



165  
71

**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA  
DE MEXICO**

**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES  
CUAUTITLAN**

**"BANCO DE PRUEBAS DE UN COMPRESOR  
DOMESTICO"**

**T E S I S**  
QUE PARA OBTENER EL TITULO DE:  
**INGENIERO MECANICO ELECTRICISTA**  
**P R E S E N T A :**  
**ADRIAN CRUZ VARGAS FLORES**

**ASESOR: ING. JUAN DE LA CRUZ HERNANDEZ ZAMUDIO**

**CUAUTITLAN IZCALLI, EDO. DE MEX.**

**1997**

**TESIS CON  
FALLA DE ORIGEN**



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



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

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

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

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



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

ASUNTO: VOTOS APROBATORIOS

DR. JAIME KELLER TORRES  
 DIRECTOR DE LA FES-CUAUTITLAN  
 P R E S E N T E .

AT N: Ing. Rafael Rodríguez Ceballos  
 Jefe de Departamento de Exámenes  
 Profesionales de la F.E.S. - C.

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

"Banco de Pruebas de un Compresor Doméstico"

que presenta el pasante: Vargas Flores Adrián Cruz,  
 con número de cuenta: 7345785-9 para obtener el TITULO de:  
Ingeniero Mecánico Electricista.

Considerando que dicha tesis reúne los requisitos necesarios para ser discutida en el EXAMEN PROFESIONAL correspondiente, otorgamos nuestro VOTO APROBATORIO.

A T E N T A M E N T E .  
 "POR MI FAZA HASLARA EL ESPIRITU"  
 Cuautitlan, Icaalitl, Edo. de Mex... e 3 de Septiembre de 1997

PRESIDENTE Ing. Juan de la Cruz Hernández Zamudio.

VOCAL Ing. María Soledad Alvarado Martínez.

SECRETARIO Ing. Daniel Hernández Pecina.

PRIMER SUPLENTE Ing. Bernardo Gabriel Nuñez Martínez.

SEGUNDO SUPLENTE Ing. David García Carreto.

*[Handwritten signatures and dates]*  
 3/5/97  
 28/08/97  
 28/08/97

A G R A D E C I M I E N T O S

A MI MADRE

MARGARITA FLORES RODRIGUEZ †

**A MI DIRECTOR DE TESIS**

ING. JUAN DE LA CRUZ HERNANDEZ ZAMUDIO.

**A MIS SIMODALES**

ING. JUAN DE LA CRUZ HERNANDEZ ZAMUDIO.

ING. MARIA SOLEDAD ALVARADO MARTINEZ.

ING. DANIEL HERNANDEZ PECINA.

ING. BERNARDO GABRIEL MUÑOZ MARTINEZ.

ING. DAVID GARCIA CARRETO.

**A MIS HERMANOS**

**A LA UNIVERSIDAD NACIONAL AUTONOMA DE MEXICO**

**AL DEPARTAMENTO DE TERNOPUIDOS**

**A MIS MAESTROS**

**Y A TODOS LOS QUE ME AYUDARON**

**TAMBIEN A LOS QUE NO ME AYUDARON**

**Y A LOS QUE ME BLOQUEARON**

**A MI PUEBLO**

**A MEXICO**

## T I T U L O D E T E S I S

## B A N C O D E P R U E B A S D E U N C O M P R E S O R D O M E S T I C O

I N D I C E	Pág.
Indice. - - - - -	1
<b>C A P I T U L O 1</b>	
Introducción. . . . .	5
1.1. Historia de los compresores. - - - - -	6
1.2. Clasificación de los compresores. - - - - -	7
1.3. Relatoría de la tesis. - - - - -	7
<b>C A P I T U L O 2</b>	
<b>CONCEPTOS GENERALES.</b> . . . . .	9
2.1. Medición de presión y temperatura. - - - - -	9
2.2. Entalpía y entropía. - - - - -	10
2.3. Diagrama de presión - entalpía. - - - - -	13
2.4. Compresores generalidades. - - - - -	17
A. Compresores alternativos de pistón. - - - - -	17
B. Compresores rotativos. - - - - -	18
2.5. Características mecánicas de un compresor recíprocante. - - - - -	18
Ciclo de operación de un compresor recíprocante. - - - - -	19
2.6. Características de un compresor recíprocante. - - - - -	27
1. Características o magnitudes geométricas. - - - - -	27
a). Cilindrada. - - - - -	27
b). Volumen barrido. - - - - -	28
c). Caudal másico. - - - - -	28
2. Características mecánicas. - - - - -	29

	Pág.
a). Presión media indicada. - - - - -	31
b). Trabajo indicado. - - - - -	32
c). Potencia indicada. - - - - -	34
d). Potencia efectiva o al freno o mecánica. - - - - -	35
3. Características o magnitudes térmicas. - - - - -	35
a). Potencia refrigerante total. - - - - -	36
b). Potencia politrópica. - - - - -	38
c). Potencia isotérmica. - - - - -	39
d). Potencia isoentrópica. - - - - -	40
e). Potencia eléctrica. - - - - -	42
4. Características cualitativas (rendimientos o eficiencias). - - - - -	42
a). Rendimiento volumétrico. - - - - -	43
1. Factor mecánico. - - - - -	43
2. Influencia del factor presostático. - - - - -	44
b). Relación de compresión. - - - - -	46
c). Rendimiento mecánico. - - - - -	46
d). Rendimiento isoentrópico. - - - - -	47
e). Rendimiento isotérmico. - - - - -	47
f). Rendimiento total. - - - - -	47

### C A P I T U L O 3

CRITERIOS PARA LA SELECCION DE EQUIPO. . . . .	48
3.1. Introducción. - - - - -	48
3.2. Selección del condensador. - - - - -	48
3.3. Selección del evaporador. - - - - -	62
3.4. Selección de dispositivos de expansión. - - - - -	66
3.5. Selección de secadores o deshidratadores. - - - - -	68
3.6. Selección de manómetros, termómetros, mirillas, etc. - - - - -	70

3.7. Selección de soldadura y tubería en la refrigeración. - - - - - 71

C A P I T U L O 4

DIAGRAMA DEL BANCO DE PRUEBAS. . . . . 77

4.1. Diagrama térmico. - - - - - 77

1. Ganancia de calor en paredes. - - - - - 77

2. Ganancia de calor por efecto solar. - - - - - 78

3. Ganancia de calor por infiltración de aire. - - - - - 78

4. Ganancia de calor por máquinas, alumbrado y otros equipos. - - - - 78

5. Ganancia de calor de los productos a refrigerarse. - - - - - 78

6. Ganancia de calor debido a la respiración de los productos  
(vegetales). - - - - - 79

7. Ganancia de calor debido al descongelamiento. - - - - - 79

8. Ganancia de calor debido a envolturas o envases. - - - - - 80

4.2. Cálculo de un refrigerador. - - - - - 80

C A P I T U L O 5

CALCULO DE POTENCIAS REQUERIDAS POR EL COMPRESOR. . . . . 91

1. Procedimiento. - - - - - 91

2. Se procede a tomar lecturas. - - - - - 92

3. Ahora se procede a calcular las temperaturas y presiones absolutas. - - - 92

4. Cálculo de potencias en un compresor recíprocante. - - - - - 95

a). Potencia del motor eléctrico. - - - - - 95

b). Potencia mecánica o al freno. - - - - - 96

c). Potencia indicada. - - - - - 96

d). Potencia politrópica. - - - - - 97

e). Potencia isotérmica. - - - - - 100

f). Potencia isoentrópica. - - - - - 101

g). Gráficas de las potencias. - - - - - 103



## C A P I T U L O 6

pág.

