}{pir^2}$$

4. Cálculo del área del equipo (tubería expuesta al medio):

$$q = UA\Delta T_{total}$$

$$A = \frac{q}{U\Delta T_{total}} = \frac{2.072 kW}{\left(0.0479 \frac{kW}{m^2 K} \right) (5K)} = 8.64 m^2 = 93.09 pie^2$$

Utilizando cuatro serpentines de cobre de cinco pasos, que sumando la longitud de la tubería en todos los pasos tenga (20 m) 65.62 ft (20m) cada una; con esto, se puede realizar la evaporación del refrigerante en esta fase y el intercambio de calor en el medio circundante para bajar su temperatura y poder tener un aire a baja temperatura.

F. Dimensionamiento del ventilador

La función que tiene este ventilador, es principalmente la de realizar una transferencia de calor con una convección forzada del aire del medio ambiente, para poder tener un mayor intercambio de calor entre ambos medios (refrigerante y aire circundante)

$$q = m_{aire} C_{P(aire)} \Delta T_{aire}$$

$$m_{aire} = \frac{q}{C_{P(aire)} \Delta T_{aire}} = \frac{2.072 kW}{\left(1.009 \frac{kJ}{kgK} \right) (5K)} = 0.412 \frac{kg}{s} = 3260.02 \frac{lb}{h}$$

$$Q_{aire} = \frac{m_{aire}}{\rho_{aire}} = \frac{0.412 \frac{kg}{s}}{1.234 \frac{kg}{m^3}} = 0.333 \frac{m^3}{s} = 42392.98 \frac{pie^3}{h} \approx 706.55 \frac{pie^3}{min}$$

$$W_{aire} = \frac{43.9 \times Q \times (P_2 - P_1)}{43.8} = \frac{43.9 \times \left(0.333 \frac{m^3}{s} \right) \times (117.15 - 101.3) kPa}{43.8} = 5.29 kW = 7.09 hp$$

$$W_{\text{eje}} = \frac{W_{\text{aire}}}{\eta} = \frac{5.29\text{kW}}{0.75} = 7.5\text{kW} = 9.45\text{hp} \approx 10\text{hp}$$

G. Cálculo de la eficiencia global del sistema de refrigeración:

Para el cálculo de la eficiencia global del sistema de refrigeración se utilizan los datos de la carga total de dicho sistema y la potencia utilizada en todo el sistema de refrigeración, con la suma de las potencias de los equipos utilizados, como a continuación se muestra:

$$\eta_{\text{sistema}} = \left(\frac{\text{Carga}_{\text{total}}}{\text{Potencia}_{\text{total}}} \right) \times 100 = \left(\frac{5.9\text{kW}}{8.22\text{kW}} \right) \times 100 = 71.78\% = 72\%$$

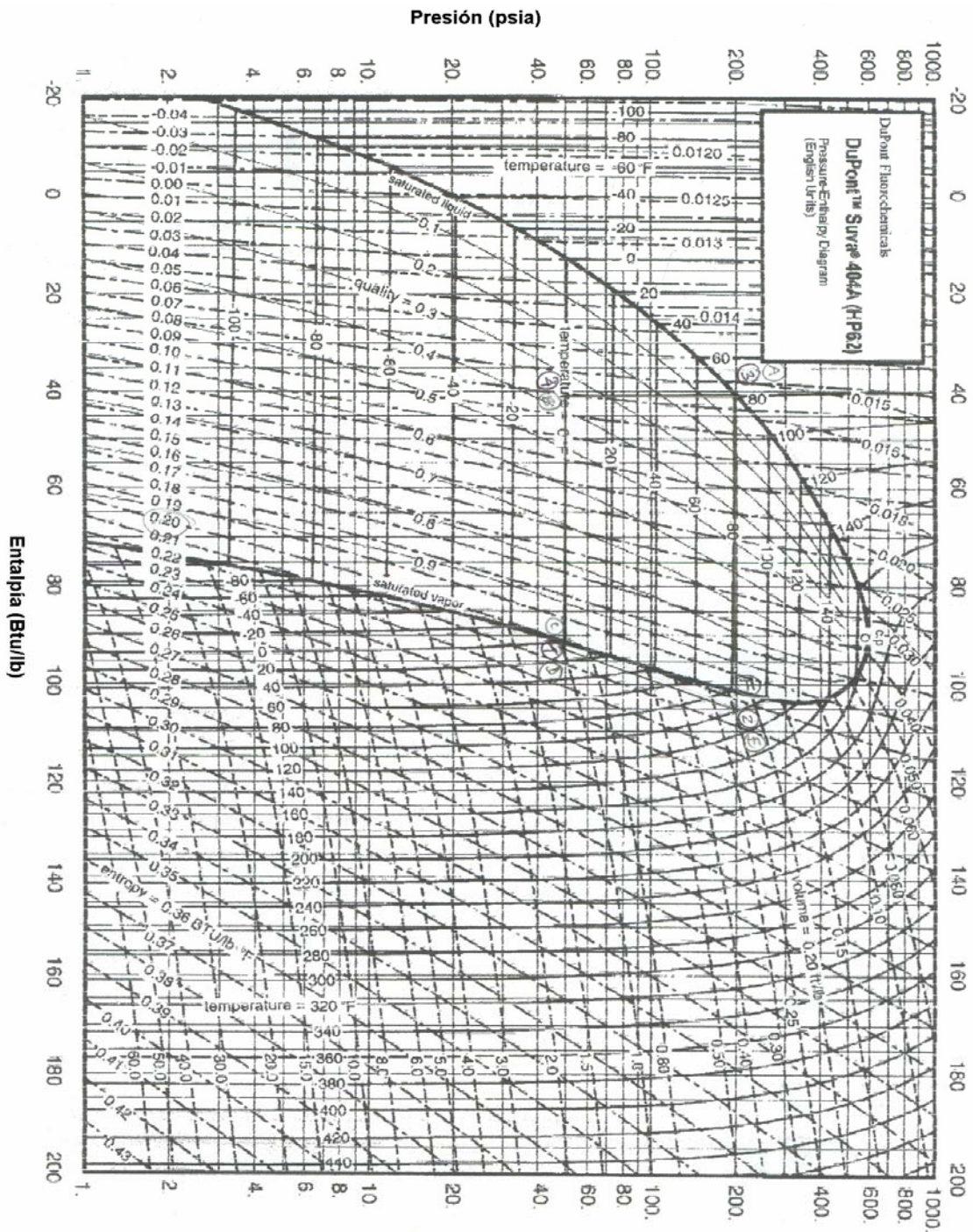


Figura No. 22. Diagrama presión-entalpía para el refrigerante R-404 A

Cargas de Calor en Pared

Aislamiento (Pulg.)				R	Carga de Calor (BTU por 24 Hrs. por 1 pie ² de Superficie Exterior)																	
Corcho o Lana Mineral K=0.30	Fibra de Vidrio o Poliestireno K=0.26	Uretano Esparado K=0.16	Uretano Aplicado en el lugar K=0.12		Reducción de Temperatura en °F. (Temperatura exterior del aire menos Temperatura del cuarto)																	
					1	40	45	50	55	60	65	70	75	80	85	90	95	100	105	110	115	120
	1			4	5.10	204	230	255	281	306	332	357	383	408	434	459	485	510	536	561	587	612
	2			8	3.40	136	153	170	187	204	221	238	255	272	289	306	323	340	357	374	391	408
4	3	2		12.6	1.80	72	81	90	99	108	117	126	135	144	153	162	171	180	189	198	207	216
5	4		2	16.4	1.44	58	65	72	79	87	94	101	108	115	122	130	137	144	151	159	166	173
6	5	3		19.6	1.20	48	54	60	66	72	78	84	90	96	102	108	114	120	126	132	138	144
8	6	4	3	25	0.90	36	41	45	50	54	59	63	68	72	77	81	86	90	95	99	104	108
10	8		4	33	0.72	29	32	36	40	43	47	50	54	58	61	65	69	72	76	79	83	86
	10	6		38.7	0.60	24	27	30	33	36	39	42	45	48	51	54	57	60	63	66	69	72
			6	50	0.48	19	22	24	26	29	31	34	36	38	41	43	46	48	51	53	55	58
Ventana de vidrio sencilla				9	27.00	1080	1220	1350	1490	1620	1760	1890	2030	2160	2290	2440	2560	2700	2840	2970	3100	3240
Ventana de vidrio doble				2.2	11.00	440	500	550	610	660	715	770	825	880	936	990	1050	1100	1160	1210	1270	1320
Ventana de vidrio triple				3.4	7.00	280	320	350	390	420	454	490	525	560	595	630	665	700	740	770	810	840
6" de concreto en el piso				4.8	5.00	200	225	250	275	300	325	350	375	400	425	450	475	500	525	550	575	600

Nota: Los factores "K" de aislamiento arriba indicados [Conductividad Térmica, BTU por (hora) (pie²) (°F por pulg. de espesor)] y factores de ganancia de calor para el corcho y ventanas de vidrio son extraídas y reimprimadas con permiso de ASHRAE 1972 MANUAL DE FUNDAMENTOS.

