

94



UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO

ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES

CAMPUS ARAGÓN

297102

**CRITERIOS DE AHORRO DE ENERGÍA
APLICADOS A UN SISTEMA DE
REFRIGERACIÓN**

T E S I S
QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE:
INGENIERO MECÁNICO
PRESENTA:
ERNESTO CARLOS SUSTERSIK AVENDAÑO

ASESOR:

ING. EDGAR ALFREDO CÁRDENAS PÉREZ



Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

DIOS:

*Por haberme dado el
carácter para poder
concluir con esta META la
cual ayudará a mi
desarrollo profesional.*

MIS PADRES:

*Que con sus consejos y
apoyo en todos los
aspectos a lo largo de mi
Vida han logrado de mi ser
una persona de bien y que
de todo corazón les dice en
este pequeño
agradecimiento:*

*GRACIAS POR HABERME
AYUDADO A CRECER.
(LOS QUIERO MUCHO)*

MI ESPOSA:

*Que con su Cariño, Apoyo y
Comprensión me ha dado
fuerzas para seguir
adelante con toas las
metas que me he propuesto.*

*Que con su confianza en mí
ha logrado que sea una
persona segura la cual
piensa que todo lo puede
lograr.*

*GRACIAS DIOS POR HABER
PUESTO EN MI CAMINO A
ESTA HERMOSA MUJER.
(SE AMO)*

MIS SUEGROS:

*QUE ADEMÁS DE
SER LOS PADRES
DE MI ESPOSA son
unos EXCELENTEs
amigos que me tendieron
la mano en cualquier
aspecto durante mi vida
Universitaria.*

MI HERMANA:

*Por haberme dado
cariño y consejos los
cuales me ayudaron a
crecer como persona.*

MI ASESOR:

*Que con su amistad y
experiencia me llevó por el
buen camino para realizar
un trabajo del cual estoy
muy satisfecho, así como
darle las gracias del
tiempo invertido.*

MIS SINODALES:

*Gracias por sus
comentarios y sugerencias
las cuales me ayudaron a
enriquecer mi trabajo*

OBJETIVO GENERAL

Fomentar el máximo aprovechamiento de energía de un sistema de refrigeración a través de una adecuada selección del equipo y materiales a utilizar, así como del control de las variables que intervienen.

ÍNDICE

Introducción.....	1
CAPÍTULO I	
CONCEPTOS BÁSICOS DE REFRIGERACIÓN.....	3
I.1 Calor.....	4
I.2 Temperatura.....	4
I.3 Medida de calor.....	6
I.4 Transmisión de calor.....	7
I.4.1 Conducción.....	7
I.4.2 Convección.....	7
I.4.3 Radiación.....	8
I.5 Cambio de estado.....	8
I.6 Calor específico.....	9
I.7 Calor sensible.....	9
I.8 Calor latente.....	10
I.9 Calor latente de evaporación.....	11
I.10 Tonelada de refrigeración.....	12
I.11 Temperatura de saturación.....	12
I.12 Vapor sobrecalentado.....	13
I.13 Líquido subenfriado.....	13
I.14 Tipos de presión.....	14
I.14.1 Presión atmosférica.....	14
I.14.2 Presión absoluta.....	14
I.14.3 Presión manométrica.....	15
I.15 Volumen específico.....	16
I.16 Densidad.....	16
I.17 Relación temperatura-presión (líquidos).....	17
I.18 Relación temperatura-presión (gases).....	17
I.19 Presión de fluido.....	19

I.20 Aire húmedo.....	20
I.20.1 Humedad específica.....	21
I.20.2 Humedad relativa.....	22
I.20.3 Humedad absoluta.....	23
I.20.4 Punto de rocío.....	23
I.20.5 Saturación adiabática.....	24
I.20.6 Temperatura de bulbo húmedo.....	25
I.20.7 Temperatura de bulbo seco.....	26
I.21 Refrigerantes.....	26
I.21.1 Temperatura de saturación.....	27
I.21.2 Evaporación de refrigerantes.....	27
I.21.3 Condensación de refrigerantes.....	28
I.21.4 Calor latente del refrigerante.....	29
I.21.5 Peso molecular.....	29
I.21.6 Temperatura de descarga.....	29
I.21.7 Miscibilidad.....	29
I.21.8 Otras propiedades.....	30
I.21.9 Criterios termodinámicos para elección del refrigerante.....	30
I.21.10 Criterios técnicos.....	31

CAPÍTULO II

COMPONENTES DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.....	33
II.1 Compresor.....	34
II.1.1 Compresor reciprocante.....	34
II.1.2 Compresor tipo abierto.....	36
II.1.3 Moto-compresores semi-herméticos.....	36
II.1.4 Moto-compresor hermético.....	36
II.1.5 Funcionamiento básico del compresor.....	37
II.1.6 Desplazamiento del compresor.....	39
II.1.7 Volumen de espacio libre.....	41
II.1.8 Lubricación.....	42

II.1.9 Método de lubricación.....	43
II.1.10 Lubricación por salpique.....	43
II.1.11 Lubricación forzada.....	43
II.2 Evaporadores.....	44
II.2.1 Función.....	44
II.2.2 Tipos de evaporadores.....	45
II.2.3 Tipos de superficie de los evaporadores.....	46
II.2.4 Evaporador tipo placa.....	48
II.2.5 Capacidad de un evaporador.....	48
II.2.6 Diferencia de temperatura.....	49
II.2.7 Descongelación de los serpentines.....	50
II.2.8 Método de descongelación.....	51
II.3 Condensadores.....	52
II.3.1 Condensadores enfriados por aire.....	53
II.3.2 Condensadores con circulación forzada.....	54
II.3.3 Condensadores enfriados por agua.....	55
II.3.4 Purga.....	58
II.3.5 Capacidad del condensador.....	59
II.3.6 Temperatura de condensación.....	60
II.3.7 Diferencia de temperatura de condensación.....	61
II.3.8 Rendimiento del condensador.....	61
II.4 Válvula de expansión.....	62
II.4.1 Válvula termostática de expansión.....	62
II.4.2 Válvula de expansión de otros tipos.....	65
II.4.3 Tubos capilares.....	65
II.4.4 Válvula flotador.....	66
II.4.5 Válvula selenoide.....	66
II.4.6 Válvulas reguladoras de presión en el carter.....	67
II.4.7 Válvula EPR.....	68
II.4.8 Válvula desviadora de gas caliente.....	68
II.4.9 Válvula de una sola dirección.....	69

II.4.10 Válvula de servicio del compresor.....	69
--	----

CAPÍTULO III

CARGA DE REFRIGERACIÓN COMO FACTOR DE AHORRO DE ENERGÍA	71
III.1 Transmisión de calor.....	74
III.1.1 Conductividad térmica.....	75
III.1.2 Conductancia.....	76
III.1.3 Conductancia de la capa superficial de aire.....	76
III.1.4 Resistencia térmica.....	77
III.1.5 Coeficiente total de transferencia de calor.....	78
III.1.6 Carga de transmisión de calor.....	79
III.1.7 Tabla de cálculo rápido para cámaras frigoríficas.....	82
III.2 Infiltración del aire.....	83
III.2.1 Método de estimación por carga de aire.....	84
III.2.2 Método de estimación por velocidad de aire.....	85
III.2.3 Carga de calor por infiltración.....	88
III.3 Carga debida al producto.....	89
III.3.1 Calor de transpiración.....	90
III.3.2 Propiedades y características de diversos productos.....	90
III.3.3 Calor sensible arriba del punto de congelación.....	91
III.3.4 Calor sensible de congelación.....	92
III.3.5 Calor sensible por debajo del punto de congelación.....	93
III.3.6 Carga total de producto.....	93
III.4 Carga suplementaria.....	93
III.4.1 Iluminación eléctrica y calefactores.....	94
III.4.2 Motores eléctricos.....	94
III.4.3 Carga debida a personas.....	95
III.4.4 carga suplementaria total.....	95
III.5 Ejemplo para el cálculo de la carga.....	96

CAPITULO IV

SELECCIÓN ADECUADA DE LOS EQUIPOS DE REFRIGERACIÓN.....	98
IV.1 Temperatura de evaporación.....	99
IV.2 Temperatura de condensación.....	100
IV.3 Selección de compresores.....	101
IV.4 Selección de unidad de condensación.....	102
IV.5 Selección de evaporadores.....	103
IV.6 Selección de válvulas de expansión.....	104
IV.7 Ejemplo par la selección de equipo.....	104

CAPÍTULO V

FACTORES QUE AFECTAN EL FUNCIONAMIENTO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN.....	109
V.1 Válvula de expansión.....	110
V.2 Temperatura de condensación.....	112
V.3 Contaminantes.....	114
V.3.1 Aire.....	114
V.3.2 Agua (Humedad).....	115
V.3.3 Partículas extrañas.....	115
V.3.4 Ceras.....	116
V.3.5 Cobrizado.....	116
V.4 El subenfriamiento del refrigerante.....	116
V.4.1 Efecto del subenfriamiento del refrigerante líquido mediante vapor sobrecalentado.....	117
V.5 Calentamiento en línea de succión.....	118
V.6 Factores que afectan el funcionamiento de un compresor.....	118
V.6.1 Presión de succión.....	118
V.6.2 Presión de descarga.....	119
V.7 Separadores de aceite una alternativa para el ahorro de energía.....	120
V.7.1 Principio de operación básica.....	121
V.8 Control de presión y temperatura de descarga en un sistema de	

refrigeración.....	125
V.8.1 Proceso de compresión.....	125
V.8.2 Temperatura en la descarga.....	126
V.8.3 Capacidad del sistema.....	127
V.8.4 Capacidad del compresor.....	127
V.8.5 Carga del condensador.....	128
V.8.6 Capacidad del condensador.....	128
V.8.7 Cantidad y aumento de temperatura del medio condensante.....	129
V.9 Ahorro de energía de intercambiadores de calor en los sistemas de refrigeración industrial.....	130
V.9.1 Evaporadores y condensadores.....	131
V.10 Uso de pinturas reflejantes en los techos de las cámaras de refrigeración para el ahorro de energía.....	134
V.11 Importancia de los aislamientos térmicos en el ahorro de energía.....	137
V.12 Comportamiento de aislantes térmicos por radiación.....	140
V.13 Fibras minerales aislantes.....	144

Conclusiones.

Apéndices.

INTRODUCCIÓN

El uso de refrigeración data del principio de la historia de la humanidad, por muchos años se utilizó el agua y el hielo como únicos medios de enfriamiento. En este siglo ha hecho aparición la refrigeración mecánica.

Actualmente la refrigeración en el hogar, en el mercado y en usos comerciales e industriales está tan íntimamente ligada a nuestra existencia diaria que es difícil imaginarse una vida sin ella.

A pesar de su gran importancia en la vida diaria, la mayor parte de los sistemas de refrigeración son usados por personas que no han profundizado sobre los fundamentos básicos de operación de estos sistemas.

En la presente tesis se tratarán temas los cuáles se han elegido debido a la gran importancia que éstos tienen para la comprensión del funcionamiento de un sistema de refrigeración, se abordarán los conceptos básicos que cualquier persona interesada en el sistema de refrigeración debe de conocer, estudiaremos conceptos como: calor, temperatura, transmisión de calor, etc.

Otro aspecto a tratar será el de los componentes de un sistema de refrigeración como son: válvula de expansión, compresor, evaporador y condensador. Hablaremos de los refrigerantes, sus principales propiedades y los criterios termodinámicos y técnicos para la elección del refrigerante.

Posteriormente trataremos del cálculo de la carga de refrigeración en el cual se estudiará la infiltración de aire, la transmisión de calor a través de las paredes, carga debida a los productos y cargas suplementarias.

Este tema nos sirve para obtener parámetros, los cuáles nos ayudarán para la selección de los equipos de refrigeración, veremos todas aquellas variables que se tienen que tomar en cuenta para una adecuada selección de éstos.

El último tema y título de esta tesis tratará del ahorro de energía en un sistema de refrigeración, los energéticos, como bienes no renovables necesitan ser cuidadosamente aprovechados, sobre todo en situaciones de crisis tanto energética como económica, es por ello, que en este tema analizaremos aquellos puntos en el sistema de refrigeración en los cuáles se puede lograr un ahorro de energía, este tema es importante debido a que en la actualidad el desperdicio de energía en cualquier sistema trae grandes pérdidas económicas. La falta de capacitación de los encargados de controlar y manejar los sistemas de refrigeración son las principales causas de este desperdicio de energía, es por ello que aquí trataremos de la manera más sencilla el ahorro de energía para que cualquier persona interesada en el tema tenga una guía de cómo seleccionar un equipo de refrigeración y la manera de hacerlo más eficiente.

CAPÍTULO I

CONCEPTOS BÁSICOS DE REFRIGERACIÓN

OBJETIVO PARTICULAR:

Reconocer la importancia del manejo de los conceptos básicos para una mejor comprensión del funcionamiento del sistema de refrigeración.

Para abordar algún tema de la Ingeniería o cualquier otra rama de la ciencia es necesario dominar los conceptos básicos a utilizar; es por esta razón, que en este capítulo veremos los conceptos involucrados en la refrigeración, los cuales nos ayudarán a tener una visión más amplia de los fenómenos que ocurren en el sistema de refrigeración, así como de las propiedades de los fluidos involucrados en el sistema.

I.1 CALOR

El calor es una forma de energía, se transmite principalmente por la conversión de otros tipos de energía en energía de calor. Todos los cuerpos que se presentan en los tres estados físicos, contienen por ellos mismos una determinada cantidad de calor. Termodinámicamente se define al calor como energía en tránsito de un cuerpo a otro como resultado de una diferencia de temperatura entre los cuerpos, nunca se mantiene estática esta energía. La forma en que este calor se transporta a otros cuerpos ocurre por radiación, convección y conducción.

La existencia del calor se da a temperaturas arriba del cero absoluto, la temperatura más baja que se puede lograr y en la cual no existe calor es de -273°C o sea -460°F .

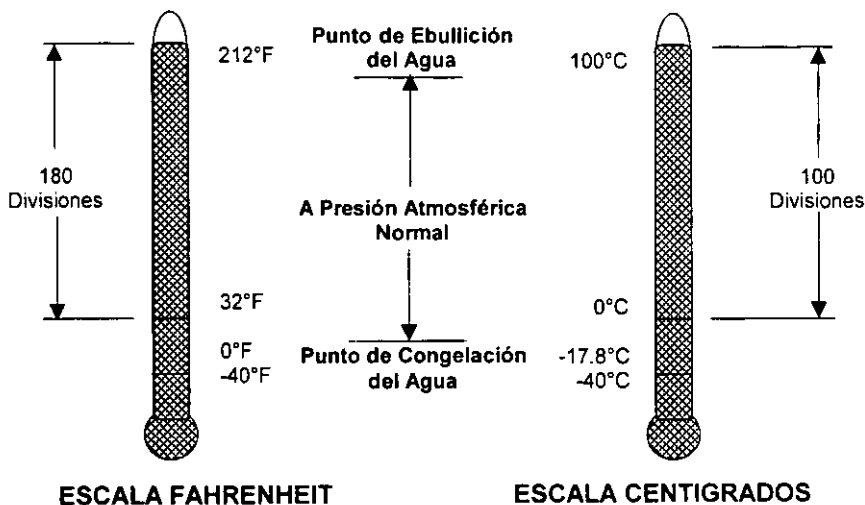
I.2 TEMPERATURA

La intensidad de calor almacenado en un sistema se puede medir por medio de la temperatura que es la escala y el indicador que determina la dirección en que se moverá la energía de calor.

La temperatura es función de la energía cinética interna y, como tal, es un índice de la velocidad molecular promedio, también se puede definir como el grado de calor sensible que tiene un cuerpo en comparación con otro.

La temperatura se mide en grados Centígrados o grados Fahrenheit y ambas escalas tienen dos puntos básicos en común: el punto de congelación y el punto de ebullición del agua al nivel del mar.

En la escala Celsius el punto de congelación toma el valor de cero y el de ebullición toma el valor de 100, la distancia entre estos dos puntos está dividida en 100 partes iguales, mientras que en la escala Fahrenheit la distancia entre el punto de congelación y el de ebullición está dividida en 180 partes iguales.



Dentro de la termodinámica se requiere el uso de la llamada temperatura absoluta que se mide a partir del cero absoluto y que logra que todas las temperaturas que se manejan sean positivas. El cero absoluto para la escala Fahrenheit está a -459.67°F . La temperatura absoluta en esta escala Celsius se denominan grados Kelvin y el cero absoluto se tiene a -273.15°C .

La relación entre la escala Fahrenheit y Centígrados así como con sus temperaturas absolutas se establecen por las siguientes fórmulas:

$$100/180=5/9$$

Centígrados = $5/9$ (Fahrenheit -32°)

Fahrenheit = $9/5$ (Centígrados $+32^{\circ}$)

Rankine = Fahrenheit $+459.67$

Kelvin = centígrados $+273.15$

1.3 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 despiden es totalmente diferente.

La unidad básica para medir el calor es la kilocaloría que equivale a 1000 calorías y que puede ser definida como la cantidad de calor necesaria para elevar la temperatura de un kilogramo de agua, un grado Centígrado.

En el sistema inglés, la unidad de calor es llamada BTU y puede definirse como la cantidad de calor necesaria para elevar la temperatura de una libra de agua 1°F . Por ejemplo para elevar la temperatura de 10 libras de agua de 70°F a 90°F se requieren:

Q = Calor en BTU o kilocalorías

C = Calor específico Btu/lb $^{\circ}\text{F}$ o Kcal/Kg $^{\circ}\text{C}$.

m = Masa del fluido lbs o kgs

T_2 = Temperatura final $^{\circ}\text{F}$ o $^{\circ}\text{C}$.

T_1 = Temperatura inicial $^{\circ}\text{F}$ o $^{\circ}\text{C}$.

$Q = (1 \text{ btu/lb } ^{\circ}\text{F}) (10 \text{ lbs}) (90^{\circ}\text{F} - 70^{\circ}\text{F}) = 200 \text{ Btu}$

1.4 TRANSMISIÓN DE CALOR

La segunda ley de termodinámica nos dice que el calor se transmite del cuerpo más cálido al cuerpo más frío. 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 kilo y tiene una temperatura de 190°C mientras que la segunda pesa 1000 kilos 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 temperaturas, el calor viaja de la bola pequeña a la bola grande, hasta que las temperaturas se igualan.

En efecto, el calor puede transmitirse de un cuerpo caliente a un cuerpo frío:

- Por conducción.
- Por convección.
- Por radiación.

1.4.1 CONDUCCIÓN

La transmisión de calor por conducción tiene lugar en uno o más cuerpos cuando sus partes representan temperaturas diferentes. La energía es transmitida por contacto directo entre las moléculas de un cuerpo simple o entre las moléculas de dos o más cuerpos con buen contacto térmico entre ambos.

1.4.2 CONVECCIÓN

Es el flujo de calor por medio de un fluido que puede ser un gas o un líquido, generalmente agua o aire. Esta transferencia de calor por convección ocurre cuando el calor se desplaza de un lugar a otro por medio de corrientes

establecidas mediante un medio que fluye. Estas corrientes se conocen como corrientes de convección y se producen debido al cambio de densidad produciéndose a través de la expansión de la porción calentada del fluido.

I.4.3 RADIACIÓN

La transferencia de calor por radiación ocurre en la forma de movimiento ondulatorio similar a ondas ligeras en donde la energía se transmite de un cuerpo a otro sin necesidad de la intervención de la materia, la energía radiante no requiere de la materia como medio para la transferencia y por lo tanto puede ser transmitida a través de un vacío.

I.5 CAMBIO DE ESTADO

Todos los cuerpos pueden existir en estado de equilibrio bajo tres formas que en física, se llaman estado de la materia. Estas tres formas son los estados:

- Sólido.
- Líquido.
- Gaseoso.

Estas tres formas dependen de la temperatura y la presión a la que se encuentran expuestas. El calor puede cambiar la temperatura y el estado de las sustancias y también puede ser absorbido aún cuando no exista cambio de temperatura como cuando un sólido cambia a líquido, o cuando un líquido se transforma en vapor. Cuando el vapor se vuelve líquido, o cuando el líquido vuelve a transformarse en sólido, se despiden la misma cantidad de calor.

En los sólidos y en los líquidos, las moléculas están muy juntas mientras que en un gas las moléculas están mucho más separadas y se mueven libremente.

La energía de calor absorbida por el agua se convierte en *energía* molecular, y como resultado de esto, las moléculas se reestructuran cambiando el hielo en agua y el agua en vapor.

1.6 CALOR ESPECÍFICO

El calor específico representa la cantidad de calor a suministrar a la unidad de masa de un cuerpo para elevar 1°C su temperatura, su fórmula es la siguiente:

$$c = \frac{Q}{m(T_2 - T_1)}$$

c = Calor específico en kcal/kg °C o btu/lb °F

Q = Calor absorbido kcal o Btu

m = Masa en kg o lb

T₂ = Temperatura final en °C o °F

T = Temperatura inicial en °C o °F

Ejemplo:

Se requieren únicamente 0.64 kilocalorías por kilo para aumentar la temperatura de un kilo de mantequilla 1°C por lo tanto su calor específico es 0.64

1.7 CALOR SENSIBLE

El calor sensible se define como el calor que provoca un cambio de temperatura en una sustancia.

La cantidad total de energía necesaria para aumentar la temperatura del sólido desde la condición inicial del cero absoluto hasta la temperatura de fusión se le conoce como calor sensible del sólido.

La cantidad total de energía suministrada a un líquido para aumentar su temperatura desde la temperatura de fusión hasta la temperatura de vaporización se conoce como calor sensible del líquido.

1.8 CALOR LATENTE

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 energía suministrada a una sustancia durante el cambio de la fase sólida a la fase líquida es utilizada por las moléculas en forma parcial para vencer a las fuerzas de atracción que las mantienen ligadas.

La cantidad de energía necesaria para producir el cambio se obtiene de la siguiente ecuación.

$$Q = (m) (h)$$

Donde:

Q = cantidad de calor latente en Btu.

m = masa en libras.

h = calor latente de fusión en Btu por libra.

En la congelación de productos alimenticios, únicamente se considera el calor latente del porcentaje de agua que éstos contienen, por lo tanto, el calor latente se conocerá, determinando el porcentaje de agua que existe en dichos productos.

1.9 CALOR LATENTE DE EVAPORACIÓN

Cualquier cantidad de energía suministrada a un líquido después que el líquido llega a la temperatura de saturación es utilizada para aumentar el grado de separación molecular y el fluido pasará de la fase líquida a la del vapor. Debido a que no hay aumento en la energía cinética interna, la temperatura del fluido permanece constante durante el cambio de fase. A medida que la sustancia cambia a la fase líquida, las moléculas de la sustancia adquieren suficiente energía para vencer sustancialmente todas las fuerzas de restricción, incluyendo fuerzas de gravedad.

La cantidad de energía que una libra de masa de líquido debe absorber para pasar de la fase líquida a la fase de vapor, o viceversa se llama calor latente de vaporización, esta cantidad de energía puede calcularse a partir de la siguiente ecuación:

$$Q = (m) (h)$$

Donde:

Q = cantidad de energía térmica latente en Btu.

m = masa en libras.

h = calor latente de vaporización en Btu por libra.

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 refrigeración mecánica y la transmisión del calor latente requerido, es el instrumento básico de la refrigeración.

1.10 TONELADA DE REFRIGERACIÓN

Una tonelada de refrigeración puede definirse como la cantidad de calor absorbida por la fusión de una tonelada de hielo sólido puro en 24 hrs, puesto que el calor latente de fusión de una libra de hielo es de 144 Btu, el calor latente de una tonelada de hielo será 144×2000 , o sea 288,000 Btu por 24 horas que recibe el nombre de tonelada de refrigeración. En el sistema métrico, 1 tonelada de capacidad de enfriamiento son 3.517 kJ/s o kw.

Antes de la era de la refrigeración mecánica, el hielo era empleado como medio enfriante, con el desarrollo de la refrigeración mecánica, resultó muy natural que la capacidad de enfriamiento de los refrigeradores se compararan con el equivalente fusión-hielo.

1.11 TEMPERATURA DE SATURACIÓN

Saturación es la condición de temperatura y presión en la cual el líquido y el vapor pueden existir simultáneamente. Un líquido está saturado cuando está en su punto de condensación, por lo anterior, la temperatura a la cual un fluido cambia de la fase líquida a la fase vapor o de la fase vapor a la fase líquida, se le llama temperatura de saturación.

La temperatura de saturación es diferente para los distintos fluidos y para un fluido en particular varía en forma considerable con la presión del fluido. A presiones más altas la temperatura de saturación aumenta y disminuye a temperaturas más bajas.

Para una presión dada, la temperatura de saturación es la temperatura máxima que puede tener un líquido y la temperatura mínima que puede tener un vapor.

Cualquier intento para elevar la temperatura de un líquido arriba de la temperatura de saturación traerá como consecuencia la vaporización de una parte del líquido. En forma análoga, cualquier intento para reducir la temperatura de un vapor debajo de la temperatura de saturación, traerá como resultado la condensación de una parte de vapor.

1.12 VAPOR SOBRECALENTADO

Cuando un líquido cambia a vapor, cualquier cantidad adicional de calor aumentará su temperatura siempre y cuando la presión a la que se encuentre expuesto se mantenga constante. El término de vapor sobrecalentado se emplea para denominar un gas cuya temperatura se encuentra arriba de su punto de ebullición o de saturación. El aire a nuestro alrededor contiene vapor sobrecalentado. Una vez que un líquido haya sido vaporizado la temperatura del vapor resultante podrá ser incrementada mediante la adición de energía.

Antes que un vapor sea sobrecalentado debe eliminarse todo contacto con el líquido vaporizante. Además antes que un vapor sobrecalentado pueda ser condensado, deberá primero enfriarse hasta la temperatura de saturación correspondiente a su presión.

1.13 LÍQUIDO SUBENFRIADO

Si después de la condensación, el líquido resultante es enfriado de tal manera que su temperatura esté por debajo de la temperatura de saturación se dice que el líquido está subenfriado. En consecuencia, cualquier líquido que tenga una temperatura inferior a la temperatura de saturación correspondiente a la presión existente, se encuentra subenfriado.

I.14 TIPOS DE PRESIÓN

I.14.1 PRESIÓN ATMOSFÉRICA

La atmósfera alrededor de la tierra, que está compuesta de gases como el oxígeno y nitrógeno se extiende una distancia de 50 millas o más. El peso que esta atmósfera sobre la tierra crea se le llama presión atmosférica. La presión no permanece constante sino que varía algo con la temperatura, humedad y algunas otras condiciones. Esta presión atmosférica varía también con la altura, disminuyendo su valor a medida que se incrementa la altura. La presión atmosférica al nivel del mar ha sido universalmente aceptada y establecida a 1.03 kilos por centímetro² (14.7 libras por pulgada cuadrada) lo cual es equivalente a la presión causada por la columna de mercurio de 760 milímetros de alto.

I.14.2 PRESIÓN ABSOLUTA

Se entiende por presión absoluta la presión total o verdadera que tiene un fluido y que es igual a la suma de presión manométrica más la presión barométrica o atmosférica del lugar. Esto es,

$$\text{Presión absoluta} = \text{presión manométrica} + \text{presión barométrica}$$

Generalmente la presión absoluta se expresa en términos de kg/cm² y se cuenta a partir del vacío perfecto en el cual no existe presión. Por lo tanto en el aire a nuestro alrededor, la presión absoluta y la atmosférica son iguales.

En algunas circunstancias los sistemas operan en condiciones de vacío, es decir, a presiones inferiores a la presión atmosférica, por lo que la presión absoluta es:

$$\text{Presión absoluta} = \text{presión barométrica} - \text{presión de vacío.}$$

1.14.3 PRESIÓN MANOMÉTRICA

La presión que registra un manómetro se denomina presión manométrica. Un manómetro de presión está calibrado para leer 0 kilos por centímetro cuadrado (0 libras por pulgada cuadrada) cuando no está conectado a algún recipiente con presión, por lo tanto, la presión absoluta de un sistema cerrado será siempre la presión manométrica más la presión atmosférica. Las presiones inferiores a 0kg/cm^2 (PSIG) son realmente lecturas negativas en los manómetros y se llaman milímetros de vacío (pulgadas de vacío). La tabla 1 demuestra la relación de presiones a diferentes altitudes suponiendo que las condiciones atmosféricas sean normales.

ALTITUD		PRESIONES						PUNTO DE EBULLICIÓN DEL AGUA	
		MANOMÉTRICA		ABSOLUTA		ATMOSFÉRICA			
Metros	Pies	Kg/cm ²	PSIG	Kg/cm ²	PSIA	mm.Hg.	Pulg.Hg	°C	°F
0	0	0	0	1.03	14.7	790	29.92	100	212
305	1000	0	0	1.00	14.2	733	28.85	99	210
610	2000	0	0	0.96	13.7	707	27.82	98	208
915	3000	0	0	0.93	13.2	681	26.81	97	206
1220	4000	0	0	0.89	12.7	656	25.84	96	205
1525	5000	0	0	0.86	12.2	632	24.89	95	203

Tabla 1. Relación de presiones a diferentes altitudes.

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. Un micrón es igual a 1/1,000 de un milímetro y una micra es igual a 1/25,400 pulgadas.

I.15 VOLUMEN ESPECÍFICO

El volumen específico de una sustancia se define como el número de centímetros (pies) cúbicos ocupados por un kilo (libra) de esta sustancia:

$$V = V/m$$

v = volumen específico
 V = volumen.
 m = masa

O bien es el recíproco de la densidad:

$$v = 1/\rho$$

v = volumen específico
 ρ = Densidad de la sustancia

Y se expresa en pies cúbicos por libra (ft^3/lb).

En el caso de líquidos y gases, varía con la temperatura y con la presión a las cuales se somete la sustancia.

I.16 DENSIDAD

La densidad de una sustancia se define como la masa por unidad de volumen y se expresa normalmente en gramos por centímetro cúbico (libras por pie cúbico) ésta varía con la temperatura de la sustancia.

Para los rangos de temperatura en la normalidad empleados en aplicaciones de refrigeración, la densidad del agua se considera de valor 62.4 lb/ft^3 como lo bastante exacto para la mayoría de los cálculos.

I.17 RELACIÓN TEMPERATURA – PRESIÓN

La temperatura a la cual hierve un líquido depende de la presión sobre este líquido. La presión de 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 de convertirse en 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 de elevación hierve a 95°C debido a la reducida presión atmosférica, si usamos algún medio para variar las presiones sobre la superficie del agua en un recipiente cerrado, por ejemplo un compresor, el punto de ebullición podrá cambiarse según nuestros deseos. A 75 kg/cm^2 (100 PSIA) el punto de ebullición es de 164°C (328°F) mientras que a 00.7 kg/cm^2 (1 PSIA) el punto de ebullición es de sólo 39°C (102°F).

Puesto que todos los líquidos reaccionan 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.