CURVAS CARACTERISTICAS DEL COMPRESOR. . . . .	104
a). Rendimiento o eficiencia isoentrópica. - - - - -	104
b). Eficiencia o rendimiento mecánico. - - - - -	104
c). Eficiencia o rendimiento isotérmico. - - - - -	105
d). Eficiencia o rendimiento total. - - - - -	105
e). Rendimiento volumétrico. - - - - -	106
f). Rendimiento volumétrico real. - - - - -	107
g). Gráficas de los rendimientos. - - - - -	109

## C A P I T U L O 7

CONCLUSIONES. . . . .	111
-----------------------	-----

## C A P I T U L O 8

BIBLIOGRAFIA. . . . .	117
-----------------------	-----

## A P E N D I C E

TABLAS. . . . .	119
-----------------	-----

# C A P I T U L O I

## I N T R O D U C C I O N

Para el estudio de un compresor doméstico se hará un análisis detallado de las características de este útil equipo. En la actualidad las familias - urbanas y las rurales tienen en su hogar un refrigerador doméstico que les es de mucha utilidad para conservar sus alimentos y así han podido mejorar sus condiciones de vida y salud.

Por otra parte no se puede pasar por alto a los pequeños comercios que lo emplean indiscriminadamente, a nivel industrial se utiliza en laboratorios con control de temperatura. Todo esto es debido a la enorme demanda que - el refrigerador doméstico ha adquirido un gran desarrollo y comercialización. Dentro de la industrialización y distribución de los productos perecederos y alimenticios, la refrigeración ha hecho un papel muy importante para que se conserven en buen estado. Se puede decir por otra parte que la refrigeración tiene un vasto campo en la industria, por ejemplo: en la industria del papel, en la obtención y licuefacción de los gases (oxígeno, hidrógeno, nitrógeno, helio, etc.), para obtener y estudiar nuevos materiales semiconductores y sobre un punto muy importante en los estudios que se llevan a cabo en el área médica, entre otros. Históricamente los primeros refrigeradores que se usaron no tenían compresor, en la parte superior estaban dotados de un compartimiento interno en el cual se colocaba un trozo o cubo de hielo, manteniéndose frío por convección de calor, el hielo debía de cambiarse frecuentemente. En estos tiempos no se puede hablar separadamente de refrigerador doméstico y de compresor doméstico ya que sería ignorar a uno o al otro puesto que ambos han evolucionado con el correr del tiempo de acuerdo a las necesidades de la sociedad.

### 1.1. Historia de los compresores.

Los primeros compresores se derivaron de los modelos de las máquinas de combustión interna, su utilización fue muy variada y hasta la fecha lo son, pues están en la perforación de pozos petroleros e hidráulicos, en el accionar de las máquinas herramientas, en la aplicación de pinturas, en el transporte de materiales, en la industrialización de los alimentos, en aire acondicionado y en la refrigeración, etc.

La refrigeración se conoce desde la antigüedad, para mantener fríos sus alimentos los hombres antiguos los colocaban en el hielo, la forma de obtener el hielo en esa época fue solamente de los nevados volcanes, de los helados ríos, lagos, lagunas y mares en época de invierno y lo iban transportando primero por tierra y después por mar en barcos especiales y lo guardaron dentro de cuartos especiales para después utilizarlo en el verano.

Para cuando el hombre logró producir hielo artificialmente utilizó compresores de tipo vertical y de una etapa, el refrigerante usado por estos antiguos compresores fue el amoníaco, no soportaban velocidades y presiones altas y eran de gran tamaño, hasta la fecha el amoníaco se sigue usando, cuando hay fugas en el sistema de refrigeración el amoníaco contamina a los alimentos, el avance en el diseño de las válvulas de admisión y escape y sellos en el cigüeñal del compresor trajo como consecuencia un notable incremento en la velocidad de rotación, reducción de su tamaño y con ello una mayor potencia, por otra parte aún en los compresores modernos que usan el amoníaco como agente refrigerante, sus partes que están en contacto con el deben de hacerse de acero para que no reaccionen químicamente. Con el uso de los refrigerantes modernos de hidrocarburos halogenados se alcanzó un notable desarrollo en el diseño de los compresores para la refrigeración y con el empleo de metales no

ferrosos que son más fáciles de maquinar que los ferrosos y menos costosos. Posteriormente con la aparición del gas diclorodifluorometano se desarrolló más ampliamente el refrigerador doméstico (compresor) y con ello apareció el compresor hermético o sellado, el diclorodifluorometano se conoce con el nombre de freón 12 o refrigerante 12.

En los años de 1930 apareció el refrigerador con compresor hermético y paulatinamente fue desapareciendo el compresor accionado por bandas, los productores de helados, enfriadores de agua y de bebidas fueron los que posteriormente utilizaron el compresor hermético.

#### 1.2. Clasificación de los compresores.

El compresor es el dispositivo principal en la refrigeración mecánica, ya que el trabajo desarrollado por él depende la capacidad de mover el gas formado en el evaporador, en otras palabras, es la habilidad de refrigerar. Los compresores se clasifican en:

##### 1. Compresores de desplazamiento positivo

- a). reciprocantes o alternativos: a. abierto, b. hermético.
- b). compresores rotatorios: a. de pistón rodante, b. de lóbulos, c. de paletas deslizantes.
- c). compresor de tornillo helicoidal.

##### 2. Compresores cinéticos o centrifugos.

- a). abierto.
- b). hermético.

#### 1.3. Relatoría de la tesis.

El avance continuo de la humanidad ha llevado consigo un importante -

desarrollo en la ciencia y la ingeniería, este es el caso concreto sobre la refrigeración, actualmente no existe un hogar que no tenga un refrigerador-doméstico, esto sin contar las aplicaciones que existen en la industria, es la refrigeración útil en: el almacenamiento y conservación de los alimentos, aire acondicionado, industria del papel, curtido de pieles, elaboración de los alimentos, en la industria de la electrónica, etc. Este trabajo se desarrolla de la siguiente forma:

En el Capítulo 1, se da el concepto de compresor y su clasificación y su uso en la industria. Por lo que se refiere a el Capítulo 2., se muestra un estudio sobre los conceptos fundamentales y herramientas que nos permitan seguir adelante con el estudio de nuestro compresor herméptico doméstico. El Capítulo tres se seleccionan los componentes adecuados de que está construido un refrigerador doméstico, que nuestro caso particular sólo se toma como el Banco de Pruebas de Compresor Doméstico y se hace esta aclaración para que no exista confusión al nombrarlo de una u otra forma, los componentes son: compresor, condensador, dispositivo de expansión (tubo capilar) y evaporador además, controles de temperatura y presión, secador de humedad del gas refrigerante, gas refrigerante, etc. En el Capítulo cuatro se hacen los diagramas térmico y mecánico del banco de pruebas que el primero consiste en el cálculo térmico de un refrigerador, con lo mecánico solamente se hace mención de su armazón sin tomar en cuenta el diseño mecánico. El siguiente capítulo que es el cinco se realiza la prueba en el compresor de pruebas que existe en el Laboratorio de Termofluidos (LIME) de la F. E. S. - Cuautitlán (Campo 4). El Capítulo seis trata de la caracterización del banco de pruebas, que tan eficiente y económico es un compresor 'doméstico', esto en función de la energía de entrada (eléctrica) o potencia con las potencias consumidas por el compresor y por último las conclusiones y la bibliografía.