Valores de Aislamiento

Factor "K" - El valor de aislamiento de cualquier material es considerado por su conductividad térmica.
 Factor "U" - Coeficiente global de transferencia de calor, BTU por hora/por pie² / °F.
 Factor "R" - Resistencia Térmica
 "X" = Pulgadas de aislamiento

$$K = UX = X/R$$

$$U = R/X = 1/R$$

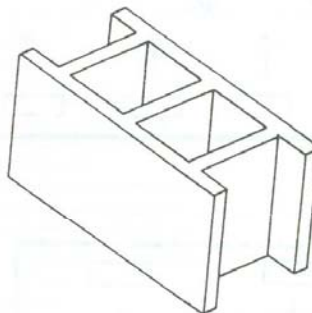
$$R = 1/U = X/K$$

Factor de Efectividad K en Espesor del Bloque

Aislamiento	Factor K Aislamiento	6"	8"	10"	12"
Aire	4.65	6.94	6.65	6.50	6.40
Vermiculita	.47	2.73	2.67	2.64	2.62
Aserrín	.45	2.70	2.65	2.62	2.60
Corcho	.38	2.62	2.57	2.55	2.53
Lana Mineral	.30	2.52	2.49	2.47	2.45
Papel Impermeable	.28	2.50	2.46	2.45	2.43
Poliestireno	.24	2.45	2.42	2.40	2.40
Poliuretano	.16	2.36	2.33	2.33	2.32

Nota: Si los bloques tienen 3 hoyos, agregar 0.75 a todos los valores mostrados. Los datos de arriba son mostrados para propósitos de referencia - este es un método muy ineficiente de construcción/aislamiento debido a:

1. Las estructuras de concreto son un factor dominante en el efecto del cálculo del aislamiento.
2. Las técnicas de llenado pueden generar bloques incorrectamente llenados.
3. Sin barrera de Vapor la infiltración de humedad disminuye el efecto de aislamiento.
4. Si se usa para congelación, la humedad se congelara dentro del bloque y se romperá la cara del bloque.
5. Los bloques están altamente sujetos a la aparición de rupturas - más infiltración.



Tolerancia por Efecto Solar

(Grados Fahrenheit que deben agregarse a la diferencia de temperatura normal para los cálculos de la pérdida de calor considerando la compensación solar - no usarse para diseños de aire acondicionado).

TIPO DE SUPERFICIE	PARED ESTE	PARED SUR	PARED OESTE	TECHO
Superficies de colores oscuros como: Techo de pizarra Techo con cera Pinturas negras	8	5	8	20
Superficies de colores claros, como son: Piedra Blanca Cemento coloreado en claro Pintura blanca	4	2	4	9

TIPO DE SUPERFICIE	PARED ESTE	PARED SUR	PARED OESTE	TECHO
Superficies coloreadas en tono medio como son: Madera sin pintar Ladrillos Teja roja Cemento Oscuro Pintura verde, roja o gris	6	4	6	15

Nota: Los pisos aislados son recomendados para todos los congeladores.

Figura No. 23. Constantes para cálculo de carga de calor en pared con aislante

Cambios de aire promedio en 24 horas para cuartos de almacenamiento arriba de 32° F (0° C) debido a la apertura de puertas e infiltración

Volumen pies ³	Cambios de Aire en 24 Hrs.	Volumen pies ³	Cambios de Aire en 24 Hrs.	Volumen pies ³	Cambios de Aire en 24 Hrs.
200	44.0	2,000	12.0	25,000	3.0
250	38.0	3,000	9.5	30,000	2.7
300	34.5	4,000	8.2	40,000	2.3
400	29.5	5,000	7.2	50,000	2.0
500	26.0	6,000	6.5	75,000	1.8
600	23.0	8,000	5.5	100,000	1.4
800	20.0	10,000	4.9	150,000	1.2
1,000	17.5	15,000	3.9	200,000	1.1
1,500	14.0	20,000	3.5	300,000	1.0

Cambios de aire promedio en 24 horas para cuartos de almacenamiento abajo de 32° F (0° C) debido a la apertura de puertas e infiltración

Volumen pies ³	Cambios de Aire en 24 Hrs.	Volumen pies ³	Cambios de Aire en 24 Hrs.	Volumen pies ³	Cambios de Aire en 24 Hrs.
200	33.5	2,000	9.3	25,000	2.3
250	29.0	3,000	7.4	30,000	2.1
300	26.2	4,000	6.3	40,000	1.8
400	22.5	5,000	5.6	50,000	1.6
500	20.0	6,000	5.0	75,000	1.3
600	18.0	8,000	4.3	100,000	1.1
800	15.3	10,000	3.8	150,000	1.0
1,000	13.5	15,000	3.0	200,000	0.9
1,500	11.0	20,000	2.6	300,000	0.85

Nota: Para uso pesado multiplicar los valores de arriba por 2.0
Para largos periodos de almacenamiento multiplicar los valores por 0.6

Calor removido del aire de enfriamiento para cuartos de almacenamiento (BTU por pie³)

Temperatura del cuarto de almacenamiento		Temperatura del aire exterior											
		40° F (4.4° C)		50° F (10° C)		60° F (16° C)		80° F (26.7° C)		90° F (32.2° C)		100° F (37.8° C)	
		Humedad Relativa del Aire Exterior %											
F	C	70	80	70	80	50	60	50	60	50	60	50	60
55	12.8	---	---	---	---	1.12	1.34	1.41	1.66	1.72	2.01	2.08	2.44
50	10.0	---	---	---	---	1.32	1.54	1.62	1.87	1.93	2.22	2.28	2.65
45	7.2	---	---	---	---	1.50	1.73	1.80	2.06	2.12	2.42	2.47	2.85
40	4.4	---	---	---	---	1.69	1.92	2.00	2.26	2.31	2.62	2.67	3.05
35	1.7	---	---	0.36	0.41	1.88	2.09	2.17	2.43	2.49	2.79	2.85	3.24
30	-1.1	0.24	0.29	0.58	0.66	2.00	2.24	2.26	2.53	2.64	2.94	2.99	3.35
25	-3.9	0.41	0.45	0.75	0.83	2.09	2.42	2.44	2.71	2.79	3.16	3.14	3.54
20	-6.7	0.56	0.61	0.91	0.99	2.27	2.61	2.62	2.90	2.97	3.35	3.33	3.73
15	-9.4	0.71	0.75	1.06	1.14	2.45	2.74	2.80	3.07	3.16	3.54	3.51	3.92
10	-12.2	0.85	0.89	1.19	1.27	2.57	2.87	2.93	3.20	3.29	3.66	3.64	4.04
5	-15.0	0.98	1.03	1.34	1.42	2.76	3.07	3.12	3.40	3.48	3.87	3.84	4.27
0	-17.8	1.12	1.17	1.48	1.56	2.92	3.23	3.28	3.56	3.64	4.03	4.01	4.43
-5	-20.6	1.23	1.28	1.59	1.67	3.04	3.36	3.41	3.69	3.78	4.18	4.15	4.57
-10	-23.3	1.35	1.41	1.73	1.81	3.19	3.49	3.56	3.85	3.93	4.33	4.31	4.74
-15	-26.1	1.50	1.53	1.85	1.92	3.29	3.60	3.67	3.96	4.05	4.46	4.42	4.86
-20	-28.9	1.63	1.68	2.01	2.00	3.49	3.72	3.88	4.18	4.27	4.69	4.66	5.10
-25	-31.7	1.77	1.83	2.12	2.21	3.61	3.84	4.00	4.30	4.39	4.80	4.78	5.21
-30	-34.4	1.90	1.95	2.29	2.38	3.81	4.05	4.21	4.51	4.56	5.00	4.90	5.44

Las tablas 3, 4 y 5 fueron extraídas y reimpresas con permiso de ASHRAE 1972 Manual de Fundamentos.
La tabla 6 fue extraída y reimpresa con permiso de ASHRAE 1967 Manual de Fundamentos.

Figura No. 24. Constantes para cálculo de carga de calor por cambios de aire

Mercancía (Lista Alfabética)	Condiciones de Almacenamiento			Punto más alto de congelación °F	Calor Específico Arriba del Punto de Congelación BTU / Lb/°F	Calor Específico Abajo del Punto de Congelación BTU/Lb/°F	Calor Latente de Fusión BTU / Lb	Densidad Aprox. de la Carga del Producto Lb/pie ³
	Temp. Almacenamiento °F	Humedad Relativa %	Vida ^a Aprox. de almacén					
Jarabe de Arce	75-80	60-65	1 año, más	---	0.24	0.21	7	---
Mangos	55	85-90	2-3 semanas	30.3	0.85	0.44	117	---
Carne								
Tocino curado estilo granja	60-65	85	4-6 meses	---	0.30-0.43	0.24-0.29	18-41	57
Carne de res	32-34	88-92	1-6 semanas	28-29	0.70-0.84	0.38-0.43	89-110	---
Jamones de pierna y espadilla	32-34	85-90	7-12 días	28-29	0.58-0.63	0.34-0.36	67-77	37
Curado	60-65	50-60	0-3 años	---	0.52-0.56	0.32-0.33	57-64	---
Cordero fresco	32-34	85-90	5-12 días	28-29	0.68-0.76	0.39-0.51	86-100	---
Higado congelado	-10-0	90-95	3-4 meses	---	---	0.41	100	---
Cerdo fresco	32-34	85-90	3-7 días	28-29	0.46-0.55	0.30-0.33	46-63	---
Embutido ahumado	40-45	85-90	6 meses	---	0.68	0.38	86	---
Fresco	32	85-90	1-2 semanas	26.0	0.89	0.56	93	---
Chuleta de ternera fresca	32-34	90-95	5-10 días	28-29	0.71-0.76	0.39-0.41	92-100	---
Melón cantalupo	36-40	90-95	5-15 días	29.9	0.93	0.48	132	25
Melón dulce	45-50	90-95	3-4 semanas	30.3	0.94	0.48	132	24
Sandía	40-50	80-90	2-3 semanas	31.3	0.97	0.48	132	27

Figura No. 25. Propiedades de refrigeración de diversos productos alimenticios

DIMENSIONES Y PROPIEDADES DEL TUBO DE COBRE
(Basada en la Norma ASTM B-88)