I.18 RELACIÓN TEMPERATURA-PRESIÓN

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 perfecto (presión, volumen y temperatura) que es aquel en el cual no se tienen interacciones entre las

moléculas del gas. Las moléculas en tal gas son en totalidad libres e independientes de las fuerzas de atracción sobre ellas.

En la práctica, el aire y los gases refrigerantes altamente sobrecalentados pueden considerarse gases perfectos y su comportamiento es el siguiente:

$$\frac{PRESIÓN_1 \cdot VOLUMEN_1}{TEMPERATURA_1} = \frac{PRESIÓN_2 \cdot VOLUMEN_2}{TEMPERATURA_2}$$

En esta expresión, tanto la presión como la temperatura deben expresarse en valores absolutos, la presión en PSI y la temperatura en grados absolutos a grados arriba del cero absoluto. Esta ecuación establece que para cualquier masa conocida de un gas, el producto de la presión absoluta y el volumen dividido entre la temperatura absoluta es siempre igual a una constante. Siempre que la temperatura de un gas sea aumentada mientras que el volumen del gas permanezca igual, la magnitud de la presión se incrementará. Así mismo cuando un gas es enfriado a volumen constante, la fuerza y la frecuencia de los choques moleculares sobre las paredes de los cilindros se verán disminuidas.

Uno de los problemas de la refrigeración es deshacerse del calor que ha sido absorbido durante el proceso de enfriamiento y una solución práctica consiste en aumentar la presión del gas para que la temperatura de saturación sea suficientemente mayor que la temperatura del agente en enfriamiento (aire o agua) para asegurar de este modo un intercambio de calor eficiente. Cuando el gas a baja presión (baja temperatura de saturación) es succionado hacia el cilindro de un compresor el volumen del gas es reducido por la carrera del pistón, condensándose rápidamente debido a su alta temperatura de saturación.

I.19 PRESIÓN DE UN FLUIDO

La presión total ejercida por cualquier fluido es la suma de las presiones estática y de velocidad del fluido, o sea:

$$P_t = P_s + P_v$$

Donde:

P_t = Presión total.

P_s = Presión estática.

P_v = Presión de velocidad.

Todos los fluidos al estar en circulación poseen energía cinética y por lo tanto ejercen una fuerza o presión en la dirección del flujo. La acción de la gravedad sobre un cuerpo cualquiera causa el que se realice una fuerza en el cuerpo comúnmente referida como peso del cuerpo para una estructura molecular suelta que se tiene en los fluidos la fuerza de gravedad o presión ejercida en cualquier punto del cuerpo fluido actuará por igual en todas las direcciones.

Frecuentemente es necesario saber la presión creada por la columna de un líquido y posiblemente la presión requerida para forzar a 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 un gramo por centímetro cúbico, la presión que crea 1 centímetro cúbico de agua es de un gramo. Un metro de agua crea la presión de 100 gramos por centímetro cúbico, o sea 0.1 kilos por centímetro cúbico.

En el sistema inglés las densidades se dan generalmente en libras por pies cúbicos y es conveniente imaginarse la presión en un cubo de líquido con un pie

de largo con uno de profundidad por uno de alto. Puesto que la base de este cubo es de 144 pulgadas cuadradas la presión promedio en libras por pulgada es el peso por pie cúbico de líquido dividido entre 144. Por ejemplo: puesto que el agua pesa aproximadamente 62.4 libras por pie cúbico, la presión creada por un pie de agua es $62.4 \text{ entre } 144 = 0.433$ libras por pulgada cuadrada. Por lo tanto 10 ft de agua crearían la presión de $10 \cdot 0.433 = 4.33$ libras por pulgada cuadrada. La presión creada por otros líquidos puede calcularse exactamente en la misma forma si se conoce la densidad y se mantiene la misma relación de altura a presión sin importar al área de la columna vertical. 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.

El estudio de sistemas consistentes en aire seco y agua conoce como psicometría.

1.20 AIRE HÚMEDO

El término de aire húmedo refiere a una mezcla de aire seco y vapor de agua en la cual el aire seco se trata como si fuera un componente puro. Esta mezcla en su conjunto se supone que obedece la ley de los gases ideales. Así

$$p = \frac{nRT}{V} = \frac{m(R/M)T}{V}$$

Donde n , m y M se designan respectivamente, los moles, la masas y el peso molecular de la mezcla. Cada componente se considera que actúa como si existiera sólo en el volumen V a la temperatura T de la mezcla y ejerciera una parte de la presión. La presión de la mezcla es la suma de las presiones del aire seco y del vapor de agua.

Un estado típico de vapor de agua en el aire húmedo se muestra en la figura 1, en este estado, fijado por la presión parcial p_v y la temperatura de la mezcla T , el vapor está sobrecalentado. Cuando la presión parcial del vapor de agua es la saturación de agua a la temperatura de la mezcla, P_g , se dice que la mezcla está saturada. La cantidad de vapor de agua en el aire húmedo varía desde cero en el aire seco hasta un máximo, cuando la mezcla está saturada, dependiendo de la presión y la temperatura.

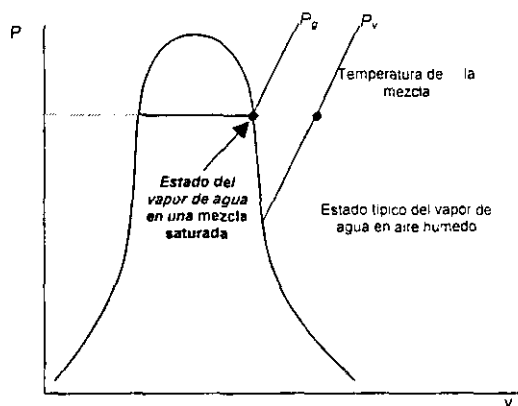


Figura 1. Estado de vapor de agua en aire húmedo.

1.20.1 HUMEDAD ESPECÍFICA

La composición de una muestra de aire húmedo se puede describir de varias maneras diferentes, se puede especificar la masa de aire seco y de vapor de agua, o sus respectivas fracciones másicas, la composición se puede indicar también por medio de la humedad específica w , definida como el cociente entre las masas de vapor y de aire seco.

$$w = \frac{m_v}{M_a} = \frac{M_v P_v V / RT}{M_a P_a V / RT} = \frac{M_v P_v}{M_a P_a}$$

Donde:

M_v = Masa de vapor de agua.

M_a = Masa de aire seco.

P_v = Presión de vapor de agua.

P_a = Presión de aire seco.

1.20.2 HUMEDAD RELATIVA

La humedad relativa se define como la relación de la presión parcial del vapor en el aire con la presión de saturación del vapor correspondiente a la temperatura existente. O bien, es la relación de densidad del vapor de agua en el aire con la densidad de saturación a la temperatura correspondiente:

$$\phi = (P_v/P_d) \times 100 = (d_v/d_d) \times 100$$

En donde:

P_v = Presión parcial del vapor de agua.

P_d = Presión de saturación del vapor de agua.

d_v = Densidad existente del vapor de agua.

D_d = Densidad del vapor saturado.

La humedad relativa se puede aumentar:

- Reduciendo la temperatura, sin variar la humedad absoluta.
- Aumentando la humedad absoluta sin variar la temperatura.

La humedad relativa se puede disminuir:

- Aumentando la temperatura sin variar la humedad absoluta.

- Disminuyendo la humedad absoluta, sin variar la temperatura final.

I.20.3 HUMEDAD ABSOLUTA

El peso del vapor de agua expresado en libras o granos por cada pie cúbico de espacio se llama "Humedad absoluta" o "densidad del vapor de agua" y se representa como d_a cuando si lo está.

I.20.4 PUNTO DE ROCÍO

Un aspecto relevante del comportamiento del aire húmedo es que puede ocurrir una condensación parcial del vapor de agua cuando se reduce la temperatura.

En la figura 2 se identifican los estados del vapor de agua. Inicialmente el vapor de agua está sobrecalentado en el estado 1. En la primera fase del proceso de enfriamiento tanto la presión como la composición del aire húmedo permanece constante, entonces debido a que la presión parcial del vapor de agua permanece constante, y el vapor de agua se enfría a P_v constante del estado 1 al estado d, llamado punto de rocío. La temperatura de saturación correspondiente a P_v se denomina temperatura de rocío.

En la parte siguiente del proceso de enfriamiento, el sistema se enfriará por debajo de la temperatura de rocío y parte del vapor de agua presente inicialmente se condensará. En el estado final, el sistema estará compuesto por una fase gaseosa de aire húmedo y agua líquida en equilibrio con ella. El vapor que permanece se puede considerar saturado a la temperatura final, estado 2 de la figura, con una presión parcial igual a la presión de saturación P_{g2} correspondiente a esta temperatura. El condensado será líquido saturado a la temperatura final, estado 3 de la figura 3, la presión parcial del vapor de agua en el estado final, P_{g2} es menor que su valor inicial, P_v . La presión parcial disminuye

porque la fracción molar del vapor de agua presente en el estado final es menor que la inicial debido a la condensación.

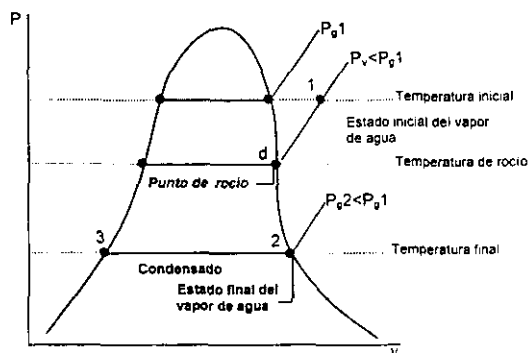


Figura 2. Punto de rocío

1.20.5 SATURACIÓN ADIABÁTICA

La figura 3 muestra el esquema y la representación del proceso que ocurre en un saturador adiabático.

Se supone que el dispositivo opera en estado estacionario y sin intercambio de calor apreciable con su entorno. Una mezcla de aire-vapor de agua de humedad específica desconocida entra en el saturador adiabático a presión "p" y temperatura "T" conocida.

A medida que la mezcla avanza por el dispositivo, entra en contacto con una capa de agua líquida. Si la mezcla entrante no está saturada (ϕ menor al 100%), parte del agua se evaporará. La energía necesaria para evaporar el agua procederá del aire húmedo, que reducirá su temperatura al ir atravesando el conducto. Si este es suficientemente largo, la mezcla estará saturada a la salida ($\phi=100\%$).

Puesto que se alcanza la saturación sin intercambio de calor con el entorno, la temperatura de la mezcla saliente se denomina de saturación adiabática, la presión de la mezcla se supone constante a lo largo de su paso por el dispositivo.

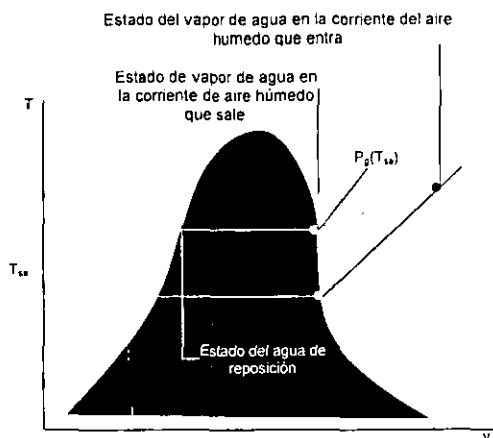


Figura 3. Saturación adiabática.

1.20.6 TEMPERATURA DE BULBO HÚMEDO

Para mezclas aire-vapor de agua en el rango normal de presión y temperatura del aire atmosférico, la temperatura de saturación adiabática es aproximadamente igual a la temperatura de bulbo húmedo T_{bh} .

En consecuencia para determinar la humedad específica de tales mezclas se puede utilizar la temperatura de bulbo húmedo en lugar de la temperatura de saturación adiabática.

La temperatura de bulbo húmedo se mide en un termómetro de bulbo húmedo, que es un termómetro ordinario de líquido en vidrio cuyo bulbo está rodeado por una muselina humedecida con agua.

Al psicrómetro se le hace girar en el seno del aire cuya humedad específica w se quiere determinar. Esto induce la circulación del aire sobre los dos

termómetros. Si el aire no está saturado, el agua de la mecha del termómetro del bulbo húmedo se evapora y la temperatura del agua desciende por debajo del bulbo seco.

La temperatura del bulbo húmedo dependen de los ritmos de las transferencias de calor y masa entre la mecha húmeda y el aire.

I.20.7 TEMPERATURA DEL BULBO SECO

El término de temperatura de bulbo seco se refiere a la temperatura medida por un termómetro común colocado en la mezcla.

I.21 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.

En la refrigeración mecánica se requiere un proceso que pueda transmitir grandes cantidades de calor económica y eficiente, 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.

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:

- 1) Debe absorber el calor rápidamente a la temperatura requerida por la carga del producto.
- 2) El sistema debe usar el mismo refrigerante constantemente por razones de economía par enfriamiento continuo.

En general, un refrigerante es cualquier cuerpo o sustancia que actúa como agente de enfriamiento absorbiendo calor de otro cuerpo o sustancia. Con respecto al ciclo de compresión-vapor, el refrigerante es el fluido de trabajo del ciclo el cual alternativamente se vaporiza y se condensa absorbiendo y cediendo calor, respectivamente.

I.21.1 TEMPERATURA DE SATURACIÓN DE REFRIGERANTES

A temperaturas normales, los refrigerantes pueden existir únicamente en la forma de gas, a menos que se sometan a altas presiones, puesto que sus puntos de ebullición a la presión atmosférica son muy inferiores a $-17.8\text{ }^{\circ}\text{C}$ (0°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 a la temperatura exterior se igualen y no exista transmisión de calor. Un descenso en la temperatura exterior permitirá el flujo de calor del refrigerante hacia el exterior causando condensación y disminución de presión. Un aumento en la temperatura exterior causará flujo de calor hacia el refrigerante, dando lugar a la evaporación y al aumento de presión.

I.21.2 EVAPORACIÓN DE REFRIGERANTES

Supongamos 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 encontrará por encima de su punto de ebullición y comenzará éste 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 continuará 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.

I.21.3 CONDENSACIÓN DE REFRIGERANTES

Una vez más se debe suponer que el refrigerante se encuentra dentro de un sistema de refrigeración con su temperatura igualada a la temperatura exterior. Si se introduce gas refrigerante caliente en el sistema, la presión en el sistema de refrigeración se eleva aumentando el punto de saturación.

Conforme el calor del vapor caliente que entra en el sistema es transferido al refrigerante líquido y a las paredes del sistema, la temperatura del vapor refrigerante se reduce hasta su temperatura de condensación y principia la condensación. El calor originado por el calor latente de condensación fluye del sistema hacia el exterior hasta que la presión en el sistema se reduce a la presión de saturación equivalente a la temperatura exterior. Si existe algún medio tal como un compresor, para mantener una alimentación de gas refrigerante caliente en alta presión, mientras que al mismo tiempo el refrigerante líquido es substraído, ocurrirá una condensación continua.

La presión del condensador debe ser lo más baja posible para evitar el uso de equipos grandes y para disminuir los costos del equipo en general y de las tuberías. La presión en el evaporador no debe ser tan baja debido a que esto

causa un aumento en la relación de compresión y aumenta la potencia requerida en el compresor.

I.21.4 CALOR LATENTE DEL REFRIGERANTE

A mayor calor latente, mayor efecto frigorífico del refrigerante y tiene influencia sobre el volumen específico y el tamaño y costo de la tubería en el sistema, así como del equipo.

I.21.5 PESO MOLECULAR

Esta propiedad se relaciona en forma directa con el volumen específico del vapor, cuanto mayor sea el peso molecular tanto más grande será el peso específico.

I.21.6 TEMPERATURA DE DESCARGA

Los refrigerantes que tienen las temperaturas de descarga de compresores relativamente elevadas manifiestan cierta tendencia a provocar la separación del aceite y a producir lodos.

I.21.7 MISCIBILIDAD

La miscibilidad constituye una ayuda para el retorno del aceite del evaporador al compresor cuando se trata de aplicaciones reciprocantes minimizando con ello este tipo de problemas.

El R-12 y el R-500 son altamente miscibles, el R-22 y el R-502 lo son en menor grado y el R-717 no es miscible con el aceite.

La capacidad de un refrigerante líquido para mezclarse con aceite se llama miscibilidad.

I.21.8 OTRAS PROPIEDADES

Además de las antes mencionadas, el refrigerante debe ser también estable y no corrosivo y poseer gran conductividad térmica y poca viscosidad.

I.21.9 CRITERIOS TERMODINÁMICOS PARA ELECCIÓN DEL REFRIGERANTE.

Criterios termodinámicos:

1. La presión correspondiente a la temperatura de evaporación debe ser un poco mayor a la atmosférica.

En efecto, caso de una fuga es siempre preferible tener una salida de refrigerante, el puede ser detectado con mayor o menor facilidad, que una *entrada de aire exterior (aire seco+humedad)*, la cual daría lugar a:

- Taponamientos en los circuitos de baja temperatura, debido a la solidificación del agua, caso de temperatura de evaporación inferiores a 0°C.
- Aumento de la presión de condensación, al introducirse en el circuito una cierta cantidad de incondensable.

2. La temperatura crítica debe ser mucho a la de condensación ya que si trabajamos en régimen supercrítico, el trabajo eléctrico aumenta y la producción frigorífica específica disminuye.

3. La presión de condensación debe ser lo más pequeña posible, sin embargo, hay que tener las temperaturas del agente de enfriamiento.
4. La relación de compresión en las condiciones de funcionamiento debe ser pequeña, para que el calentamiento del fluido al final de la compresión sea lo menor posible.
5. La temperatura de congelación del refrigerante, debe ser muy inferior a la *mínima de funcionamiento*.
6. El calor latente de vaporización lo más elevado posible.
7. El calor específico del líquido lo menor posible, ya que así el subenfriamiento se realizará más fácilmente.
8. El calor específico a presión constante del vapor lo mayor posible, ya que así la importancia de recalentamientos a la salida del evaporador son de *menor importancia*.

I.21.10 CRITERIOS TÉCNICOS

1. La acción del refrigerante sobre los metales y sus aleaciones, tanto del fluido puro como de mezcla con agua o impurezas.
2. La acción del refrigerante sobre materiales plásticos y elastómeros.
3. La acción del refrigerante sobre los aceites lubricantes.
4. La acción del refrigerante sobre el medio a enfriar, si existe fuga, el fluido *no debe actuar químicamente* con el medio.
5. La acción del refrigerante en presencia del agua.
6. Eficacia de los intercambios térmicos. Los coeficientes de transmisión deben ser lo más grandes posibles, tanto en estado líquido como de vapor.

Otro aspecto a considerar es la Seguridad.

Para tener uso apropiado como refrigerante, un fluido deberá ser químicamente inerte hasta el grado de no ser inflamable, no explosivo y no tóxico, tanto en su estado puro como cuando está con el aire en cierta proporción, además, el fluido no deberá reaccionar desfavorablemente con el aceite lubricante o con cualquier otro material normalmente usado en la construcción del equipo de refrigeración.

FÁCIL DE APROVISIONAMIENTO

Los fluidos deben ser de fácil disponibilidad de transporte cómodo, de almacenamiento sencillo y naturalmente, a un precio bajo.

En la tabla 2 se mostrarán las características principales de los refrigerantes más usados en la industria así como se podrá hacer una comparación entre ellos.

PROPIEDADES COMPARATIVAS	SISTEMA MÉTRICO				SISTEMA INGLÉS			
	Unidades	R-12	R-22	R-502	Unidades	R-12	R-22	R-502
Presión de Saturación a 21°C (70°F)	Kg/cm ²	4094	8.54	9.60	PSIG	70.2	121.4	136.6
Punto de Ebullición a 1.034 kg/cm ² (14.7 PSIA)	°C	-29.78	-40.78	-45.61	°F	-21.6	-41.4	-50.1
Densidad del Líquido a 21°C (70°F)	gm/cm ³	1.32	1.21	1.26	Lb/pie ³	82.7	75.5	78.6
Solubilidad en Agua a 25.6 °C (78°F)	Partes por Millón	93	1,300	560	Partes por Millón	93	1,300	560
Solubilidad en Agua a -40°C (-40°F)	Partes por Millón	1.7	120	40	Partes por Millón	1.7	120	40

Tabla 2. Propiedades comparativas de diferentes refrigerantes.

CAPÍTULO II

COMPONENTES DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

OBJETIVO PARTICULAR:

Que el lector conozca y se familiarice con los componentes que integran un equipo de refrigeración de vapor de compresión.

Como cualquier otro sistema, el de refrigeración esta conformado por diversos componentes, los cuales es importante conocer para obtener el mejor funcionamiento de estos; por lo cual a continuación veremos los 4 componentes básicos de un sistema de refrigeración que son: compresor, evaporador y válvula de expansión.

II.1 COMPRESORES

El compresor tiene dos funciones, en el ciclo de refrigeración por compresión. 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.

Existen tres tipos básicos de compresores, reciprocantes, rotativos y centrífugos.

II.1.1 COMPRESORES RECIPROCANTES

Está formado por un pistón accionado por un cigüeñal que realiza carreras alterna de succión y compresión en un cilindro provisto con válvulas de succión y de descarga. Puesto que el compresor reciprocante es una bomba de desplazamiento positivo, resulta apropiado para volúmenes 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. Otras ventajas son: su adaptabilidad a diferentes refrigerantes, la facilidad con que permite el desplazamiento de líquido a través de tuberías dada la elevada presión creada por el compresor, su durabilidad, la sencillez de su diseño y un costo relativamente bajo.

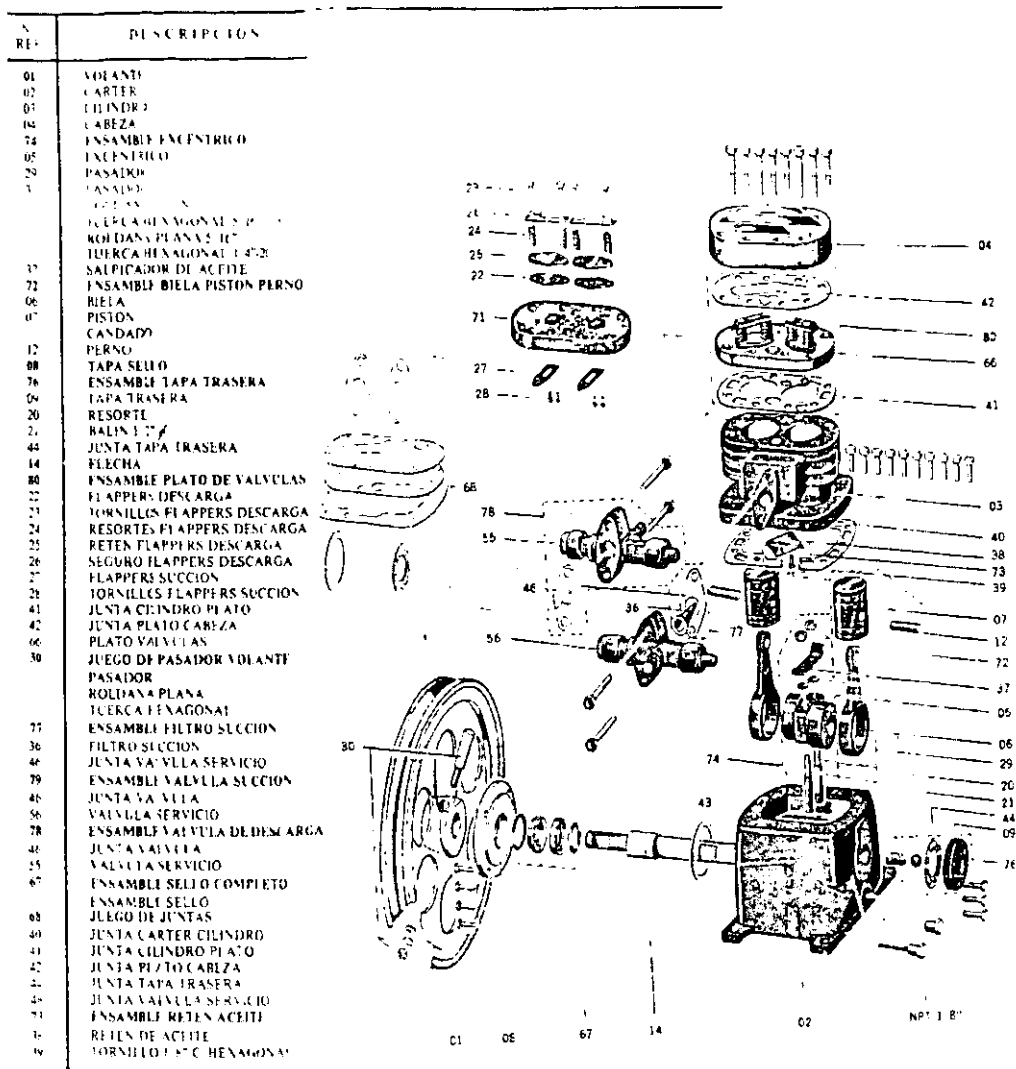


Figura 4. Lista de partes para compresor.

II.1.2 COMPRESOR TIPO ABIERTO

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

Aunque en un tiempo los compresores de tipo abierto fueron ampliamente utilizados, éstos tienen muchas desventajas inherentes, tales como mayor peso, costo superior, mayor tamaño, vulnerabilidad a fallas de los sellos, difícil alineación de los sellos, difícil alineación de cigüeñal, ruido excesivo y corta vida *de las bandas o componentes de acción directa.*

II.1.3 MOTO-COMPRESORES SEMI-HERMÉTICOS

El motocompresor semi-hermético es accionado por un motor eléctrico montado directamente en el cigüeñal del compresor, con todas sus partes, tanto del motor como del compresor, herméticamente selladas en el interior de una cubierta común. Se eliminan los transtornos del sello de 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.

II.1.4 MOTO COMPRESOR HERMÉTICO

El moto-compresor hermético ha sido 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 semi-hermético, un motor eléctrico se encuentra montado directamente en el cigüeñal del compresor pero el cuerpo es una carcasa metálica herméticamente sellada con soldadura.

En este tipo de compresores no pueden llevarse a cabo reparaciones interiores, puesto que la única manera de abrirlos es cortar la carcasa del compresor.

Los primeros modelos de compresores se diseñaron para funcionar a una velocidad relativamente reducida, bastante inferiores a 1,000 rpm.

Para utilizar los motores eléctrico estándar de 4 polos se introdujo el funcionamiento de los moto-compresores herméticos y semi-herméticos a 1750 r.p.m. La demanda en aumento de equipo de acondicionamiento de aire más compacto y de peso más ligero ha forzado el desarrollo de moto-compresores herméticos con motores de 2 polos que funcionan a 2500 r.p.m. (2900 r.p.m. en 50 ciclos).

II.1.5 FUNCIONAMIENTO BÁSICO DEL COMPRESOR

Cuando el pistón se mueve hacia abajo en su carrera de succión se reduce la presión en el cilindro. Y cuando la presión del cilindro es menor que la de la línea de succión del compresor, el vapor contenido en la línea de succión abre la válvula de succión y penetra en el interior del cilindro, todo esto es debido a la *diferencia de presiones*.

Cuando el pistón alcanza el fin de su carrera de aspiración (punto muerto inferior) el cilindro se encuentra totalmente lleno de los vapores aspirados a la presión de aspiración en este momento inicia la subida (carrera de compresión), se crea una presión en el cilindro forzado al cierre de las válvulas de succión y el volumen de gas disminuye a medida que el pistón asciende en el cilindro,

aumentando constantemente la presión, una vez que la presión del cilindro es ligeramente mayor que la presión de la línea de descarga, la válvula de descarga se abre y los vapores se escapan.

Durante cada revolución del cigüeñal se produce una carrera de succión y otra de compresión de cada pistón, de modo que en los motocompresores de 1750 rpm tiene lugar 1750 ciclos completos de compresión y succión en cada cilindro durante cada minuto.

VÁLVULAS DE SUCCIÓN Y DE DESCARGA

Las válvulas posibilitan la comunicación alternativa de los cilindros con las tuberías de aspiración y de descarga.

La mayoría de las válvulas del compresor recíprocante son del tipo de lengüeta y deben de asentar adecuadamente para evitar fugas. El más pequeño fragmento de materia extraña o corrosión bajo la válvula producirá fugas y deberá tenerse el máximo cuidado para proteger al compresor contra contaminación.

El trabajo de estas válvulas se hace siempre metal contra metal, por lo que es indispensable que las superficies de contacto sean perfectamente planas conservando siempre su aspecto original, por consiguiente, deben ser robustas y poco frágiles.

En los compresores modernos que giran a velocidades elevadas, es necesario que las válvulas se abran y cierren con gran rapidez, lo que implica la necesidad de que estas válvulas sean también ligeras.

II.1.6 DESPLAZAMIENTO DEL COMPRESOR

Es el volumen desplazado por los pistones y se puede calcular mediante las siguientes fórmulas:

DESPLAZAMIENTO

(Sistema Métrico)

$$MCM = \frac{\pi D^2 \times L \times RPM \times N}{4 \times 1,000,000}$$

$$MCH = \frac{\pi D^2 \times L \times RPM \times N \times 60}{4 \times 1,000,000}$$

$$Cm^3 / Rev = \frac{\pi D^2 \times L \times N}{4}$$

MCH = Metros cúbicos por hora.

MCM = Metros cúbicos por minuto.

Cm^3 / Rev = Centímetros cúbicos por revolución.

$\pi = 3.1416$

D = Diámetro del cilindro (centímetros).

L = Largo de carrera (centímetros).

N = Número de cilindros.

RPM = Revoluciones por minuto.

1000 = Centímetros cúbicos por metro.

FACTOR DE CONVERSIÓN

	1750 RPM	3500 RPM
MCH =	60 MCM	60 MCM
MCH =	.105 cm ³ /Rev	.210 cm ³ /Rev
MCM =	.00175 cm ³ /Rev	.0035 cm ³ /Rev
Cm ³ /Rev =	9.52 MCH	4.76 MCH

DESPLAZAMIENTO

(Sistema ingles)

$$PCM = \frac{\pi D^2 \times L \times RPM \times N}{4 \times 1728}$$

$$PCH = \frac{\pi D^2 \times L \times RPM \times N \times 60}{4 \times 1728}$$

$$Pulg^3/Rev = \frac{\pi D^2 \times L \times N}{4}$$

PCM = Pies cúbicos por minuto.

PCH = Pies cúbicos por hora.

Pulg³/Rev = Pulgadas cúbicas de desplazamiento por Rev.

$\pi = 3.1416$

D = Diámetro del cilindro (pulgadas).

L = Largo de la carrera (pulgadas).

N = Número de cilindros.

RPM = Revoluciones por minuto.

1728 = Pulgadas cúbicas por pie cuadrado.