## C A P I T U L O 2

### C O N C E P T O S G E N E R A L E S

Para este estudio se definirán algunas propiedades fundamentales de la física y las características de un compresor alternativo.

#### 2.1. Medición de presión y temperatura.

a). Presión. La presión es la fuerza que ejercen las moléculas de un gas en las paredes del recipiente que lo contiene, la presión es

$$\text{presión} = \text{fuerza}/\text{Área} \quad 1.$$

La presión atmosférica se mide con el barómetro y la presión en un gas se mide con un manómetro, para presiones que están de cero a una atmósfera se miden con un manómetro diferencial y para presiones mayores con un manómetro de Bourdon, las unidades para presión que más se usan son: pascal, bar, atmósfera,  $\text{kg}/\text{cm}^2$ ,  $\text{lb}/\text{pulg}^2$ , mm de mercurio (Hg), columna de agua, etc. La presión absoluta es igual a la suma de la presión atmosférica y la presión manométrica, esto es ( $P_{\text{atmosférica}} = P_{\text{barométrica}}$ )

$$P_m = P_{\text{at}} + P_m \quad 2.$$

b). Temperatura. La temperatura es también un parámetro de mucha importancia y la temperatura es el grado de calor que posee un cuerpo determinado, en particular, si a un gas se le suministra calor entonces aumenta su temperatura y se expande.

La medición de la temperatura se efectúa generalmente con un tubo capilar \* se refiere a la suma algebraica de las presiones,  $P_m$  puede ser negativa.

que está lleno de Hg u otro líquido y se usa para temperaturas de cero a 150 °C y para mayores de 150 °C se registran con un termómetro bimetalico, hay dos sistemas para la medición de la temperatura estos son:

1. Sistema Inglés.

- escala relativa o Fahrenheit (°F); - escala absoluta o Rankine (°R).

2. Sistema Internacional.

- escala relativa o Celsius (°C); - escala absoluta o Kelvin (°K).

Las relaciones que existen entre estos dos sistemas son para el Sistema Inglés absoluto es

$$^{\circ}\text{R} = 459.7 + ^{\circ}\text{F} \quad 3.$$

y la del Sistema Internacional es

$$^{\circ}\text{K} = 273.2 + ^{\circ}\text{C} \quad 4.$$

la relación que hay entre estos sistemas de sus escalas relativas y absolutas son

$$^{\circ}\text{C} = \frac{5}{9} (^{\circ}\text{F} - 32) \quad 5.$$

$$^{\circ}\text{K} = \frac{5}{9} ^{\circ}\text{R} \quad 6.$$

## 2.2. Entalpía y entropía.

El gran avance sobre el conocimiento que ha tenido la humanidad ha es tado marcado por los estudios que hicieron los científicos en 1840, que se en numeran de la siguiente manera:

1. El trabajo y el calor son formas de una clasificación mayor llamada energía

2. Una forma de energía puede transformarse en otra forma de energía.

3. La energía no se crea ni se destruye, sólo se transforma.

de los tres postulados anteriores se observa que la primera ley de la termodinámica es la conservación de la energía, que no puede crearse ni destruirse y se convierte de una forma a otra forma de energía.

Los cambios de energía que ocurren dentro de los límites que están bien definidos se conoce como sistema y lo que está fuera de estos límites del sistema se le llama alrededores. La ecuación general de la 1ª ley de la termodinámica de un sistema es

$$\Delta E = q - w = E_f - E_i \quad 7.$$

donde

$\Delta E$  = incremento de energía interna, BTU ó Joule.

$E_f$ ,  $E_i$  = energía interna final y energía interna inicial, BTU o Joule.

$q$  = calor, en BTU o Joule.

$w$  = trabajo, BTU o Joule.

en la primera ley el calor y el trabajo pueden tener signos positivos, pueden tener también signo negativo depende de como se muestre el sistema, esto es

+ para el calor si el sistema absorbe calor (+  $q$ ).

- para el calor si el sistema desprende calor (-  $q$ ).

+ para el trabajo si el sistema realiza trabajo (+  $w$ ).

- para el trabajo si el sistema se ha realizado trabajo sobre él (-  $w$ ).

La entalpía (H) por definición es

$$H = E + PV \quad 8.$$

y el calor a presión constante  $q_p = \Delta H$  y es también conocido como el calor-



absorbido a presión constante, por la ec. de los gases perfectos, H es

$$\Delta H = \Delta E + \Delta nRT \quad 8a.$$

$$\Delta H = \Delta E + nRT \quad 8b.$$

la entalpía de una mezcla líquido - vapor está dada por la siguiente ec.

$$h = (1 - x)h_f + xh_g \quad 9.$$

donde

P = presión, kg/cm<sup>2</sup> ó lb/pulg<sup>2</sup> (absoluta) ó Pa,

V = volumen, m<sup>3</sup> ó pie<sup>3</sup>.

m = masa, kg ó lb.

R = constante universal de los gases, kJ/(kg °K) o (pie-lb)/(lb °R).

T = temperatura, °K o °R (absoluta).

$\Delta n$  = incremento de moles.

h = entalpía;  $h_f$  = entalpía de líquido saturado;  $h_g$  = entalpía de gas saturado, BTU/lb ó Joule/kg.

x = fracción molar en la mezcla de dos fases, adimensional (calidad).

A continuación se muestran algunas equivalencias de trabajo y calor.

1 kcal = 1000 cal = 4186 joule; 1 BTU = 252 cal = 777.9 pie-lb.

Por otra parte la segunda ley de la termodinámica establece que: a un cambio espontáneo de energía está también acompañado por un cambio de entropía y es una propiedad extensiva de la materia, por definición la entropía es

$$\Delta S_{tot} = \Delta S_{sist} + \Delta S_{surr} \quad 10.$$

de la fig.2.1. se tiene que

$$\Delta S = \Delta S_{\text{sist}} \quad \text{y} \quad \Delta S_{\text{alr}} = -\Delta H/T$$

sustituyendo las dos ecuaciones anteriores en la ec. 10. se tiene que

$$T \Delta S_{\text{tot}} = T \Delta S - \Delta H \quad 11.$$

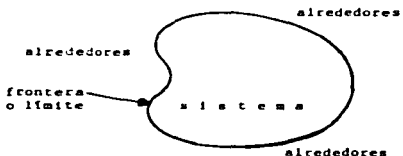


Fig. 2.1. Sistema termodinámico.

la entropía para una mezcla líquido-vapor está dada por la ecuación

$$S = (1-x)S_f + xS_g \quad 11a.$$

donde

$\Delta S_{\text{tot}}$ ,  $\Delta S_{\text{sist}}$ , y  $\Delta S_{\text{alr}}$  = al incremento de la entropía total del sistema y los alrededores en BTU/°R ó J/°K.

$S$ ,  $S_f$  y  $S_g$  son las entropías de la mezcla, del líquido y la del gas, en BTU/(lb °R) ó J/(kg °K).