Diámetro del tubo D.E.	Tipo	Diámetro		Espesor de la pared en pulg.	Área de superficie pie ² /pie lineal		Área Sección transversal interior pulg ²	Pie lineal contenido en 1 pie ³	Peso libras/pie lineal	Presión de trabajo en psia.
		D.E. Pulg.	D.I. Pulg.		D.E.	D.I.				
		$\frac{3}{8}$	K		0.375	0.305				
	L	0.375	0.315	0.030	0.0982	0.0825	0.0779	1848.0	0.126	764
$\frac{1}{2}$	K	0.500	0.402	0.049	0.131	0.105	0.127	1135.0	0.269	988
	L	0.500	0.430	0.035	0.131	0.113	0.145	1001.0	0.198	677
$\frac{5}{8}$	K	0.625	0.527	0.049	0.164	0.138	0.218	660.5	0.344	779
	L	0.625	0.545	0.040	0.164	0.143	0.233	621.0	0.285	625
$\frac{3}{4}$	K	0.750	0.652	0.049	0.193	0.171	0.334	432.5	0.418	643
	L	0.750	0.666	0.042	0.193	0.174	0.348	422.0	0.362	547
$\frac{7}{8}$	K	0.875	0.745	0.065	0.229	0.195	0.436	331.0	0.641	747
	L	0.875	0.785	0.045	0.229	0.206	0.484	299.0	0.455	497
$1\frac{1}{8}$	K	1.125	0.995	0.065	0.295	0.260	0.778	186.0	0.839	574
	L	1.125	1.025	0.050	0.295	0.268	0.825	174.7	0.655	432
$1\frac{3}{8}$	K	1.375	1.245	0.065	0.360	0.326	1.22	118.9	1.04	466
	L	1.375	1.265	0.055	0.360	0.331	1.26	115.0	0.884	387
$1\frac{5}{8}$	K	1.625	1.481	0.072	0.425	0.388	1.72	83.5	1.36	421
	L	1.625	1.505	0.060	0.425	0.394	1.78	81.4	1.14	359
$2\frac{1}{8}$	K	2.125	1.959	0.083	0.556	0.513	3.01	48.0	2.06	376
	L	2.125	1.985	0.070	0.556	0.520	3.10	46.6	1.75	316
$2\frac{3}{8}$	K	2.625	2.435	0.095	0.687	0.638	4.66	31.2	2.93	352
	L	2.625	2.465	0.080	0.687	0.645	4.77	30.2	2.48	295
$3\frac{1}{8}$	K	3.125	2.907	0.109	0.818	0.761	6.64	21.8	4.00	343
	L	3.125	2.945	0.090	0.818	0.771	6.81	21.1	3.33	278
$3\frac{3}{8}$	K	3.625	3.385	0.120	0.949	0.886	9.00	16.1	5.12	324
	L	3.625	3.425	0.100	0.949	0.897	9.21	15.6	4.29	268
$4\frac{1}{8}$	K	4.125	3.857	0.134	1.08	1.01	11.7	12.4	6.51	315
	L	4.125	3.905	0.110	1.08	1.02	12.0	12.1	5.38	256

Figura No. 26. Dimensiones y propiedades para tuberías de cobre

Temperatura T °C	Viscosidad † μ' , centipoises	Conductividad calorífica * k , kcal/m-h-°C	Densidad ** ρ , kg/m ³	$\psi_f = \left(\frac{k^3 \rho^2 g}{\mu^2}\right)^{1/2}$
0	1,794	0,476	999,87	6 900
5	1,519	0,485	999,99	7 860
10	1,310	0,496	999,73	8 870
15	1,140	0,505	999,13	9 900
20	1,005	0,513	998,23	10 930
25	0,894	0,522	997,07	12 150
30	0,801	0,529	995,67	13 090
35	0,723	0,535	994,06	14 160
40	0,656	0,541	992,24	15 260
45	0,599	0,547	990,25	16 370
50	0,549	0,553	988,07	17 510
60	0,470	0,562	983,24	19 680
70	0,406	0,570	977,81	21 920
80	0,357	0,577	971,83	24 080
90	0,317	0,582	965,34	26 170
100	0,284	0,586	958,38	28 220
110	0,256	0,588	951,0	30 190
120	0,232	0,589	943,4	32 120
130	0,212	0,589	935,2	33 910
140	0,196	0,589	926,4	36 340
150	0,184	0,589	917,3	36 090

† De «International Critical Tables», vol. 5, pág. 10, McGraw-Hill Book Company, New York, 1929.

* De E. Schmidt y W. Sellischopp, *Forsch. Geb. Ingenieurw.*, 3:277 (1932).

** Calculadas de J. H. Keenan y F. G. Keyes, «Thermodynamic Properties of Steam», John Wiley & Sons, Inc., New York, 1937.

Figura No. 27. Propiedades del agua líquida

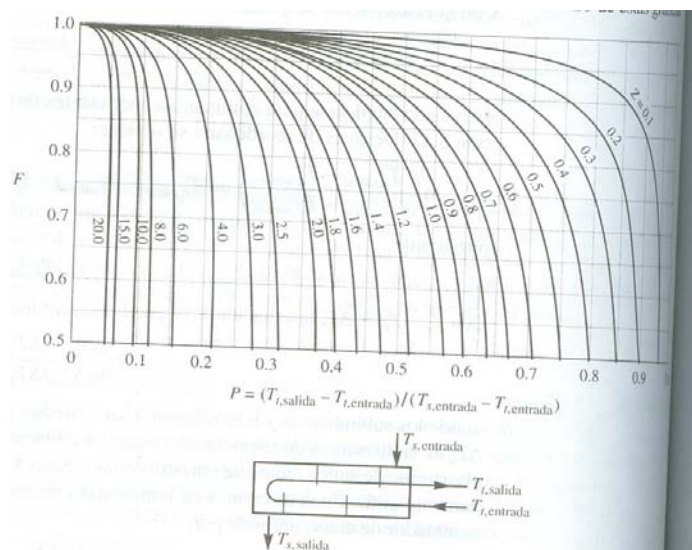
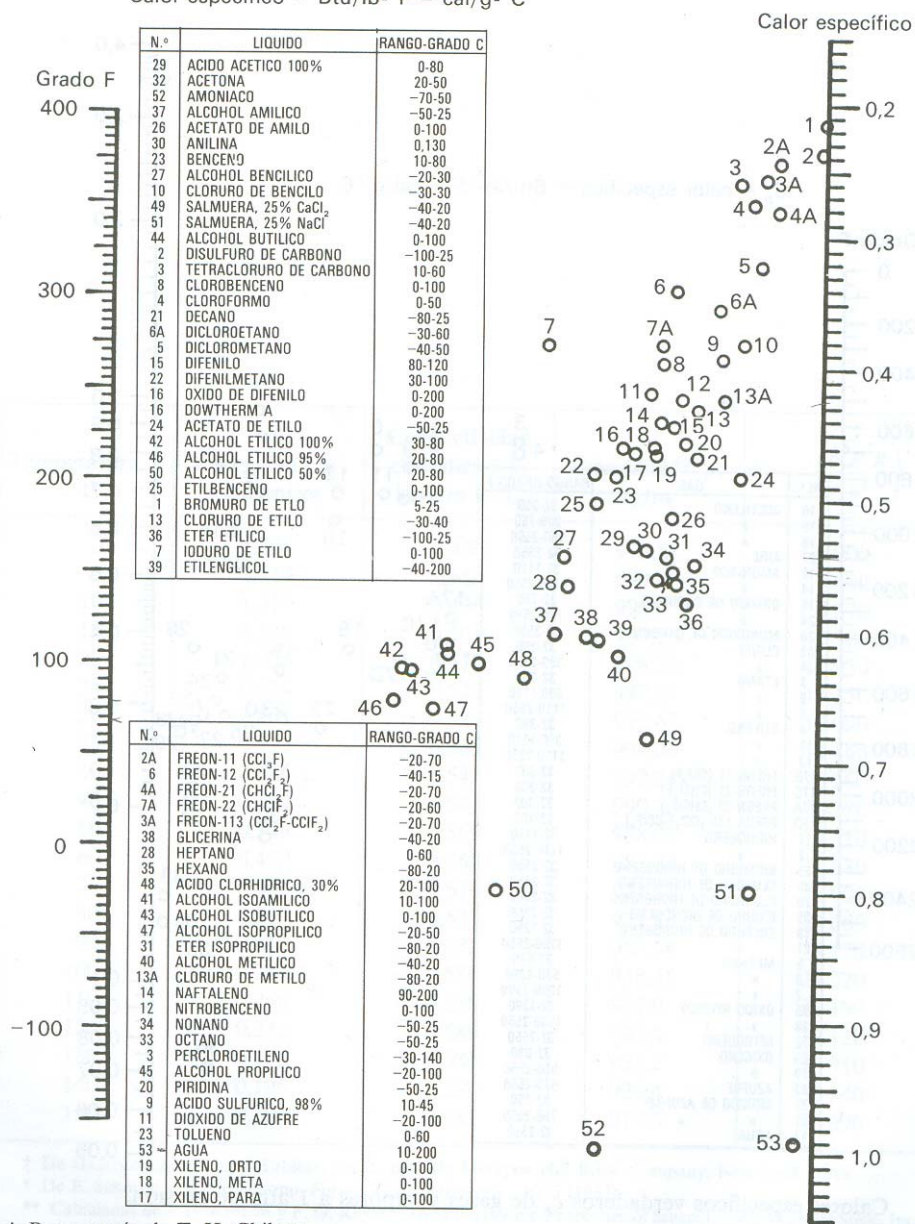


Figura No. 28. Factor de corrección de dif. logarítmica media de temp. a contracorriente