FACTORES DE CONVERSIÓN

	1750 RPM	3500 RPM
PCH =	60 CFM	60 CFM
PCH =	60.78 pul ³ /Rev	121.5 pul ³ /Rev
PCM =	1.013 pul ³ /Rev	2.025 pul ³ /Rev
Pulg ³ /Rev =	.01645 CFH	.00823 CFH

II.1.7 VOLUMEN DE ESPACIO LIBRE

Una vez completada la carrera de compresión todavía queda cierto espacio libre el cual es esencial para que el pistón no golpee contra el plato de válvulas. Existe además otro espacio en los orificios de las válvulas de descarga, puesto que éstos se encuentran en la parte superior de plato. Este espacio residual que no es desalojado por el pistón al fin de su carrera se denomina volumen de espacio libre y permanece lleno con gas comprimido y caliente al final de la carrera de compresión.

Cuando el pistón inicia el descenso en la carrera de succión, se expande el gas residual de elevada presión y se reduce su presión. En el cilindro no puede penetrar vapor de la línea de succión hasta que la presión en él se reduzca a un valor menor que el de la línea de succión.

Así, la primera parte de la carrera de succión se pierde bajo un punto de vista de capacidad, ya que a medida que se aumenta la relación de compresión, un mayor porcentaje de la carrera de succión es ocupada por el gas residual.

Con presiones de succión altas, la relación de compresión disminuye y el volumen de espacio libre no resulta crítico desde un punto de vista de capacidad. Un volumen de espacio libre adicional es asimismo favorable para reducir el nivel de ruidos en el compresor.

Otros factores que causan la reducción en la capacidad del compresor, la caída de presión a través de la válvula de expansión disminuye la cantidad de gas que se aspira o se descarga. El gas se fuga alrededor de las válvulas, o por el pistón. Las paredes del cilindro calientan el gas, aumentando así su volumen de manera que se bombea una masa menor.

Al efecto de la combinación de todas estas pérdidas se le llama eficiencia volumétrica. Se define mediante la siguiente ecuación.

$$E_v = V_r/V \times 100$$

Donde:

E_v = Por ciento de eficiencia volumétrica.

V_r = Desplazamiento teórico del compresor.

V = Desplazamiento real del compresor.

II.1.8 LUBRICACIÓN

Los aceites para refrigeración tienen doble función: lubricar el compresor y tener ciertas propiedades físicas para poder cumplir satisfactoriamente su trabajo en la refrigeración.

El aceite en el sistema de refrigeración además de lubricar actúa como amortiguador de ruido, como refrigerante y como sello, debe ser químicamente estable, debe fluir fácilmente a bajas temperaturas, debe ser miscible con el refrigerante, no tener partículas en suspensión y tener propiedades dieléctricas, al evaluar estas propiedades del aceite en relación con un compresor en particular, deberán tenerse en cuenta los siguientes factores: 1) Tipo de compresor, 2) Naturaleza del refrigerante usado; 3) Temperatura en el evaporador y 4) Temperatura en la descarga del compresor.

II.1.9 MÉTODOS DE LUBRICACIÓN

Los métodos de lubricación varían con el tipo y tamaño del mismo, así como del fabricante del compresor, sin embargo, estos métodos se pueden agrupar en dos tipos generales: 1) Salpique y 2) Alimentación forzada.

II.1.10 LUBRICACIÓN POR SALPIQUE

Este sistema se utiliza en los compresores de potencia inferior a 10,000 fg/h que giran a velocidad moderada ($w = \leq 600$ r.p.m.)

En este método de lubricación por salpique, la caja de cigüeñal actúa como bomba de sumidero y es llenada con aceite hasta un nivel que llega aproximadamente hasta la chumacer principal de la manivela. Con cada vuelta del cigüeñal, la biela y el cigüeñal se sumergen en el aceite, haciendo que el aceite sea salpicado hasta las paredes del cilindro, chumaceras y otras superficies en movimiento, con objeto de aumentar la eficacia de dicha proyección de aceite por borboteo, se incorporan algunas veces unas cucharas en la cabeza de las bielas.

II.1.11 LUBRICACIÓN FORZADA

El aceite es forzado a través de un orificio del cigüeñal a los cojinetes del compresor y bielas. Una válvula de alivio de balín y resorte sirve como dispositivo de descarga de presión es mayor que la de ajuste de esta válvula. Puesto que la succión de la bomba de aceite está conectada directamente al carter del compresor, la presión de entrada a la bomba será siempre la del carter y la presión de salida será la suma de la presión del carter más la presión la bomba de aceite. Por consiguiente la presión neta de la bomba será la presión de salida de la bomba menos la presión del carter.

En el funcionamiento normal la presión neta del aceite variará según el tamaño del compresor, la temperatura y viscosidad del aceite y la cantidad de *espacio libre en los cojinetes del compresor*.

Se debe tener mucho cuidado a fin de evitar que se introduzca un exceso de refrigerante en los compresores reciprocantes. Los líquidos son incomprensibles, y si una cantidad considerable de un líquido queda atrapado en el cilindro al final de la carrera de descarga, la presión que se origina puede romper las válvulas y hasta las bielas.

Un problema relacionado con lo anterior es la dilución excesiva del aceite de lubricación por el refrigerante. Esto puede dar como resultado una lubricación ineficaz, y consecuentemente el rápido desgaste de los cojines o del pistón y los cilindros.

II.2 EVAPORADORES

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

II.2.1 FUNCIÓN

Tiene como objetivo proveer una transferencia continua y eficiente de calor desde el medio que se desea enfriar al fluido refrigerante. El medio que se desea enfriar puede ser un gas, un líquido o un sólido.

El aire y el agua son las sustancias que comúnmente se enfrían con los evaporadores.

II.2.2 TIPOS DE EVAPORADORES

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

Los evaporadores de expansión directa son aquellos en los que el refrigerante se alimenta directamente al serpentín de refrigeración a través de un dispositivo de control que es una válvula de expansión o un tubo capilar, absorbiendo el calor directamente, a través de las paredes del evaporador, del medio que ha de refrigerarse la figura 5 muestra un serpentín de expansión directa, antes del montaje de su unidad ventiladora.

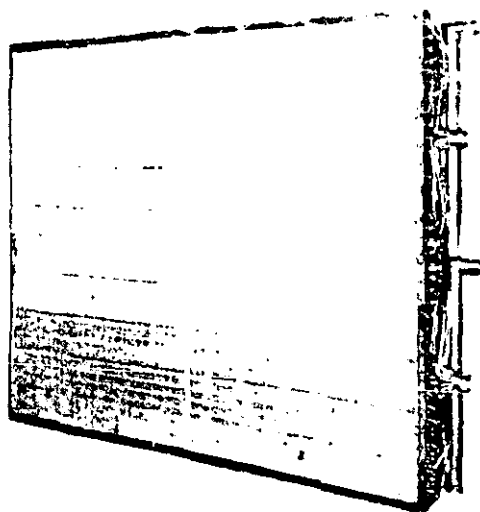


Figura 5. Serpentín de expansión directa.

En otros tipos de sistemas, pueden utilizarse refrigerantes secundarios tales como agua enfriada o salmuera para la refrigeración de espacio o del producto mientras que el evaporador es enfriador de agua o de salmuera. Un enfriador completo de agua tipo paquete diseñado para suministrar agua fría para el acondicionamiento de aire u otras aplicaciones de refrigeración se muestra en la figura 6.

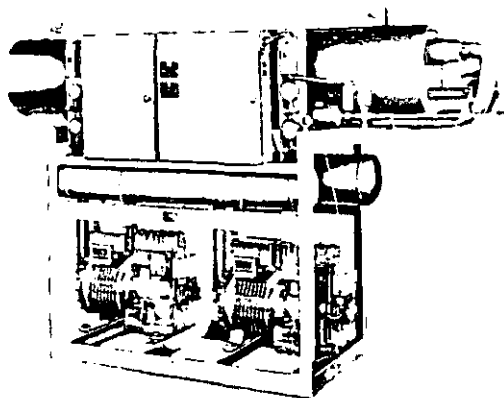


Figura 6. Enfriador de agua tipo paquete.

II.2.3 TIPOS DE SUPERFICIE DE LOS EVAPORADORES

Las superficies de transferencia de calor del evaporador, se pueden clasificar en dos tipos: de forma tubular o de placa.

Las superficies tubulares de transferencia de calor se pueden subclasificar en dos tipos: de forma tubular o de placa.

Las superficies tubulares de transferencia de calor se pueden subclasificar en tipos de tubo liso y tubo con aletas. Ver figura 7.

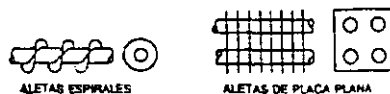


Figura 7. Superficie de transferencia de calor.

Los serpentines aletados son serpentines de tubo descubierto sobre los cuales se colocan placas metálicas o aletas.

- Tubo de acero y aletas de acero para el amoniaco.
- Tubo de cobre y aletas de aluminio para los fluidos clorofluorados.

Los serpentines para baja temperatura pueden tener pocas aletas, como por ejemplo dos aletas por pulgada en general, si la temperatura del evaporador tiene que bajar a menos de 0°C de forma que se produzca acumulación de escarcha, se utilizan generalmente 4 aletas por pulgada o menos.

La selección de la separación óptima depende de:

- La temperatura de la cámara a enfriar.
- La frecuencia de los descarches.
- La naturaleza de los productos a enfriar.

Si el producto almacenado despidе mucho vapor de agua las aletas podrán tener una separación de 10 o 12 mm y en una cámara de conservación de productos congelados tiene una emisión de vapor de agua casi nula.

Las aletas sólo resultan convenientes cuando existe una gran diferencia en el coeficiente de transferencia de calor de la película entre los dos fluidos. Las aletas siempre se colocan en el lado que tiene la mayor resistencia térmica, puesto que la superficie adicional compensa la mayor resistencia.

II.2.4 EVAPORADOR TIPO PLACA

Los evaporadores de tipo placa se construyen con pasajes ahuecados en una placa plana, a través de los cuales fluye refrigerante.

La construcción tipo placa ofrece una cierta superficie secundaria de transferencia de calor, además de ser conveniente cuando se enfrían productos empacados en forma plana, y que hacen contacto con la superficie de la placa. Este tipo de evaporador posee la ventaja adicional de servir como un componente estructural, como, por ejemplo, las paredes de un refrigerador doméstico o de un estante refrigerado, cuando se le construye en forma de caja.

II.2.5 CAPACIDAD DE UN EVAPORADOR

Los factores que afectan la capacidad del evaporador son:

1. Área superficial o tamaño del evaporador.
2. *Diferencia de temperatura entre el refrigerante que se evapora y el medio que se está refrigerando.*
3. ~~Velocidad del gas en los tubos del evaporador. Dentro de la gama comercial normal, a mayor velocidad mayor transferencia de calor.~~
4. La velocidad y flujo sobre la superficie del evaporador del medio que se está refrigerando.
5. El material utilizado en la construcción del evaporador.
6. El enlace entre las aletas y los tubos es muy importante. Si no existe una unión apretada, la transferencia de calor disminuirá considerablemente.
7. Acumulación de escarcha en las aletas del evaporador. El funcionamiento a temperaturas inferiores al punto de congelación con serpentines de tiro forzado producirá la formación de hielo y escarcha en los tubos y aletas. Ello puede provocar la reducción del flujo de aire sobre el evaporador y la disminución de la transferencia de calor.

8. Tipo del medio que ha de refrigerarse. El calor fluye casi cinco veces con *mayor efectividad* de un líquido al evaporador que de un gas como el aire.
9. Punto de saturación del aire que entra. Si la temperatura del evaporador se encuentra por debajo del punto de saturación del aire que entra, tendrá lugar una transferencia de calor latente junto con el sensible.

II.2.6 DIFERENCIA DE TEMPERATURA

La variable principal, es la *diferencia de temperatura entre el refrigerante en evaporación y el medio que se está enfriando* comúnmente llamado *diferencia de temperatura*.

Para un serpentín de tiro forzado, entre más frío esté el refrigerante con respecto a la temperatura del aire que entre en el evaporador, mayor será la capacidad del serpentín, la diferencia de temperatura deberá mantenerse lo más baja posible, dado que el funcionamiento del compresor será más eficaz a una presión de succión mayor.

Las condiciones óptimas de refrigeración, no sólo dependen de la temperatura del espacio refrigerado, sino también de la humedad del espacio.

La cantidad de humedad condensada del aire está en relación directa a la temperatura del serpentín y, un serpentín que funciona con una diferencia demasiado grande entre la temperatura de evaporación y la temperatura del aire que entra, tenderá a producir una baja humedad en el espacio refrigerado.

El almacenamiento de verduras, carnes, frutas y otros artículos similares, una humedad reducida motivará una deshidratación excesiva del producto y su deterioro.

Un serpentín que funciona con una diferencia demasiado pequeña entre la temperatura de evaporación y la temperatura del aire tenderá a producir una humedad alta, la cual fortalecerá el crecimiento de mohos, hongos y bacterias, entonces, la variable más importante que regula la humedad en un espacio refrigerado es la diferencia de temperatura.

Existen otros factores menos importantes como el movimiento del aire, el tipo de sistema de control, la cantidad de superficie de producto expuesto, la razón de infiltración y las condiciones del aire exterior.

Los productos almacenados que requieran una humedad relativa muy elevada (90% aproximadamente) se recomienda una diferencia de temperatura de 4°C a 7°C (8°F a 12°F) y para humedades relativas ligeramente menores (aproximadamente 80%) una diferencia de temperatura de 7°C a 9°C (12°F a 16°F).

La diferencia de temperatura es muy importante en un sistema de refrigeración, como se vio anteriormente *no es recomendable tener una diferencia de temperatura demasiado grande o pequeña*, ya que la conservación de nuestros productos va a ser defectuosa, es por esto que una diferencia de temperatura adecuada es un punto muy importante para que nuestro sistema realice su trabajo de refrigeración correctamente.

II.2.7 DESCONGELACIÓN DE LOS SERPENTINES

El aire atmosférico es una mezcla de gas que contiene especialmente, vapor de agua en suspensión.

Dado que la pared del evaporador se encuentra a una temperatura inferior a la temperatura de congelación del agua en muchos de los casos el vapor de agua contenido en el aire al estar en contacto con la pared fría del evaporador se

enfria convirtiéndose en escarcha, aparte de la escarcha provocada por el aire, la escarcha es provocada por la humedad fisiológica que contienen los productos almacenados, lo que la reducción del grado de humedad provocará una deshidratación intensa de dichos productos.

Las principales consecuencias de la escarcha son:

- Afecta la transmisión de calor del evaporador y el flujo de aire a través del serpentín, quedará eventualmente bloqueado.
- Rebaja la temperatura del fluido frigorígeno en ebullición con la consecuente disminución de la producción frigorífica de la máquina.
- Falla el sistema de control al sensar baja temperatura o alta presión.
- Aumenta el consumo de energía.
- Puede llegar a fisurar algún tubo del serpentín.

II.2.8 MÉTODOS DE DESCONGELACIÓN

De acuerdo a la manera de obtener la fusión del hielo, se clasifica en dos grupos los sistemas de descarche: los procedimientos del tipo exterior en los cuales la fusión obtenida, a partir de la capa periférica debe ser total.

Los procedimientos de tipo interno en los cuales la fusión de la escarcha se obtiene a partir de la capa que se halla en contacto con los tubos del evaporador sin necesidad de una fusión total, ya que la escarcha se rompe al faltarle soporte sobre los tubos.

Algunas formas prácticas para llevar a cabo la descongelación del evaporador son:

Meter aire al evaporador que se encuentra por encima de los 0°C que es la temperatura de fusión del hielo, la descongelación puede llevarse a cabo dejando

que el ventilador continúe fusionando mientras se detiene la marcha del compresor.

Para sistemas de baja temperatura debe suministrarse una fuente de calor para fundir el hielo. Los sistemas de descongelación eléctricos utilizan bobinas o varillas calefactoras en el evaporador. En este ciclo de descarche las aletas se calientan por la acción de las varillas transmitiendo por conducción a los tubos del evaporador la energía calorífica cedida por aquella, a través de los cuellos de las aletas.

La descongelación mediante gas caliente es ampliamente utilizada, usando el gas de descarga procedente de compresor desviándolo del condensador y cargándolo directamente en la entrada del evaporador.

En los sistemas de descongelación por gas caliente el calor de compresión o alguna fuente de calor almacenado proporciona el calor para la descongelación y deben instalarse, en cada caso necesario, dispositivos de protección adecuada, tales como reevaporadores o acumuladores de succión para evitar que el refrigerante líquido sea devuelto al compresor.

II.3 CONDENSADORES

El objeto del condensador en el sistema de refrigeración es remover calor del vapor refrigerante que sale del compresor, de manera que el refrigerante se condense a su estado líquido.

El condensador es un cambiador de calor, lo mismo que el evaporador en el condensador, el calor se transfiere del refrigerante a un medio de enfriamiento, ya sea el aire o el agua, el medio enfriador debe estar a una temperatura más baja que el refrigerante.

El refrigerante siempre sale del compresor a una temperatura muy superior a su temperatura de saturación (de condensación), es decir, se halla sobrecalentado. En la primera parte del condensador tiene lugar la remoción de calor sensible (el vapor se enfría hasta su temperatura de saturación). A continuación la remoción adicional del calor condensa gradualmente el *refrigerante (se remueve el calor latente)*.

El condensador debe remover todo el calor adquirido por el refrigerante en el sistema de refrigeración. Dicho calor consiste en el calor absorbido por el evaporador (procedente de la carga de refrigeración) más el calor que se adquiere al comprimir el gas refrigerante. El calor removido se llama calor de rechazo.

Los condensadores de refrigerante se pueden clasificar según el medio de enfriamiento utilizado, estos se exponen a continuación:

II.3.1 CONDENSADORES ENFRIADOS POR AIRE

Debido a que el aire tiene un calor específico muy bajo, y por otra parte, el coeficiente de transmisión térmica entre un vapor condensante y un gas es débil.

Estas dos características, obligan a mover grandes volúmenes de aire y a que deben tenerse una gran superficie de intercambio para cantidades de calor relativamente reducidas, ello implica la necesidad de aparatos muy voluminosos.

La circulación del aire sobre un condensador enfriado con aire puede ser por convección natural o por la acción de un ventilador o soplador.

Cuando la circulación del aire es por convección natural, la cantidad de aire que circula por el condensador es baja y relativamente se necesita una superficie condensante grande, estos se utilizan principalmente en refrigeradores y congeladores domésticos. Estos condensadores son de superficie de placa o con

tubería aletada. Cuando es de tubería aletada, las aletas están espaciadas de tal forma que no ofrecen resistencia a la circulación del aire. Y al espaciar más las aletas se reduce la posibilidad que se acumule polvo en el condensador.

Otra construcción son los condensadores formados por un tubo en forma de serpentin aplicado sobre una chapa que forma una aleta única perforada para evitar resonancias colocándose en sentido vertical detrás del armario.

II.3.2 CONDENSADORES CON CIRCULACIÓN FORZADA

Para potencias frigoríficas mayores a las de las instalaciones domésticas es necesario utilizar condensadores de aire con circulación forzada de aire, para que estos grandes volúmenes de aire sean capaces de remover las grandes cantidades de calor que han de evacuarse.

Se pueden dividir en dos grupos de acuerdo a la localización del condensador: 1) Instalados en un bastidor y 2) Remotos.

- 1) El condensador instalado en un bastidor, queda colocado en el mismo bastidor del compresor y motor del compresor.
- 2) Un condensador remoto enfriado con aire generalmente está instalado por separado y un poco retirado del compresor estos pueden estar localizados dentro y fuera del local.

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

El aire al ser forzado a través del condensador absorbe calor y eleva su temperatura. Por consiguiente, disminuye la eficacia de cada hilera subsiguiente en el serpentín.

Para controlar la presión de condensación se puede controlar el flujo de aire en el condensador por medio de compuertas o arrancar y parar el ventilador del condensador es un medio de control sencillo pero menos efectivo.

Una típica unidad condensadora de refrigeración equipada con un condensador enfriado por aire se representa en la figura 8.

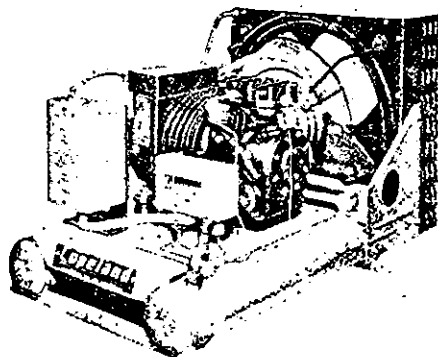


Figura 8. Unidad condensadora enfriada por aire.

II.3.3 CONDENSADORES ENFRIADOS POR AGUA

Cuando se encuentra disponible agua de condensación adecuada a bajo costo, son preferibles los condensadores enfriados por agua dado que tienen presiones de condensación más bajas y es posible un mejor control de la presión de descarga.

El agua, al igual que el aire, absorbe el flujo calorífico del fluido frigorífico traduciéndose en un calentamiento de agua, este calentamiento condiciona el

caudal del agua que debe proporcionarse al condensador, los condensadores enfriados por agua pueden ser muy compactos por las excelentes características de transferencia de calor del agua

Estos condensadores son de tres tipos (1) de doble tubo, (2) de casco y serpentín y (3) acorazados.

- El condensador de doble tubo consta de dos tubos, uno queda adentro del otro. El agua circula dentro del tubo interno y el refrigerante por el tubo exterior, es deseable tener a los fluidos en contraflujo.
- Los condensadores de casco o cilindro y serpentín son contruidos de uno o más tubos descubiertos o de serpentín de tubo aletado encerrados en un cilindro de acero soldado. El agua condensante circula a través del serpentín mientras que el refrigerante está conectado en el depósito circular rodeando los serpentines, el refrigerante caliente entra por la parte superior, el líquido condensante sale de los serpentines por la parte inferior del cilindro. Debe tenerse cuidado de no sobrecargar al sistema con refrigerante ya que una excesiva acumulación de líquido causaría un aumento en la temperatura y presión de descarga. Los condensadores de cilindro y serpentín se limpian con sustancias químicas circuladas a través de los serpentines de agua.
- Los condensadores acorazados consisten en un depósito cilíndrico de acero en el cual se tiene un determinado número de tubos colocados paralelamente y unidos en los extremos a un cabezal de tubos, los cuales pueden ser de acero o cobre, descubiertos o de superficie alargada.

El refrigerante está contenido en el cilindro de acero entre los cabezales de tubo, el agua circula por los espacios anulares entre el cabezal de tubos y las placas extremos, las placas de los extremos tienen desviadores que actúan como distribuidores para guiar la corriente de agua que atraviesa los tubos.

Para regular la presión de condensación dentro de la gama deseada se necesita instalar una válvula de control de agua con un elemento sensible a la presión o a la temperatura.

Una unidad condensadora enfriada por agua, equipada con un condensador de casco y tubo, se representa en la figura 9.

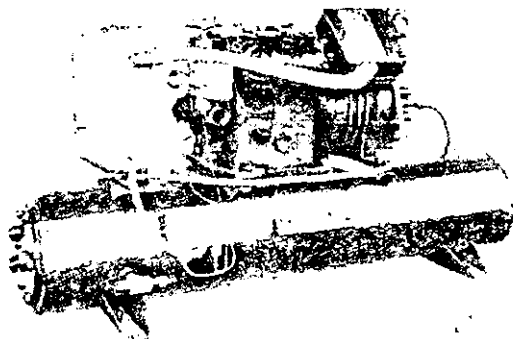


Figura 9. Unidad condensadora enfriada por agua.

En ocasiones los condensadores se deterioran por la excesiva velocidad del agua o por cavitación en los tubos del condensador. Para evitar dificultades de funcionamiento, deberá tenerse cuidado en seguir las recomendaciones de instalación que se indican:

- La velocidad del agua a través del condensador está limitada, debido a que si la velocidad pasa los límites permitidos en cada caso, se producirá corrosión de choque. Debido a la velocidad elevada del agua, se va desgastando la superficie interior del tubo en puntos donde se tiene una turbulencia excesiva. Esto se inicia con una diminuta imperfección del tubo en su superficie interior y aumenta.

Para mantener la velocidad del agua a un nivel aceptable, cuando se requiere un flujo de agua elevado, será necesario circuitar en paralelo el condensador.

- En el supuesto de que se utilice una bomba de circulación de agua deberá instalarse de modo que el condensador se alimente del lado de descarga de la bomba. Si la bomba estuviera en el lado de descarga del condensador, este tendría un ligero vacío provocado por la succión de la bomba y por consiguiente, el agua se aproximaría mucho más a su punto de ebullición. La combinación de una zona de calor localizada en el condensador junto con un aumento localizado de la velocidad, puede reducir todavía más la presión y dar por resultado el que se produzca una cavitación. Esto puede dar como resultado una rápida erosión y destrucción del tubo de agua, manteniendo una presión positiva en el condensador se evitará que esto suceda.

II.3.4 PURGA

Un factor a considerar en los sistemas, especialmente en aquellos que incorporan condensadores de caso y tubos enfriados por agua, lo constituye el efecto sobre el funcionamiento y la posibilidad de corrosión causada por la presencia de otros gases diferentes al vapor refrigerante. La principal fuente de estos gases es el aire, el cual puede introducirse al sistema cuando este permanece inactivo, o introducirse en algunas partes del sistema, si estas trabajan a una presión menor que la atmosférica. Los gases indeseables en el sistema pueden clasificarse en no condensables o sea aquellos que no pueden condensarse enfriándolos por los medios disponibles, y los condensables. El oxígeno y el nitrógeno presentes en el aire son ejemplos de gases no condensables. El vapor de agua presente en el aire es un ejemplo de gas condensable.

Los gases no condensables emigran y se acumulan en la parte superior del casco del condensador. Estos gases ejercen una presión. Esto eleva la presión del condensador, lo que da por resultado un aumento de la potencia requerida por el compresor.

Los gases pueden asimismo reducir el coeficiente de película de transferencia de calor en los tubos. Algunos gases corroen parte del sistema.

Tanto los gases no condensables, como los condensables deben extraerse mediante un procedimiento de purga. Esto se puede hacer de manera automática o manual, mediante una conexión a la parte superior de los condensadores de casco y tubos. Al efectuar la purga, también se extrae refrigerante en forma de vapor. Este vapor se recupera por condensación y después se separa de los gases no condensables.

II.3.5 CAPACIDAD DEL CONDENSADOR

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

1. Superficie del condensador.
2. Diferencia de temperatura entre el medio enfriador y el gas refrigerante.
3. Velocidad del gas refrigerante en los tubos del condensador. Dentro de la gama comercial normal, a mayor velocidad, mayor transferencia de calor.
4. 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 del aire, aumenta asimismo con la densidad.
5. 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 su capacidad.

6. Limpieza de la superficie de transferencia de calor. La suciedad, incrustación o corrosión, puede reducir la transferencia de calor.

Para un condensador dado, se fijan las características físicas y, la variable primaria es la diferencia de temperatura entre el gas refrigerante y el medio enfriante.

II.3.6 TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN

La temperatura de condensación es la temperatura a la que el gas refrigerante se condensa para convertirse de vapor líquido.

Para la condensación del vapor refrigerante que fluye en el condensador, el calor debe salir de éste en la misma proporción en la que entra con el gas refrigerante, el único modo de aumentar la capacidad del condensador, con una serie de condiciones previamente establecidas, consiste en aumentar la diferencia de temperatura a través de sus paredes.

Considerando que un compresor recíprocante es una máquina de desplazamiento positivo, la presión en el condensador continuará aumentando hasta que la diferencia de temperatura entre el medio de enfriamiento y la temperatura de condensación del refrigerante sea lo suficientemente elevada para que se produzca la transferencia de calor. Con un condensador grande esta diferencia de temperatura puede ser muy pequeña. Con un condensador pequeño o en el caso en el que el flujo de aire o agua del condensador haya sido bloqueado, la diferencia de temperatura será muy elevada. Esto puede producir altas presiones peligrosas, por lo que es vital que el condensador trabaje adecuadamente.

La temperatura de condensación y por consiguiente, la presión de condensación, es determinada por la capacidad del condensador, la temperatura

del medio de enfriamiento y el contenido de calor del gas refrigerante descargado del compresor, que a su vez es determinado por el volumen, densidad y temperatura del gas descargado.

II.3.7 DIFERENCIA DE TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN

Un condensador se elige normalmente para un sistema calculándolo para que se disipe la carga del compresor a una diferencia de temperatura deseada entre la temperatura de condensación y la temperatura supuesta del medio de enfriamiento. La mayoría de los condensadores enfriados por aire se elige para funcionar a una diferencia de temperatura de 11°C a 17°C, a condiciones normales de diseño, sin embargo, se emplean diferencias de temperatura superiores e inferiores en ciertas ocasiones para aplicaciones especiales.

Las unidades de condensación enfriadas por aire de producción estándar se diseñan normalmente con un condensador que abarca una amplia gama de aplicaciones. La diferencia de temperatura con presiones de succión elevadas puede ser de 17°C a 22°C mientras que a temperaturas de evaporación más bajas la diferencia de temperatura no es superior de 2°C a 6°C. La temperatura de condensación de las unidades enfriadas por agua es determinada por la temperatura de suministro de agua y por el flujo de agua disponible, pudiendo variar de 32°C a 49°C.

II.3.8 RENDIMIENTO DEL CONDENSADOR

El condensador debe remover el calor adquirido en el evaporador como resultado del efecto de la carga de refrigeración, así como el calor de compresión que resulta de la potencia que se requiere para comprimir el gas. La cantidad de calor removido en el condensador se llama el calor de rechazo (total):

$$Q_c = Q_e + P$$

Donde:

Q_c = Calor total de rechazo en el condensador.

Q_e = Calor en el evaporador (carga de refrigeración).

P = Equivalente término de la potencia requerida para comprimir el gas.

El tamaño requerido en el condensador, esto es, su área A de superficie requerida de transferencia de calor requerida para remover el calor de rechazo se determina mediante la ecuación siguiente:

$$Q = U \times A \times DTME$$

II.4 VÁLVULA DE EXPANSIÓN

En la refrigeración moderna se emplea una gran variedad de dispositivos de control de refrigerante con el fin de obtener un funcionamiento económico y eficaz.

La alimentación automática del evaporador con el fluido frigorígeno en una instalación requiere un aparato que tenga por objeto inyectar al evaporador la cantidad justa y necesaria de fluido frigorígeno para absorber la aportación de calor procedente del medio a enfriar.

II.4.1 VÁLVULA TERMOSTÁTICA DE EXPANSIÓN

El dispositivo más comúnmente utilizado para controlar el flujo de refrigerante líquido en el evaporador es la válvula termostática de expansión, el funcionamiento de estas válvulas se basa en el recalentamiento de los vapores del fluido frigorígeno que abandonan el evaporador.