$x$  = fracción molar, adimensional (calidad).

$T$  = temperatura absoluta, en °R ó °K.

### 2.3. Diagrama presión-entalpía de un gas refrigerante.

Las tablas termodinámicas del vapor refrigerante como la de los gases

se encuentran representadas en tablas y gráficas (véase las tablas y gráficas al final de este trabajo) para cada refrigerante, los refrigerantes que más se usan en esta rama de la termodinámica (refrigeración) son el amoníaco y los gases refrigerantes conocidos como R11, R12, etc. y para compresores domésticos el refrigerante que más se usa es el R12.

El uso de las gráficas para el cálculo de un sistema de refrigeración, el proyectista ahorra tiempo y dinero, según se observa en la fig. 2.2. que en las abscisas está representado la entalpía y en las ordenadas por la presión,

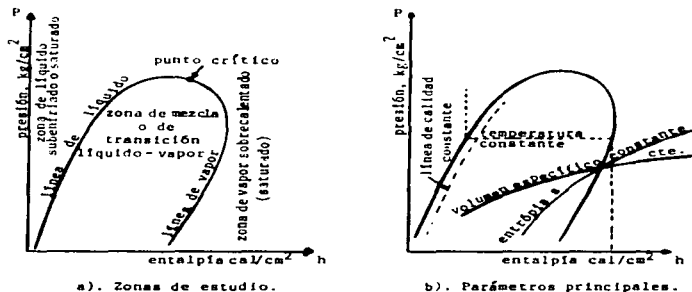


Fig. 2.2. Diagrama de presión-entalpía de un gas refrigerante.

las zonas y parámetros de acuerdo a la Fig. 2.2. son:

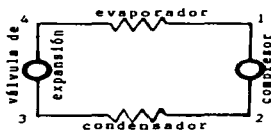
a). zonas de estudio.

1. Zona de transición líquido-vapor. En esta zona las líneas a temperatura constante son paralelas a las de la entalpía y coinciden con las de presión de saturación constante.
2. Zona de líquido saturado. Aquí hay unas líneas que suben verticalmente

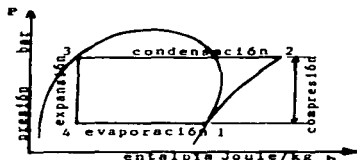
sobre la línea de líquido saturado.

3. Zona de vapor saturado. En esta zona existen unas líneas que bajan - lentamente hacia la derecha y luego caen verticales en las abscisas.
- b). Parámetros principales.

1. Líneas de volumen específico ( $v$ ). Son líneas que se elevan a la derecha de la línea de vapor saturado.
2. Líneas de entropía constante. Estas líneas también se elevan hacia - la derecha de la línea de vapor saturado.
3. Líneas de calidad constante. Cuanto a estas líneas solamente están - en la zona de transición, para fines prácticos valen cero sobre la - línea de líquido saturado y 100% en la línea de vapor saturado.
4. Líneas de temperatura constante. Estas son paralelas en la zona de - transición a la entalpía y suben ligeramente en la zona de vapor sat.



a. Equipo de refrigeración.



b. Esquema termodinámico.

Fig. 2.3. Ciclo normal de refrigeración mecánica y diagrama de presión entalpía.

De acuerdo a la Fig. 2.3.b. el ciclo de refrigeración es:

- proceso de 1 - 2. Compresión isoentrópica (trabajo realizado por el - - compresor).
- proceso de 2 - 3. Condensación a presión constante (por el condensador - el gas refrigerante pasa a estado líquido).

- c). proceso de 3 - 4. Expansión a entalpía constante (válvula de expansión).  
 d). proceso de 4 - 1. Evaporación a presión constante (evaporador).

Dentro del proceso de refrigeración mecánica se llevan a cabo dos fenómenos físicos llamados cambio de estado, estos son:

- i. Evaporación. El líquido refrigerante cambia a estado gaseoso (vapor) por el calor que absorbe del medio ambiente.
- ii. Condensación. El vapor refrigerante se condensa cediendo calor al medio ambiente y decrecienta su temperatura.

En seguida se mencionan cada uno de los procesos de la refrigeración por el metodo de compresión que también se conoce como el Ciclo Inverso de Carnot (reversible) de refrigeración ideal, de la siguiente manera:

- Compresión. El vapor entra en el compresor a baja presión en donde sufre una elevación de presión y temperatura.
- Condensación. En el condensador, el vapor que proviene del compresor cambia a estado líquido y este cambio se efectúa a presión constante, el sistema de expansión favorece a la condensación.
- Expansión. Aquí el líquido es expandido por la válvula de expansión o el tubo capilar dentro del evaporador, baja la presión del refrigerante líquido que está dentro del condensador a entalpía cte.
- Evaporación. El refrigerante líquido que sale del dispositivo de expansión al absorber el calor y por la baja presión del evaporador la ebullición se realiza e inicia la evaporación, aumenta su temperatura, la evaporación continúa por el aire caliente que lo envuelve por fuera al evaporador, el vapor formado está a su vez siendo succionado por el compresor manteniendo de este modo una baja presión dentro del evaporador.

## 2. 4. Compresores, generalidades.

Aquí solamente se trata del estudio de los compresores, cuya función es proporcionar presión a los gases, únicamente de los compresores de desplazamiento positivo o recíprocos sin entrar con los "compresores" para el vacío (presión menor que la atmosférica), ni de los compresores centrífugos, mucho menos de ventiladores o soplantes.

Las funciones que desarrolla el compresor en un sistema de refrigeración mecánica son dos que a continuación se describen:

1. Remover el refrigerante que está en estado gaseoso en el interior del evaporador y que su presión y temperatura se conserven dentro de los valores deseados de diseño del evaporador.
2. Incrementa la presión y temperatura del gas refrigerante (la descarga del evaporador es la succión del compresor) para que exista transferencia de calor del refrigerante al medio condensante en la etapa de condensación, de gas pase a líquido.

Los compresores se clasifican por la siguiente manera:

### A. Compresores alternativos o de pistón.

#### a. Compresores de simple o doble efecto.

1. Sin carter, horizontales y de compresión simple.
2. Con carter abierto, verticales y de compresión simple o en escalones.

#### b. Compresores de simple efecto.

1. De carter cerrado, verticales y de compresión simple o en escalones.
2. Hermético (motocompresor) de compresión simple.
3. Hermético accesible (motocompresor) de compresión simple.

## B. Compresores rotativos.

### a. de espacio variable.

1. de mando exterior (motocompresor) de compresión simple.
2. hermético (motocompresor) de compresión simple.

### b. centrifugos.

1. monorrodete de mando exterior y de compresión simple.
2. multirrodete (motocompresor) de compresión simple en escalones.

## 2.5. Características mecánicas de un compresor recíprocante.

Las partes mecánicas de los compresores que son utilizados en la refrigeración mecánica se describen a continuación y también se hace una breve descripción de los compresores rotativos.

1. Compresores de desplazamiento positivo. Los compresores de desplazamiento positivo se fabrican en potencias muy pequeñas que son de 1.5 de HP hasta 250 toneladas de refrigeración y de mayor capacidad en instalaciones industriales.