CALORES ESPECIFICOS DE LIQUIDOS†

Calor específico = Btu/lb-°F = cal/g-°C



† Por cortesía de T. H. Chilton

Figura No. 29. Calores específicos de líquidos

Elemento	Conductancia térmica k (W/m ² K) ^a							Propiedades a 293 ^b K (20°C, 68°F)				Temperatura de fusión (°K)
	200 K -73°C	273 K 0°C	400 K 127°C	600 K 327°C	800 K 527°C	1000 K 727°C	1200 K 927°C	ρ (kg/m ³)	c_p (J/kg ^c K)	k (W/m ² K)	$\alpha \times 10^6$ (m ² /s)	
	32°F	261°F	621°F	981°F	1341°F	1701°F						
	$\times 0.5777$ = (Btu/hr ft °F)							$\times 6.243 \times 10^{-2}$ = (lb _m /ft ³)	$\times 2.388 \times 10^{-4}$ = (Btu/lb _m °F)	$\times 0.5777$ = (Btu/hr ft °F)	3.874×10^4 = (ft ² /hr)	
Aluminio	237	236	240	232	220		2,702	896	236	97.5	933	
Antimonio	30.2	25.5	21.2	18.2	16.8		6,684	208	24.6	17.7	904	
Berilio	301	218	161	126	107	89	73	1,850	1750	205	63.3	1550
Bismuto ^c	9.7	8.2						9,780	124	7.9	6.51	545
Boro ^c	52.5	31.7	18.7	11.3	8.1	6.3	5.2	2,500	1047	28.6	10.9	2573
Cadmio ^c	99.3	97.5	94.7					8,650	231	97	48.5	594
Cesio	36.8	36.1						1,873	230	36	83.6	302
Cromo	111	94.8	87.3	80.5	71.3	65.3	62.4	7,160	440	91.4	29.0	2118
Cobalto ^c	122	104	84.8					8,862	389	100	29.0	1765
Cobre	413	401	392	383	371	357	342	8,933	383	399	116.6	1356
Germanio	96.8	66.7	43.2	27.3	19.8	17.4	17.4	5,360		61.6		1211
Oro	327	318	312	304	292	278	262	19,300	129	316	126.9	1336
Hafnio	24.4	23.3	22.3	21.3	20.8	20.7	20.9	13,280		23.1		2495
Indio	89.7	83.7	74.5					7,300		82.2		430
Iridio	153	148	144	138	132	126	120	22,500	134	147	48.8	2716
Hierro	94	83.5	69.4	54.7	43.3	32.6	28.2	7,870	452	81.1	22.8	1810
Plomo	36.6	35.5	33.8	31.2				11,340	129	35.3	24.1	601
Litio	88.1	79.2	72.1					534	3391	77.4	42.7	454
Magnesio	159	157	153	149	146			1,740	1017	156	88.2	923
Manganeso	7.17	7.68						7,290	486	7.78	2.2	1517

Figura No. 30. Propiedades de distintos elementos metálicos

Temperatura, T	Propiedades termodinámicas del aire										
	Densidad, ρ (kg/m ³)	Coefficiente de expansión térmica, $\beta \times 10^3$ (1/°K)	Calor específico, c_p (J/kg °K)	Conductancia térmica, k (W/m °K)	Difusividad térmica, $\alpha \times 10^6$ (m ² /s)	Viscosidad absoluta, $\mu \times 10^6$ (N s/m ²)	Viscosidad cinemática, $\nu \times 10^6$ (m ² /s)	Número de Prandtl, Pr	$\frac{g\beta}{\nu^2} \times 10^{-10}$ (1/°K m ³)		
	°F	°K	°C	$\times 6.243 \times 10^{-2}$ = (lb _m /ft ³)	$\times 0.5556$ = (1/R)	$\times 2.388 \times 10^{-4}$ = (Btu/lb _m °F)	$\times 0.5777$ = (Btu/hr ft °F)	$\times 3.874 \times 10^4$ = (ft ² /hr)	$\times 0.6720$ = (lb _m /ft s)	$\times 3.874 \times 10^4$ = (ft ² /hr)	$\times 1.573 \times 10^{-2}$ = (1/R ft ³)
32	273	0	1.252	3.66	1011	0.0237	19.2	17.456	13.9	0.71	1.85
68	293	20	1.164	3.41	1012	0.0251	22.0	18.240	15.7	0.71	1.36
104	313	40	1.092	3.19	1014	0.0265	24.8	19.123	17.6	0.71	1.01
140	333	60	1.025	3.00	1017	0.0279	27.6	19.907	19.4	0.71	0.782
176	353	80	0.968	2.83	1019	0.0293	30.6	20.790	21.5	0.71	0.600
212	373	100	0.916	2.68	1022	0.0307	33.6	21.673	23.6	0.71	0.472
392	473	200	0.723	2.11	1035	0.0370	49.7	25.693	35.5	0.71	0.164
572	573	300	0.596	1.75	1047	0.0429	68.9	29.322	49.2	0.71	0.0709
752	673	400	0.508	1.49	1059	0.0485	89.4	32.754	64.6	0.72	0.0350
932	773	500	0.442	1.29	1076	0.0540	113.2	35.794	81.0	0.72	0.0193
1832	1273	1000	0.268	0.79	1139	0.0762	240	48.445	181	0.74	0.00236

Fuente: K. Raznjević, Handbook of Thermodynamic Tables and Charts, McGraw-Hill, Nueva York, 1976.

Figura No. 31. Propiedades termodinámicas del aire

D_o/D_p	Pérdida permanente
0.2	95
0.4	82
0.6	63
0.8	40

Figura No. 32. Relación de diámetros de tubería por pérdidas de presión



Suva[®]

refrigerants

Tabla No. 19. Propiedades físicas del refrigerante R-404 A

Property	Suva [®] HP80	Suva [®] HP61	Suva [®] 408A	Suva [®] HP62	Suva [®] 507	Freon [®] 502
Refrigerant Number	R-402A	R-402B	R-408A	R-404A	R-507	R-502
Replaces	R-502	R-502	R-502	R-502, R-22	R-502, R-22	N/A
Chemical Formula/ Composition	R22/R125/R290 38/60/2 wt%	R22/R125/R290 60/38/2 wt%	R22/R125/R143a 47/7/46 wt%	R125/R143a/R134a 44/52/4 wt%	R125/R143a 50/50 wt%	R22/R115 48.8/51.2 wt%
CAS Number	R22:75-45-6 R125:354-33-6 R290:74-98-6	R22:75-45-6 R125:354-33-6 R290:74-98-6	R22:75-45-6 R125:354-33-6 R143a:420-46-2	R125:354-33-6 R143a:420-46-2 R134a:811-97-2	R125:354-33-6 R143a:420-46-2	R22:75-45-6 R115:76-15-3
Molecular Weight	101.55	94.71	81	91.6	98.9	111.64
Boiling Point at 1 atm, °F (°C)	-56.5 (-49.2)	-53.2 (-47.4)	-46.3 (-43.5)	-51.6 (-48.5)	-52.1 (-48.7)	-49.8 (-45.4)
Liquid Density at 77°F (25°C), lb/ft ³ (kg/m ³)	71.86 (1151)	72.14 (1156)	66.17 (1060)	65.45 (1048)	65.36 (1047)	75.95 (1217)
Vapor Pressure of Saturated Liquid at 77°F (25°C), psia (kPa)	194 (1337)	181.9 (1254)	168.4 (1161)	182 (1255)	187 (1287)	168.6 (1162)
Heat Capacity of Liquid at 77°F (25°C), Btu/lb °F (kJ/kgK)	0.328 (1.37)	0.32 (1.34)	N/A	0.367 (1.54)	N/A	0.293 (1.23)
Heat Capacity of Vapor at 1 atm at 77°F (25°C), Btu/lb °F (kJ/kgK)	0.181 (0.758)	0.173 (0.724)	N/A	0.207 (0.867)	N/A	0.164 (0.687)
Thermal Conductivity of Liquid at 77°F (25°C), Btu/hr.ft °F (W/mK)	0.04 (0.0691)	0.0425 (0.0735)	N/A	0.0394 (0.0683)	N/A	0.0373 (0.0642)
Thermal Conductivity of Vapor at 1 atm (101.3 kPa), Btu/hr.ft °F (W/mK)	0.00732 (0.01266)	0.00696 (0.01205)	N/A	0.00778 (0.01346)	N/A	0.0067 (0.0115)
Critical Temperature, °F (°C)	167.9 (75.5)	180.7 (82.6)	182.3 (83.5)	161.7 (72.1)	159.6 (70.9)	179.9 (82.2)
Critical Pressure, psia (kPa)	599.7 (4135)	644.8 (4445)	629.5 (4340)	541.2 (3732)	550 (3794)	591 (4075)
AEL/TLV, 8- or 12-hr TWA, ppm	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000	1,000
ODP, CFC-12=1	0.02	0.03	0.026	0	0	0.307
GWP, CO2=1	2,250	1,964	2,649	3,260	3,300	5,494
ASHRAE Safety Classification	A1/A1	A1/A1	A1/A1	A1/A1	A1/A1	A1/A1
Refrigerant Cylinder Color, PMS Code	461	385	248	021	328	251
Refrigerant Number	R-402A	R-402B	R-408A	R-404A	R-507	R-502

Tabla No. 20. Tablas termodinámicas para el R-404 A (saturación)