En la figura 10 se muestra un esquema de una válvula de expansión termostática, sus partes principales son: (1) Una aguja y un asiento, (2) Fuelles o diagramas de presión, (3) Un bulbo remoto cargado con cierto fluido el cual está abierto en el lado de los fuelles o diagramas a través de un tubo capilar y (4) Un resorte, cuya tensión es ajustada un tornillo de ajuste:

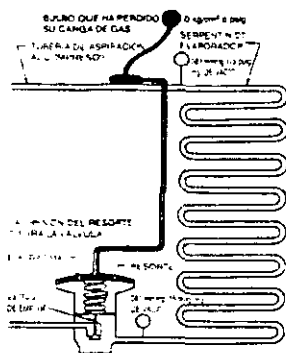


Figura 10. Válvula termostática de expansión.

La operación de la válvula está determinada por tres presiones fundamentales, una es la presión creada sobre el diafragma por el bulbo sensor y trabajar en la dirección de la apertura de la válvula. Como el bulbo sensor se ha colocado a la salida del evaporador, ésta presión es igual a la presión saturada, correspondiente a la temperatura en la salida del evaporador. La segunda presión es la equivalente al resorte de sobrecalentamiento y la tercera la presión de salida del evaporador transmitida a la parte inferior del diafragma por medio del igualador externo, el cual es conectado a la línea de succión. Estas dos últimas presiones, trabajarán en la dirección de cierre de válvula. Así tenemos que la válvula operará con las condiciones de equilibrio de estas fuerzas de apertura y cierre. La apertura de la válvula depende del equilibrio de "presión sobre el diafragma".

El refrigerante se introduce por un orificio en la válvula que controla el flujo que entra en el evaporador. El refrigerante en el evaporador se evapora a su presión y temperatura de saturación, saliendo del evaporador con cierto grado de sobrecalentamiento, cuando este vapor pasa por el punto donde está localizado el punto remoto se crea una presión sobre el diafragma, la cual tiene que ser igual a las dos presiones que se crean debajo del diafragma para poder tener un equilibrio.

Cualquier grado que se tenga en el grado de sobrecalentamiento en la succión, causará que la válvula se mueva en la dirección de compensación a fin de restituir la cantidad requerida de sobrecalentamiento para restablecer el equilibrio. Para todos los casos, la cantidad de sobrecalentamiento necesario para lograr el equilibrio con la válvula de expansión termostática depende de la tensión que se tenga en el resorte. Para los sistemas de refrigeración el vapor que sale del evaporador sigue elevando su temperatura tomando calor de la misma cámara o del medio ambiente de modo que al llegar al punto donde se encuentra el bulbo térmico éste está sobrecalentado. El cierre o la apertura de la válvula de expansión para poder regular el flujo de líquido refrigerante al evaporador va a depender de este sobrecalentamiento del vapor, si el vapor se encuentra arriba de la temperatura de sobrecalentamiento la válvula va a funcionar de la siguiente manera: a medida que se eleva la temperatura del gas refrigerante que abandona el evaporador (un aumento en el sobrecalentamiento). La presión en bulbo húmedo sería mayor que las presiones combinadas en el evaporador y resorte, la válvula tendería a moverse hacia la posición de abrirse, aumentando así el flujo de líquido hacia el evaporador hasta que el sobrecalentamiento sea reducido a la temperatura de sobrecalentamiento ya establecida por el bulbo térmico. Y debajo de esta temperatura de sobrecalentamiento la presión en el bulbo térmico será menor que la que resulte de la combinación de las presiones en el evaporador y el resorte y la válvula de expansión se cerrará ligeramente disminuyendo el flujo. 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 del líquido al compresor.

II.4.2 VÁLVULA DE EXPANSIÓN DE OTROS TIPOS

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. 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.

II.4.3 TUBOS CAPILARES

Los tubos capilares son muy utilizados para el control del refrigerante líquido en equipos unitarios pequeños tales como acondicionadores de aire tipo paquete, equipos de refrigeración doméstica y vitrinas para refrigeración comercial.

Un tubo capilar es una longitud de tubo cuyo diámetro interno se mantiene dentro de tolerancias extremadamente pequeñas.

El tubo capilar, por carecer de partes móviles, es simple y está exento de averías si se mantiene libre de materiales extraños. Un tubo capilar es de diámetro muy pequeño y es necesario que esté limpio y seco, siendo requisito indispensable que la unidad sea sellada en la fábrica.

Una de las principales ventajas del tubo capilar, consiste en el hecho de que el refrigerante continúa fluyendo al evaporador después de detenerse el compresor, igualando las presiones en los lados de alta y baja del sistema, los que permite el empleo de motores de bajo par de arranque.

El sistema de tubos capilares es el más económico de todos los sistemas de control de líquido debido a su simplicidad, la eliminación del recibidor y el reducido par de arranque que requiere.

II.4.4 VÁLVULA FLOTADOR

En ciertas aplicaciones especializadas puede ser conveniente el funcionamiento con el sistema completamente inundado, esto es, con el evaporador completamente lleno de refrigerante líquido. Una aplicación típica podría ser una instalación de refrigeración industrial, en donde una salmuera o un líquido se transporta a través de una cámara enfriadora en la que debe de mantenerse al mismo nivel el refrigerante.

Los fabricantes de válvulas de expansión pueden surtir controles especiales de nivel de líquido. Estos normalmente están montados en una cámara con un flotador y modulan el flujo según sea necesario para mantener un nivel determinado de líquido.

II.4.5 VÁLVULA SELENOIDE

Una válvula selenoide es una válvula de control de flujo de refrigerante operado eléctricamente. Esta no es una válvula modulada, sino que abre o cierra completamente. La válvula está formada por un cuerpo, un vástago con un núcleo de hierro que asienta en el orificio de la válvula y una bobina eléctrica denominada selenoide. Una válvula selenoide normalmente cerrada, se cierra cuando se desenergiza la bobina y el vástago se asienta. Cuando se energiza la bobina selenoide el efecto magnético de la bobina eleva el vástago y abre la válvula.

Se fabrican válvulas normalmente abiertas con una acción de tipo abierto, aunque raramente se utilizan. Ver figura 11.

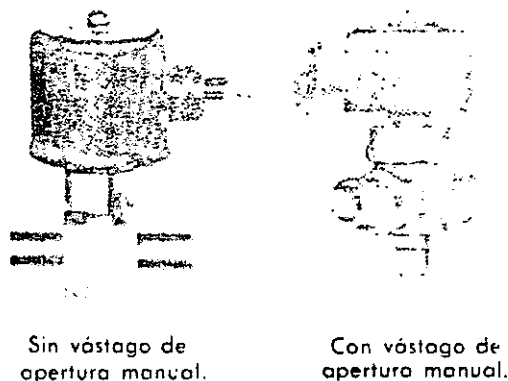


Figura 11. Válvulas selenoide típicas.

II.4.6 VÁLVULAS REGULADORES DE PRESIÓN EN EL CARTER

Este tipo de válvula limita la presión de succión en el compresor a un límite previamente establecido con el fin de evitar que se produzca una sobrecarga del motor del compresor. El ajuste de la válvula se efectúa mediante un resorte de presión, la modulación de la válvula va: desde totalmente abierta hasta totalmente cerrada como respuesta a la presión de salida, cerrándose al elevarse ésta. Ver figura 12.

La válvula reguladora de la presión del carter debe situarse en la línea de succión, entre el evaporador y el compresor.

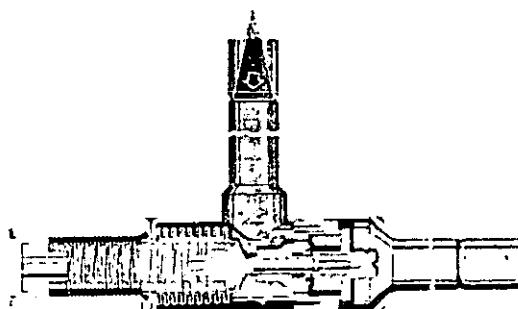


Figura 12. Sección transversal de una válvula reguladora de presión del cárter

II.4.7 VÁLVULA REGULADORA DE PRESIÓN EN EL CARTER

Esta válvula llamada EPR, actúa en forma similar al regulador de presión del cárter a excepción de que ésta responde a la presión de entrada, esta válvula debe colocarse en la línea de succión a la salida del evaporador. Una válvula EPR tiene una modulación de: totalmente abierta o totalmente cerrada, se cierra cuando la presión de entrada disminuye y su única función consiste en evitar que la presión del evaporador descienda de un valor previamente determinado para el que ha sido calibrado el regulador. Ver figura 13.

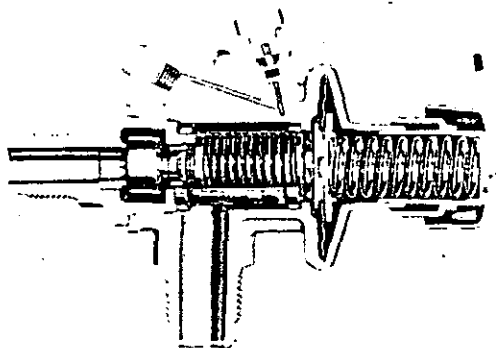


Figura 13. Sección transversal de una válvula reguladora de presión.

II.4.8 VÁLVULA DESVIADORA DE GAS CALIENTE

Las válvulas desviadoras de gas caliente se utilizan cuando se requiere modular la capacidad del compresor y al mismo tiempo evitan que la presión de succión descienda a niveles bajos que son inconvenientes. Pueden modularse desde totalmente abiertas o totalmente cerradas y se abren a respuestas a una disminución de la presión de salida. Ver figura 14.



Figura 14. Válvula desviadora de gas caliente.

II.4.9 VÁLVULA DE UNA SOLA DIRECCIÓN

Frecuentemente se desea evitar que el refrigerante invierta la dirección del flujo durante una interrupción del ciclo o durante una modificación en el ciclo del funcionamiento. Una simple válvula operada por un resorte que permite el flujo únicamente en una dirección y se cierra si las presiones son tales que pudiera deducirse una inversión del flujo.

Las válvulas de retención utilizadas en los sistemas de refrigeración deben ser operadas por resorte para evitar el ruido y las vibraciones que pueden ser producidas por pulsaciones en el flujo de refrigerante.

II.4.10 VÁLVULA DE SERVICIO DEL COMPRESOR

Las válvulas de servicio de succión y de descarga del compresor son válvulas de cierre con un vástago accionado manualmente. La mayoría de las válvulas de servicio están equipadas con una conexión para manómetros de modo que la presión de funcionamiento del refrigerante pueda observar.

Cuando la válvula se asiente en la parte posterior, (el vástago girado hasta el tope hacia fuera) la conexión del manómetro se cierra y la válvula está abierta. Si la válvula asienta en la parte anterior (el vástago girado hasta el tope hacia adentro) se abre la conexión del manómetro comunicándose con el compresor y se cierra la conexión de la línea.

CAPÍTULO III

CARGA DE REFRIGERACIÓN COMO FACTOR DE AHORRO DE ENERGÍA

OBJETIVO PARTICULAR:

Identificar las causas que provocan la carga de refrigeración, así como también el procedimiento para calcular la ganancia de calor en un cuarto de refrigeración.

El calor es una forma de energía la cual está presente en cualquier cuerpo; el Sol, las personas, los alimentos, el aire, los motores, etc., emiten calor. Un sistema de refrigeración está expuesto a la entrada de calor proveniente de diversas fuentes (calor a través de paredes, infiltración de aire, carga del producto y carga suplementaria) y la suma de estas es lo que se llama carga de refrigeración.

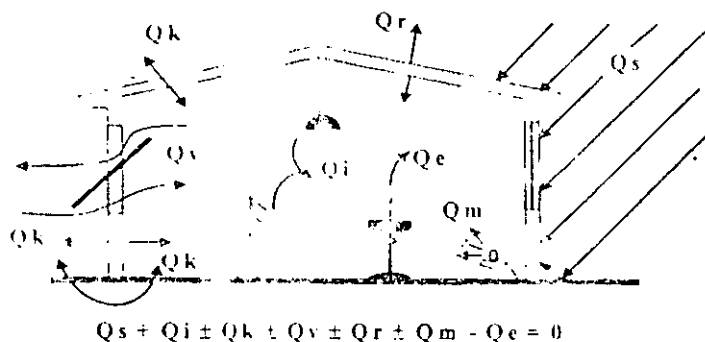
Este tema es de gran importancia, ya que la carga de refrigeración es una de las variables a considerar para la selección de los componentes de un sistema de refrigeración; una carga mal calculada puede dar como consecuencia un mal funcionamiento en el sistema.

Mencionaremos a manera de ejemplo una situación que puede ocurrir por un mal cálculo de carga de refrigeración.

- Una transmisión de calor a través de las paredes del cuarto refrigerado mal calculada dará como resultado una carga de refrigeración excesiva o muy inferior a lo que realmente necesitamos extraer del cuarto; por consiguiente, tendremos una selección de equipo de mayor o menor capacidad a lo requerido, en ambos casos tendremos un desperdicio de energía debido a que no es el equipo óptimo. Un equipo de mayor capacidad a la requerida trabajará con baja eficiencia, ya que la superficie de sus intercambiadores de calor será muy grande para la cantidad de calor que se necesita extraer, y nos puede ocasionar sobrecalentamiento del refrigerante, aumentando su volumen específico y consumiendo mayor energía en el compresor. Un equipo de menor capacidad no podrá absorber la cantidad de calor que se necesita extraer del cuarto refrigerado.

Es por esta razón que el cálculo adecuado de la carga de refrigeración es muy importante para elegir el componente adecuado y que éste funcione con el máximo aprovechamiento de energía.

A continuación analizaremos diversas fuentes que proporcionan calor a un espacio refrigerado.



Q_s = Calor por radiación solar, Q_v = Carga de calor por ventilación,
 Q_i = Carga interna de calor, Q_m = Calor por medios mecánicos,
 Q_k = Calor por conducción, Q_e = Calor por evaporación,
 Q_r = Calor por radiación.

Figura 15. Entradas de calor en un cuarto de refrigeración.

En la figura se muestran las fuentes de calor causadas por:

(1) TRANSMISIÓN DE CALOR.

La diferencia de temperatura que existe entre la mayor temperatura del exterior y la temperatura menor del interior provoca un flujo de calor hacia el cuarto de refrigeración.

También la radiación del sol sobre el techo y paredes provocan un flujo de calor.

(2) INFILTRACIÓN DEL AIRE.

El aire infiltrado por el abrir y cerrar de las puertas de las cámaras de refrigeración.

El aire que penetra al cuarto por las grietas en la construcción o por sellos de las puertas.

(3) CARGAS DEBIDAS AL PRODUCTO.

Esta carga consiste en extraerle cierta cantidad de calor al producto para bajar su temperatura hasta la temperatura del cuarto refrigerado; así como la carga de calor debido a la transpiración.

(4) CARGAS SUPLEMENTARIAS.

Estas cargas son causadas por las luces eléctricas, motores, herramientas y personas.

A continuación todos estos puntos se ven de una forma más detallada para el total conocimiento de cómo afectan estas cargas la operación del sistema de tal manera que pueda ajustarse el equipo para que trabaje a su máxima eficiencia.

III.1 TRANSMISIÓN DE CALOR.

La ganancia de calor a través de paredes, pisos y techos, variará según las siguientes características:

- a) Tipo de construcción.
- b) Área expuesta a diferentes temperaturas (superficie).
- c) Tipo y espesor del aislante.

- d) Diferencia de temperatura entre el espacio refrigerado y la temperatura ambiente.

III.1.1 CONDUCTIVIDAD TÉRMICA

El calor transferido por conducción varía directamente con el tiempo, área y diferencia de temperatura e inversamente con el espesor del material.

La transferencia de calor a través de cualquier material está sujeta por la resistencia de la superficie al flujo de calor, lo cual está determinado por el tipo de superficie (rugoso o suave), su posición (vertical u horizontal), las propiedades reflectivas, y la velocidad de flujo de aire sobre la superficie.

La conductividad térmica "K" se define como la intensidad de transferencia de calor a través de un material. Sus unidades en el sistema métrico son:

Kilocalorías/ (hora)(m² de área) diferencia de Temp. en °C), por centímetro de espesor.

En el sistema inglés son:

BTU/(hora)(Pie² de área)(diferencia de Temp. en °F), por pulgada de espesor.

EJEMPLO: Calcular la transferencia de calor a través de una pared durante 24 hrs, a través de 4 ft² de material de material de 2 in de espesor, con un factor de conductividad de K=0.40, si la diferencia de temperatura (D.T.) a través del material es de 60 °F.

$$Q = 0.40 \times 4 \text{ ft}^2 \times 24 \text{ horas} \times 60 \text{ °F (D.T.)} / 2 \text{ in de espesor} = \underline{\underline{1152 \text{ BTU}}}$$

III.1.2 CONDUCTANCIA

La conductancia térmica "C" se define como la intensidad de transferencia de calor que tiene lugar a través de un material en: $\text{Kcal}/(\text{hora})(\text{m}^2 \text{ de área})(\text{diferencia de temperatura en } ^\circ\text{C})$, o en $\text{Btu}/(\text{hora})(\text{pie cuadrado de área})(\text{diferencia de temperatura } ^\circ\text{F})$. Este es un factor utilizado frecuentemente con materiales de construcción, espacios de aire, etc., y difiere únicamente de la conductividad térmica en el hecho de que es un factor para un espesor dado de un material o miembro estructural, mientras que la conductividad térmica es un factor de transferencia de calor por centímetro o pulgada de espesor.

III.1.3 CONDUCTANCIA DE LA CAPA SUPERFICIAL DE AIRE

La transferencia de calor a través de cualquier material está relacionada con la resistencia superficial de aire al flujo de calor, y ésta se determina según el tipo de superficie, áspera o lisa; su posición, vertical u horizontal; sus propiedades reflectoras y la intensidad de flujo de aire sobre la superficie.

La conductancia de la capa superficial de aire se designa normalmente con "f_i" para superficies interiores, y "f_o" para superficies exteriores; se expresa en el sistema métrico en: $\text{kilocalorias}/(\text{hora})(\text{m}^2 \text{ de área})(\text{diferencia de temperatura en } ^\circ\text{C})$, y en el sistema inglés en: $\text{BTU}/(\text{hora})(\text{pie}^2 \text{ de área})(\text{diferencia de temperatura en } ^\circ\text{F})$.

Resulta bastante aproximado para la mayoría de los cálculos tomar $f_i = 1.65$ para paredes interiores sin movimiento de aire, y $f_o = 6$ para paredes exteriores expuesta a vientos hasta de 24 km, por hora.

III.1.4 RESISTENCIA TÉRMICA

La resistencia térmica "R" se define como la resistencia de un material al flujo de calor, y es por definición, el recíproco del coeficiente de transferencia de calor.

$$R=1/c$$

Sus unidades son:

$$R = \frac{(\text{diferencia de temp. en } ^\circ F)(\text{pie}^2 \text{ de área})}{\text{BTU / hora}}$$

Por ejemplo un material con una conductancia $C=0.25$, tendrá una resistencia "R" de:

$$R = \frac{1}{C} = \frac{1}{0.25} = 4 \frac{(^{\circ}F \cdot \text{pie}^2)}{\text{BTU / hora}}$$

Se requiere una diferencia de temperatura de $4^{\circ}F$ a través de un pie cuadrado de área o $1^{\circ}F$ de diferencia de temperatura a través de 4 pies cuadrados de área, para tener un flujo de calor de 1 BTU/hr. "R" es muy útil puesto que los valores de resistencia pueden sumarse en forma numérica.

$$R_{\text{total}}=R_1+R_2+R_3$$

En donde:

$R_1+R_2+R_3$ son resistencias individuales.

III.1.5 COEFICIENTE TOTAL DE TRANSFERENCIA DE CALOR

El coeficiente total de transferencia de calor "U", se define como la intensidad de transferencia de calor a través de un material o miembro estructural compuesto por paredes (laterales) paralelas. El factor "U" como se le denomina comúnmente, es el coeficiente de transferencia de calor resultante después de tener en cuenta la conductividad térmica y conductancia de la capa superficial.

Se expresa en términos de kilocalorías/(Hora)(m² de área)(diferencia de temperatura en °C), o en BTU/(Hora)(ft² de área)(dif. de Temp. en °F).

Normalmente este coeficiente se aplica a estructuras compuestas, tales como paredes, techos y tejados.

La forma más sencilla para calcular el factor "U", es hallando primero resistencia total "R total" y después recíproco.

$$R_{total} = \frac{1}{f_1} + \frac{1}{f_n} + \frac{1}{C_1} + \frac{X_2}{K_2} + \frac{X_3}{K_3}$$

$$U = \frac{1}{R_{total}}$$

En la ecuación anterior:

C₁ = Conductancia del material número 1.

K₂ y K₃ = Conductividades térmicas de los materiales 2 y 3

X₂ y X₃ = Espesores de los materiales 2 y 3.

Por ejemplo para calcular el factor U de una pared de dos pulgadas de grueso, cuyo material tenga un factor de $K=0.25$ y con una cara expuesta al aire exterior, el valor de U se halla del modo siguiente.

$$R_{\text{total}} = \frac{1}{f_i} + \frac{1}{f_a} + \frac{X}{k}$$

$$= \frac{1}{1.65} + \frac{1}{6.0} + \frac{2}{.25}$$

$$= .605 + .167 + 8$$

$$= 8.772$$

$$U = \frac{1}{R_{\text{total}}} = \frac{1}{8.772}$$

$$= .114 \text{ BTU/((hora)(pie cuadrado)(}^{\circ}\text{F D.T.)}$$

III.1.6 CARGA DE TRANSMISIÓN DE CALOR

Para fines de cálculo de la carga, el calor transferido a través de una pared dada puede calcularse mediante la ecuación básica de transferencia de calor:

$$Q = U \times A \times \text{D.T.}$$

Q = Transferencia de calor, kcal/ hora o BTU/hora o BTU/Hora.

U = Coeficiente de transferencia de calor total, Kcal/hora(m)($^{\circ}\text{C D.T.}$) o BTU/((hora)(pie²)($^{\circ}\text{F D.T.}$)

A = Área en metros cuadrados o en pies cuadrados.

D.T. = Diferencia de temperatura entre la temperatura de diseño exterior y la temperatura de diseño del espacio refrigerado, en $^{\circ}\text{C}$ o $^{\circ}\text{F}$.

Para la pared del ejemplo anterior, la transmisión de calor por hora, a través de un área de 90 pies cuadrados, con una temperatura interior de 0 °F y una temperatura exterior de 80°F, es:

$$\begin{aligned} Q &= U \times A \times D.T. \\ &= 0.114 \times 90 \text{ pies}^2 \times 80 \text{ }^{\circ}\text{F D.T.} \\ &= 821 \text{ BTU/hora} \end{aligned}$$

La ganancia de calor total por transmisión en un espacio refrigerado dado, puede hallarse de modo análogo determinado el factor U para cada parte de la estructura que circunda el espacio refrigerado y efectuando el cálculo como antes se ha expuesto.

Se han llevado a cabo muchos experimentos para determinar con exactitud los valores de transferencia de calor a través de todos los materiales de construcción y estructurales comunes. Ciertos materiales poseen una elevada resistencia al flujo de calor (una baja conductividad térmica) y se emplean, por consiguiente como aislante.

Existen diferentes tipos de aislantes, tales como asbesto, fibra de vidrio, corcho, metales reflectores y los nuevos materiales de espuma.

La mayoría de los buenos materiales aislantes poseen una conductividad térmica $K = 0.25$, o menor y los aislantes rígidos de espuma han llegado a factores de conductividad térmica de 0.12 a 0.15.

Los coeficientes de transmisión de calor para muchos de los materiales de construcción normalmente utilizados se encuentran en la tabla 3.

MATERIAL	DENSIDAD Libras/pie	TEMPERATURA MEDIA °f	CONDUCTIVIDAD k	CONDUCTANCIA c	RESISTENCIA	
					Por pulgada	Total
MATERIALES DE CONSTRUCCIÓN						
	140		12 0		08	
Concreto, Arena y Grava	120	75	5 0		20	
Ladrillo común	130	75	9 0		11	
Ladrillo de Fachada		75		66		1 52
Ladrillo Hueco de 2 Celdas, 6"		75		90		1 11
Bloque de Concreto, Arena y Grava, 8"		75		58		1 72
Bloque de Concreto, Cenizas, 8"	105	75	5 6		18	
Yeso para estucar, Arena						
MATERIALES AISLANTES						
Capa de lana mineral	0 5	75	32		3 12	
Capa de fibra de vidrio	0 5	75	32		3 12	
Placa de corcho	6 5-8 0	0	.25		4 0	
Placa de fibra de vidrio	9 5-11 0	-16	.21		4 76	
Uretano expandido, R-11		0	17		5 88	
Polestireno expandido	1 0	0	.24		4 17	
Placa lana mineral	15 0	0	.25		4 0	
Cubierta de techo aislante de 2"		75		18		5 56
Relleno suelto de lana mineral	2 0-5 0	0	23		4 35	
Perlite expandida	5 0-8 0	0	32		3 12	
TECHOS						
Techos de Asbesto-cemento	120	75		4 76		21
Asfalto en Rollo para Techos	70	75		6 50		15
Techo Prefabricado de 3/8"	70	75		3 0		33
Tejas de Madera		75		1 06		94
MATERIALES PARA PISOS						
Altombra con Bajo-altombra de Fibra		75		48		2 08
Altombra c/Bajo-altombra de hule espuma		75		81		1 23
Losa de Corcho de 1/8"		75		3 60		28
Terrazzo 1"		75		12 50		08
Loseta Asfáltica de vinilo o Linoleum		75		20 0		05
Subsuelo de Madera de 25/32"				1 02		98
Suelo de Madera de 3/4"				1 47		68
VIDRIO						
Vidrio Plano Sencillo				73		1 37
Vidrio Aislante Doble				49		2 04
Vidrio Aislante Triple				38		2 63
Ventanas de Tormenta				44		2 27
MATERIALES PARA ACABADOS						
Placa de Asbesto-Cemento	120	75	4 0		25	
Yeso de 3/4"	50	75		2 25		45
Triplay	34	75	80		1 25	
Revestimiento de Madera	20	75	38		2 63	
Fibracei	65	75	1 40		72	
Feltro Permeable al vapor		75		16 70		0 06
Película Plástica Impermeable		75				
MADERAS						
Madera Biselada de 1 x 8		75				
Arce, Roble, Madera Dura	45	75	1 10	1 23		81
Abeto, Pino, Madera Blanda	32	75	80		91	
					1 25	
VARIOS						
Agua			4 2		24	
Nieve			1 2-3 6		83- 27	
Tierra			7 2-12 0		14- 08	
Aserrín		75	45		2 22	

Tabla 3. Coeficientes de transmisión de calor.

III.1.7 TABLA DE CÁLCULO RÁPIDO PARA CÁMARAS FRIGORÍFICAS

En calidad de ayuda para el cálculo rápido de transmisión de calor a través de paredes aisladas, la tabla 4: indica la ganancia de calor en BTU por 1°F de diferencia de temperatura por pie cuadrado de superficie, por 24 horas, para diversos espesores de aislantes comúnmente utilizados, el espesor referido, es el del aislante y no el espesor total de la pared.

Por ejemplo, para hallar la transferencia de calor durante 24 hrs, a través de una pared de 6' x 8', aislada con 4 pulgadas de fibra de vidrio, cuando el exterior está expuesto a una temperatura de fibra de vidrio, cuando el exterior está expuesto a una temperatura ambiente de 95°F y la temperatura de la cámara de refrigeración es de 0°F, el cálculo se efectúa como sigue:

$$\text{Factor } 1.5 \times 48 \text{ pies}^2 \times 95^\circ \text{ D.T.} = 6840 \text{ BTU}$$

AISLANTE	Pulgadas de Aislante											
	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	
Poliuretano expandido Factor k=0.17	2.04	1.36	1.02	.815	.68	.58	.51	.45	.41	.37	.34	
Fibra de vidrio, corcho, placa y relleno de lana mineral y poliestireno expandido. Factor k= 0.25	3.0	2.0	1.5	1.2	1.0	.86	.75	.67	.60	.55	.50	
Aserrín. Factor k= 0.45	5.40	3.6	2.7	2.16	1.80	1.54	1.35	1.20	1.08	.98	.90	

VIDRIO	BTU por °F D.T. por pie cuadrado por 24 horas
Vidrio Sencillo	17.52
Doble Vidrio Aislante	11.76
Triple Vidrio Aislante	9.12

Tabla 4. Factores de cálculo rápido para la transmisión de calor a través de paredes aislantes. Btu por 1°F D.T. por pie cuadrado por 24 hrs.

III.2 INFILTRACIÓN DE AIRE

La cantidad de calor que entra en la cámara o refrigerador por este concepto depende del número de veces que se abran las puertas.

Cualquier cantidad de aire que penetre en el espacio refrigerado debe reducirse a la temperatura de almacenamiento, aumentando de este modo la carga de refrigeración, además, en caso de que el contenido de humedad del aire que ha penetrado, sea superior que el existente en el espacio refrigerado, el exceso de humedad se condensará y el calor latente de la condensación se añadirá a la carga de refrigeración.

Cuando se conoce la masa de aire exterior que entra al espacio en un periodo de 24 hrs, el calor ganado dentro del espacio como resultado de los cambios de aire depende de la diferencia de entalpías del aire a las condiciones interiores y exteriores y puede calcularse aplicando la siguiente ecuación:

$$\text{Carga por cambio de aire} = m(h_o - h_i)$$

Donde:

m = Masa de aire que entra en 24 horas al espacio.

h_o = Entalpía del aire exterior (Btu/lb).

H_i = Entalpía del aire interior (Btu/lb).

III.2.1 MÉTODO DE ESTIMACIÓN POR CARGA DE AIRE

La entrada y salida de personas a la cámara de refrigeración, normalmente varía con su tamaño y volumen. Por consiguiente, el número de veces que las puertas se abren dependerá del volumen y no del número de puertas.

La tabla 5 indica el promedio de cambios de aire en 24 horas, por la apertura de puertas e infiltración, para una cámara de almacenamiento refrigerada por encima de 0°C (32°F). Si se determina categóricamente que el empleo de la cámara de almacenamiento va a ser intenso o ligero, estos valores estarán sujetos a modificación.

Cuando la temperatura de almacenamiento de la carga de infiltración ya que el uso de la cámara será menor.

Volumen metros ³	Volumen pies ³	Cambios de aire cada 24 horas
6	200	44.0
8	300	34.5
11	400	29.5
14	500	26.0
17	600	23.0
23	800	20.0
28	1,000	17.5
42	1,500	14.0
57	2,000	12.0
85	3,000	9.5
113	4,000	8.2
142	5,000	7.2
170	6,000	6.5
226	8,000	5.5

283	10,000	4.9
425	15,000	3.9
566	20,000	3.5
708	25,000	3.0
850	30,000	2.7
1133	40,000	2.3
1416	50,000	2.0
2124	75,000	1.6
2832	100,000	1.4

Tabla 5. Promedio de cambios de aire.