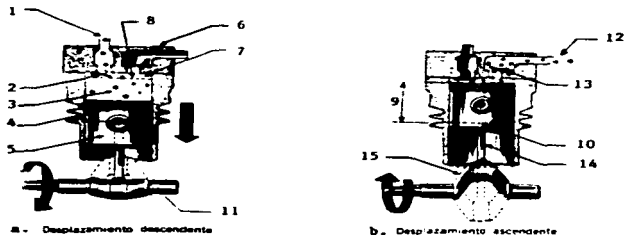


Fig. 2.4. Desplazamiento y partes de un compresor alternativo.

Las partes mecánicas de un compresor de desplazamiento positivo (pistón) son de la Fig. 2.4 y se muestra también su desplazamiento o ciclo de operación.

Partes de un compresor de desplazamiento positivo (pistón).

1. Vapor caliente de la línea de succión (entra al compresor).
2. válvula de succión o de admisión.
3. cilindro.
4. anillos del pistón.
5. pistón.
6. cabeza del cilindro.
7. espacio muerto.
8. punto muerto superior (límite superior de la carrera).
9. carrera.
10. punto muerto inferior (límite inferior de la carrera).
11. árbol o eje.
12. vapor refrigerante comprimido hacia el condensador (sale del compresor).
13. válvula de descarga.
14. biela de conexión.
15. cigüeñal.

Ciclo de operación de un compresor recíprocante.

El ciclo de operación de un compresor recíprocante es cuando el pistón se ha desplazado hacia adelante y hacia atrás en movimiento alternativo dentro del cilindro, esto es, ha completado un ciclo, el ciclo de operación tiene dos tipos de movimiento que son:

1. Movimiento de succión o admisión. El movimiento de admisión es el desplazamiento del pistón hacia abajo (descendente), se origina una área de baja



- presión entre la parte superior del pistón (véase la Fig. 2.4. a) y del cabezal del cilindro y la línea de succión (descarga del evaporador), esto hace que el vapor caliente entre en la cámara del cilindro a presión baja manteniendo la válvula de descarga cerrada y abierta la válvula de admisión.
2. Movimiento de descarga. El movimiento de descarga es cuando el pistón se desplaza hacia arriba (ascendente) ejerciendo una fuerza sobre el gas, en consecuencia por esto aumenta su temperatura y presión el cual es forzado a desalojar la cámara del cilindro, permaneciendo cerrada la válvula de la succión y abierta la válvula de descarga, véase la Fig. 2.4. b.

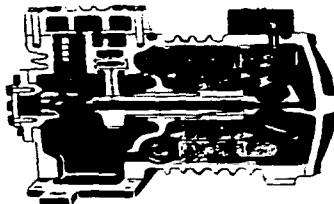


Fig. 2.5. Compresor alternativo vertical en línea hermético.

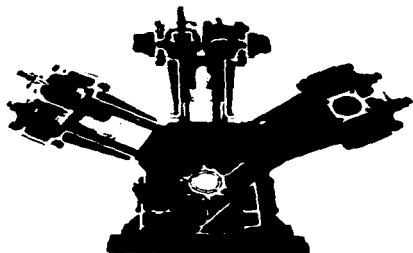
(Cortesía Copeland Corporation).

Los compresores pueden ser de 1 ó 16 cilindros y se encuentran en las figuras que se muestran en seguida (ver Fig. 2.5. 2.6. 2.7 y 2.8).

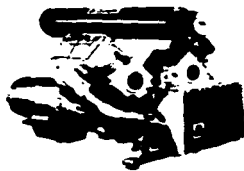
- a). arreglo vertical, en línea, Fig. 2.5.
- b). arreglo tipo "V/W", Fig. 2.6.
- c). arreglo tipo radial, Fig. 2.7.

Los compresores pueden ser fabricados y encontrarse en el mercado con el mo-tor y el tipo de carter y como ya se describió anteriormente son.

- a). Abiertos. En los compresores abiertos, el motor está fuera del compresor y el eje que sale del compresor es accionado por acoplamiento directo o por bandas, en el campo es fácilmente reparado, requiere de un buen preñsa estopas o sello en el eje y cuando trabaja en vacío la humedad puede penetrar dentro del circuito de refrigeración naciendo que el hielo tape los conductos y el refrigerador no congele (véase la Fig. 2.8).
- b). Cerrados. En los compresores cerrados o herméticos no tienen su eje fuera del compresor, el motor que acciona al compresor está dentro del carter o carcasa, no necesita sello, no están disponibles en corriente directa si el motor se quemara solamente lo puede reparar el fabricante (cambiarse por un motor nuevo), véase la Fig. 2.9.



a. semirradial en "W".



b. en "V".

Fig. 2.6. Arreglo de los pistones de un compresor recíprocante.

2. **Compresores rotatorios.** Los compresores rotatorios se fabrican en capacidades de fracciones de caballos y presiones altas y también en potencias de alto caballaje y presiones bajas. su funcionamiento se basa sobre el movimiento circular, en refrigeración los compresores más utilizados son:

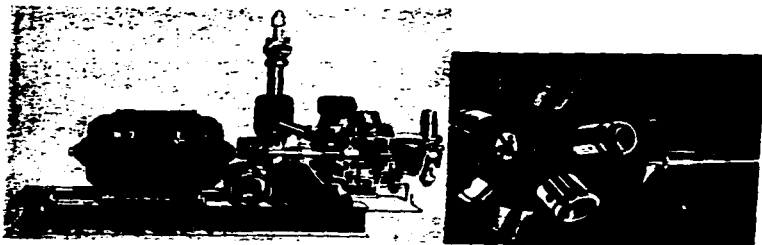
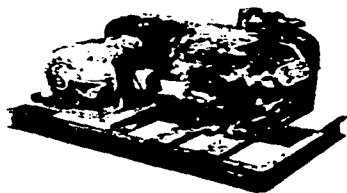


Fig. 2.7. Compresor reciprocante radial.

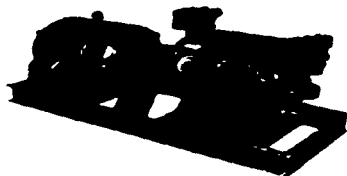
a). **Compresor de pistón rodante.** Las partes principales de que se compone el compresor de pistón rodante son (véase la Fig. 2.10.).

1. partes móviles.
  - a. anillo de acero.
  - b. leva excéntrica.
  - c. barra corrediza.
2. partes fijas o estacionarias.
  - a. motor.
  - b. eje excéntrico.
  - c. cilindro de acero.

La descripción del funcionamiento del compresor rodante se muestra en la

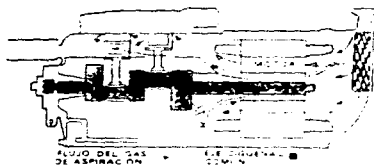


a. transmisión por banda.



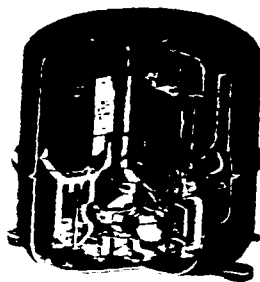
b. transmisión por acoplamiento directo.

Fig. 2.8. Compresores de tipo abierto.



Vista en corte del compresor hermético

a. compresor vertical



b. compresor horizontal

Fig. 2.9. Compresores recíprocos herméticos.