TEMP. °F	PRESSURE psia		VOLUME ft ³ /lb		DENSITY lb/ft ³		ENTHALPY Btu/lb			ENTROPY Btu/(lb)(°F)		TEMP. °F
	LIQUID P _l	VAPOR P _v	LIQUID v _l	VAPOR v _g	LIQUID 1/v _l	VAPOR 1/v _g	LIQUID h _l	LATENT h _{fg}	VAPOR h _g	LIQUID s _l	VAPOR s _g	
-30	25.27	24.66	0.0127	1.8222	79.02	0.5488	3.2	83.6	86.8	0.0078	0.2025	-30
-29	25.87	25.15	0.0127	1.7816	79.91	0.5613	3.5	83.4	87.0	0.0083	0.2024	-29
-28	26.48	25.75	0.0127	1.7422	78.80	0.5740	3.8	83.3	87.1	0.0080	0.2023	-28
-27	27.11	26.38	0.0127	1.7036	78.69	0.5870	4.2	83.1	87.3	0.0087	0.2022	-27
-26	27.74	26.99	0.0127	1.6664	79.58	0.6001	4.5	83.0	87.4	0.0104	0.2021	-26
-25	28.39	27.62	0.0127	1.6300	78.47	0.6135	4.6	82.8	87.6	0.0111	0.2020	-25
-24	29.04	28.27	0.0128	1.5946	78.36	0.6271	5.1	82.7	87.7	0.0118	0.2019	-24
-23	29.71	28.93	0.0128	1.5601	78.25	0.6410	5.9	82.0	87.9	0.0136	0.2018	-23
-22	30.39	29.60	0.0128	1.5267	78.14	0.6550	6.2	81.9	88.0	0.0143	0.2017	-22
-21	31.08	30.28	0.0128	1.4943	78.03	0.6692	6.5	81.7	88.2	0.0150	0.2016	-21
-20	31.78	30.97	0.0128	1.4626	77.92	0.6837	6.8	81.6	88.4	0.0157	0.2015	-20
-19	32.50	31.67	0.0129	1.4316	77.81	0.6985	7.1	81.4	88.5	0.0164	0.2015	-19
-18	33.22	32.39	0.0129	1.4015	77.70	0.7135	7.4	81.3	88.7	0.0170	0.2014	-18
-17	33.96	33.11	0.0129	1.3723	77.59	0.7287	7.7	81.1	88.8	0.0177	0.2013	-17
-16	34.71	33.85	0.0129	1.3437	77.48	0.7442	8.0	81.0	89.0	0.0184	0.2012	-16
-15	35.48	34.61	0.0129	1.3158	77.37	0.7600	8.3	80.8	89.1	0.0191	0.2011	-15
-14	36.25	35.37	0.0129	1.2885	77.26	0.7761	8.6	80.7	89.3	0.0198	0.2011	-14
-13	37.04	36.15	0.0130	1.2620	77.15	0.7924	8.9	80.5	89.4	0.0205	0.2010	-13
-12	37.85	36.95	0.0130	1.2362	77.03	0.8089	9.2	80.3	89.6	0.0211	0.2009	-12
-11	38.66	37.75	0.0130	1.2109	76.92	0.8258	9.5	80.2	89.7	0.0218	0.2008	-11
-10	39.49	38.57	0.0130	1.1864	76.81	0.8429	9.8	80.0	89.9	0.0225	0.2008	-10
-9	40.34	39.40	0.0130	1.1624	76.70	0.8603	10.1	79.9	90.0	0.0232	0.2007	-9
-8	41.20	40.25	0.0131	1.1390	76.59	0.8780	10.4	79.7	90.2	0.0239	0.2006	-8
-7	42.07	41.11	0.0131	1.1161	76.47	0.8960	10.8	79.5	90.3	0.0246	0.2006	-7
-6	42.95	41.98	0.0131	1.0937	76.36	0.9143	11.1	79.4	90.5	0.0252	0.2005	-6
-5	43.85	42.87	0.0131	1.0719	76.25	0.9329	11.4	79.2	90.6	0.0259	0.2004	-5
-4	44.77	43.78	0.0131	1.0506	76.14	0.9518	11.7	79.1	90.7	0.0266	0.2004	-4
-3	45.70	44.69	0.0132	1.0299	76.02	0.9710	12.0	78.9	90.9	0.0273	0.2003	-3
-2	46.64	45.63	0.0132	1.0098	75.91	0.9905	12.3	78.7	91.0	0.0280	0.2002	-2
-1	47.60	46.57	0.0132	0.9898	75.80	1.0103	12.6	78.6	91.2	0.0286	0.2002	-1
0	48.57	47.54	0.0132	0.9705	75.68	1.0304	12.9	78.4	91.3	0.0293	0.2001	0
1	49.56	48.51	0.0132	0.9516	75.57	1.0509	13.3	78.2	91.5	0.0300	0.2000	1
2	50.57	49.51	0.0133	0.9332	75.46	1.0716	13.6	78.0	91.6	0.0307	0.2000	2
3	51.59	50.51	0.0133	0.9152	75.34	1.0927	13.9	77.9	91.8	0.0314	0.1999	3
4	52.62	51.54	0.0133	0.8975	75.23	1.1142	14.2	77.7	91.9	0.0320	0.1999	4
5	53.67	52.58	0.0133	0.8803	75.11	1.1360	14.5	77.5	92.1	0.0327	0.1998	5
6	54.74	53.63	0.0133	0.8635	75.00	1.1581	14.9	77.4	92.2	0.0334	0.1998	6
7	55.82	54.70	0.0134	0.8470	74.88	1.1806	15.2	77.2	92.3	0.0341	0.1997	7
8	56.92	55.79	0.0134	0.8310	74.76	1.2034	15.5	77.0	92.5	0.0348	0.1996	8
9	58.04	56.90	0.0134	0.8153	74.65	1.2266	15.8	76.8	92.6	0.0354	0.1996	9
10	59.17	58.02	0.0134	0.7999	74.53	1.2501	16.1	76.6	92.8	0.0361	0.1995	10
11	60.32	59.16	0.0134	0.7849	74.42	1.2740	16.5	76.5	92.9	0.0368	0.1995	11
12	61.49	60.31	0.0135	0.7702	74.30	1.2983	16.8	76.3	93.1	0.0375	0.1994	12
13	62.67	61.48	0.0135	0.7559	74.18	1.3230	17.1	76.1	93.2	0.0382	0.1994	13
14	63.87	62.67	0.0135	0.7418	74.06	1.3480	17.4	75.9	93.3	0.0388	0.1993	14
15	65.09	63.88	0.0135	0.7281	73.95	1.3734	17.6	75.7	93.5	0.0395	0.1993	15
16	66.33	65.10	0.0135	0.7146	73.83	1.3993	18.1	75.6	93.6	0.0402	0.1992	16
17	67.58	66.34	0.0136	0.7015	73.71	1.4255	18.4	75.4	93.8	0.0409	0.1992	17
18	68.85	67.60	0.0136	0.6887	73.59	1.4521	18.7	75.2	93.9	0.0416	0.1991	18
19	70.14	68.88	0.0136	0.6761	73.47	1.4791	19.1	75.0	94.0	0.0422	0.1991	19
20	71.45	70.18	0.0136	0.6637	73.35	1.5066	19.4	74.8	94.2	0.0429	0.1990	20
21	72.78	71.49	0.0137	0.6517	73.23	1.5344	19.7	74.6	94.3	0.0436	0.1990	21
22	74.12	72.82	0.0137	0.6399	73.11	1.5627	20.1	74.4	94.5	0.0443	0.1990	22
23	75.49	74.18	0.0137	0.6284	72.99	1.5914	20.4	74.2	94.6	0.0450	0.1989	23
24	76.87	75.55	0.0137	0.6171	72.87	1.6206	20.7	74.0	94.7	0.0456	0.1989	24
25	78.27	76.94	0.0137	0.6060	72.75	1.6502	21.0	73.8	94.9	0.0463	0.1988	25
26	79.69	78.35	0.0138	0.5952	72.63	1.6802	21.4	73.6	95.0	0.0470	0.1988	26
27	81.13	79.78	0.0138	0.5845	72.50	1.7106	21.7	73.4	95.1	0.0477	0.1987	27
28	82.60	81.22	0.0138	0.5742	72.38	1.7417	22.1	73.2	95.3	0.0484	0.1987	28
29	84.08	82.69	0.0138	0.5640	72.26	1.7732	22.4	73.0	95.4	0.0490	0.1987	29

Tablas termodinámicas para el R-404 A (saturación) (cont.)