III.2.2 MÉTODO DE ESTIMACIÓN POR VELOCIDAD DE AIRE

Otro medio para calcular la infiltración en un espacio refrigerado es por medio del flujo de aire a través de una puerta abierta.

Cuando se abre la puerta de un espacio de almacenamiento refrigerado la diferencia de densidad entre el aire frío y el aire caliente creará una diferencia de presión motivando al aire frío hacia fuera por la parte inferior de la puerta.

La velocidad promedio del aire es de 30 metros (100ft) por minuto para una entrada de puerta de 2.10 metros (7ft) de alto a una diferencia de temperatura de 16°C (60°F). La velocidad variará según la raíz cuadrado de la altura del paso de la puerta y según la raíz cuadrada de la diferencia de temperatura.

Por ejemplo: la intensidad de infiltración a través de una puerta de 2.40 metros (8ft) de alto y 1.20 metros (4ft) de ancho con una diferencia de temperatura de 38°C (100°F) entre la cámara de almacenamiento y la temperatura ambiente puede calcularse como sigue:

$$\text{Velocidad} = 100 \text{ ft/min} \times \frac{8}{7} \times \frac{100}{60} = 138 \text{ ft/min}$$

Intensidad estimada por infiltración:

$$138 \text{ ft/min} \times \frac{8' \times 4'}{2} = 2210 \text{ ft}^3/\text{min}$$

La velocidad de infiltración para diversas alturas de puertas y diferencias de temperaturas se presenta en la tabla 7.

Si puede determinarse el tiempo que se abre la puerta durante cada hora, podrá calcularse la infiltración promedio por hora y la ganancia de calor.

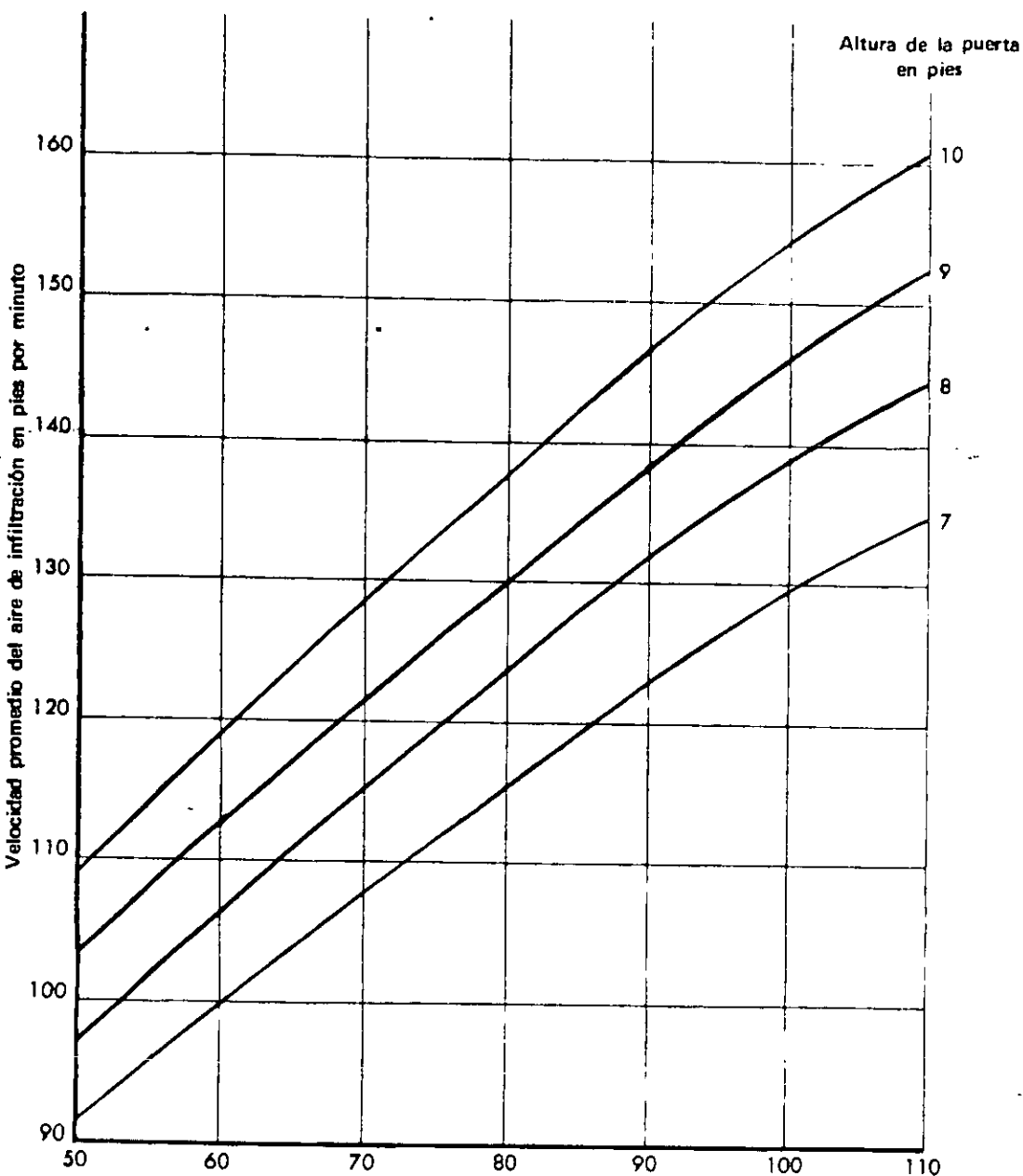


Tabla 7. VELOCIDAD DEL AIRE DE INFILTRACIÓN A TRAVÉS DE PUERTAS ABIERTAS

III.2.3 CARGA DE CALOR POR INFILTRACIÓN

Una vez determinada la intensidad de la infiltración, la carga de calor puede calcularse a partir de la ganancia de calor por metro cúbico (pie cúbico) de infiltración, según se establece en la tabla 8. Para cálculos precisos, en condiciones que no estén cubiertas por la siguiente tabla, la carga de calor puede determinarse, con la diferencia de entalpía entre el aire que entra y las condiciones del aire de la cámara de almacenamiento. Esto se lleva a cabo con mayor facilidad mediante el empleo de una carta psicométrica.

Temperatura de la cámara de almacenamiento en °F	Temperatura del aire exterior en °F							
	85		90		95		100	
	Porcentaje de la humedad relativa							
	50	60	50	60	50	60	50	60
65	0.65	0.85	0.93	1.17	1.24	1.54	1.58	1.95
60	0.85	1.03	1.13	1.37	1.44	1.74	1.78	2.15
55	1.12	1.34	1.41	1.66	1.72	2.01	2.06	2.44
50	1.32	1.54	1.62	1.87	1.93	2.22	2.28	2.65
45	1.50	1.73	1.80	2.06	2.12	2.42	2.47	2.85
40	1.69	1.92	2.00	2.26	2.31	2.62	2.67	3.06
35	1.86	2.09	2.17	2.43	2.49	2.79	2.85	3.24
30	2.00	2.24	2.26	2.53	2.64	2.94	2.95	3.35

Temperatura de la cámara de almacenamiento en °F	Temperatura del aire exterior							
	40		50		90		100	
	Porcentaje de la humedad relativa							
	70	80	70	80	70	80	70	80
30	0.24	0.29	0.58	0.66	2.26	2.53	2.95	3.35
25	0.41	0.45	0.75	0.83	2.44	2.71	3.14	3.54
20	0.56	0.61	0.91	0.99	2.62	2.90	3.33	3.73
15	0.71	0.75	1.06	1.14	2.80	3.07	3.51	3.92
10	0.85	0.89	1.19	1.27	2.93	3.20	3.64	4.04
5	0.98	1.03	1.34	1.42	3.12	3.40	3.84	4.27
0	1.12	1.17	1.48	1.56	3.28	3.56	4.01	4.43
-5	1.23	1.28	1.59	1.67	3.41	3.69	4.15	4.57
-10	1.35	1.41	1.73	1.81	3.56	3.85	4.31	4.74
-15	1.50	1.53	1.85	1.92	3.67	3.96	4.42	4.86
-20	1.63	1.68	2.01	2.09	3.88	4.18	4.66	5.10
-25	1.77	1.80	2.12	2.21	4.00	4.30	4.78	5.21
-30	1.90	1.95	2.29	2.38	4.21	4.51	4.90	5.44

Tabla 8. Carga de infiltración
(BTU por pie cúbico)

III.3 CARGA DEBIDA AL PRODUCTO

La carga debida al producto es la cantidad de calor que hay que extraerle al producto para bajar su temperatura hasta la temperatura del cuerpo refrigerado. Esta carga puede deberse a:

- 1) Colorear un producto a una temperatura mayor que la del cuarto.
- 2) Un proceso de congelación.
- 3) El calor de transpiración de algunos productos alimenticios.

La carga total del producto será la suma de los diversos tipos de carga que existen para el caso particular.

III.3.1 CALOR DE TRANSPIRACIÓN

En la conservación de frutas y verduras, aún cuando ya han sido cosechadas de la tierra o árbol en donde se cultivan, continúan siendo organismos vivientes los cuales se hallan, sujetos a cambio durante su almacenamiento. Estos cambios son debidos a la respiración, proceso en que el oxígeno del aire se combina con el carbono de los tejidos del fruto. Durante dicho proceso se desprende energía en forma de calor. Las carnes y el pescado no tienen un proceso de vida posterior por lo que no generan calor alguno.

La cantidad de calor cedido depende del producto en cuestión y de su temperatura de almacenamiento.

El cálculo de las pérdidas por transmisión se realiza por medio de la siguiente fórmula:

Kilos x Coeficiente de transpiración en frig/día x kilo.

III.3.2 PROPIEDADES Y CARACTERÍSTICAS DE CIERTOS PRODUCTOS.

Las tablas en el apéndice A contienen características de varios productos, los cuales son esenciales para calcular la carga del producto que se va a refrigerar. La primera tabla se refiere a productos alimenticios, la segunda abarca materiales sólidos y la tercera cubre lo referente a líquidos.

III.3.3 CALOR SENSIBLE ARRIBA DEL PUNTO DE CONGELACIÓN

La mayoría de los productos que se colocan en un refrigerador se encuentran a una temperatura de almacenamiento. Debido a que muchos alimentos contienen un alto porcentaje de agua, su reacción con respecto a la pérdida de calor es completamente diferente arriba y debajo del punto de congelación. Por encima del punto de congelación el agua se mantiene en forma líquida, mientras que debajo del punto de congelación el agua ha cambiado su estado para convertirse en hielo.

Tal como se ha indicado anteriormente, el calor específico de un producto se define como los BTU requeridos para elevar la temperatura de una libra de sustancia 1°F. Nótese que en la tabla de características de productos alimenticios, el calor específico del producto que se encuentra por encima del punto de congelación, es distinto del calor específico que se encuentra por debajo del mismo.

Para conocer la cantidad de calor que debe extraerse al producto, para reducir su temperatura por encima del punto de congelación, deben conocerse los siguientes factores:

- a) Cantidad en kilos o libras del producto que entra diariamente en el cuarto.

- b) Diferencia de temperatura del producto en su entrada y la que debe obtenerse en su interior.
- c) Calor específico del producto a enfriar.

Una vez encontrados los factores anteriores se aplica la siguiente fórmula:

$$Q = W \times C \times (T_1 - T_2)$$

Q = BTU que deben removerse.

W = Peso del producto en lbs o kg.

C = Calor específico.

Por ejemplo:

El calor que debe ser extraído para refrigerar 800 lbs de carne de cordero, (cuyo punto de congelación 29°F) desde 42 °F y sabiendo que su calor específico es 0.67 puede calcularse como sigue:

$$\begin{aligned} Q &= W \times C \times (T_1 - T_2) \\ &= 800 \times 0.67 \times (42-20) \\ &= 11,792 \text{ BTU} \end{aligned}$$

III.3.4 CALOR SENSIBLE DE CONGELACIÓN

El calor latente de fusión o de congelación para diversos líquidos se proporciona en la tabla de propiedades de líquidos. Las sustancias como son los metales, los cuales no contienen agua, no tienen punto de congelación y por consiguiente, no se ve implicado el calor latente de fusión al hacer descender la temperatura.

Sin embargo, la mayoría de los productos alimenticios contienen un elevado porcentaje de agua. Con el fin de calcular la cantidad de calor que se necesita extraer para congelar un producto, únicamente debe tenerse en consideración el agua.

Cuando ya no se trata de la simple conservación del género en tiempo limitado, sino que se requiere la congelación del producto, se tiene que calcular la cantidad de calor que se necesita extraer para congelar dicho producto, tomando en consideración los siguientes factores:

- a) Puesto que el calor del agua es 144 Btu/lb, el calor latente de fusión para el producto puede calcularse multiplicando 144 Btu/lb por el porcentaje del contenido de agua que se encuentra en la tabla de características de productos alimenticios columna 5.
- b) Peso del producto en lbs.

En consecuencia el calor latente de congelación que debe extraerse de un producto puede calcularse como:

$$Q = W \times h_{if}$$

Q = Btu que deben extraerse.

W = Peso del producto en libras.

h_{if} = Calor latente de fusión en Btu/lb.

III.3.5 CALOR SENSIBLE POR DEBAJO DEL PUNTO DE CONGELACIÓN

Una vez que se ha congelado el contenido de agua en un producto, puede seguirse enfriando sensiblemente, de igual modo que sucede por encima del punto de congelación, con la excepción de que el hielo en el producto produce un cambio específico.

El calor que debe extraerse de un producto para reducir su temperatura por debajo del punto de congelación para calcularse como sigue.

$$Q = W \times C_i \times (T_c - T_f)$$

Donde:

Q = Calor que debe extraerse (BTU o kcal).

W = Peso del producto (lb o kg).

C_i = Calor específico por debajo del punto de congelación.

T_c = Temperatura de congelación (°F o °C).

T_f = Temperatura final (°F o °C).

Por ejemplo, el calor que debe extraerse para enfriar 1000 lb de carne de ternera desde 29°F o 0°F puede calcularse como sigue:

$$\begin{aligned} Q &= W \times C_i \times (T_c - T_f) \\ &= 1000 \times 0.39 \times (29^\circ\text{F} - 0^\circ\text{F}) \\ &= 11,310 \text{ BTU.} \end{aligned}$$

III.3.6 CARGA TOTAL DE PRODUCTO

La carga total del producto es la suma de las cargas individuales que según el caso puede ser: el calor sensible por encima del punto de congelación, el calor latente de congelación y el calor sensible por debajo del punto de congelación.

II.4 CARGA SUPLEMENTARIA

Además del calor transmitido al espacio refrigerado a través de las paredes, infiltración de aire y carga del producto, la ganancia de calor procedentes de otras fuentes deberá incluirse para la estimación de la carga de refrigeración total.

Estas fuentes pueden ser: las personas que trabajan u ocupan el espacio refrigerado, iluminación eléctrica, calefactores, motores eléctricos y ventiladores.

III.4.1 ILUMINACIÓN ELÉCTRICA Y CALEFACTORES

Toda energía eléctrica disipada directamente en el espacio refrigerado, como luces, calefactores, etc., se convierte en calor y debe incluirse en la carga térmica. Un watt – hora es igual a 3.41 Btu.

III.4.2 MOTORES ELÉCTRICOS

En el cálculo de ganancias de calor debe tenerse en cuenta el calor que aportan los motores y ventiladores en los sistemas empleando evaporadores de aire forzado. Cualquier pérdida del motor motivado por fricción o ineficiencia se traducirá en energía calorífica. La porción de energía eléctrica convertida en esfuerzo útil existe sólo brevemente como energía mecánica, la cual es transferida al medio fluido aumentando su velocidad, y a medida que el fluido pierde su velocidad debido a la fricción, se convierte totalmente en energía de calor.

Por lo común existe la creencia de que si se coloca un motor eléctrico en el exterior de la cámara y el ventilador en el interior, acoplado por medio de una flecha, no se transmite calor al espacio refrigerado. Toda la energía eléctrica convertida en energía mecánica se transforma en energía calorífica.

Para poder sacar estas pérdidas por calor tenemos que ocupar la relación conocida como "equivalente mecánica de calor" por lo cual sabemos que un caballo de vapor equivale a 632 calorías a extraer por hora. Basta, con multiplicar la potencia en C.V. del motor empleado para mover el ventilador por la cifra y se tendrán las frigorías que deberán añadirse a las pérdidas totales resultantes por hora.

III.4.3 CARGA DEBIDA A PERSONAS

El cuerpo humano disipa constantemente calor y humedad. La cantidad de calor depende del tipo de actividad, temperatura y tiempo dentro del espacio refrigerado etc. La tabla 8 indica la carga de calor promedio debida a las personas que se encuentran dentro del espacio refrigerado, aclarando que para permanencias de corta duración la ganancia de calor será algo superior.

Temperatura del Refrigerador en °F	Calos disipado/persona BTU/hora
50	720
40	840
30	950
20	1,050
10	1,200
0	1,300
-10	1,400

Tabla 8. Calor disipado por las personas dentro del espacio refrigerado.

III.4.4 CARGA SUPLEMENTARIA TOTAL

La carga suplementaria total es la suma de los factores individuales que contribuyen a ésta. Por ejemplo, la carga suplementaria total en un almacén refrigerado manteniendo a 0°F, en el que existen 200 watts de luz eléctrica, un motor de 2 HP que acciona un ventilador y dos personas trabajando continuamente, será de:

$$200 \text{ Watts} \times 3.41 \text{ btu/hr} = 682 \text{ BTU/hr.}$$

$$\text{Motor de 2 HP} \times 2,950 \text{ Btu/hr} = 5,900 \text{ Btu/hr.}$$

$$\begin{array}{rcl}
 2 \text{ personas} \times 1300 \text{ Btu/hr} & = & 2,600 \text{ Btu/hr} \\
 \text{Carga suplementaria total} & = & 9,182 \text{ Btu/hr.}
 \end{array}$$

III.5 EJEMPLO PARA EL CÁLCULO DE LA CARGA

El método exacto para estimar una carga de refrigeración estriba en considerar cada factor por separado. El ejemplo que sigue ilustrará un procedimiento típico de selección.

Cámara frigorífica con 4 pulgadas de aislante de fibra de vidrio, situada en la sombra.

Dimensiones exteriores: 8 pies de altura, 10 pies de ancho y 40 pies de largo. Volumen interior: 3,000 pies cúbicos.

Área de suelo (dimensiones exteriores): 400 pies cuadrados, con cimientto de losas en contacto con el piso.

Temperatura ambiente: 100°F y humedad relativa: 50%.

Temperatura el suelo: 55°F.

Temperatura del refrigerador: 40 °F.

Motor del ventilador de ½ HP funcionando continuamente.

Dos lámparas de 100 watts encendidas 12 horas por día.

Ocupación: 2 hombres durante 2 horas por día.

En almacenamiento: 500 libras de lechuga y

1000 libras de ejote.

Producto entrante: 500 libras de tocino a 50°F

1000 libras de cerveza a 80 °F.

Tienen que reducirse a la temperatura de almacenamiento en 24 horas.

Intenso empleo de la puerta.

REFERENCIA AL
CAPÍTULO 3

CÁLCULO DE LA CARGA DE REFRIGERACIÓN

CÁLCULO PARA: Nombre del cliente CALCULADO POR: Ernesto
FECHA 15- Ene-01

APLICACIÓN Cámara de refrigeración ALTO 8'
Temp. DEL CUARTO 40°F 50% H.R. CAMARA LARGO 40'
TE.P. AMBIENTE 100 °F ANCHO 10'
DIF. DE Temp. (DT) 60°F VOLUMEN 3000ft

CARGA DEL PRODUCTO GROSOR: 4"

15 lb de cerveza a 80°F, 1000 lb de ejote, AISLAMIENTO
500 lb de tocino a 50°F y 500 lb de lechuga TIPO FIBRA DE VIDRIO

LUCES, MOTORES 200 watts EN 12 hrs, ½ HP, continuamente.
2 hombres en 2 horas al día

TABLAS

Pág 76
Pág 77

CARGA DE TRANSMISIÓN DE CALOR BTU/24 HRS

PAREDES LATERALES 40' L x 8' A x 2 = 640 área x 60°F D.T. x 1.5 factor = 57,600
PAREDES FRONTALES 10' L x 8' A x 2 = 160 área x 60°F D.T. x 1.5 factor = 14,400
TECHO 40' L x 10' A = 400 área x 60°F D.T. x 1.5 factor = 36,000
PISO 40' L x 10' A = 400 área x 15°F D.T. x 1.5 factor = 9,000

TABLAS

Pág 79,82

Pág 84-89

INFILTRACIÓN DE AIRE

VOLUMEN: 3000ft x 9.5 cambios de aire c/24 hrs x 2 factor de uso x 2.67 BTU/ft=152,190

CARGA DEL PRODUCTO

Reducción de la temperatura del producto |

500 lb x 0.5 calor específico x (50 - 40) D.T. = 2,500
15,000 lb x 1.0 calor específico x (80 - 40) D.T. = 600,000

Calor latente de congelación.

Calor de Evolución

0.25 tons x 2,700 BTU/24 hrs calor de evolución = 675 BTU/24 hrs.
0.50 tons x 9,700 BTU/24 hrs. calor de evolución = 4,850 BTU/24 hrs.

CARGA SUPLEMENTARIA

200 watts x 12 horas x 3.42 BTU/hr. = 8,208 BTU/24 hrs
½ HP x 24 horas x 4,250 BTU/hr = 51,000 BTU/24 hrs
2 personas x 2 horas x 840 BTU/hr = 3,360 BTU/24 hrs

BTU/24 hrs.

CARGA TOTAL DE REFRIGERACIÓN EN 24 HORAS 822,783

CAPACIDAD DEL COMPRESOR BASADA EN 16 HRS DE OPERACIÓN 51,424

CAPÍTULO IV

SELECCIÓN ADECUADA DE LOS EQUIPOS DE REFRIGERACIÓN

OBJETIVO PARTICULAR:

Conocer las variables requeridas para llevar a cabo el proceso de selección de compresores, evaporadores, condensadores, válvulas de expansión y de esta manera tener un máximo de eficiencia del uso de energía del componente en cuestión.

La adecuada selección del equipo de refrigeración da un ahorro de energía considerable, es por ello, que en este capítulo se tratará de este aspecto, tomando en cuenta todas las variables dentro de dicho proceso.

Una vez determinada la carga de refrigeración, es necesario establecer las condiciones a las cuales trabajará el equipo para poder determinarlo.

IV.1 TEMPERATURA DE EVAPORACIÓN

Es la temperatura a la cual el refrigerante saturado se evapora dentro del serpentín del evaporador.

$$T. \text{ EVAP.} = \text{Temp. DE CÁMARA} - D.T. \text{ EVAPORACIÓN.}$$

Donde:

- TEMP. DE CÁMARA: es la temperatura requerida por el producto para su almacenaje y la proporciona el cliente o se localiza en la tabla: "Condiciones de almacenamiento y propiedades de productos alimenticios".
- D. T. EVAPORACIÓN.- (Diferencial de temperatura de evaporación). Es la diferencia de temperatura entre el evaporador y el aire de la cámara y su humedad depende de la humedad relativa (H.R.), la cual varía según el producto y su tiempo de almacenaje. La H.R. se obtiene de la tabla: "Condiciones de almacenamiento y propiedades de productos alimenticios".

Ya con el valor de la H.R. se entra en la sig. Tabla (9) y se determina el D.T. correspondiente.

Rango de temperatura	Humedad relativa deseada	Diferencia de temperatura (Refrigerante con respecto al aire)
25°F a 45°F	90%	8°F a 12°F
25°F a 45°F	85%	10°F a 14°F
25°F a 45°F	80%	12°F a 16°F
25°F a 45°F	75%	16°F a 22°F
10°F e inferior	-	15°F o menor

Tabla 9. Humedad relativa

Con el valor se entra en la tabla anterior y se determina el DT correspondiente.

IV.2 TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN

Es la temperatura a la cual el gas refrigerante se condensa dentro del serpentín del condensador, y depende del medio de condensación utilizado (aire o agua) y de la temperatura de diseño).

$$T_1 \text{ COND} = \text{TEMP}_1 \text{ AMBIENTE} + \text{DT CONDENSACIÓN}$$

Donde:

- TEMP AMBIENTE: Es la temperatura ambiente del lugar de instalación del equipo: Úsese temperatura de bulbo seco para condensadores enfriados por agua.
- DT CONDENSACIÓN: (Diferencial de temperatura de condensación). Es la diferencia que existe entre la temperatura del refrigerante en el condensador y la temperatura del aire (agua) ambiente. Su valor varía entre 10 y 15°C, según la temperatura ambiente, pues a temperatura

ambiente alta úsese 10°C y a temperatura ambiente baja, úsese 15°C, buscando siempre una temperatura de condensación óptima alrededor de 50°C.

Antes de iniciar la selección del equipo de un sistema, es conveniente tener todos los datos necesarios, tales como:

- Temp. Evaporación.
- Temp. de condensación.
- Temp. cámara
- Temp. ambiente
- Capacidad requerida.
- DT condensación.
- H.R.
- DT evaporación.
- Altitud.
- Refrigerante

IV.3 SELECCIÓN DE COMPRESORES

DATOS NECESARIOS:

- a) T. Evap.- Temperatura de evaporación (°C).
- b) T. Cond.- Temperatura de condensación (°C).
- c) Q. Req.- Capacidad requerida por el cliente (kcal/hr).
- d) Catálogo de compresores. (ver apéndice B anexo 1).

SECUENCIA:

1. Con la T. Evaporación y Q. Req. entramos en el catálogo de selección correspondiente y escogemos la máquina que nos de una capacidad ligeramente mayor que la requerida, y anotamos el modelo.
2. Con T. de condensación, y el tipo de refrigerante que use el modelo seleccionado, buscamos el factor de corrección en la apéndice B anexo 2.
3. Multiplicamos la capacidad que aparece en las tablas de selección por el factor de corrección determinado (1x2) y encontraremos la capacidad real (QR) que nos dará la máquina bajo las condiciones inicialmente mencionadas.

IV.4 SELECCIÓN DE UNIDAD DE CONDENSACIÓN

DATOS NECESARIOS:

- a) T. evap.- temperatura de evaporación en °C.
- b) Q. Req.- Capacidad requerida por el cliente en kcal/hr.
- c) T. amb.- Temperatura ambiente en °C.
- d) Tabla de unidades de condensación enfriadas por aire. (Ver apéndice B, anexo 3).

SECUENCIA:

1. Con la Temp. de evaporación y la capacidad requerida entrar a la lista de unidades de condensación y seleccionar el modelo adecuado.
2. En base a la Temp. ambiente y al tipo de refrigerante correspondiente, entrar a la tabla de factores de corrección por temperatura ambiente, y determinar el factor resultante.

3. Calcular "QR" multiplicando la capacidad leída en la tabla de selección por el factor de corrección encontrando en el punto 2.

IV.5 SELECCIÓN DE EVAPORADORES

DATOS NECESARIOS:

- a) QR.- Capacidad real del compresor, en kcal/hr.
- b) DT evap.- Diferencial de temperatura de evaporación en °C.
- c) T cám.- temperatura en °C.
- d) Lista de unidades de evaporadores. (Apéndice B, Anexo 5)

SECUENCIA:

1. Dividir Qr entre DT evap. Para obtener la capacidad por cada grado centigrado.

$$QR/1^{\circ}C = \frac{QR}{DT_{evap}} = kcal/hr^{\circ}C$$

2. De acuerdo con la temperatura de cámara, seleccionar el tipo de evaporadores según su aplicación en apéndice B, anexo 5.
3. Entrar a la tabla de selección de evaporadores escogida con el valor de QR/1°C obtenido en el punto 1) y seleccionar el número de modelo más adecuado a esta capacidad.
4. Multiplicar la capacidad leída (1°C) en el punto 3 por DT evaporación y obtener la Q nominal del evaporador.

IV.6 SELECCIÓN DE VÁLVULAS DE EXPANSIÓN

DATOS NECESARIOS:

- a) T. evaporación en °C.
- b) T. condensación en °C.
- c) QR.- Capacidad real del compresor en kcal/hr.
- d) Tipo de refrigerante.
- e) Lista de válvulas (ver apéndice B, anexo 6).

SECUENCIA:

1. Seleccionar la válvula de expansión que tenga una capacidad ligeramente mayor a la capacidad del compresor.
2. Con la T. de evaporación y el tipo de refrigerante, encontrar el factor de corrección.
3. Multiplicar la capacidad obtenida en el inciso 1) x el inciso 2) para obtener la capacidad real de la válvula.

IV.7 EJEMPLO PARA LA SELECCIÓN DE EQUIPO

Ejemplo: seleccionar los componentes más adecuados de acuerdo a las siguientes variables.

- a) Temperatura de evaporación: -5°C
- b) Temperatura de condensación: 50°C
- c) Temperatura ambiente: 35°C
- d) Temperatura de la cámara: 3.88 °C
- e) D.T. de condensación: 10°C
- f) D.T. de evaporación: 8.88°C
- g) Capacidad requerida (Q_r): 13,350 kcal/hr
- h) Refrigerante R12.

SELECCIÓN DE COMPRESORES

DATOS NECESARIOS:

- a) T. Evap: -5°C
- b) T. Cond: 50°C
- c) Q. Req: $13,350 \text{ kcal/hr}$
Apéndice B, anexo 1.

SECUENCIA:

1. Con la temperatura de evaporación y Q. Req. escoger el modelo más adecuado (ver apéndice B, anexo 1).

Modelo: MC1000A HP

$$Q_{\text{modelo}} = 14,260 \text{ kcal/hr}$$

2. Con la T. Cond y el refrigerante encontrar el factor de corrección. (ver apéndice B, anexo 1).

Factor de corrección: 0.9402_0

3. Multiplicar incisos 1) y 2) para obtener la capacidad real que nos dará el modelo seleccionado.

$$Q_{\text{real}} = 14,260 \text{ kcal/hr} \times 0.9402 = 13,407 \text{ kcal/hr}$$

SELECCIÓN DE CONDENSADORES

DATOS NECESARIOS:

- a) T. Evap: -5°C
- b) T. Cond: 50°C
- c) Q. Req: $13,350 \text{ kcal/hr}$
- d) T. Amb: 35°C
- e) DT. Con: 10°C

SECUENCIA:

1. Con la T. evaporación y Q. Req. escoger el modelo más adecuado (ver apéndice B, anexo 2).

$$\text{Modelo} = \text{A1000} \quad 10 \text{ HP} \quad Q_{\text{modelo}} = 14,260 \text{ kcal/hr}$$

2. Con la T. Amb. Y el refrigerante encontrar el factor de corrección (ver apéndice B, anexo 2).

$$\text{Factor de corrección} = 0.9375$$

3. Multiplicar incisos 1) y 2) para obtener la capacidad real que nos dará el modelo seleccionado.

$$Q_{\text{real}} = 14,260 \text{ kcal/hr} \times 0.9375 = 13,368 \text{ kcal/hr.}$$

SELECCIÓN DE EVAPORADORES

DATOS NECESARIOS:

- a) T. Cam: 3.88°C
- b) DT. Eva: 8.88°C

Capacidad real del compresor = 13,407 kcal/hr.