Fig. 2.11. el ciclo de compresión del vapor refrigerante se describirá a a partir de lo siguiente:

(A). Entre el anillo y la pared del cilindro se introduce el vapor a baja presión y al mismo tiempo, en el lado opuesto del anillo decrece la-

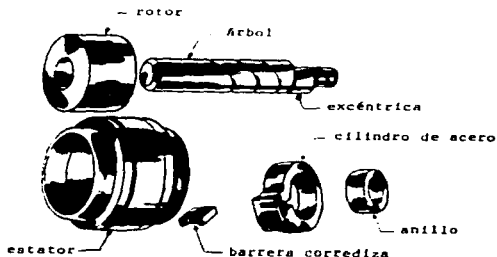


Fig. 2.10. Partes de un compresor rotatorio de pistón rodante.

área aumentando la presión y temperatura del gas y.

- (B). En este punto es la posición intermedia, continúa introduciéndose más vapor a baja presión en una de las mitades y en la otra mitad de la cámara, los gases que están a presión alta son expulsados y llevados hacia el condensador.
- (C). Al llegar a este punto, se ha desalojado casi en su totalidad el vo lumen del gas ya comprimido a presión y temperatura altas y una nueva carga de gas ha iniciado su entrada en la cámara del compresor para comprimirse iniciando así un ciclo más que alimentará de gas al con densador y el gas cambia a líquido.

- b). Compresor de lóbulos. Tanto el compresor de lóbulos como el compresor de paletas deslizantes su funcionamiento es muy similar al compresor de pistón rodante (véase las Fig. 2.12 y Fig. 2.13).
- c). Compresor helicoidal. Su uso es a nivel industrial y en grandes instalaciones de aire acondicionado. (véase la Fig. 2.14.).
- d). Compresores cinéticos o centrífugos. Este tipo de compresores utilizan la fuerza centrífuga para comprimir el gas. La admisión en este tipo-

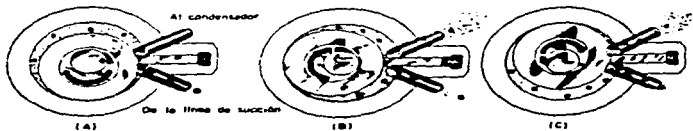


Fig. 2.11. Fases de entrada y compresión de un compresor rotatorio.

de compresor se realiza por el eje y la descarga está a velocidades muy altas, el caudal de gas es descargado por el borde exterior del impulsor tal como se muestra en la Fig. 2.15. a. Los compresores pueden ser de dos, tres o más etapas como se ilustra en la Fig. 2.15. b. Casi todos los compresores de este tipo manejan grandes volúmenes de gas.

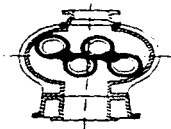


Fig. 2.12. Compresor de lóbulos.

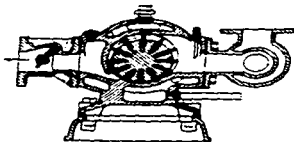
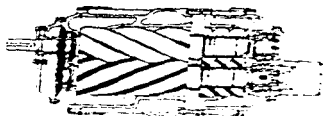


Fig. 2.13. Compresor de paletas deslizantes.



a. compresor de tornillo helicoidal con engranes.

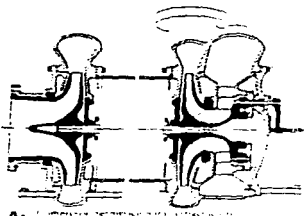


b. compresor de tornillo de arreglo axial

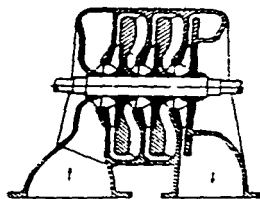


c. ciclo de compresión en un compresor de una etapa.

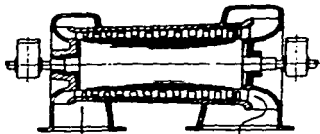
Fig. 2.14. Compresores de tornillo helicoidal.



a. Compresor de etapas múltiples, flujo axial.



b. Compresor de etapas múltiples.



c. Compresor axial de etapas múltiples, flujo simple.

Fig. 2.15. Algunos tipos de compresores centrífugos o cinéticos.

## 2.6. Características de un compresor recíprocante.

Los compresores mecánicos en la refrigeración son utilizados para remover los vapores refrigerantes que están dentro del evaporador. La succión del vapor refrigerante por medio del compresor, eleva la presión y también su temperatura para entregarlo al condensador luego el vapor es condensado por los agentes condensantes, estos agentes, los más comunes son el agua y el aire. Las magnitudes o características que son tomadas en cuenta para el diseño y la selección de un compresor son:

1. Magnitudes o características Geométricas.
2. Magnitudes o características Mecánicas.
3. Magnitudes o características Térmicas.
4. Características Cualitativas.

Las características anteriores se describen a continuación:

1. Magnitudes o características Geométricas. Las características Geométricas para el diseño y para la selección de un compresor que se toman en cuenta a continuación se enuncian, estas son: la cilindrada, el tamaño del compresor, el número de cilindros, el diámetro del cilindro, el diámetro del pistón, la carrera del pistón, la velocidad de rotación, el volumen barrido de gas en el cilindro y el caudal másico del fluido. Las magnitudes que se describen son las más significativas y son:

- a). Cilindrada. La cilindrada de un compresor recíprocante es el volumen en el cilindro que se desplaza por el pistón en su carrera de aspiración - en un giro del cigüeñal, la cilindrada se calcula por la ecuación

$$C = \frac{\pi D^2}{4} L N \times 10^{-3} \quad 12.$$

donde



- C = cilindrada,  $\text{cm}^3$ .  
 D = diámetro del cilindro, mm.  
 L = carrera del pistón, mm.  
 N = número de cilindros.

- b). Volumen barrido. El volumen barrido en un cilindro o en varios cilindros es el volumen desalojado por el pistón o los pistones y depende de la velocidad de rotación del motor, el volumen barrido varía proporcionalmente de acuerdo a la velocidad de rotación del compresor, el volumen barrido será descrito por la ecuación

$$V_B = \frac{\pi D^2}{4} L N C 60 \times 10^{-3} \quad 13.$$

sustituyendo la ec. 12. en la ec. 13 se expresa el volumen barrido en la siguiente ecuación

$$V_B = C N C 60 \times 10^6 \quad 14.$$

donde

$V_B$  = volumen barrido,  $\text{cm}^3/\text{h}$  ó  $\text{m}^3/\text{h}$ .

$N_C$  = velocidad rotacional del compresor, r.p.m.

- c). Caudal másico del fluido. El caudal másico del fluido es la cantidad de masa en kg por hora que pasa a través del compresor, para determinar el caudal másico que depende de las condiciones de funcionamiento del compresor, del volumen barrido, del volumen específico, del fluido refrigerante, de la temperatura de aspiración y de la presión de aspiración. El caudal o flujo másico se calcula por la ecuación

$$\dot{m}_m = V_B / v \quad 15.$$

donde

$\dot{m}_a$  = caudal o flujo másico, kg/h.

$V_s$  = volumen barrido,  $m^3/h$ .

$v$  = volumen específico del fluido refrigerante,  $m^3/kg$ .

2. Magnitudes o características Mecánicas. Estas magnitudes provienen del funcionamiento del compresor y del examen del diagrama de funcionamiento de un compresor y son:

- la presión media indicada,  $P_{mi}$ .
- el trabajo indicado,  $w_i$ .
- la potencia indicada,  $W_i$ .
- la potencia efectiva o al freno,  $W_f$ .