TEMP. °F	PRESSURE psia		VOLUME ft ³ /lb		DENSITY lb/ft ³		ENTHALPY Btu/lb			ENTROPY Btu/(lb·°R)		TEMP. °F
	LIQUID P _l	VAPOR P _g	LIQUID v _l	VAPOR v _g	LIQUID 1/v _l	VAPOR 1/v _g	LIQUID h _l	LATENT h _{lg}	VAPOR h _g	LIQUID s _l	VAPOR s _g	
30	No NR	84.18	0.0139	0.5540	72.13	1.8051	22.7	72.8	95.5	0.0497	0.1986	30
31	87.10	85.69	0.0139	0.5442	72.01	1.8375	23.1	72.6	95.7	0.0504	0.1986	31
32	88.64	87.22	0.0139	0.5347	71.88	1.8703	23.4	72.4	95.8	0.0511	0.1985	32
33	90.20	88.77	0.0139	0.5253	71.76	1.9037	23.7	72.2	95.9	0.0518	0.1985	33
34	91.78	90.34	0.0140	0.5161	71.63	1.9376	24.1	72.0	96.1	0.0526	0.1984	34
35	93.38	91.93	0.0140	0.5071	71.51	1.9720	24.4	71.8	96.2	0.0531	0.1984	35
36	95.01	93.54	0.0140	0.4983	71.38	2.0069	24.8	71.6	96.3	0.0538	0.1984	36
37	96.66	95.17	0.0140	0.4896	71.25	2.0423	25.1	71.4	96.5	0.0545	0.1983	37
38	98.32	96.83	0.0141	0.4812	71.12	2.0783	25.5	71.1	96.6	0.0552	0.1983	38
39	100.01	98.51	0.0141	0.4729	70.99	2.1148	25.8	70.9	96.7	0.0558	0.1982	39
40	101.72	100.20	0.0141	0.4647	70.86	2.1518	26.1	70.7	96.8	0.0566	0.1982	40
41	103.45	101.92	0.0141	0.4567	70.73	2.1894	26.5	70.5	97.0	0.0572	0.1982	41
42	105.20	103.67	0.0142	0.4489	70.60	2.2276	26.8	70.3	97.1	0.0579	0.1981	42
43	106.98	105.43	0.0142	0.4412	70.47	2.2664	27.2	70.0	97.2	0.0586	0.1981	43
44	108.78	107.22	0.0142	0.4337	70.34	2.3057	27.5	69.8	97.4	0.0593	0.1980	44
45	110.60	109.03	0.0142	0.4263	70.20	2.3456	27.9	69.6	97.5	0.0600	0.1980	45
46	112.45	110.86	0.0143	0.4191	70.07	2.3861	28.2	69.4	97.6	0.0607	0.1980	46
47	114.31	112.72	0.0143	0.4120	69.94	2.4273	28.6	69.1	97.7	0.0614	0.1979	47
48	116.20	114.60	0.0143	0.4050	69.80	2.4690	29.0	68.9	97.8	0.0620	0.1979	48
49	118.12	116.50	0.0144	0.3982	69.67	2.5114	29.3	68.7	98.0	0.0627	0.1978	49
50	120.06	118.43	0.0144	0.3915	69.53	2.5544	29.7	68.4	98.1	0.0634	0.1978	50
51	122.02	120.38	0.0144	0.3849	69.39	2.5980	30.0	68.2	98.2	0.0641	0.1978	51
52	124.00	122.36	0.0144	0.3784	69.25	2.6424	30.4	67.9	98.3	0.0648	0.1977	52
53	126.02	124.35	0.0145	0.3721	69.11	2.6873	30.7	67.7	98.4	0.0655	0.1977	53
54	128.05	126.37	0.0145	0.3659	68.97	2.7330	31.1	67.5	98.6	0.0662	0.1976	54
55	130.11	128.42	0.0145	0.3598	68.83	2.7794	31.5	67.2	98.7	0.0669	0.1976	55
56	132.19	130.49	0.0146	0.3538	68.69	2.8264	31.8	67.0	98.8	0.0676	0.1976	56
57	134.30	132.59	0.0146	0.3479	68.55	2.8742	32.2	66.7	98.9	0.0683	0.1975	57
58	136.44	134.71	0.0146	0.3421	68.40	2.9227	32.5	66.5	99.0	0.0689	0.1975	58
59	138.59	136.86	0.0147	0.3365	68.26	2.9719	32.9	66.2	99.1	0.0696	0.1974	59
60	140.78	139.04	0.0147	0.3309	68.11	3.0219	33.3	66.0	99.2	0.0703	0.1974	60
61	142.99	141.24	0.0147	0.3255	67.96	3.0726	33.6	65.7	99.4	0.0710	0.1974	61
62	145.23	143.46	0.0147	0.3201	67.82	3.1241	34.0	65.5	99.5	0.0717	0.1973	62
63	147.49	145.71	0.0148	0.3148	67.67	3.1764	34.4	65.2	99.6	0.0724	0.1973	63
64	149.78	147.99	0.0148	0.3096	67.52	3.2295	34.8	64.9	99.7	0.0731	0.1972	64
65	152.09	150.30	0.0148	0.3046	67.36	3.2834	35.1	64.7	99.8	0.0738	0.1972	65
66	154.44	152.63	0.0149	0.2996	67.21	3.3382	35.5	64.4	99.9	0.0745	0.1971	66
67	156.81	154.99	0.0149	0.2947	67.06	3.3938	35.9	64.1	100.0	0.0752	0.1971	67
68	159.20	157.38	0.0149	0.2898	66.90	3.4502	36.3	63.9	100.1	0.0759	0.1970	68
69	161.63	159.79	0.0150	0.2851	66.75	3.5075	36.6	63.6	100.2	0.0766	0.1970	69
70	164.08	162.23	0.0150	0.2804	66.59	3.5657	37.0	63.3	100.3	0.0773	0.1969	70
71	166.56	164.70	0.0151	0.2758	66.43	3.6248	37.4	63.0	100.4	0.0780	0.1969	71
72	169.06	167.20	0.0151	0.2714	66.27	3.6849	37.8	62.7	100.5	0.0787	0.1969	72
73	171.59	169.72	0.0151	0.2670	66.11	3.7459	38.2	62.5	100.6	0.0794	0.1968	73
74	174.16	172.26	0.0152	0.2626	65.95	3.8078	38.6	62.2	100.7	0.0801	0.1968	74
75	176.75	174.86	0.0152	0.2584	65.78	3.8707	38.9	61.9	100.8	0.0808	0.1967	75
76	179.37	177.47	0.0152	0.2542	65.61	3.9346	39.3	61.6	100.9	0.0816	0.1966	76
77	182.02	180.11	0.0153	0.2500	65.45	3.9995	39.7	61.3	101.0	0.0823	0.1966	77
78	184.70	182.78	0.0153	0.2460	65.28	4.0655	40.1	61.0	101.1	0.0830	0.1965	78
79	187.41	185.48	0.0154	0.2420	65.11	4.1325	40.5	60.7	101.2	0.0837	0.1965	79
80	190.15	188.21	0.0154	0.2381	64.94	4.2005	40.9	60.4	101.3	0.0844	0.1964	80
81	192.92	190.97	0.0154	0.2342	64.76	4.2697	41.3	60.1	101.4	0.0851	0.1964	81
82	195.72	193.76	0.0155	0.2304	64.59	4.3400	41.7	59.8	101.5	0.0858	0.1963	82
83	198.54	196.58	0.0155	0.2267	64.41	4.4114	42.1	59.5	101.5	0.0866	0.1963	83
84	201.40	199.43	0.0156	0.2230	64.23	4.4840	42.5	59.2	101.6	0.0873	0.1962	84
85	204.29	202.31	0.0156	0.2194	64.05	4.5578	42.9	58.9	101.7	0.0880	0.1961	85
86	207.21	205.23	0.0157	0.2159	63.87	4.6328	43.3	58.5	101.8	0.0887	0.1961	86
87	210.16	208.17	0.0157	0.2124	63.69	4.7089	43.7	58.2	101.9	0.0894	0.1960	87
88	213.15	211.15	0.0157	0.2089	63.50	4.7865	44.1	57.9	102.0	0.0902	0.1959	88
89	216.16	214.15	0.0158	0.2055	63.31	4.8653	44.5	57.6	102.0	0.0909	0.1959	89

Tabla No. 21. Tablas termodinámicas para el R-404 A (sobrecalentamiento)

TEMP. °F	ABSOLUTE PRESSURE, psia												TEMP. °F
	48.00			48.00			90.00			90.00			
	(0.48°F)			(1.48°F)			(2.48°F)			(7.27°F)			
	V	H	S	V	H	S	V	H	S	V	H	S	
(0.9614)	(91.4)	(0.2001)	(0.9423)	(91.8)	(0.2000)	(0.9242)	(91.7)	(0.2000)	(0.9420)	(92.4)	(0.1997)		
10	0.9971	93.3	0.2041	0.9950	93.2	0.2036	0.9438	93.2	0.2032	0.8492	92.9	0.2008	10
20	1.0137	95.3	0.2084	0.9912	95.2	0.2079	0.9695	95.2	0.2074	0.8731	95.0	0.2051	20
30	1.0402	97.3	0.2128	1.0172	97.3	0.2120	0.9081	97.2	0.2116	0.9067	97.0	0.2003	30
40	1.0664	99.4	0.2167	1.0429	99.3	0.2162	1.0204	99.3	0.2167	0.9201	99.1	0.2135	40
50	1.0924	101.4	0.2208	1.0685	101.4	0.2203	1.0456	101.3	0.2198	0.9433	101.1	0.2176	50
60	1.1183	103.5	0.2248	1.0940	103.5	0.2243	1.0708	103.4	0.2239	0.9683	103.2	0.2217	60
70	1.1440	105.6	0.2288	1.1192	105.6	0.2284	1.0964	105.6	0.2279	0.9962	105.4	0.2257	70
80	1.1696	107.8	0.2328	1.1443	107.7	0.2324	1.1201	107.7	0.2319	1.0119	107.5	0.2297	80
90	1.1950	109.9	0.2368	1.1693	109.9	0.2363	1.1446	109.8	0.2359	1.0345	109.7	0.2337	90
100	1.2204	112.1	0.2407	1.1941	112.1	0.2402	1.1690	112.0	0.2398	1.0569	111.8	0.2376	100
110	1.2455	114.3	0.2446	1.2189	114.3	0.2441	1.1933	114.2	0.2437	1.0792	114.0	0.2415	110
120	1.2706	116.5	0.2485	1.2436	116.5	0.2480	1.2175	116.4	0.2475	1.1014	116.3	0.2454	120
130	1.2956	118.8	0.2523	1.2680	118.7	0.2510	1.2416	118.7	0.2514	1.1235	118.5	0.2493	130
140	1.3205	121.0	0.2561	1.2925	121.0	0.2556	1.2655	121.0	0.2552	1.1455	120.8	0.2531	140
150	1.3453	123.3	0.2599	1.3168	123.3	0.2594	1.2894	123.2	0.2590	1.1675	123.1	0.2569	150
160	1.3701	125.6	0.2636	1.3411	125.6	0.2632	1.3133	125.5	0.2627	1.1893	125.4	0.2606	160
170	1.3947	127.9	0.2674	1.3653	127.9	0.2669	1.3370	127.9	0.2665	1.2110	127.7	0.2644	170
180	1.4193	130.3	0.2711	1.3894	130.3	0.2706	1.3607	130.2	0.2702	1.2327	130.1	0.2681	180
190	1.4438	132.6	0.2747	1.4134	132.6	0.2743	1.3843	132.6	0.2738	1.2543	132.5	0.2718	190
200	1.4683	135.0	0.2784	1.4374	135.0	0.2779	1.4078	135.0	0.2775	1.2759	134.9	0.2754	200
210	1.4928	137.4	0.2820	1.4613	137.4	0.2816	1.4313	137.4	0.2811	1.2974	137.3	0.2790	210
220	1.5170	139.9	0.2856	1.4852	139.9	0.2852	1.4547	139.8	0.2847	1.3188	139.7	0.2827	220
230	1.5412	142.3	0.2892	1.5090	142.3	0.2897	1.4780	142.3	0.2893	1.3401	142.2	0.2862	230
240	1.5655	144.8	0.2927	1.5328	144.8	0.2923	1.5014	144.8	0.2919	1.3615	144.8	0.2898	240
250	1.5896	147.3	0.2963	1.5565	147.3	0.2959	1.5246	147.2	0.2954	1.3827	147.1	0.2933	250
260	1.6138	149.8	0.2998	1.5801	149.8	0.2994	1.5478	149.8	0.2989	1.4040	149.8	0.2969	260
270	1.6379	152.3	0.3033	1.6038	152.3	0.3029	1.5710	152.3	0.3024	1.4251	152.2	0.3004	270
280	1.6619	154.9	0.3068	1.6273	154.9	0.3063	1.5941	154.8	0.3059	1.4463	154.7	0.3038	280
290	1.6859	157.5	0.3102	1.6508	157.4	0.3098	1.6172	157.4	0.3093	1.4674	157.3	0.3073	290
300	1.7099	160.0	0.3136	1.6744	160.0	0.3132	1.6403	160.0	0.3128	1.4884	159.9	0.3107	300
310	1.7338	162.6	0.3170	1.6978	162.6	0.3166	1.6633	162.6	0.3162	1.5094	162.5	0.3141	310