SECUENCIA:

1. Dividir capacidad real del compresor entre D.T. evaporación.

$$QR/1^{\circ}\text{C} = QR/DT \text{ evap.} = \text{kcal/hr } ^{\circ}\text{C}$$

$$QR/1^{\circ}\text{C} = \frac{13,407 \text{ Kcal/hr}}{8.88^{\circ}\text{C}} = 1509.82 \text{ kcal/hr } ^{\circ}\text{C}$$

2. Con la temp. de la cámara seleccionar el modelo de evaporador. (ver apéndice B, anexo 3).

MODELO FMA

3. Seleccionar el modelo más adecuado a la capacidad obtenida en el punto 1).

FMA – 1015

$$QR/1^{\circ}\text{C} = 1692 \text{ KCAL/HR } ^{\circ}\text{C}$$

Capacidad del modelo

4. Multiplicar la capacidad leída en el inciso 3) por D.T. evaporación y obtener la capacidad real del evaporador.

$$Q_{\text{real}} = 1692 \text{ kcal/hr } ^{\circ}\text{C} \times 8.88^{\circ}\text{C} = 15024 \text{ kcal/hr.}$$

VÁLVULAS DE EXPANSIÓN

DATOS NECESARIOS:

- a) T. Evap: -5°C
- b) T. Cond: 50°C

Capacidad real del compresor = 13,407 kcal/hr.

SECUENCIA:

1. Seleccionar la válvula de expansión que tenga una capacidad ligeramente mayor a la capacidad del compresor.

MODELO VT – 300 Capacidad: 14,000 kcal/hr.

2. Con la T. Evap. y el refrigerante encontrar el factor de corrección.

Factor de corrección = 1.02

3. Multiplicar la capacidad obtenida en el inciso 1) x el inciso 2).

$Q_{\text{real}} = 13,500 \text{ kcal/hr} \times 1.02 = 13,770 \text{ kcal/hr.}$

CAPÍTULO V

FACTORES QUE AFECTAN EL FUNCIONAMIENTO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN

OBJETIVO PARTICULAR:

Dar a conocer algunos criterios que podemos tomar en cuenta en consideración para poder tener un ahorro de energía en un sistema de refrigeración.

Hoy en día el ahorro de energía en un sistema de refrigeración es muy importante para tener un máximo de aprovechamiento tanto de sustancias como de equipo propios de un sistema de refrigeración.

Por lo anterior, en el presente capítulo hablaremos de:

- Indicios que presenta un componente cuando éste funciona mal, así como su influencia en el desperdicio de energía.
- Un ahorro de energía manteniendo la temperatura de condensación más baja.
- La infiltración de sustancias ajenas al sistema así como la formación de sedimentos que alteran el consumo de energía.
- Un método de subenfriamiento para el mejor rendimiento del líquido refrigerante en el evaporador, así como el ahorro de energía que se tenga con esto.
- Algunas sugerencias de la instalación de separadores de aceite, mantenimiento del equipo, aislantes y pinturas, los cuales ayudarán a que el sistema tenga menos entradas de calor y que nuestro equipo tenga una buena transferencia de calor.

Factor de corrección = 0.9375

V.1 VÁLVULA DE EXPANSIÓN

Como se ha documentado, la válvula de expansión es un dispositivo que regula el flujo de refrigerante hacia el evaporador, así como también separa el lado de baja presión y el de alta presión, pero su mala selección, la falta de mantenimiento, y un sistema con suciedad, así como otros factores trae como consecuencia que la válvula de expansión no funcione adecuadamente y se desperdicie energía.

Cuando la temperatura de la tubería de aspiración se encuentra en alguna ocasión mucho más fría que de costumbre, o bien esta escarchada, esto indica que entra refrigerante líquido en la línea de aspiración. Esta circunstancia es debido a un funcionamiento anormal de la válvula de expansión.

Otro defecto en la válvula de expansión consiste en la presencia de partículas de suciedad y residuos metálicos que se tienen entre el punzón y el asiento de la válvula de expansión, lo que mantiene la válvula en la posición abierta, esto causará que la presión de baja sea más alta de lo normal durante el periodo de marcha, dando lugar a que el evaporador quede inundado de refrigerante por haberse desecho el sello entre ambos lados del sistema. Ocurrirá lo mismo que si la válvula de expansión estuviera abierta o regulada a una presión de baja demasiado elevada con el consiguiente escarchado de la línea de aspiración.

Otro problema es la presencia de humedad dentro del sistema, que al circular con el refrigerante y alcanzar la válvula la humedad se congela en el lugar donde asienta el punzón de la misma.

Debe tenerse en cuenta que la humedad en el sistema puede cambiar las propiedades químicas de los diversos refrigerantes, en forma suficiente para atacar el punzón de la válvula, picándolo o rayándolo.

Para poder determinar si una válvula de expansión está congelada por acumulación de humedad, se detallan los siguientes puntos:

Válvula cerrada:

- La instalación no hace frío.
- El evaporador no está totalmente escarchado.
- El equipo compresor trabaja en ciclos cortos.

- Presión de aspiración muy baja.
- Líneas de aspiración caliente a la salida del evaporador.

Válvula abierta:

- Retorno en la línea de aspiración.
- Compresor funciona tiempo excesivo.
- Presión de aspiración normal muy alta.
- Compresor hace ruido de fondo.

Cuando se presentan estas señales de un mal funcionamiento de la válvula, tendremos un desperdicio de energía, ya que la cantidad de refrigerante que pasa por ésta no es la adecuada para absorber el calor que debe ser *removido del cuarto refrigerado*, por ejemplo, si la cantidad de refrigerante es excesiva elevamos la presión en el evaporador, así como la presión y temperatura de saturación del refrigerante, por lo tanto, el refrigerante no se evaporará completamente y en el compresor tendremos refrigerante líquido y un funcionamiento excesivo del compresor.

Lo más recomendable para que sucedan estos problemas es la elaboración de un procedimiento para el mantenimiento preventivo del equipo, el cual nos va a servir para eliminar cualquier suciedad que se encuentre dentro del sistema, así como también, una purga al sistema cada determinado tiempo para la eliminación de la humedad.

V.2 TEMPERATURA DE CONDENSACIÓN

La temperatura de condensación como se vio en la selección de equipo es la temperatura a la cual el gas refrigerante se condensa dentro del serpentón del condensador, cuando esta temperatura disminuye se presentan las siguientes condiciones:

- Si se mantiene constante la temperatura de evaporación y cada vez se baja la temperatura de condensación el refrigerante que pasa por la válvula de expansión requiere menos enfriamiento debido a las más bajas temperaturas de condensación, quedando más refrigerante líquido disponible en el evaporador para realizar un enfriamiento útil.
- Disminuye el flujo másico por tonelada de capacidad de refrigeración, debido a que aumentó el efecto de refrigeración.
- Disminuye el calor de compresión debido a que se requiere menos trabajo para comprimir, dentro de un intervalo de presión más reducido.
- La disminución del flujo másico resulta en una disminución del calor rechazado.
- Disminuye el desplazamiento requerido por tonelada en el compresor debido a que disminuye el flujo másico del refrigerante.
- Disminuye la potencia requerida por tonelada. Esto se debe a que disminuye tanto el trabajo de compresión como flujo.

Un factor que afecta la temperatura de condensación es la presencia de gases incondensables, como el aire, el cloro, el aceite y los vapores de agua, así como oxígeno, hidrógeno y nitrógeno dentro del sistema de refrigeración. Como estos gases no se condensan con el refrigerante usualmente se recogen en el condensador o recibidor.

Los gases incondensables elevan la presión de condensación arriba de la que se necesita para obtener la temperatura de condensación. Esta presión más alta (debida a los gases incondensables) aumenta el trabajo del compresor, reduce el efecto refrigerante y aumenta el consumo de energía.

Las fuentes de gases incondensables del exterior del sistema son:

- La evacuación incorrecta de un sistema nuevo antes de cargar el refrigerante.

- La admisión del aire al cárter del compresor durante las operaciones de servicio.
- Filtraciones en el sistema cuando se trabaja en vacío.

Los gases incondensables se producen dentro del sistema por:

- La descomposición de lubricante.
- La descomposición del refrigerante a altas temperaturas.
- Reacciones químicas.

V.3 CONTAMINANTES

Entre las sustancias que pueden estar presentes en el sistema de refrigeración y que pueden causar daños físicos y afectar el funcionamiento se incluyen el aire, agua, ceras, partículas extrañas, ácidos y sedimentos:

V.3.1 AIRE

El aire puede estar presente en el sistema de refrigeración debido a que no se evacuó totalmente antes de cargar el sistema con refrigerante o debido a la existencia de fugas en alguna parte del sistema. La cual se encuentra por debajo de la presión atmosférica.

El aire se puede acumular en el condensador, en donde afecta severamente el rendimiento, al aumentar la presión de descarga, la que reduce a su vez la capacidad de enfriamiento o aumenta el consumo de potencia, o ambos.

La presión más elevada de descarga causada por la presencia del aire en el condensador da por resultado temperaturas e descarga más elevadas.

V.3.2 AGUA (HUMEDAD)

El agua puede estar presente en un sistema de refrigeración, provenientes de las fuentes que se indican a continuación:

- Deshidratación inadecuada del equipo durante su fabricación o al proporcionarle servicio en el campo.
- Agua en el aceite o en el refrigerante.
- Aberturas en la parte del sistema que se encuentra por debajo de la presión atmosférica, lo que resulta en la filtración hacia el interior del sistema de aire que contiene vapor de agua.

La humedad en el sistema puede producir los siguientes efectos perjudiciales:

- Congelación del agua, la formación de hielo en el dispositivo de expansión puede obstruir el flujo de refrigerante y la formación de hielo en el evaporador puede reducir la transferencia de calor.
- Corrosión de metales: esta corrosión puede ocurrir en la forma de ácidos, sedimentos o cobrización, todos los cuales requieren agua y oxígeno.

V.3.3 PARTÍCULAS EXTRAÑAS

Muchos tipos de materiales pueden entrar al sistema durante su fabricación o instalación. Aquí se incluyen los óxidos de hierro y cobre procedentes de los diversos tipos de soldadura, fundente de soldadura polvo, agentes limpiadores y partículas metálicas. Estas sustancias extrañas pueden tapar los pasajes, interfiriendo con el enfriamiento o con la lubricación. Algunas sustancias pueden reaccionar para formar ácidos o sedimentos. Las partículas abrasivas pueden gastar el aislamiento del motor.

V.3.4 CERAS

Después de la refinación siempre queda alguna cera en el aceite para refrigeración. Los aceites utilizados en la fabricación y que se quedan en el sistema pueden contener ceras, si la cera se precipita del aceite puede tapar la abertura de los dispositivos de expansión y afectar seriamente el rendimiento.

El sedimento es una sustancia pegajosa formada por la descomposición del aceite debido al calor, este sedimento puede obstruir el flujo y afecta seriamente el rendimiento y además puede ser corrosivo.

V.3.5 COBRIZADO

Es la formación de una capa delgada de cobre sobre las piezas del compresor especialmente en las chumaceras y válvulas, tiene lugar por la disolución del cobre en presencia de una mezcla de aceite y refrigerante, si este cobrizado resulta demasiado grueso puede interferir con el funcionamiento o dañar el equipo. El enchape de cobre no ocurre en un sistema propiamente limpio, evacuado y deshidratado y con temperatura de motor y descarga mantenidas dentro de los límites de operación recomendadas.

V.4 EL SUBENFRIAMIENTO DEL REFRIGERANTE

El subenfriamiento del refrigerante se puede llevar en el condensador o en un intercambiador de calor.

Cuando el refrigerante líquido caliente a alta presión alimenta al evaporador a través de la válvula de expansión, la temperatura de refrigerante debe reducirse a la temperatura de evaporación en el evaporador antes de que pueda empezar a absorber calor. Esto es realizado por una ebullición casi instantánea del líquido

refrigerante y el calor latente de evaporación, necesario en el cambio de estado, que se absorberá del líquido refrigerante restante.

El refrigerante evaporado ya no puede producir ninguna refrigeración adicional y en realidad la capacidad refrigerativa del refrigerante ha sido disminuida por el calor absorbido al bajar la temperatura del líquido. Si una porción de este calor pudiera extraerse del líquido antes de su entrada al evaporador podría aumentarse la capacidad del sistema, esto puede lograrse subenfriando el refrigerante líquido después de la condensación por agua o aire.

V.4.1 EFECTOS DE SUBENFRIAMIENTO DEL REFRIGERANTE LÍQUIDO MEDIANTE VAPOR SOBRECALENTADO

Si se utiliza un intercambiador de calor de gas succión a refrigerante líquido se obtienen los siguientes resultados:

- Para aumentar la temperatura del gas de succión que regresa al compresor y evitar la formación de la escarcha y la condensación en la línea de succión.
- Para subenfriar el refrigerante líquido lo suficiente para compensar cualquier pérdida de presión que pueda ocurrir en la línea de líquido y evitar la formación de gases en la misma línea de líquido.
- Para proveer una fuente de calor que evapore cualquier refrigerante líquido que pueda haberse pasado del evaporador, evitando por lo tanto el retorno del refrigerante líquido al cárter.
- Con el subenfriamiento se aumenta el efecto refrigerante y se disminuye el flujo másico.
- El subenfriamiento resulta en una potencia más baja requerida por el compresor, por unidad de capacidad, también disminuye el desplazamiento requerido por el compresor

V.5 CALENTAMIENTO EN LA LÍNEA DE SUCCIÓN

El sobrecalentamiento en la línea de succión del refrigerante puede ser debido a que la línea es larga y la temperatura del medio circundante es más caliente que la línea a falta de aislamiento, este sobrecalentamiento afecta al sistema debido a que no representa un enfriamiento útil dentro del lugar que se está refrigerando y trae las siguientes consecuencias:

- Aumenta el calor de compresión.
- Aumenta el calor de rechazo. Además del calor de compresión aumentado *se debe remover el sobrecalentamiento adicional.*
- Debido al aumento de calor de compresión, aumenta la potencia requerida por tonelada en el compresor.
- Como aumenta el volumen específico del gas, también aumenta el desplazamiento requerido por el compresor.

Para poder prevenir el sobrecalentamiento es necesario proveer un aislamiento en la línea de succión, y así se puede reducir la demanda de potencia en el compresor.

V.6 FACTORES QUE AFECTAN EL FUNCIONAMIENTO DE UN COMPRESOR

V.6.1 PRESIÓN DE SUCCIÓN

La capacidad del compresor se reduce a medida que la presión de succión disminuye, al disminuir la presión de succión aumenta el volumen específico del gas y esto da como resultado que el compresor maneje una cantidad menor de flujo másico de refrigerante a un volumen específico más bajo, y por lo tanto disminuye la capacidad de refrigeración.

Otra causa de la presión de succión que afecta la capacidad del sistema tiene que ver con el espacio de volumen muerto. A presiones de succión más bajas, el gas que se encuentra en este espacio tiene más tiempo para extenderse en la carrera de succión, y por consecuencia entra a los cilindros del compresor menor cantidad de gas refrigerante que proviene de la línea de succión.

V.6.2 PRESIÓN DE DESCARGA

Quando aumenta la presión disminuye la eficiencia volumétrica debido a que aumenta el índice de compresión y esto trae dos consecuencias:

- a) Existe en la parte superior del cilindro, un espacio de tolerancia en el cual el gas, que durante la compresión allí se aloja no es bombeado, por lo que entre mayor sea el índice de compresión, más denso será el gas que allí se aloja, y ocupará mayor volumen en el cilindro durante la carrera de succión del pistón evitando así la succión total del gas que el cilindro puede aceptar.
- b) A mayor índice de compresión, mayor será el calor que se produzca durante la compresión, efectuándose un aumento de temperatura en los cilindros y en la cabeza del compresor, de ahí que el gas proveniente del evaporador que entra a los cilindros en la carrera de succión sea calentado por las paredes internas de dichos cilindros, provocando la expansión del gas y reduciéndose el volumen del gas de entrada a los cilindros del compresor.

Otro factor importante en el rendimiento adecuado del compresor es el cierre adecuado de las válvulas de succión y de descarga, si las válvulas de succión pierden el gas a alta presión retrocederá hacia el cilindro en cada movimiento de aspiración del pistón tendiendo a equilibrarse con la presión del lado de baja. Cuando esto ocurre se disminuye la cantidad de refrigerante que pasa del lado de baja presión al cilindro, es decir, que en estas condiciones no

pasará al cilindro la cantidad de refrigerante normal, siendo por lo general, deficiente la compresión que se obtiene.

V.7 SEPARADORES DE ACEITE UNA ALTERNATIVA PARA EL AHORRO DE ENERGÍA

Es un hecho bien establecido que el aceite lubricante es un componente necesario en un sistema mecánico refrigerado, para proporcionar lubricación a las partes en movimiento y actuar como medio de transferencia de calor para los devanados del motor en los compresores herméticos y semiherméticos. Sin una lubricación adecuada, el desbiele y la quemadura serán inevitables.

Las partes en movimiento de un sistema de refrigeración, que requiere lubricación, son generalmente aquellas que pertenecen al motocompresor de un sistema hermético, o al compresor de un sistema abierto.

Puesto que el aceite lubricante en los otros componentes del sistema, tales como válvula de expansión, evaporador, condensador y recibidor de líquido, de ninguna manera es necesario ni deseable, es por esto que se obtiene una gran ventaja al "mantener al aceite en el lugar que le corresponde": en el compresor, mediante el uso de un separador de aceite.

La finalidad del diseño de un separador de aceite es separar el aceite lubricante del gas refrigerante, y regresarlo al compresor.

En los refrigerantes comúnmente usados, particularmente los de la serie hidrocarburos halogenados, existen varios grados de miscibilidad con el aceite. Es muy conocido que el aceite y el refrigerante se mezclan libremente en la fase de mayor temperatura del sistema de refrigeración y se hace menos miscible cuando se reduce la temperatura del refrigerante. La fase de mayor temperatura del refrigerante se comprende en el compresor, condensador y recibidor de líquido,

siendo los sitios donde el aceite y el refrigerante se mezclarán fácilmente; y en virtud de la reducción de temperatura en el evaporador, en el aceite y el refrigerante se hacen menos miscibles, resultando una precipitación del aceite acumulándose en el evaporador.

Como resultado de esta acumulación el compresor es privado de su lubricación vital.

V.7.1 PRINCIPIO DE OPERACIÓN BÁSICA

Un separador de aceite depende para su operación, de tres factores básicos:

1. Reducción de la velocidad del gas refrigerante.
2. Superficie de choque a la que se adhiere el aceite.
3. Cambio en la dirección del flujo de gas.

La mezcla sobrecalentada de aceite y gas de descarga sale del compresor a una alta velocidad y a través de la línea de descarga se conecta a la entrada del separador de aceite. Ver figura 16.

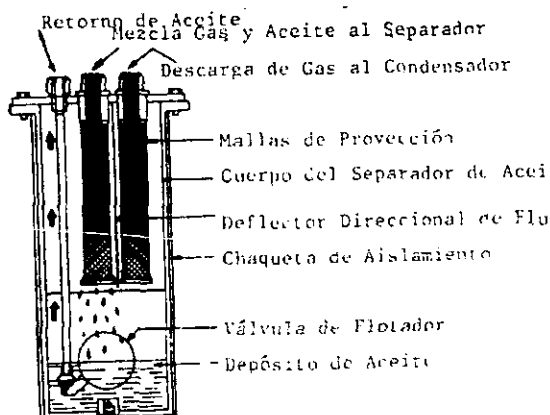


Figura 16. Separador de aceite.

El cuerpo del separador de aceite tiene un área de sección transparente mucho mayor que la línea de descarga, por lo que causa una reducción de la velocidad del gas, en adición con esta reducción en la velocidad del gas, la mezcla de gas y aceite pasa a través de una fina malla de choque, la entrada donde el aceite es separado del gas refrigerante. El aceite se deposita en el receptor de aceite y cuando se ha acumulado suficiente aceite, la válvula de flotador se abre y la alta presión del gas fuerza al aceite a que regrese al compresor.

El gas de descarga habiendo sido liberado de su alto contenido de aceite, es obligado a viajar alrededor del deflector direccional de flujo de gas y a través de la malla de choque del gas a la salida, entrando a la línea de descarga donde su velocidad normal se recupere nuevamente conectándose al condensador.

En la línea de descarga, donde el gas refrigerante se encuentra en un estado de muy alto sobrecalentamiento y moviéndose a una alta velocidad, el aceite que está en contacto, tiene que alcanzar la misma alta velocidad y siendo de una mayor densidad como líquido, presenta una inercia mayor.

Las partículas gaseosas del refrigerante sobrecalentado pueden cambiar más fácilmente su flujo direccional, y al hacerlo abandonar al aceite de mayor densidad en el receptor del separador de aceite, y cuando se ha acumulado la acción del flotador lo regresará al compresor a una presión positiva igual a la diferencia entre la presión de descarga y la presión de succión.

Puesto que el aceite, con su mayor densidad, puede ser fácilmente separado del gas sobrecalentado, se ha observado que cualquier partícula extraña, tal como el carbón de aceite, en forma similar será separada y precipitada como lodos al fondo del separador de aceite. La válvula de flotador se localiza por encima del lugar donde se depositan los lodos, por lo tanto, sólo aceite limpio es regresado al compresor.

Un separador de aceite, siendo localizado en la línea de descarga y teniendo un área de sección transversal mayor que la línea de descarga, resulta en una reducción en la velocidad del gas. Por lo que se absorbe muchas de las pulsaciones originadas a causa del movimiento recíprocante del pistón.

Un separador de aceite, por lo tanto, cumple con los objetivos deseables siguientes:

1. Asegura la lubricación adecuada del compresor.
2. Reduce el nivel de ruido, creado por pulsación.
3. Reduce el tiempo de operación y el consumo de corriente.
4. Permite que la válvula de expansión opera a un máximo de eficiencia.
5. Asegura una continua y máxima transferencia de calor en el evaporador.

Se ha observado además, que una mezcla de aceite y refrigerante tiene un efecto sobre la relación presión-temperatura del refrigerante.

El refrigerante puro tiene la relación presión-temperatura definida, la presencia de aceite en solución con el refrigerante cambia sus propiedades físicas como se muestra en la figura 17.

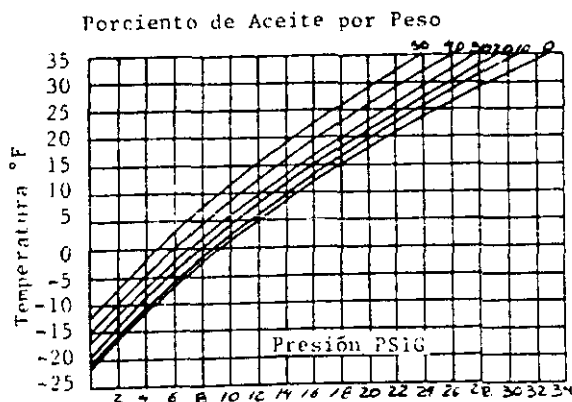


Figura 17. Efecto del aceite sobre el punto de ebullición de R-12.

La curva cero es para R-12 puro y muestra los puntos de ebullición a los que estamos acostumbrados. Se podrá notar que a 18 libras de presión, el R-12 ebulle a 15.5 °F, sin embargo, si este R-12 contiene 30% de aceite, la mezcla a 18 libras de presión ebulle a 20 °F.

A fin de relacionar exactamente la presión con la temperatura, es importante reducir la alta concentración de aceite en el condensador y evaporador. Esto puede ser realizado sólo con el uso de un separador de aceite. Un separador de aceite depende para su operación, de la reducción de la velocidad del gas en estado sobrecalentado, por lo tanto deberá tenerse cuidado de evitar pérdida de sobrecalentamiento cuando el gas de descarga pasa a través del separador de aceite.

Por ejemplo, cuando es aplicado un separador de aceite a una unidad condensadora enfriada por aire, deberá localizarse el separador en un lugar donde no esté expuesto al flujo de aire del ventilador del condensador. El paso del aire, por el separador de aceite, tenderá a condensarse el refrigerante y cuando se acumule, el refrigerante líquido será enviado al compresor, exagerando la condición de bombeo de aceite.

Los separadores de aceite están provistos con chaquetas de aislamiento para minimizar la reducción del sobrecalentamiento de gas, si la línea de retorno de aceite está escarchada o fría, esta es una indicación de que hay refrigerante líquido en el separador de aceite y esto es debido probablemente a una reducción en el sobrecalentamiento del gas.

Instale el separador de aceite en la línea de descarga y lo más cerca posible del compresor. Si por alguna razón es necesario colocar el separador de aceite a 2.5 metros o más de distancia del compresor será ventajoso aislar la línea de descarga con fibra de vidrio o asbesto para minimizar la pérdida de

sobrecalentamiento. Recuérdese que un separador de aceite funciona más eficientemente cuando el gas de descarga es altamente sobrecalentado.

V.8 CONTROL DE PRESIÓN Y TEMPERATURA DE DESCARGA EN SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN

En la selección de un equipo de refrigeración, se debe conocer perfectamente las condiciones de carga del evaporador y del condensador, es decir, la cantidad de calor que debemos de eliminar de nuestro medio a refrigerar, en base a la temperatura y masa a refrigerar. Esta situación conlleva a la elección del compresor adecuado. Sin embargo, las condiciones de temperatura ambiente, juega un papel importante en el comportamiento de todo el sistema de refrigeración, alterando en muchos casos las condiciones de trabajo de cada uno de los componentes y por ende el funcionamiento del sistema de refrigeración. Empezaremos estudiando el proceso de compresión debido a su importancia en la temperatura y presión de descarga.

V.8.1 PROCESO DE COMPRESIÓN

En los compresores modernos de alta velocidad, la compresión se efectúa *muy rápidamente* y el vapor está en contacto con el cilindro del compresor durante muy corto tiempo. Debido al tiempo de compresión y a que el diferencial promedio de temperatura entre el vapor refrigerante y la pared del cilindro es relativamente pequeña, se desprecia el flujo del calor que se tiene hacia o desde el refrigerante durante el proceso de compresión, por lo tanto se supone adiabática la compresión del refrigerante, en consecuencia cuando el vapor refrigerante es comprimido adiabáticamente en el compresor, la temperatura y la entalpía del vapor se incrementa en proporción a la cantidad de trabajo efectuado sobre el vapor. A mayor trabajo de compresión, se tendrá un mayor incremento en la temperatura y en la entalpía.

V.8.2. TEMPERATURA EN LA DESCARGA.

La temperatura del vapor descargado por el compresor siempre es mayor que la temperatura de saturación correspondiente a la presión del vapor, o sea, que el vapor descargado por el compresor siempre está en estado sobrecalentado.

El vapor descargado es enfriado hasta la temperatura de saturación a medida que este fluye a través del tubo de gas y a través de la parte superior del condensador, después de lo cual la eliminación posterior del calor del vapor produce la condensación a la temperatura de saturación correspondiente a la presión en el condensador.

Para tener un efecto refrigerante continuo, el vapor refrigerante debe de ser condensado a la misma velocidad que el líquido refrigerante en vaporizado en el evaporador.

Esto quiere decir que debe eliminarse calor del sistema a través del condensador en la misma proporción que el sistema toma calor en el evaporador y tubo de succión y, en el compresor como resultado en el trabajo de compresión.

La velocidad a la cual fluye el calor del vapor refrigerante a través de las paredes del condensador hacia el medio condensante es función de tres factores.

- i. El área de la superficie condensante.
- ii. El coeficiente de conductividad de las paredes del condensador.
- iii. La diferencia de temperatura entre el vapor refrigerante y el medio condensante.

V.8.3. CAPACIDAD DEL SISTEMA.

La capacidad de cualquier sistema de refrigeración es la velocidad a la cual se puede efectuar la eliminación del calor del espacio refrigerado. Está, expresada en términos de energía (Btu/hr, Kcal/hr).

La capacidad de un sistema de refrigeración mecánica, o sea, la razón a la cual el sistema eliminará calor del espacio refrigerado depende de dos factores:

1. La masa del refrigerante que fluye por unidad de tiempo.
2. El factor refrigerante por unidad de masa que circula.

Expresado como ecuación se tiene:

$$Q_e = (m)(q_e)$$

Q_e : Capacidad de refrigeración en Btu/min.

m : Masa en circulación en lb/min.

q_e : Efecto refrigerante en Btu/lb.

V.8.4. CAPACIDAD DEL COMPRESOR

En cualquier sistema mecánico de refrigeración, la capacidad del compresor debe ser tal que el vapor producido en el evaporador sea sacado a la misma velocidad en que es generado por la acción de la ebullición del líquido refrigerante. Si el refrigerante se vaporiza con mayor rapidez de la que el compresor sea capaz de extraerlo se acumula un exceso de vapor en el evaporador y provocará un aumento de presión, lo que a su vez causará que se incremente la temperatura de ebullición del líquido. Por otra parte, si la capacidad del compresor es tal que el compresor elimine muy rápidamente el vapor del evaporador, la presión en el

evaporador disminuirá y como resultado de ello, disminuirá también la temperatura de ebullición del líquido.

V.8.5. CARGA DE CONDENSADOR

El calor total rechazado en el condensador incluye también el calor absorbido en el evaporador como la energía equivalente del trabajo de compresión así como el sobrecalentamiento absorbido por el vapor de succión del aire de los alrededores.

V.8.6. CAPACIDAD DEL CONDENSADOR

Debido a que la transferencia de calor a través de las paredes del condensador es por conducción, la capacidad del condensador es función de la ecuación fundamental de transferencia de valor:

$$Q_c = A U D$$

Q_c = Capacidad del condensador en Btu/hr.

A = Área superficial del condensador en ft^2

U = Coeficiente de transferencia total de calor en $\text{BTU/ hrs-ft}^2 - ^\circ\text{F}$

D = Diferencia de temperatura entre el refrigerante condensado y – el medio condensante en $^\circ\text{F}$.

Para cualquier condensador de tamaño y diseño específico para lo cual tanto el área superficial como el factor U son fijados durante su fabricación, la capacidad del condensador es directamente proporcional a la diferencia de temperatura entre el refrigerante y el medio condensante. Además cuando la temperatura promedio del medio condensante permanece constante, la capacidad del condensador aumenta o disminuye solamente si baja o sube la temperatura condensante.

V.8.7 CANTIDAD Y AUMENTO DE TEMPERATURA DEL MEDIO CONDENSANTE.

Tanto para los condensadores enfriados por aire como los enfriados por agua, todo el calor cedido por el refrigerante, aumenta la temperatura del medio condensante. Por lo tanto el aumento de la temperatura experimentado por el medio condensante al estar pasando a través del condensador es directamente proporcional a la carga del condensador e inversamente proporcional a la cantidad y calor específico del medio condensante o sea:

$$T = Q_c / mc$$

Donde:

AT = Aumento de temperatura del medio condensante en el condensador.