Para comprender correctamente estos cuatro incisos se examina primero, el funcionamiento de un compresor, de acuerdo a la Fig. 2.16., suponiendo que el compresor es monocilíndrico.

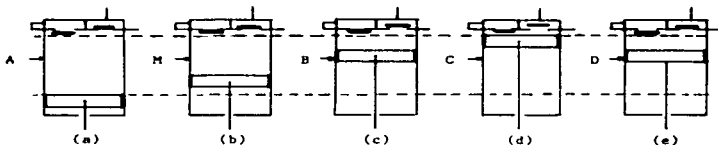


Fig. 2.16. Diagrama mecánico de funcionamiento de un pistón.

Funcionamiento de un Compresor, según la Fig. 2.16.

- El pistón en esta figura se encuentra en el punto muerto inferior, con la cámara llena de vapor que ha sido aspirado del evaporador a presión y temperatura de aspiración.
- Aquí el pistón inicia la carrera de compresión, las válvulas de escape o descarga y la de admisión permanecen cerradas, el volumen que está -

en la cámara va disminuyendo a medida que el pistón asciende, cuando el pistón alcanza una posición tal que la presión dentro del cilindro sea un poco mayor que la presión de descarga (esta sobrepresión es necesaria para vencer la inercia de la válvula de descarga).

- (c). En este punto alcanza la sobrepresión, la válvula de descarga se abre y los vapores son expulsados hacia el condensador, continúa el pistón su carrera.
- (d). En esta posición es donde el pistón ha alcanzado su punto muerto superior o límite de su carrera, es en este punto en donde queda un claro o espacio libre que está situado entre la cabeza del pistón y el fondo del cilindro, este claro está lleno de vapor y el volumen que ocupa el vapor nunca es desplazado, a este claro se llama "espacio muerto".
- (e). Ahora en este punto el pistón inicia una carrera descendente, la válvula de descarga permanece sobre su asiento (cerrada) y la válvula de admisión estará cerrada y no se abrirá hasta que la presión del vapor que había quedado en el espacio muerto y que ahora está entre el pistón y el plato de válvulas sea ligeramente inferior a la presión de la aspiración o succión. Y se inicia un nuevo ciclo.

El espacio muerto descrito en la figura 2.16. es una necesidad mecánica, es necesario en el proceso de fabricación de los compresores dejar unas décimas de milímetro entre la cabeza del pistón en su punto muerto superior y el fondo del cilindro para el ajuste de las tolerancias necesarias, prevenir el aumento de las dimensiones por la dilatación del material de las piezas en movimiento y para que el pistón no se impacte al final de su carrera en contra de la cabeza del cilindro.

Otra herramienta que es necesaria es el famoso Diagrama Indicado, que es el diagrama que se muestra en seguida.

Diagrama indicado. El Diagrama Indicado es la traducción gráfica de la presión media indicada, del trabajo indicado y de la potencia indicada, puede representarse por el Diagrama de Clapeyron, y en el se traza la gráfica de las variaciones de la presión del fluido en función de la posición del pistón en el cilindro por cada vuelta o giro del cigüeñal. Se obtiene un diagrama cerrado que puede trazarse con el aparato llamado Indicador de Watt o de otros modernos aparatos similares, para poder deducir los términos de la potencia indicada y el trabajo indicado.

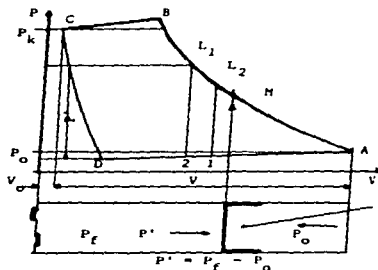


Fig. 2.17. Diagrama indicado de un compresor alternativo.

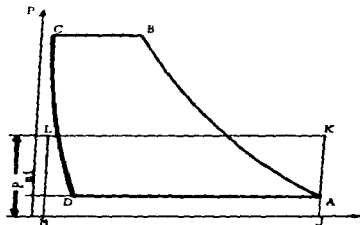


Fig. 2.18. Area de trabajo del diagrama indicado.

a). **Presión media indicada.** La presión media indicada también se conoce con el nombre de presión media efectiva y es la presión que debe de estar en el cilindro durante un giro del cigüeñal (véase la Fig. 2.19).

La determinación de la presión media efectiva se realiza cortando de la Fig. 2.19., la longitud AC para un número de sectores de igual longitud (por ejemplo de 10 sectores) de tal manera que formen trapecios curvilíneos a-b-c-d, midiendo el valor medio de P' de cada uno de ellos. El valor  $P_{mi}$  será la media aritmética del total de estos valores, esto es

$$P_m = \frac{P'_1 + P'_2 + \dots + P'_{10}}{10} \quad \text{ó} \quad P_m = \frac{\sum P'_i}{n}$$

16.

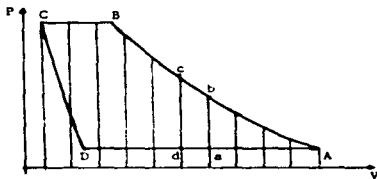


Fig. 2.19. Diagrama para determinar la presión media indicada.

otra forma de calcular la presión media efectiva es por la ecuación.

$$P_m = \frac{Ad}{Xl} K_m$$

17.

donde

$P_m$  = presión media efectiva, bar.

$P'$  = presión de cada segmento del diagrama indicado, bar.

$Ad$  = área del diagrama indicado,  $\text{mm}^2$ .

$Xl$  = carrera del diagrama indicado, mm.

$K_m$  = constante del muelle indicador, bar/mm.

- b). Trabajo indicado. El trabajo indicado  $w_l$ , es el trabajo de las fuerzas de presión. Para mover el pistón y lograr que el vapor pase de la presión  $P_o$  de aspiración a la presión  $P_k$  de descarga. Este esfuerzo repetido a cada giro del cigüeñal se hace por la fuerza  $F$ , la fuerza  $F$  se desplazará a una longitud igual a la carrera  $L$  del pistón, el trabajo indicado es

$$w_1 = FL$$

18.

como la fuerza  $F$  es variable en toda la carrera de compresión, por tanto  $F$  debe de vencer a cada instante la fuerza ejercida por el fluido comprimido que actúa por su presión instantánea  $P_{ins}$  sobre la superficie  $A$  del pistón, esto es la fuerza instantánea y es

$$F' = P'A$$

19.

donde  $P_{ins}$  es la diferencia entre la presión absoluta del fluido y la presión  $P_o$  que está detrás del pistón esto es

$$P_{ins} = P - P_o$$

20.

además sea la  $P'$  de acuerdo a la Fig 2.12, por la ecuación

$$P' = P_{ins} - P_o$$

21.

$$dL = L_2 - L_1$$

22.

de acuerdo a las ecuaciones anteriores el trabajo indicado en forma de diferencial es

$$dw_1 = P'AdL$$

23.

de acuerdo a la Fig. 2.12 e integrando la ecuación 23, siendo  $P_m$  constante, el trabajo indicado para un cilindro es

$$w_1 = \int P'AdL = AP_m \int dL = P_m AL$$

24.

el trabajo indicado para "N" cilindros es

$$W_1 = P_m ALN$$

25.

donde

- $w_i$  = trabajo indicado, kJ.  
 $P_k$  = presión de descarga, bar absoluto.  
 $P_{ins}$  = presión instantánea, bar absoluto.  
 $N$  = número de cilindros  
 $A$  = área del pistón, mm.  
 $L$  = carrera del pistón, mm.