TEMP. °F	65.00			65.00			70.00			75.00			TEMP. °F
	(11.73°F)			(15.92°F)			(19.88°F)			(23.80°F)			
	V	H	S	V	H	S	V	H	S	V	H	S	
	(0.7741)	(93.0)	(0.1994)	(0.7158)	(93.6)	(0.1992)	(0.6954)	(94.2)	(0.1991)	(0.6215)	(94.7)	(0.1989)	
20	0.7925	94.7	0.2030	0.7243	94.5	0.2010	0.6657	94.2	0.1991	—	—	—	20
30	0.8146	96.8	0.2072	0.7460	96.5	0.2052	0.6863	96.3	0.2034	0.6334	96.0	0.2016	30
40	0.8361	98.8	0.2114	0.7655	98.6	0.2094	0.7046	98.1	0.2076	0.6518	98.1	0.2059	40
50	0.8580	100.9	0.2155	0.7857	100.7	0.2136	0.7237	100.5	0.2118	0.6699	100.2	0.2101	50
60	0.8794	103.0	0.2196	0.8058	102.8	0.2177	0.7425	102.6	0.2159	0.6878	102.4	0.2142	60
70	0.9007	105.1	0.2237	0.8257	104.9	0.2218	0.7614	104.7	0.2200	0.7056	104.5	0.2183	70
80	0.9217	107.3	0.2277	0.8454	107.1	0.2258	0.7799	106.9	0.2241	0.7231	106.7	0.2224	80
90	0.9427	109.5	0.2317	0.8649	109.3	0.2299	0.7983	109.1	0.2281	0.7405	109.9	0.2264	90
100	0.9635	111.7	0.2356	0.8844	111.5	0.2338	0.8165	111.3	0.2320	0.7577	111.1	0.2304	100
110	0.9841	113.9	0.2396	0.9037	113.7	0.2377	0.8345	113.5	0.2360	0.7748	113.3	0.2344	110
120	1.0047	116.1	0.2434	0.9228	115.9	0.2416	0.8526	115.8	0.2399	0.7918	115.6	0.2383	120
130	1.0252	118.4	0.2473	0.9419	118.2	0.2455	0.8705	118.0	0.2438	0.8086	117.9	0.2422	130
140	1.0456	120.6	0.2511	0.9609	120.5	0.2493	0.8883	120.3	0.2476	0.8254	120.1	0.2460	140
150	1.0658	122.9	0.2549	0.9797	122.8	0.2531	0.9060	122.6	0.2514	0.8420	122.5	0.2498	150
160	1.0860	125.2	0.2587	0.9985	125.1	0.2569	0.9238	124.9	0.2552	0.8586	124.8	0.2536	160
170	1.1061	127.6	0.2624	1.0172	127.4	0.2606	0.9411	127.3	0.2590	0.8751	127.1	0.2574	170
180	1.1261	129.9	0.2661	1.0359	129.8	0.2644	0.9585	129.7	0.2627	0.8914	129.5	0.2611	180
190	1.1460	132.3	0.2698	1.0544	132.2	0.2681	0.9759	132.0	0.2664	0.9078	131.9	0.2648	190
200	1.1659	134.7	0.2735	1.0729	134.6	0.2717	0.9931	134.5	0.2701	0.9240	134.3	0.2686	200
210	1.1858	137.1	0.2771	1.0913	137.0	0.2754	1.0104	136.9	0.2737	0.9402	136.7	0.2722	210
220	1.2055	139.6	0.2808	1.1097	139.5	0.2790	1.0275	139.3	0.2774	0.9563	139.2	0.2758	220
230	1.2252	142.0	0.2843	1.1280	141.9	0.2826	1.0446	141.8	0.2810	0.9724	141.7	0.2794	230
240	1.2440	144.5	0.2879	1.1462	144.4	0.2862	1.0617	144.3	0.2845	0.9884	144.2	0.2830	240
250	1.2645	147.0	0.2915	1.1644	146.9	0.2897	1.0787	146.8	0.2881	1.0043	146.7	0.2866	250
260	1.2840	149.5	0.2950	1.1826	149.4	0.2932	1.0956	149.3	0.2916	1.0203	149.2	0.2901	260
270	1.3036	152.1	0.2985	1.2007	152.0	0.2967	1.1125	151.9	0.2951	1.0361	151.7	0.2936	270
280	1.3230	154.6	0.3020	1.2188	154.5	0.3002	1.1294	154.4	0.2986	1.0519	154.3	0.2971	280
290	1.3425	157.2	0.3054	1.2369	157.1	0.3037	1.1462	157.0	0.3021	1.0677	156.9	0.3006	290
300	1.3619	159.8	0.3089	1.2548	159.7	0.3071	1.1630	159.6	0.3055	1.0834	159.5	0.3040	300
310	1.3812	162.4	0.3123	1.2727	162.3	0.3106	1.1797	162.2	0.3089	1.0991	162.1	0.3074	310
320	1.4005	165.0	0.3157	1.2906	164.9	0.3140	1.1964	164.8	0.3124	1.1148	164.7	0.3109	320
330	—	—	—	—	—	—	—	—	—	1.1304	167.4	0.3142	330

Tablas termodinámicas para el R-404 A (sobrecalentamiento) (cont.)

ABSOLUTE PRESSURE, psia

TEMP. °F	140.00			150.00			160.00			170.00			TEMP. °F
	(60.44°F)			(64.57°F)			(68.69°F)			(73.11°F)			
	V	H	S	V	H	S	V	H	S	V	H	S	
	(0.3285)	(99.3)	(0.1974)	(0.3062)	(99.8)	(0.1972)	(0.2847)	(100.2)	(0.1970)	(0.2965)	(100.6)	(0.1968)	
70	0.3994	101.5	0.2016	0.3111	101.0	0.1995	0.2967	100.4	0.1974	—	—	—	70
80	0.3613	103.8	0.2059	0.3222	103.3	0.2039	0.2986	102.8	0.2019	0.2738	102.3	0.1999	80
90	0.3225	105.2	0.2102	0.3330	105.7	0.2082	0.3071	105.2	0.2082	0.2841	104.7	0.2044	90
100	0.3735	108.5	0.2144	0.3436	108.1	0.2124	0.3173	107.6	0.2105	0.2940	107.1	0.2087	100
110	0.3842	110.8	0.2186	0.3539	110.4	0.2166	0.3273	110.0	0.2148	0.3037	109.6	0.2130	110
120	0.3948	113.2	0.2227	0.3640	112.8	0.2208	0.3370	112.4	0.2189	0.3131	112.0	0.2172	120
130	0.4052	115.6	0.2267	0.3739	115.2	0.2248	0.3465	114.8	0.2231	0.3223	114.4	0.2213	130
140	0.4154	117.9	0.2307	0.3837	117.6	0.2289	0.3559	117.2	0.2271	0.3313	116.8	0.2254	140
150	0.4255	120.3	0.2347	0.3933	120.0	0.2328	0.3651	119.6	0.2311	0.3402	119.3	0.2295	150
160	0.4356	122.7	0.2386	0.4028	122.4	0.2368	0.3742	122.1	0.2351	0.3489	121.7	0.2334	160
170	0.4453	125.2	0.2425	0.4122	124.8	0.2407	0.3831	124.5	0.2390	0.3575	124.2	0.2374	170
180	0.4551	127.6	0.2463	0.4214	127.3	0.2446	0.3920	127.0	0.2429	0.3659	126.7	0.2413	180
190	0.4647	130.0	0.2501	0.4306	130.7	0.2484	0.4007	130.4	0.2467	0.3743	129.1	0.2451	190
200	0.4743	132.5	0.2539	0.4397	132.2	0.2522	0.4093	131.9	0.2505	0.3828	131.6	0.2490	200
210	0.4836	135.0	0.2576	0.4487	134.7	0.2559	0.4179	134.4	0.2543	0.3917	134.2	0.2528	210
220	0.4932	137.5	0.2613	0.4576	137.2	0.2596	0.4263	137.0	0.2580	0.3998	136.7	0.2565	220
230	0.5026	140.0	0.2650	0.4664	139.8	0.2633	0.4347	139.5	0.2617	0.4088	139.2	0.2602	230
240	0.5119	142.6	0.2687	0.4752	142.3	0.2670	0.4431	142.1	0.2654	0.4147	141.8	0.2639	240
250	0.5211	145.1	0.2723	0.4839	144.9	0.2708	0.4513	144.6	0.2691	0.4228	144.4	0.2678	250
260	0.5302	147.7	0.2759	0.4925	147.5	0.2742	0.4595	147.2	0.2727	0.4304	147.0	0.2712	260
270	0.5393	150.3	0.2795	0.5011	150.0	0.2778	0.4677	149.8	0.2763	0.4382	149.6	0.2748	270
280	0.5484	152.9	0.2830	0.5097	152.7	0.2814	0.4759	152.4	0.2799	0.4469	152.2	0.2784	280
290	0.5574	155.5	0.2865	0.5182	155.3	0.2849	0.4839	155.1	0.2834	0.4535	154.9	0.2819	290
300	0.5664	158.1	0.2900	0.5266	157.9	0.2884	0.4918	157.7	0.2869	0.4611	157.5	0.2855	300
310	0.5753	160.8	0.2935	0.5350	160.6	0.2919	0.4996	160.4	0.2904	0.4687	160.2	0.2890	310
320	0.5842	163.5	0.2969	0.5434	163.3	0.2954	0.5077	163.1	0.2939	0.4762	162.9	0.2924	320
330	0.5930	166.2	0.3004	0.5517	166.0	0.2989	0.5156	165.8	0.2973	0.4837	165.6	0.2959	330
340	0.6019	168.9	0.3038	0.5600	168.7	0.3022	0.5234	168.5	0.3007	0.4911	168.3	0.2993	340
350	0.6106	171.6	0.3072	0.5683	171.4	0.3056	0.5312	171.2	0.3041	0.4986	171.0	0.3027	350
360	0.6194	174.3	0.3105	0.5765	174.1	0.3090	0.5390	174.0	0.3075	0.5060	173.8	0.3061	360
370	0.6281	177.1	0.3138	0.5847	176.9	0.3123	0.5467	176.7	0.3108	0.5132	176.5	0.3094	370
380	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.5205	179.3	0.3120	380