Q_c = Calor rechazado en el condensador.

m = Razón de flujo de masa de aire o agua en el condensador.

C = Calor específico del medio condensante.

Si podemos mantener constante la carga de enfriamiento de nuestro sistema de tal manera que el compresor demande la carga de diseño y por lo tanto el motor eléctrico funcione al 100% de carga donde tiene el máximo de eficiencia de conversión de energía eléctrica a energía mecánica, el condensador operará a las condiciones de carga máxima de diseño mientras la temperatura y flujo del medio o condensante se mantenga constante.

En general, el gasto se mantiene constante a la entrada del condensador, ya que este es proporcionado por una bomba o un ventilador, el problema radica en el control de la temperatura del medio de condensación, ya que depende de las condiciones climatológicas del lugar, por lo cual, las condiciones a las que se diseñó el condensador solo serán reales para algunas horas del día y para

algunos meses del año, fuera de esto el equipo quedará sobredimensionado y el motor estará trabajando en condiciones de eficiencia bajas.

La posible solución a este problema es un control de temperatura para la torre de enfriamiento o el ventilador, de tal manera que se tenga independientemente de la hora y el mes una temperatura constante en el condensador, este tipo de medida redituará en ahorros considerables de energía eléctrica.

Otro problema es que las condiciones de carga a enfriar tampoco son constantes, es decir que nuestro compresor está variando la carga constantemente por lo que la carga del condensador varía haciendo nuevamente que quede sobredimensionado, que nuestro motor trabaje con bajos factores de eficiencia.

Como se había visto, la carga del condensador fija automáticamente la superficie de condensación, la temperatura del medio condensante y el flujo por lo que si ya tenemos fija la temperatura podemos controlar el gasto a través de una válvula de control gobernada por la presión de condensación de tal manera que a cualquier variación de carga del compresor tenemos las condiciones de operación de máxima eficiencia.

V.9 AHORRO DE ENERGÍA EN INTERCAMBIADORES DE CALOR EN LOS SISTEMAS DE REFRIGERACIÓN INDUSTRIAL

En el siguiente tema se presentaran las pérdidas energéticas que se tienen en los intercambiadores de calor usados en los sistemas de refrigeración industrial. Se presentan los efectos que tienen los diferentes incrustantes en las tasas de transferencia de calor y se evalúa la energía que no se transfiere causada por aquellos. Se evaluarán los coeficientes internos y externos en diferentes tipos de intercambiadores.

Los sistemas de refrigeración y aire acondicionado están sujetos a un número considerable de pérdidas energéticas, una de las cuales se debe a la ausencia de mantenimiento correctivo en las superficies de intercambio de calor. Los depósitos continuos de sales minerales en las superficies de intercambio de calor de los condensadores de agua y evaporadores de enfriamiento de agua, salmueras y otros fluidos de enfriamiento, así como el polvo, grasas y escarchas en los condensadores de aire y evaporadores de cámaras frías respectivamente, causan una disminución considerable en los coeficientes de transferencia de calor. Esto contribuye a disminuir la capacidad refrigerante o en un aumento en la potencia demandada por el compresor a fin de mantener la capacidad refrigerante y/o condensante constante.

V.9.1. EVAPORADORES Y CONDENSADORES

Como se mencionó en los capítulos anteriores, los evaporadores y condensadores son intercambiadores de calor para el refrigerante y que lleva a cabo el trabajo de evaporar y condensar respectivamente al fluido. Existen diferentes tipos de evaporadores y condensadores usados en estos sistemas.

A continuación se hace mención de la clasificación de evaporadores y condensadores.

Evaporadores.

Coraza-tubo —————
 Tubo descubierto
 Aletado

Coraza – serpentín.

Doble tubo

CONDENSADOR.

Enfriado por aire $\longrightarrow$ remoto (ventilador)

Enfriado por agua $\longrightarrow$ Doble tubo
Evaporativo $\longrightarrow$ Tubo-coraza

MODELO TEÓRICO

La ecuación de transferencia de calor en un intercambiador es la siguiente:

$$Q_t = A U_g AT$$

Donde A es el área total de transferencia de calor. En la ecuación anterior se observa que el coeficiente de transferencia global es directamente proporcional a el calor transferido.

El coeficiente global de transferencia de calor se calcula mediante la ecuación siguiente:

$$U_g = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i} + \frac{L_t}{K_t} + \frac{1}{K_{inc}}}$$

Donde h_o y h_i son los coeficientes de convección externo e interno respectivamente, que dependen del régimen de operación, la temperatura de trabajo, de flujo másico, de fluido de trabajo y de sus propiedades termo física.

Los materiales incrustantes añaden una resistencia térmica adicional a las naturales. Esta resistencia produce pérdidas de energía o mayor demanda de trabajo en los compresores.

Para calcular las pérdidas de energía se determina primero el coeficiente global para un espesor de incrustación cero que sería el coeficiente de transferencia de calor limpio.

$$U_l = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i} + \frac{L_i}{K_i}}$$

Al presentarse incrustaciones en las superficies de transferencia de calor esta ecuación se modifica de la siguiente manera:

$$U_s = \frac{1}{\frac{1}{h_o} + \frac{1}{h_i} + \frac{L_i}{K_i} + \frac{L_x}{K_x}}$$

Donde L_x y K_x son el espesor y la conductividad térmica de la materia incrustante y U_s es el coeficiente global de transferencia de calor sucio.

El porcentaje de pérdida, se obtiene con la siguiente ecuación:

$$U_p (\%) = (1 - (U_s/U_l)) \times 100$$

Los materiales de incrustación estudiados se seleccionaron en función de las frecuencias con las que aparecen en las instalaciones industriales. Se dividieron en dos categorías: 1) las sales minerales. Contenidas en el agua ya sea como fluido de transporte de frío o como medio condensante y 2) debido a las condiciones del medio ambiente, polvo, grasas (cochambre y humedad escarcha).

Dentro de las sales minerales se encuentran varios materiales que producen incrustaciones debido a sus propiedades para formar cristales y que son naturalmente agentes no deseados en las superficies de transferencia de calor. A

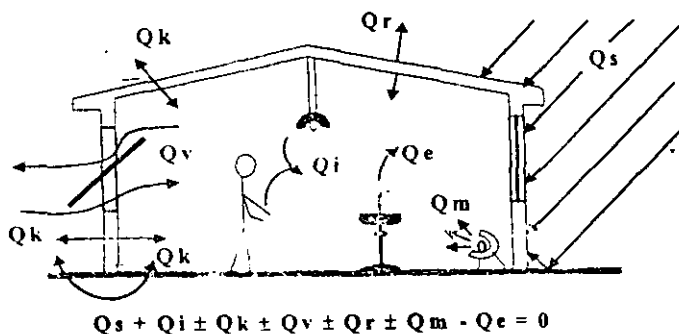
continuación en la tabla 10 se enlistan algunos materiales que provocan dichos problemas.

MATERIAL	COMPOSICIÓN QUÍMICA	T (°F)	K (BTU/°Fft ² h)	ORIGEN DE LOS MATERIALES.
Carbonato de calcio	CaCO ₃	41	15.60	Depósitos minerales.
Sulfato de calcio	CaSO ₄	41	2.64	Depósitos minerales.
Carbonato de magnesio	MgCO ₃	41	3.84	Depósitos minerales.
Gypsum	CaSO ₄ -2H ₂ O	41	3.00	Depósitos minerales.
Dolomite	CaCO ₃ -MgCO ₃	41	12.00	Depósitos minerales
Polvos y grasa	-----	68	2.02	Ambientes sucios
Escarcha	(H ₂ O)	32	3.24	Humedad del aire

Tabla 10. Propiedades de los materiales incrustados.

V. 10 USO DE PINTURAS REFLEJANTES EN LOS TECHOS DE LAS CÁMARAS DE REFRIGERACIÓN PARA EL AHORRO DE ENERGÍA.

El comportamiento térmico de una cámara de refrigeración es función del proceso de intercambio de calor entre ésta y el ambiente, así como de la energía generada dentro de la misma, como se observa en la figura 18.



Q_s = Calor por radiación solar Q_v = Carga de calor por ventilación
 Q_i = Carga interna de calor Q_m = Calor por medios mecánicos
 Q_k = Calor por conducción Q_e = Calor por evaporación
 Q_r = Calor por radiación

Figura 18. Energía generada en un cuarto de refrigeración.

La ganancia o pérdida de calor de la cámara de refrigeración depende del diferencial de temperatura con el exterior, las cargas internas de calor y la radiación solar incidente y para alcanzar la temperatura de refrigeración deseada generalmente se recurre a medios mecánicos con un alto consumo de energía eléctrica.

La radiación solar, esta formada por ondas electromagnéticas de diferentes longitudes de onda, entre las que se encuentra la radiación térmica compuesta a su vez por la radiación visible, ultravioleta y la infrarroja. Sin embargo sólo alrededor de la mitad de esta radiación alcanza la superficie de la tierra, porque dentro de la atmósfera, la radiación solar es reflejada, dispersada y absorbida por sus componentes usuales como el oxígeno o el ozono.

La totalidad de la radiación solar incidente sobre un objeto se puede distribuir de tres maneras, ya sea que se absorba, refleje o transmita por el

cuerpo. Si representamos con α , p y r a los porcentajes de energía absorbida, reflejada y transmitida, respectivamente, tenemos la ecuación $\alpha + p + r = 1$.

A estas tres cantidades α , p y r se les conoce como absorptancia, reflectancia y transmitancia, respectivamente.

Un caso particular de la ecuación anterior, por ejemplo, define al "cuerpo opaco" como un objeto que no transmite radiación a través de él, es decir que la transmitancia es cero ($r = 0$) y la ecuación se convierte en $\alpha + p = 1$.

De lo anterior, la reflectancia es la cantidad de radiación térmica que rechaza un material, comparada con la totalidad de la recibida en su superficie. Se considera a una pintura reflejante cuando rechaza más del 50% de la radiación térmica incidente, los colores de estas pinturas que mayor reflectancia tienen son los colores claros con buenas propiedades de reflexión dentro del rango de la radiación térmica.

Para disminuir la cantidad de calor que se transfiere a través de los techos de las cámaras de refrigeración expuestas a la radiación solar se pueden usar pinturas reflejantes que rechacen estas radiaciones antes de que sea absorbida por los mismos techos, y no permitan el paso del calor hacia el interior.

A continuación se enlistan algunos colores con propiedades de reflexión, se enlistarán desde el mejor color reflejante hasta el peor.

COLORES.

1. Yeso blanco.
2. Pintura blanca.
3. Lámina galvanizada blanqueada para techo.
4. Pintura verde claro.

5. Ladrillo rojo.
6. Concreto ligero.
7. Lámina galvanizada negra.
8. Madera de pino.
9. Pintura negra.

V.11 IMPORTANCIA DE LOS AISLANTES TÉRMICOS EN EL AHORRO DE ENERGÍA

Es de pensar que el consumo de energía debe bajar a medida que se suba el precio de ésta, sin embargo los hábitos de gasto de energía tienen una influencia decisiva y por ello difícilmente se concibe que podamos privarnos de las comodidades que nos brindan los recursos naturales. La industria no quiere invertir en nuevos equipos para el ahorro de energía o cambiar procesos y métodos de producción y normalmente se limitan a incrementar el precio de sus productos cuando a ellos se les eleva el precio de la energía.

La República mexicana recibe una cantidad alta de energía solar debido a que se encuentra dentro de la zona mundial (Ecuador térmico), donde se produce el mayor asoleamiento anual con climas extremos tanto secos en las zonas áridas, como húmedos en las selvas tropicales. El Noroeste del país tiene en especial, magnífica radiación tanto en duración como en intensidad.

Los energéticos, como bienes no renovables necesitan ser cuidadosamente aprovechados sobre todo en situaciones de crisis tanto energética como económica. Por lo que la adecuada selección y aplicación de materiales aislantes se hace indispensable.

El aislamiento, cuidadosamente seleccionado e instalado en forma profesional, retribuirá más en su inversión que cualquier otro componente dentro de la instalación.

La eficiencia térmica de un aislamiento es medida por su resistencia a la transferencia de calor, valor "R" a un espesor dado, el coeficiente de transmisión total de calor, incluyendo el aislamiento, película de aire exterior e interior, espacios de aire y materiales de construcción está expresado en Btu/hr ft² °F y es conocido con el valor "U" y es el recíproco de la suma de las resistencias, esto es:

$$U = 1/R_t$$

En conclusión: mientras más bajo es el valor de "U" es más eficiente térmicamente y a la inversa, entre más alto es el valor de "R" su eficiencia térmica es mayor.

En este tema es importante volver a retomar los principios fundamentales de la transferencia de calor para poder comprender la importancia del aislamiento.

Existen tres mecanismos fundamentales para la transferencia de calor.

1. **Conducción:** Las moléculas por su movimiento comunican energía entre sí.
 2. **Convección:** Un fluido está en movimiento y se pone en contacto con una superficie a una temperatura diferente de su propia temperatura. Este mecanismo es similar al de conducción pero en la convección aparece un fluido.
 3. **Radiación:** Es la transferencia de calor por ondas electromagnéticas. No necesita un medio substancial (un medio físico).
-
1. **Transferencia de calor por conducción:** se rige por la ley de conducción de calor de Fourier que dice que cuando existe un gradiente de temperatura en un cuerpo, hay una transferencia de energía de la región de la alta temperatura a la baja temperatura, así decimos que la energía es transferida por conducción y que su rapidez de transferencia por unidad de área es proporcional al gradiente normal de temperatura.

$$Q = - K A dT/dx$$

la Ley de Fourier.

Donde K es la constante de conductividad térmica de cada material. Este principio se utiliza para la determinación de los espesores (L) de los aislamientos de masa:

$$Q = K \frac{A(T_{ext} - T_{int})}{L}$$

A = Área

L = Espesor del aislamiento.

T_{ext} = Temperatura externa

K = Constante de Conductividad
Térmica del material

T_{int} = Temperatura interna

2. Transferencia de calor por convección: La convección del flujo de calor es cuando éste es transmitido o transportado dentro de un gas (aire) o un líquido. La convección puede ser mecánica como en el caso de un calentador que se llama forzada pudiendo también ser libre cuando los métodos son naturales como el caso del calor que genera una persona, una estufa, el piso, etc., el aire caliente se expande y se vuelve menos denso y sube ayudado por el aire frío que al entrar lo desplaza.

Ley del enfriamiento de Newton. $Q = hA (T_2 - T_1)$.

h = Coeficiente de transferencia de calor.

A = Área.

T₂ = Temperatura de la superficie 2.

T₁ Temperatura de la superficie 1. (aire).

3. Transferencia de calor por radiación. Cuando un objeto se expone a una radiación puede actuar de tres formas:

- Reflejándola.
- Absorbiéndola.
- Transmitiéndola o dejándola pasar.
- Cuando toda la radiación que incide es reflejada se tiene un espejo perfecto (alta reflectancia).
- Si toda la radiación se transmite, el cuerpo es transparente (alta absorción).
- Si toda la radiación que incide es absorbida se tiene un cuerpo negro (alta emisividad = 1).

Estas características no se encuentran puras en un objeto, es decir todos reflejan, todos absorben y transmiten con variadas intensidad que dependerá de la naturaleza del material, de su color y del estado de su superficie.

Las superficies pulidas reflejan más que las rugosas, los colores oscuros absorben más que los claros.

Una característica de los cuerpos es emitir radiaciones. La cantidad de energía emitida va a depender de su temperatura, así como de su coeficiente de emisividad que es una comparación con un cuerpo negro que tiene un coeficiente de emisión 1.

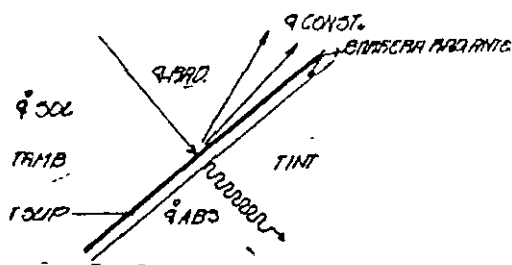
Estas características no se encuentran en un objeto, es decir, todos reflejan, todos absorben y transmiten con variada intensidad que dependerá de la naturaleza del material, de su color y del estado de su superficie.

V.12 COMPORTAMIENTO DE AISLANTE TÉRMICO POR RADIACIÓN.

Para las cámaras de refrigeración que se exponen a las radiaciones solares es importante conocer el comportamiento del aislamiento a utilizar, debido a que una selección adecuada puede significar grandes ahorros de energía.

Para explicar esto imaginemos un techo sometido a la radiación solar, en un día caluroso, normalmente está a una temperatura mayor que la del medio ambiente, esto se debe a que absorbe el calor a que es sometido. Esta energía es irradiada al ambiente exterior o puede producir flujos de calor que penetran dentro del mismo techo. El calor restante es absorbido por completo dentro de la habitación.

De aquí se deduce que para mantener la temperatura baja en un día caliente, la temperatura del techo debe mantenerse baja y para ello intervienen:



1. CALOR ABSORBIDO

$$Q_{abs} = q_{spñ} \times A \times \text{Absorptancia.}$$

Siendo:

q_{sol} = Calor radiado por el sol.

α = Absorptancia

A = Área.

Considerando que el área del techo y el ángulo de incidencia permanecen constantes encontramos que la energía absorbida dependen del valor de la absorptancia de la barrera radiante que usemos.

En la tabla 11 se muestra el valor de la absorptancia de la barrera radiante que usemos.

Material	Absorptancia α
Líquido refractario	0.18-0.20
Pintura para Naves Espaciales	0.13-0.20
Pintura Estándar	0.24-0.40
Asbesto.	0.96
Asfalto.	0.90-0.98
Latón normal.	0.06-0.07
Latón pulido	0.05
Ladrillo.	0.93
Concreto.	0.85-0.95
Cobre normal.	0.04
Cobre óxido.	0.78
Oro.	0.02
Nickel	0.11
Papel	0.94
Porcelana.	0.94
Plata.	0.01
Madera.,	0.90-0.92
Acero.	0.242
Acero pulido	0.06
Aluminio.	0.02-0.05

Tabla 11. Absorptancia de diferentes materiales.

Analizando la absorptancia de otros materiales podemos deducir que se puede obtener reducciones hasta de una tercera parte comparada con otros aislamientos.

2. El calor irradiado fuera de la superficie.

La capacidad de la superficie para irradiar el calor hacia fuera depende de la emisividad del material (E). este fenómeno se rige por la ley de Stefan-Boltzmann:

$$q_{ad} = r E A (T_{sup}^4 - T_{amb}^4)$$

Siendo:

E = Emisividad de la barra radiante.

A = Área de la superficie.

T_{sup} = Temperatura de la superficie del techo.

T_{amb} = Temperatura ambiente.

r = Constante de Stefan Boltzmann.

El valor de r es:

$$r = 0.1714 \times 10^{-8} \text{ BTU/ft}^2\text{r}^4 \quad \text{En el sistema inglés.}$$

$$r = 5.6697 \times 10^{-8} \text{ watts/m}^2 \text{ } ^\circ\text{K}^4 \quad \text{En el mismo MKS.}$$

Entre mayor sea la emisividad de un cuerpo, en este caso el aislamiento de las paredes y techos expuestos a la radiación del sol, permitirá un desprendimiento de calor de estas superficies al mismo ambiente muy rápido, manteniendo así su temperatura baja.

3. La convección es el tercer mecanismo que permite una disminución en le flujo de calor hacia el interior de la cámara de refrigeración.

Se analizó que la barra radiante funciona como un retardante y el mecanismo de convección nos permite la disipación del calor por medio del movimiento natural de un fluido que en este caso es el aire.

$$q_{\text{conv}} = h A (T_{\text{sup}} - T_{\text{amb}}) \text{ por la ley de enfriamiento.}$$

El calor disipado por convección depende de las propiedades térmicas del aire (conductividad térmica, calor específico, densidad) y tendrá cierta dependencia de su viscosidad, ya que ésta influye en el perfil de la velocidad y a su vez en la transferencia de energía en la región cercana al techo.

V.13 FIBRAS MINERALES AISLANTES.

Las fibras minerales aislantes son los materiales de mayor uso debido a que se utilizan en las tuberías y equipos en los que se necesita una transferencia de calor nula con el medio que los rodea.

Su aplicación es amplia debido a que su rango de operación va de los $\sim 80^{\circ}\text{C}$ a los 750°C , se fabrican en gran variedad de espesores, densidades, presentaciones, formas, grados de flexibilidad, etc., se verán características de estas fibras para poder determinar la fibra más adecuada de acuerdo a las necesidades de cada usuario.

En este capítulo se estudiarán las características más importantes de las fibras minerales y su influencia sobre el ahorro de energía.

La definición para fibras minerales dice:

“Son aquellos materiales fibrosos hechos por el hombre a base de roca, vidrio o escoria, que deben sus propiedades aislantes a su naturaleza fibrosa”.

En el siguiente cuadro se describen las características de las principales fibras minerales aislantes disponibles en México.

FIBRAS MINERALES AISLANTES.

DISPONIBLES EN MÉXICO.

FIBRA DE ROCA	FIBRA DE VIDRIO	LANA MINERAL (DE ESCORIAS)
- Alto contenido Fibroso.	- Alto contenido fibroso.	- Mucho perdigón, poca fibra.
- Formulación química controlada cuidadosamente.	- Formulación química controlada cuidadosamente.	- No se tiene control de la materia prima en proceso.
- Útil desde aplicaciones criogénicas hasta 750°C.	- Útil desde frío (-80°C) hasta 500°C.	- Útil en el rango de 100 hasta 600°C.
- Disponible en altas y bajas densidades.	- Mayor disponibilidad en bajas densidades.	- Sólo disponible en muy altas densidades.
- Alta resistencia a la humedad.	- Alta resistencia a la humedad.	- No resiste condiciones ambientales húmedas.
- No promueve la corrosión.	- No promueve la corrosión.	- Contiene agentes corrosivos.
- Buena resistencia a la compresión.	- Buena resistencia a la compresión.	- Se deforma fácilmente a la compresión.
- Disponible en grandes y pequeños espesores.	- Mayor disponibilidad en pequeños espesores.	- Espesores dados por mano de obra no calificada.

Cuadro 1. Características que afectan la calidad aislante de fibras minerales.

Características que determinan la calidad aislante de las fibras mineras.

1. En primer lugar dice que son materiales hechos por el hombre. A diferencia de las fibras minerales naturales, tales como el asbesto, las características de comportamiento de las fibras de hechos por el hombre, se ha demostrado, no son ofensivas al hombre en el desarrollo de carcinomas pulmonares típicos de las fibra de la naturaleza.
2. Se menciona que las fibras minerales engloban por igual a las fibras hechas a partir de roca, vidrio o escoria. El común denominador de estos materiales, para permitir su estirado, es que al cabo son silicatos vítreos, siempre que la formulación química de la materia prima sea controlada.
3. Las fibras minerales deben sus propiedades aislantes a su naturaleza fibrosa, lo que significa que la cualidad que distingue la buena calidad aislante de un material fibroso estriba en su densidad fibrosa.

La conformación de los aislamientos fibrosos, al igual que todos los demás, se basa en provocar pequeñas células de aire entre material sólido, a medida que la densidad del material aumenta, los espacios de aire se hacen más pequeños, disminuye sensiblemente la convección de aire en el espacio ocupado por el medio aislante.

Finalmente concluimos que a mayor calidad fibrosa es mayor la calidad aislante "R" y por ende será menor el costo del volumen.

4. El aumento en el diámetro de la fibra es equivalente a reducir la calidad aislante del producto terminado, ya que el resultado es una densidad aparentemente mayor pero de material de menor eficiencia como aislante térmico.

La fibra más delgada en el mercado es la fibra de roca, seguida de cerca por la fibra de vidrio de denominación delgada (en fibra de vidrio el diámetro se mide en diezmilésimas de pulgada). Las fibras de vidrio de denominación alta y las lanas minerales producidas en equipos de baja energía de centrifugación tienen mayor diámetro de fibra y por ende menor eficiencia térmica.

Resumen de calidad aislante "R"

Se llegó a la conclusión que el factor de resistencia "R" es el parámetro que nos interesa conocer para poder especificar materiales. Aislantes, debido a que el resultado que desea el usuario es una eficiencia térmica global, mejor definida precisamente por su resistencia al paso del flujo total de calor.

El factor "R" es función de tres elementos principales, a saber:

1. El espesor aislante.
2. La conductividad térmica de los elementos que componen un medio aislante.
3. La forma que presenta un cuerpo.,

ESPESOR: Este es el concepto que mayor sensibilidad tiene sobre "R". Al usuario le interesa adquirir volumen aislante, no peso aislante, por lo que sabemos que es preferible dar mayor espesor y menor densidad.

CONDUCTIVIDAD TÉRMICA: Este elemento varía significativamente con la calidad fibrosa, hablando de fibras minerales aislantes. Para una calidad fibrosa dada, podemos reconocer que la densidad fibrosa deseada puede ser diferente para diferentes temperaturas. A bajas temperaturas, la densidad más baja óptima para fibras minerales es de 32 KGs/m^3 , valor que aumenta con la temperatura.

A mayor calidad fibrosa, menor es el costo del volumen aislante instalado, favorecido por tener menor peso global, facilitando su instalación.

FORMA: La forma afecta los caminos que sigue la conducción y por ende el espesor aislante equivalente.

A continuación se describe un procedimiento para la selección térmica de espesor aislante, la cual nos sirve para escoger el espesor adecuado y contribuir en el ahorro de energía.

PASA:

1. Basado EN LAS condiciones del progreso del producto, se debe determinar la pérdida máxima permisible de energía térmica a través del recubrimiento aislante que se le vaya a aplicar.
2. se calcula cuidadosamente la extensión de cada área aislada del equipo, sus estructuras o soporterías.
3. Las determinaciones de los primeros dos puntos debe hacerse para equipos o secciones de los mismos que operen a temperaturas semejantes y bajo situaciones y ambientes iguales, de manera que la evaluación sea consistente y válida. Será necesario establecer alguna limitante como temperatura del lado exterior del recubrimiento aislante.
4. Utilizando en un principio algún espesor determinado por la experiencia o información de fabricantes, se calcula una primera cifra de flujo total de calor. En la siguiente figura se tiene un formato y el formulario útil en este procedimiento.

$$"U" = 1/R_1 + \dots + R_n + R_q)$$

Procedimiento de cálculo de "Q".

5. Si la "Q" (flujo total de calor) calculada es mayor a la permitida, el análisis deberá efectuarse para un espesor mayor, o a la inversa en caso contrario. Debido a que los primeros datos son supuestos y a la interdependencia del valor de la conductividad térmica con la temperatura media y a su vez, de esta con la temperatura exterior, normalmente el cálculo requiere de varias interacciones antes de converger y ser válidos los valores de "Q" y del espesor

Espesor económico:

El espesor económico es aquel en el cual el Costo Total, de la Suma del Costo de los Energéticos, más el costo por Inversión en Aislamiento es mínimo, o sea:

$C_t = C_{et} + C_{at}$ es mínimo

Y por ende la Calidad Aislante "R" es óptima.

El método es de aplicación universal, para cualquier material aislante y bajo cualquier condición de operación e instalación. Su aplicación es fácil aunque será deseable operar la metodología mediante la ayuda de la computadora, para abreviar el tiempo de cálculo.

CONCLUSIONES

En el transcurso del trabajo realizado se trató de cumplir con el objetivo que pretende conjuntar la información requerida para que cualquier persona interesada en los sistemas de refrigeración de compresión de vapor, sea capaz de tomar decisiones acerca de las condiciones y materiales con los cuales debe trabajar un sistema de refrigeración y tener un ahorro de energía en diversos puntos del mismo.

Como se vio en los capítulos del presente trabajo, un dominio adecuado de los conceptos básicos, una adecuada carga de refrigeración y una buena selección del equipo son factores a considerar para una persona que le interesa un óptimo funcionamiento del equipo, así como un máximo aprovechamiento con respecto a las diversas formas de energía presentes en el sistema, además el último capítulo nos expone algunos consejos muy útiles para el ahorro de energía en equipos, los cuales no están trabajando en forma adecuada entre estos consejos tenemos aquellos, los cuales son imputables a la manera en que esta trabajando el equipo y aquellos, los cuales son imputables al diseño.

Esperamos también que este trabajo sirva de apoyo a las personas interesadas en el tema de la refrigeración y en especial a los estudiantes que cursen la carrera de Ingeniería Mecánica de la ENEP Aragón.

APÉNDICE A

CARACTERÍSTICAS DE PRODUCTOS ALIMENTICIOS.