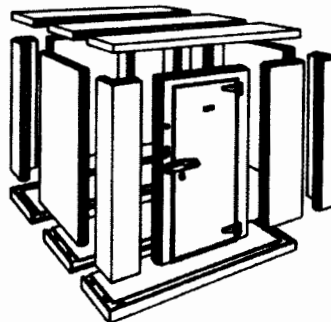
TEMP. °F	180.00			190.00			200.00			220.00			TEMP. °F
	(76.96°F)			(80.65°F)			(84.20°F)			(90.91°F)			
	V	H	S	V	H	S	V	H	S	V	H	S	
	(0.2922)	(101.8)	(0.1992)	(0.2392)	(101.3)	(0.1994)	(0.2223)	(101.8)	(0.1992)	(0.1992)	(102.2)	(0.1997)	
80	0.2634	101.8	0.1980	—	—	—	—	—	—	—	—	—	80
90	0.2635	104.2	0.2025	0.2449	103.7	0.2007	0.2280	103.1	0.1989	—	—	—	90
100	0.2732	106.7	0.2065	0.2545	106.2	0.2052	0.2375	105.7	0.2034	0.2076	104.6	0.2000	100
110	0.2826	109.1	0.2112	0.2637	108.6	0.2095	0.2466	108.2	0.2079	0.2167	107.2	0.2046	110
120	0.2918	111.5	0.2155	0.2726	111.1	0.2139	0.2563	110.7	0.2122	0.2252	109.7	0.2091	120
130	0.3007	114.0	0.2197	0.2813	113.6	0.2181	0.2658	113.2	0.2165	0.2334	112.3	0.2136	130
140	0.3094	116.4	0.2238	0.2898	116.1	0.2222	0.2721	115.7	0.2207	0.2413	114.8	0.2177	140
150	0.3180	118.9	0.2279	0.2981	118.5	0.2263	0.2801	118.1	0.2248	0.2490	117.4	0.2219	150
160	0.3264	121.4	0.2319	0.3062	121.0	0.2304	0.2890	120.7	0.2289	0.2566	119.9	0.2251	160
170	0.3347	123.8	0.2358	0.3142	123.5	0.2344	0.2978	123.2	0.2329	0.2638	122.5	0.2302	170
180	0.3428	126.3	0.2398	0.3220	126.0	0.2383	0.3034	126.7	0.2369	0.2710	125.0	0.2342	180
190	0.3508	128.8	0.2436	0.3296	128.5	0.2422	0.3108	128.2	0.2406	0.2781	127.6	0.2381	190
200	0.3587	131.3	0.2475	0.3374	131.0	0.2461	0.3182	130.7	0.2447	0.2850	130.1	0.2421	200
210	0.3666	133.8	0.2513	0.3449	133.6	0.2499	0.3254	133.3	0.2485	0.2918	132.7	0.2459	210
220	0.3743	136.4	0.2551	0.3524	136.1	0.2537	0.3326	136.0	0.2523	0.2985	135.3	0.2498	220
230	0.3820	139.0	0.2589	0.3597	138.7	0.2574	0.3397	138.4	0.2561	0.3051	137.9	0.2536	230
240	0.3895	141.5	0.2626	0.3670	141.3	0.2611	0.3467	141.0	0.2598	0.3110	140.5	0.2573	240
250	0.3971	144.1	0.2662	0.3742	143.9	0.2648	0.3536	143.6	0.2635	0.3181	143.1	0.2610	250
260	0.4046	146.7	0.2698	0.3814	146.5	0.2685	0.3605	146.3	0.2672	0.3246	145.8	0.2647	260
270	0.4119	149.4	0.2734	0.3884	149.1	0.2721	0.3673	148.9	0.2708	0.3308	148.4	0.2684	270
280	0.4193	152.0	0.2770	0.3955	151.8	0.2757	0.3741	151.5	0.2744	0.3371	151.1	0.2720	280
290	0.4266	154.6	0.2806	0.4025	154.4	0.2792	0.3808	154.2	0.2780	0.3433	153.7	0.2758	290
300	0.4338	157.3	0.2841	0.4094	157.1	0.2828	0.3874	156.9	0.2815	0.3495	156.4	0.2792	300
310	0.4410	160.0	0.2876	0.4163	159.8	0.2863	0.3940	159.6	0.2850	0.3556	159.1	0.2827	310
320	0.4482	162.7	0.2911	0.4231	162.5	0.2898	0.4006	162.3	0.2886	0.3616	161.9	0.2862	320
330	0.4553	165.4	0.2946	0.4298	165.2	0.2932	0.4071	165.0	0.2920	0.3677	164.8	0.2897	330
340	0.4624	168.1	0.2980	0.4367	167.9	0.2967	0.4136	167.7	0.2955	0.3736	167.6	0.2932	340
350	0.4694	170.8	0.3014	0.4434	170.7	0.3001	0.4200	170.5	0.2989	0.3795	170.1	0.2966	350
360	0.4764	173.6	0.3047	0.4501	173.4	0.3035	0.4264	173.2	0.3023	0.3855	172.9	0.3000	360
370	0.4834	176.4	0.3081	0.4568	176.2	0.3068	0.4328	176.0	0.3056	0.3914	175.7	0.3034	370
380	0.4904	179.2	0.3114	0.4634	179.0	0.3102	0.4391	178.8	0.3090	0.3972	178.5	0.3067	380
390	—	—	—	0.4700	181.8	0.3135	0.4455	181.6	0.3123	0.4031	181.3	0.3101	390
400	—	—	—	—	—	—	—	—	—	0.4088	184.1	0.3134	400



Refrigeración Y Aire Acondicionado

Guatemala, 16 de Noviembre 2005

Señor: Danilo Tobar



Tengo el gusto en cotizar el suministro e instalación de una cámara frigorífica **(6mx 5mx 3m)**, de acuerdo a su solicitud y requerimientos.

.. Descripción de la Cámara

Cámara prefabricada tipo **COOLER 2" POLIURETANO**, alta temperatura (2°C), construida con paneles desmontables de lámina de aluminio stucco color blanco (importada). La cámara cooler no incluye piso el cual deberá ser proporcionado por ustedes (una plancha de concreto alizado).

La Cámara incluye puerta Abatible tipo diamante (32" x 78") operación manual la misma incluye Herrajes tipo Heavy Duty para apertura desde adentro, accesorios como marco interior, y exterior, se incluye protección con lamina labrada en la parte exterior de la puerta a media altura y cortina plastica.

.. Accesorios de la cámara:

Lámparas a prueba de humedad, termómetros digitales para medir temperatura interna y externa, la cámara incluye interruptor con luz piloto.

Oficinas Centrales Z.9
 3ª. Calle. 4-11 Zona 9
 PBX. (502) 362-4264
 Fax (502) 362-4266 Ciudad de Guatemala
www.UNIREFRI.COM



Refrigeración Y Aire Acondicionado

Se incluye alarma audible, de modo que cuando la temperatura se incremente por algun desperfecto en el sistema de refrigeración este se accionará.

.. Descripción del equipo.

(1) Unidad condensadora tipo hermética marca **COPELAND** de 1 HP alta Temperatura, 208-230 Voltios, una fase 60 HZ diseñada para trabajar en refrigerante R 40. Compresor **COPELAND** alta eficiencia energética, fabricación Americana.

Acoplada a un evaporador **BHON** de la misma capacidad, complexión robusta, especial para este tipo de aplicación.

PRECIO:

Camara Cooler	Q56,000.00
Equipo de Refrigeración Alta(COOLER).	Q16,500.00
Accesorios de Refrigeración	Q3,500.00
Mano de Obra	Q1,700.00
Alarma Audible	Q 5,000.00
TOTAL DEL PROYECTO	Q83,700.00

Oficinas Centrales Z.9

3ª. Calle. 4-11 Zona 9

PBX. (502) 362-4264

Fax (502) 362-4266 Ciudad de Guatemala

www.UNIREFRI.COM



Refrigeración Y Aire Acondicionado

.. ·Accesorios de Instalación

Se incluyen filtros deshidratadores, válvulas de expansión termostáticas y visores de líquido, todo marca **SPORLAN**(Fabricación Americana). Controles de temperatura digital marca **JOHNSON CONTROLS**(Fabricación Americana), tubería de cobre rígida y flexible (Distancia máxima entre unidad condensadora y evaporadora, 15 mts. En caso de una distancia mayor se facturara por separado), armaflex para aislamiento de tubería, coplas, codos y varilla para soldar acero plata, la tubería y accesorios de cobre son marcas **MULLER-BRAS**(fabricación Americana).

.. ·Instalación Eléctrica

El circuito de potencia será suministrado por ustedes en el lugar requerido por nosotros según las especificaciones proporcionadas por nosotros al momento de iniciarse los trabajos.

.. Exclusiones

No se incluyen trabajos de carpintería, albañilería, canaleta y todos aquellos no especificados en la presente oferta.

.. ·Garantía

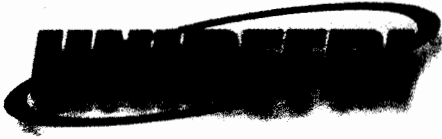
Unirefri garantiza su instalación durante un año bajo condiciones normales de operación debiendo de suministrarle a los mismos mantenimientos preventivos, no incluidos en esta cotización. La garantía no cubre daño por mal uso de los equipos, descargas electro-atmosféricas, desastres naturales, siniestros y daño en los paneles de la cámara por golpes.

.. ·Forma de Pago

70 % anticipado, saldo contra entrega de los trabajos terminados.

.. ·Tiempo de entrega

5 semanas después de recibido el anticipo, teniendo en existencias los sistemas de refrigeración.



Refrigeración Y Aire Acondicionado

UNIREFRI es representante exclusivo para Guatemala de COPELAND y BOHN contando con un amplio stock de repuestos para todos los equipos, además taller propio con personal calificado.

En espera de poder servirle, de usted.

Atentamente

Estuardo Estrada
Cel 57046601
Ejecución de Proyectos.
eestrada@unirefri.com

Oficinas Centrales Z.9
3ª. Calle. 4-11 Zona 9
PBX. (502) 362-4264
Fax (502) 362-4266 Ciudad de Guatemala
www.UNIREFRI.COM