Producto	Temperatura promedio de congelación °F	Porcentaje de agua	Calor específico BTU/ lb. °F		Calor latente de fusión BTU/lb.	Calor de evolución BTU por (24 hrs.) (ton) a la Temp. indicada	
			Arriba del punto de congelación	Abajo del punto de congelación		°F	BTU
Coliflor	30.1	91.7	0.93	0.47	132	40	4,500
Colirrábano	30.0	90.0	0.92	0.47	128		
Colecitas de Bruselas	31.0	84.0	0.88	0.46	122	40	6,600 - 11,000
Col fermentada (Sauerkraut)	26	89.0	0.92	0.47	129		
Col rizada.	30.7	86.6	0.89	0.46	124		
Chincharos verdes	30.0	74.3	0.79	0.42	106	40	13,200 - 16,000
Chicharos secos		0.5	0.28	0.22	14		
Chirivías	28.9	78.6	0.84	0.46	112		
Ejotes	29.8	88.9	0.91	0.47	128	40	9,700 - 11,400
Elotes	28.9	75.5	0.79	0.42	106	32	7,200 - 11,300
Escarola	30.9	93.3	0.94	0.48	134	40	11,700 - 23,100
Espárragos	29.8	93.0	0.94	0.48	134	40	11,700 - 23,100
Espinacas	30.3	92.7	0.94	0.48	132	40	8,000
Habas	30.1	86.5	0.73	0.40	94	40	4,300 - 6,100
Habas secas		12.5	0.30	0.24	18		
Hongos	30.2	91.1	0.93	0.47	130	32	6,200
Jitomate	30.4	94.1	0.95	0.48	134	50	22,000
						40	1,260
Lechuga	31.2	94.8	0.96	0.48	136	32	2,300
						40	2,700
Maíz		10.5	0.28	0.23	15		
Nabo	30.5	90.9	0.93	0.47	130	32	1,900
						40	2,200
Papas	28.9	77.8	0.82	0.43	111	40	1,300 - 1,800
Pepinos	30.5	96.1	0.97	0.49	137		
Pimiento	30.5	92.4	0.94	0.47	132	40	4,700
Rábano	30.1	93.6	0.95	0.48	134		
Rábano picante	266.4	73.4	0.78	0.42	104		
Rapóntico	28.4	94.9	0.96	0.48	134		
Tomate	30.4	94.790	0.95	0.48	134	60	6,230
Verduras (mixtas)	30.0	88.2	0.90	0.45	130		
Zanahorias	29.6		0.90	0.46	126	32	2,100
						40	3,500
CARNES Y PESCADOS 32							
Aves (carne fresca)	27	74	0.79	400.37	106		
Aves (congeladas)	27	74	0.79	0.37	106		
Bacalao (fresco)	28		0.90	0.49	119		
Camarones	28	70.8	0.83	0.45	119		
Carne cortada (retazo)	29	65	0.72	0.40	95		
Carne de cordero	29	58	0.67	0.30	83.5		

CARACTERÍSTICAS DE PRODUCTOS ALIMENTICIOS

Producto	Temperatura promedio de congelación °F	Porcentaje de agua	Calor específico BTU/ lb. °F		Calor latente de fusión BTU/lb.	Calor de evolución BTU por (24 hrs.) (ton) a la Temp. indicada	
			Arriba del punto de congelación	Abajo del punto de congelación		°F	BTU

Carne de puerco (ahumada)		57	0.60	0.32			
Carne de puerco (fresca)	28	60	0.68	0.38	86.5		
Carne de res (grasosa)	28		0.60	0.35	79		
Carne de res (magra)	29	68	0.77	0.40	100		
Carne de res (salada)			0.75		7-22		
Carne de res (seca)		5-15	0.22-0.34	0.19-0.26	91		
Carne de ternera	29	63	0.71	0.39	93		
Chorizos	26	65.5	0.89	0.56			
Embutidos			0.60				
Escalopas	28	80.3	0.89	0.48	116		
Higados	29	65.5	0.72	0.40	93.3		
Jamones y Lomos	27	60	0.68	0.38	86.5		
Ostiones (en su concha)	27	80.4	0.83	0.44	116		
Ostiones (en lata)	27	87	0.90	0.46	125		
Pescado (congelado)	28	70	0.76	0.41	101		
Pescado (en hielo)		70	0.76	0.41	101		
Pescado (seco)			0.56	0.34	65		
Salchichas (ahumadas)	25	60	0.86	0.56	86		
Salchichas (Frankfort)	29	60	0.86	0.56	86		
Salchichas (frescas)	26	65	0.89	0.56	93		
Tocino		2020	0.50	0.30	29		

FRUTAS

Aguacates	27.2	94	0.91	0.49	136	60	13,200-39,700
Arándanos	28.6	82.3	0.86	0.45	118	32	1,300-2,200
Arándanos agrios	27.3	87.4	0.90	0.46	124		
Cerezas	26	83	0.87	0.45	120		
Ciruelas	28	85.7	0.88	0.45	122		
Ciruela pasa (fresca)	28	85.7	0.88	0.45	123		
Chabacanos	28.1	85.4	0.88	0.46	122		
Dátil (fresco)	27.1	78	0.82	0.43	112		
Dátil (seco)	-4.1	20	0.36	0.26	29		
Duraznos	29.4	86.9	0.90	0.46	124	32	1,110
						40	1,735
Frambuesas	30.1	82	0.85	0.45	122	40	6,800-8,500
Fresas	29.9	90	0.92	0.47	129		
Granadas	28	77	0.87	0.48	112		
Grosella	30.2	84.7	0.88	0.45	120		
Higo (fresco)	27.1	78	0.82	0.43	112		
Higo (seco)		24	0.39	0.27	34		
Limas	29	86	0.89	0.46	122	40	810
						60	2,970
Limonas	28.1	89.3	0.92	0.46	127	40	810

CARACTERÍSTICAS DE PRODUCTOS ALIMENTICIOS

Producto	Temperatura promedio de congelación °F	Porcentaje de agua	Calor específico BTU/ lb. °F		Calor latente de fusión BTU/lb.	Calor de evolución BTU por (24 hrs.) (ton) a la Temp. indicada	
			Arriba del punto de congelación	Abajo del punto de congelación		°F	BTU
						60	2,970
Mandarinas	28	87.3	0.93	0.51	126	32	3,265
						40	5,865
Mangos	32	93	0.90	0.46	134		
Manzanas	28.4	84.1	0.86	0.45	121	32	830
						40	1,435
Melones	29	92.7	0.94	0.48	132	40	2,000
						60	8,500
Melón dulce	20	92.6	0.94	0.48	132	40	1,000
Membrillo	28.1	85.3	0.88	0.45	122		
Moras	28.9	85.3	0.88	0.46	122		
Naranjas	28	87.2	0.90	0.46	124	32	795
Nectarinas	29	87.9	0.90	0.49	119		
Nísperos	28.3	78.2	0.84	0.43	122		
Peras	28.5	83.5	0.86	0.45	118	32	770
Piñas	29.4	85.3	0.88	0.45	123		
Plátanos	28	74.8	0.80	0.42	108	68	8,400-9,200
Sandías	29.2	92.1	0.97	0.48	132		
Toronjas	28.4	88.8	0.91	0.46	120	32	460
						40	1,070
Uvas	26.3	81.7	0.86	0.44	116	35	830
Uva-espin	28.9	88.3	0.90	0.46	126		
VARIOS							
Azúcar maple		5	0.24	0.21	7	45	1,420
Caviar (enlatado)	20	55				40	3,820
Cerveza	28	92	1.00				
Crema (40%)	28	73	0.85	0.40	90		
Chocolate	85-95	55	0.30	0.55	40		
Dulces			0.93				
Flores cortadas	32					480 BTU/pie² de área	
Harina		13.5	0.38	0.28			
Helados	27-0	58-56	0.78	0.45	96		
Huevos (congelados)	27			0.41	100		
Huevos (frescos)	27		0.76	0.40	100		
Leche	31	87.5	0.93	0.49	124		
Levadura		70.9	0.77	0.41	102		
Lúpulo						35	1,500
Malta						40	1,500
Manteca de cerdo			0.52				
Mantequilla	30-0	15	0.64	0.34	15		
Miel de abeja		18	0.35	0.26	26	40	1,420
Miel de maple		36	0.49	0.31	52	45	1,420
Nueces (secas)		3-10	0.21-0.29	0.19-0.24	4.3-14	35	1,000
Oleomargarina		15.5	0.32	0.25	22		
Pan		32-37	0.70	0.34			
Pasta de pan		58	0.75				
Piel y lana				0.40			

Queso americano	17	60	0.64	0.36	79	40	4.680
Queso Camambert	18	60	0.70	0.40	86	40	4.920
4.920 Limburger	19	55	0.70	0.40	86	40	4.920
Queso Roqueford	3	55	0.65	0.32	79	45	4.000
Queso Suizo	15	55	0.64	0.36	79	40	4.660
Tabaco y puros	25						

PROPIEDADES DE LOS SÓLIDOS

NOMBRE O DESCRIPCIÓN	Calor Especifico		Gravedad específica	Conductividad térmica *	
	BTU por (lb) (*F)	Temperatura *F		Temp. *F	k
Abeto	0.65		0.40	86	0.094
Acete de alquitran de carbón	0.34	59			
Acero al níquel	0.109				
Acero (estirado en frío)	0.12		7.83	32	28
Algodón (lana)					0.01
Algodón (lino, cáñamo)			1.47-1.5	32	0.033
Alquitran bituminoso			1.2		
Alquitran de carbón	0.35	104			
Aluminio	0.226	100	2.55-2.8	32	122
Alundo	0.186	212			
Arce			0.53-0.66	86	0.092
Arcilla	0.224		1.28		
Arena	0.191		1.4-1.9	68	0.188
Asbesto	0.25	0.47-0.58	2.1-2.8	32	0.09
Aserrín			0.21	68	0.042
Asfalto	0.3-0.4				
Baquelita	0.3-0.4				
Bronce	0.104		7.4-8.8		
Bronce de aluminio			7.7		
Bronce para campanas	0.986	59-208.4			
Cadmio	0.0548		8.65	64	53.7
Caoba			0.56-0.85		
Carbón de piedra	0.26-0.37		0.65-1.8		
Carbón de retorta	0.204				
Carbón vegetal	0.242		0.28-0.57	172	0.51
Cartón					0.1-0.2
Caucho de la India	0.481	-148			
Celulosa	0.32				
Ceniza	0.2		0.64-0.72	32	0.041
Ceniza de madera			0.55-0.71		
Cobre laminado			8.8-8.9	32	224
Coque	0.265	69.8-753	1-1.4	32	0.106
Corcho (en placa)	0.485		0.22-9.26	24	0.024
Criolita	0.253	60.8-131			
Cristal de roca	0.117		3.2-4.7		
Cuero			0.86-1.02		0.092
Diamante	0.147				
Enladrinado	0.2		1.85-2	70	0.33-0.92
Enyesado rústico					0.25-0.05
Escoria de Cemento Portland	0.186		1.5-2.4		0.017
Estaño fundido	0.053		7.2-7.5	64	37.6
Estaño al bismuto	0.040			64	37.6
Fieltro				86	0.022
Fluorita	0.21	86			
Gis	0.215		1.8-2.8		0.48
Grafito	0.2	68-212	2.4-2.7		1-2.132
Granate	0.1758	60.8-212			

PROPIEDADES DE LOS SÓLIDOS

NOMBRE O DESCRIPCIÓN	Calor Específico		Gravedad específica	Conductividad térmica *	
	BTU por (lb) °F	Temperatura °F		Temp. °F	k
Hielo	0.350	- 112	0.88-0.92	32	1.28 (agua)
Hielo	0.434	- 40		14	1.35
Hielo	0.465	- 4		- 4	1.41
Hielo	0.487	3		- 22	1.471
Hielo				- 40	1.538
Hierro en lingote			7.2		
Hierro forjado			7.6-7.9		
Hierro fundido gris	0.101		7.03-7.13	129	27.6
Hormigón (piedra)	0.156	70-213	1.5-2.4		0.5-0.75
Hule	0.48		1-2	100	0.92
Ladrillo de arcilla refractaria	0.198	212			
Ladrillo de cromita	0.17				
Ladrillo refractario de magnesita	0.222	212			0.9-2.5
Lana			1.32	86	0.022
Lana de vidrio	0.157				
Latón amarillo	0.08831	32	8.4-8.7	32	49.4
Latón rojo	0.08891	32	8.4-8.7	32	59.5
Lino					0.05
Litargiro	0.055				
Maderas	9.45-0.65				
Magnesio	0.234	212			0.04
Manganeso			7.42		
Mármol	0.21	64.4	2.4-2.8		1.2-1.7
Metai monel	0.127	68-2.372	8.97		
Mica	0.10	68			0.44
Nieve (recién caída)			0.125		
Niquel	0.103		8.9	64	34.4
Nitrato de Potasio			107		
Nogal			0.59		
Nogal Americano			0.74-0.8		
Olmo			0.56		
Oro	0.0308		19.25-19.12	64	169
Papel	0.324		0.7-1.15		0.075
Parafina	0.6939	32-68	0.87-0.91	86	0.145
Piedra	0.2				
Piedra caliza	0.217	59-212	2.1-2.8		0.3-0.75
Pinabeto			0.45		
Pino	0.87		0.43-0.67	86	0.065-0.085
Piritas de cobre	0.131	66.2-122			
Piritas de hierro	0.136	59-208.4			
Plata alemana	0.0946	32-312	8.58		
Plata (fundida)			104-10.6	64	244
Platino (fundido)			21.5	64	40.2
Plomo	0.030		11.34	64	20.1
Polvero de grafito	0.165	78.8-168.8		104	0.106
Porcelana	0.22			329	0.945
Roble	0.57		0.65-0.84		0.085-0.125
Sal de piedra	0.219	55.4-113			
Silíce	0.316				
Tierra (seca y empacada)			1.5 (suelta)	32	0.035
Tungsteno	0.034		19.22		
Vidrio			2.4-2.8		

PROPIEDADES DE LOS SÓLIDOS

NOMBRE O DESCRIPCIÓN	Calor Específico		Gravedad específica	Conductividad térmica *	
	0.16-0.2			0.333-0.5	
Vidrio (corona)	0.2		2.4-2.7		
Vidrio (PROPI)	0.188-0.2	32-212			
Yeso	0.259	60.8-114.8	2.3-2.8	68	0.25
Zinc fundido			7.1	32	63

PROPIEDADES DE LOS LÍQUIDOS

Producto	Punto de ebullición °F	Entalpia de vaporización BTU/lb ras	Calor Específico		Viscosidad		Punto de Congelación °F	Entalpia de Fusión BTU/(lb bra)	Gravedad específica o densidad (d)		Conductividad Térmica Temp °F	
			BTU por (libra) °F	Temperatura °F	Centipoises	Temp °F			Temp °F	lb/pe d	k	Temp °F
Acete de ajonjolí			0.387									
Acete de ballena					42.0	60.08		77	55.0 (d)			
Acete de castor			0.434		451.0	86			59	60.5 (d)	9.104	68
Acete de citrón			0.438	42								
Acete de soya					40.6	86			194	0.919		
Acete de nabo					42.2	100.04			59	57.0 (b)		
Acete de oliva			0.471	44	54.0	86			59	0.906	0.097	68
Acete de linaza					33.1	86				0.925		
Acetaldehído	69.44	244.8			0.275	32	-190.3					
Acetato etílico	170.78	168.5	0.475	58			-118.34	51.1			0.101	68
		(32 F)										
Acetato metílico	134.78	176.5	0.468	59			-144.49	144.49				
Acetona	132.98	223.0	0.506	32			203	42.1	68	49.4 (d)	0.102	77.86
Acete acético	245.3	173.0	0.522	78.8-203	1.040	86	62.00	77.7	0.099	68		
Acido butírico	326.3	205.0	0.515	20-100	1.304	86	22.01	54.2				
Acido Fórmico	359.96		0.561	57.2-78.8				52.2	59	60 F2 (B)		
Acido fórmico	213.44	216.0	0.521	68-212	1.46	86	47.12	104.4				
Acido Nítrico	186.6						-43.6	17.15		91%-1.5		
Acido Propiónico	285.98	177.8	0.560	0.950	86	-5.44						
Acido Sulfúrico 100%	626	219.6	0.344	68			50.882	43.2		87%-1.80	0.21	86
Agua	212	986.7	1.000	60.8	0.80007	86	32	143.05	39.2	1.00	0.33	32
									39.2	62.4 (d)	0.356	86
Agua de mar			0.980							1.004		
			0.938							1.024		
			0.903							1.046		
Aguarrás	320	123.4	0.411	32	1.272	86				0.864	0.074	59
Alcohol alilo	206.6	293.0	0.665	69.8-204.8	1.165	86	-200.2				9.104	77.86
Alcohol amilo	280.22	216.0					-109.3	48.0			0.094	86
Alcohol butílico	243.86	254.0	0.687	20-115			-129.64	54.0			0.097	86
Alcohol etílico	172.94	366.9	0.548		1.2	68	-174.28	45.6			0.789	
Alcohol isopropílico	224.42	248.0										
Alcohol Metílico	148.46	472.0	0.601	64	0.596	68	-142.6	39.6			0.796	
Alcohol propílico	207.5	295.2	0.57	68	1.779	86	-194.98			2.04		
Amoniaco			1.099	32				84.5			0.29	5-86
Anilina	63.2	198.0	0.514	60	4.467	68	20.7	48.0	32	64.5 (d)		
Benceno	176.18	167.0						54.6	32	56.1 (d)	0.092	86
Benzol			0.340	50	0.567	86		55				
Bromo	137.84	86.4	0.107	13-45	0.911	86		29.15	32			
Bromuro etílico	101.12	108.0	0.215	59-68	0.365	86	-182.2					
Bromuro de etileno	269.06	83.0	0.173	68	1.475	86	50.108					
Cloroformo	142.16	106.0	0.226	59	0.519	86	-82.3			1.5	0.080	86
Cloruro etílico	53.96	166.5	0.367	32								
Cloruro de etileno	182.66	139.0	0.299	68	0.736	86	-31					
Decano	345.2	108.2	0.500	0-50	0.77	72.14	-22	86.4			0.085	86

Difenilamina	575.6		0.454	125			127.36					
Disulfuro de carbono	115.27	151.3	0.240	68	0.352	86	-160.24		32	80.6(d)	0.93	86
Dow corning 500	211.1											
	305.6											
	377.6											
Eter etílico	94.08	159.0	0.529	32	0.223	86	-176.8	41.4		0.736	0.08	86
Etilenglicol	386.6	344.0									0.153	32
Gasolina	158-193		0.5	32-212						0.73		
Glicerina	544		0.575	59-127	830	68.54	64.58	85.6				
Glicerol	555.08				207.0	68	64.4	85.5			0.164	68

Producto	Punto de ebullición °F	Entalpia de vaporiza ción BTU/lb as	Calor Especifico		Viscosidad		Punto de Congelacio n °F	Entalpi a de Fusión BTU/(li bra)	Gravedad específica o densidad 8d)		Conductivi dad Termicate mp °F	
			BTU por (libra) °F	Tempera tura °F	Centi poise s	Temp °F			Temp °F	lb /pie d	k	Tem p °F
Heptano	209.12	137.1	0.490	68	0.375	86	-131.08	60.6			0.081	86
Hexano	755.6	142.5	0.600	86	0.296	86	-139	65.0			0.080	86
Hidróxido potásico												
+ 30 partes de Agua			0.87.6	64								
+ 100 partes de agua			0.975	64								
Hidróxido sodico			0.942	64								
+ 100 partes de agua			0.983	64								
Kerosena			0.5	32-212						0.78- 0.82	0.086	68
Naftalina	424.4	138.0	0.396	165			176.309	64.0				
Nitrobenzeno	411.62	142.2	0.350	57.2			42.53	40.5			0.095	

APÉNDICE B

ANEXO 1

Temperatura de evaporación(°c)	+10	+5	0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40
Presión de succión (PSIG) R12	43.7	37.9	30.1	23.2	17.1	11.8	7.2	3.25	.3	6.1	11
MODELO ACTUAL											
MC500	5HP	8,776	7,424	6,218							
MC500M				8,037	6,603	5,406	4,351	3,401	2,660	1,986	1,463
MC500B						5,861	4,717	3,687	2,687		
MC550 5 HP						6,202	4,992	3,902	3,052	2,278	1,679
MC22-500B 5 HP						6,111	4,941	3,897	2,973	2,221	1,587
MC750A 7 ½ HP	1489F2	13,074	11,060	9,264							
MC750M				10,575	8,688	7,113	5,725	4,475	3,500	2,613	1,925
MC760A 7 ½ HP	15096	13,253	11,211	9,391							
MC760 M				12,352	10,147	8,307	6,687	5,227	4,088	3,051	2,248
MC760 B						9,275	7,465	5,835	4,564	3,407	2,510
MC22-750A 7 ½ hp	15107	13,723	11,701	9,787							
MB22-750M				12,613	10,450	8,492	6,865	5,415	4,130	3,086	2,208
MC22-750B						9,466	7,653	6,036	4,604	3,440	2,432
MC900A10 HP	17858	15,689	13,262	11,115							
MC900M				13,237	10,874	8,902	7,165	5,601	4,380	3,269	2,406
MC900B						10,087	8,087	6,322	4,943	3,690	2,716
MC1000A 10 HP	24725	20,700	17,480	14,260	11,500	9,200	7,360	5,750	4,370	3,450	2,530
MC1000M					13,100	10,480	8,385	6,550	4,980	3,930	2,880
MC1000B						11,710	9,370	7,320	5,565	4,390	3,220
MC22-1000A 10 HP	19480	17,704	15,105	12,634							
MC22-1000M				15,280	12,660	10,287	8,317	6,560	5,000	3,740	2,675
MC22-1500 A 15 HP	30875	25,850	21,830	17,805	14,360	11,490	9,190	7,180	5,455	4,310	3,160
MC22-1500M				20,335	16,400	13,120	10,495	8,200	6,230	4,920	3,610
MC22-1500 B						15,120	12,095	9,450	7,180	5,670	4,155
MC22-2000A 20 HP	35260	29,520	24,930	20,335	16,400	13,120	10,495	8,200	6,230	4,920	3,610
MC22-2000M				23,435	18,900	15,120	12,095	9,450	7,180	5,670	4,160
MC22-2000B						17,175	13,740	10,735	8,160	6,440	4,725

ANEXO 2

FACTORES DE CORRECCIÓN PARA TEMPERATURAS DE CONDENSACIÓN

TEMP. COND. EN °C	35	40	50	55
R 12	1.125	1.0634	0.9402	0.8747
R 22	1.183	1.0859	0.9356	0.8398

ANEXO 3 TABLA DE CONDENSADORES

TEMPERATURA DE EVAPORACION (°C)			+10	+5	±0	-5	-10	-15	-20	-25	-30	-35	-40	
PRESIÓN DE SUCCIÓN (PSIG)			R12	46.7	37.9	30.1	23.2	17.1	11.8	7.2	3.25	0.3"	6.1"	11"
MODELO ACTUAL	TIPO COMP	R22	84.7	70.5	57.8	46.7	36.8	28.3	20.9	14.5	9.0	4.4	0.5	
		R502	96.9	82.1	68.4	56.2	45.4	35.8	27.5	20.2	14.2	8.8	4.1	
A26	A	1/4 HP	1	775	650	550	445	360	290	230	180	135	110	80
A26	M		1											
A26	B		1											
A34	A	1/3 HP	1	900	755	640	520	420	335	270	210	160	125	90
A34	M		1				595	480	385	310	240	180	145	105
A34	B		1						430	345	270	205	160	120
A52	A	1/2 HP	1	1270	1060	895	730	590	470	380	295	225	180	130
A52	M		1				820	660	530	420	330	250	200	145
A52	B		1						575	460	360	275	215	160
A61	A	1/2 HP	2	1270	1060	895	730	590	470	380	295	225	180	130
A61	M		2				810	655	525	420	325	250	195	145
A61	B		2						570	455	355	270	215	155
A71	A	1/2 HP	2	1955	1640	1385	1130	910	730	580	455	345	275	200
A71	M		2				1190	960	770	615	480	365	290	210
A71	B		2						315	650	510	385	305	225
A75	A	1/4 PH	3	2085	1745	1475	1200	970	775	620	485	370	290	215
A75	M		3				1350	1090	870	695	545	415	330	240
A75	B		3						985	790	615	470	370	270
A100	A	1 HP	3	2645	2215	1870	1525	1230	985	790	615	470	370	270
A100	M		3				1885	1520	1215	970	760	580	455	335
A100	B		3						1320	1055	825	630	495	365
A150	A	1 1/2 HP	3	3785	3170	2675	2180	1760	1410	1125	880	670	530	385
A150	M		3				2380	1920	1535	1230	960	730	575	420
A150	B		3						1745	1395	1090	830	655	480
A22-150	A	1 1/2 HP	3	2970	2485	2100	1710	1380	1105	885	690	525	415	305
A22-150	M		3				1960	1580	1285	1010	790	600	475	350
A22-150	B		3						1425	1140	890	675	535	390
A200	A	2 HP	4	4300	3600	3040	2480	2000	1600	1280	1000	780	600	440
A200	M		4				2975	2400	1920	1535	1200	910	720	530
A200	B		4						2410	1925	1505	1145	905	660
A22-200	A	2 HP	3	3830	3205	2705	2210	1780	1425	1140	890	675	535	390
A22-200	M		3				2680	2160	1730	1380	1080	820	650	475
A22-200	B		3						2240	1790	1390	1065	840	615
A300	A	3 HP	4	6880	5760	4865	3970	3200	2560	2050	1600	1215	960	705
A300	M		4				4465	3600	2880	2305	1800	1370	1080	790
A300	B		4						3230	2585	2020	1535	1210	890
A350	M	3 HP	83				4822	3962	3243	2611	2041	1596	1191	878
A350	B		83						3255	2835	2216	1733	1294	953
A22-300	A	3 HP	4	6170	5165	4360	3560	2870	2295	1835	1435	1090	880	630
A22-300	M		4				4300	3470	2775	2220	1735	1320	1040	765
A22-300	B		4						3305	2645	2065	1570	1240	910
A500	A	5 HP	83	9697	8516	7352	6036							
A500	M		83				6630	5446	4459	3587	2805	2170	1368	1267
A500	B		83						4840	3872	3025	2300	1815	1330
A22-500	A	5 HP	4	8060	6750	5700	4650	3750	3000	2400	1875	1425	1125	825
A22-500	M		4				5405	4380	3490	2790	2180	1655	1310	960
A22-500	B		4						3670	2935	2295	1745	1380	1010
A750	A	7 1/2 HP	83	14521	12753	11009	9039							
A750	M		83				9944	8168	6687	5379	4207	3240	2456	1810
A750	B		83						7113	5724	4475	3500	2613	1925
A760	A	7 1/2 HP	85	15096	13253	11211	9391							
A760	M		85				12352	10147	8307	6687	5227	4088	3051	2248
A760	B		85						9275	7465	5835	4564	3407	2510
A22-750	A	7 1/2 HP	83	12751	11581	9877	8262							
A22-750	M		83				9200	7420	5935	4750	3710	2820	2225	1630
A22-750	B		83						6370	5095	3980	3025	2390	1750
A900	A	10 HP	85	17858	15689	13262	11115							
A900	M		85				13237	10874	8902	7165	5601	4380	3269	2406
A900	B		85						10047	8087	6322	4943	3690	2716
A1000	A	10 HP	7	24725	20700	17480	14260	11500	9200	7550	4370	4370	3450	2530
A1000	M		7				16245	13100	10480	8550	6960	5490	4390	3390
A1000	B		7						11710	9370	7565	4390	4390	3220
A22-1000	A	10 HP	83	19480	17704	15105	12634							
A22-1000	M		83				15280	12660	10287	8313	6560	5000	3740	2675
A22-1500	A	15 HP	7	30875	25850	21830	17805	14360	11490	9180	7180	5455	4310	3160
A22-1500	M		7				20335	16400	13120	10495	8200	6230	4920	3610
A22-1500	B		7						15120	12095	9450	7180	5570	4155
A22-2000	A	20 HP	7	35260	29570	24930	20335	16400	13120	10495	8200	6230	4920	3610
A22-2000	M		7				23435	18900	15120	12095	9450	7180	5670	4160
A22-2000	B		7						17175	13740	10735	8160	6440	4725

ANEXO 4

FACTOR DE CORRECCIÓN PARA OTRAS Temp. AMBIENTES				
Temp..Amb. en °C	20	25	35	40
R12	1.125	1.0625	0.9375	0.875
R22	1.188	1.092	0.906	0.813

ANEXO 5

EVAPORADORES

MODELO FMA

APLICACIONES: Cámaras DE Refrigeración donde se requieren temperaturas arriba de 2°C.

Cámaras con lato índice de humedad.

CARACTERÍSTICAS: Eficiente serpentín construido con tubería de cobre y aletas de lámina de aluminio.

MODELO	Kcal/hr 1°C
FMA-140	233
FMA-175	292
FMA-245	409
FMA-310	517
FMA-360	600
FMA-440	734
FMA-560	967
FMA-780	1300
FMA-1015	1692
FMA-1375	2292
FMA-1730	2883

MODELO FMM

APLICACIONES: Cuartos fríos que requieran temperaturas arriba de 0°C.

CARACTERÍSTICAS: Serpentin de alta eficiencia construido con tubos de cobre y aletas de aluminio.

MODELO	Kcal/hr 1°C
FMM-125	208
FMM .150	250
FMM -210	350
FMM -270	450
FMM -315	525
FMM -395	659
FMM -505	842
FMM -670	1117
FMM -.870	1450
FMM-1220	2034
FMM -1540	2367

MODELO FMB

APLICACIONES: Cámaras de refrigeración donde se requieran temperaturas debajo de 0°C

CARACTERÍSTICAS: Son fabricados con motores eléctricos, serpentín de tubo de cobre y aletas de aluminio.

MODELO	Kal/hr 1°C
FMB-105	175
FMB-150	250
FMB-195	325
FMB-250	417
FMB-300	500
FMB-360	634
FMB-380	917
FMB-810	1350
FMB-450	1917
FMB-1450	2417

MODELO FMW

APLICACIONES: Cámaras de refrigeración donde se requieren temperaturas debajo de 0°C.

CARACTERÍSTICAS: Son fabricados con motores eléctricos, serpentín de tubo de cobre y aletas de aluminio.

MODELO	Kal/hr 1°C
FMW-300	500
FMW-380	634
FMW-550	917
FMW-810	1350
	1917

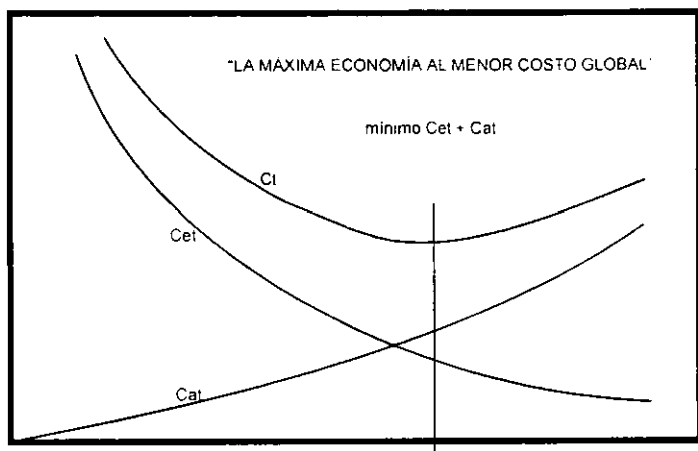
ANEXO 6

TABLA PARA CALCULAR VÁLVULAS

Modelo	CAPACIDADES EN K/CL/HORA PARA 4-12							
VT-50	1390	1600	1790	1960	2102	2260	2390	2500
VT-100	1980	2300	2570	2820	2820	3250	3440	3620
VT-150	2680	3100	3470	3800	3800	4380	4650	4900
VT-200	3900	4500	5030	5520	560	6360	6740	7100
VT-300	5190	6000	6710	7350	7940	8480	10390	14000

APÉNDICE C

\$
COSTO
ANUAL



"LA CALIDAD AISLANTE OPTIMA"
Variación de los costos VS. la Calidad Aislante R.

Cat = costo de la inversión en aislamiento

Cet = costo del energético

Ct = Espesor económico.

BIBLIOGRAFÍA

Dossat Roy J.

Principios de Refrigeración

Editorial Cecsa.

México 1980

594 pp.

Goribar Hernández Eduardo

Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración.

Editorial Limusa.

México 1980

México 1980.

461 pp.

Jones J:B. Dugan R.E.

Ingeniería Termodinámica.

Editorial Prentice-Hall Hispanoamericana

México 1997

989 pp.

Morán M.J. Shapiro H.N.

Fundamento de Termodinámica Técnica.

Editorial Reverte, S.A.

España 1995.

943 pp.

Marx Warren R.
Olivo Thomas C.
Principios de la Refrigeración.
Editorial Diana.
México, 1994.

Pita G. Eduard.
Principios y sistemas de Refrigeración.
Noriega Editores.
México 1991.
497 pp.

Rapin Pierre J.
Instalaciones Frigoríficas.
Editorial Marcambo.
Barcelona 1978.