Otra manera de computer el trabajo indicado es utilizando la superficie ABCD del diagrama indicado de la Fig. 2.18, sobre esta misma figura es posible construir un rectángulo JKLM, teniendo como base la longitud del diagrama y una altura tal que permita escribir

$$\text{área ABCD} - \text{área JKLM} = w_i \quad 26.$$

de la Fig. 2.18 se observa que la longitud JK es la presión media efectiva. Conociendo la base del rectángulo que es

$$JH = AC = KL \quad 27.$$

esta igualdad de segmentos permite determinar a JK para determinar muy fácilmente a el trabajo indicado dado por la ecuación 25.

c). Potencia indicada.

Si un compresor que gira a  $N_c$  revoluciones por minuto, la potencia indicada expresada en kilo-Watt correspondiente para un cilindro será

$$w_i = w_i \times 10^2 / 60 = \frac{P_e A L N_c}{60} \times 10^2 \quad 28.$$

y para un compresor de N cilindros la potencia indicada será

$$W_i = \frac{P_m ALN_c}{60} \times 10^2$$

29.

- d). Potencia al Freno. La Potencia al freno es la potencia a obtener sobre el eje del compresor (cigüeñal) y es necesariamente superior a la potencia indicada ( $W_i$ ), y esto es debido a los rozamientos internos en las piezas en movimiento del sistema biela-cigüeñal, pistones y en los cojinetes de la flecha del compresor.

Como  $W_f > W_i$ , la potencia al freno en kW, se calcula por la ecuación

$$W_f = \frac{2\pi N_m M}{1000 \times 60} \quad 30.$$

donde

$W_f$  = potencia al freno, kW.

$N_m$  = velocidad rotacional del motor eléctrico, R.P.M.

$N_c$  = velocidad rotacional del compresor, R.P.M.

$M$  = momento,  $M = Fd$ , N-m.

$F$  = la fuerza leída en la escala del dinamómetro, N.

$d$  = la longitud del brazo de la palanca del dinamómetro ( $d = 160 \text{ mm}$ ), mm.

3. Características o magnitudes Térmicas. En este punto se hace un listado de características o magnitudes térmicas y estas son:

- a). Potencia refrigerante total.

1. Potencia refrigerante por kg de fluido circulado en la instalación.
2. Potencia o producción refrigerante por metro cúbico de refrigerante aspirado.
3. Producción refrigerante específica indicada.
4. Producción refrigerante específica al freno.

- b). Potencia politrópica.



- c). Potencia isotérmica.
- d). Potencia isoentrópica (isotrópica o adiabática).
- e). Potencia eléctrica. \*\*
- a). Potencia refrigerante total. Esta potencia es la primera característica térmica de un compresor y es la potencia que es capaz de desarrollar. Esta potencia está en función de las características geométricas, del - gasto o flujo másico y de las características físicas del fluido refri- gerante tales como: temperatura de aspiración, temperatura de condensa- ción y temperatura de admisión en la válvula de expansión; y finalmente por el rendimiento volumétrico del compresor (determinado por el volumen- real del compresor).
- La potencia refrigerante total está condicionada por la entalpía de eva poración que ocurre a la temperatura  $T_o$  que es la temperatura de evapo- ración de líquido, parte de esta entalpía de evaporación se utiliza para enfriar al fluido refrigerante de la temperatura  $T_k$  de condensación para alcanzar la temperatura de evaporación  $T_o$ , este cambio de temperatura - condiciona a buscar fluidos refrigerantes que tengan en estado líquido calores bajos en comparación con la entalpía de evaporación. La potencia refrigerante total depende también del volumen aspirado por el compresor y se calcula por la ecuación

$$W_o = v_a \frac{h_v - (q_d - q_v)}{v} \quad 31.$$

donde

$W_o$  = potencia refrigerante total, kJ/h.

$v_a$  = volumen aspirado o gasto volumétrico,  $m^3/h$ .

$h_v$  = entalpía de evaporación del líquido refrigerante. kJ/kg.

$q_d$  = calor del líquido refrigerante en la admisión de la válvula de expansión, kJ/kg.

$q_v$  = calor del líquido refrigerante a la temperatura de evaporación. en kJ/kg.

$v$  = volumen específico del vapor refrigerante aspirado a la temperatura  $T_o$  de admisión.  $m^3/kg$ .

Otras características que se expresan en función de la potencia refrigerante total son:

1. Potencia o producción refrigerante por kg de fluido circulado en la instalación. A ésta se le conoce también como producción refrigerante específica o másica y se expresa por

$$W_{re} = W_o / \dot{m}_a \quad 32.$$

2. Potencia o producción refrigerante por  $m^3$  es calculada por la ec.

$$W_{cv} = W_o / V_a = \frac{h_v - (q_d - q_v)}{v} \quad 33.$$

3. Producción refrigerante específica indicada es

$$W_{ei} = W_o / W_i \quad 34.$$

4. Producción refrigerante específica al freno (o efectiva). es

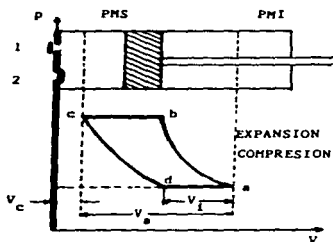
$$W_{ef} = W_o / W_f \quad 35.$$

donde

- $W_{re}$  = pot. o producción refrigerante específica, KJ/kg.  
 $\dot{m}_a$  = gasto másico, kg/h  
 $W_{rv}$  = producción refrigerante por  $m^3$ , kJ/ $m^3$ .  
 $V_a$  = volumen aspirado por el pistón o gasto volumétrico,  $m^3/h$ .  
 $W_{ei}$  = producción refrigerante específica indicada, kJ/kW.  
 $W_{ef}$  = producción refrigerante específica al freno, kJ/kW.

b). Potencia politrópica.

Para continuar con el estudio de los 3 siguientes incisos es necesario que se auxilie de un diagrama presión volumen para la compresión de un gas por la siguiente figura (Fig. 2.20).



- $d - a$  = tiempo de aspiración.  
 $a - b$  = tiempo de compresión.  
 $b - c$  = tiempo de descarga.  
 $c - d$  = expansión del aire dentro del cilindro.  
 $V_c$  = volumen del espacio muerto.  
 $V_s$  = volumen barrido por el compresor.  
 $V_i$  = volumen inducido.  
 1 = válvula de descarga.  
 2 = válvula de admisión.

Fig. 2.20. Diagrama presión-volumen para la compresión de un gas en el sistema cilindro-pistón.

En un compresor que gire a velocidades relativamente bajas (500 - 1999 r.p.m) el proceso es politrópico, si un compresor no está bien refrigerado, la línea que representa al proceso politrópico está marcado en la Fig. 2.21., y-

es la línea  $A_1A_2$ , el argumento de un proceso politrópico es

$$P_1 V_1^n = P_2 V_2^n = \dots = \text{cte.} \quad 36.$$

donde "n" es el exponente politrópico y toma los valores de menos infinito, cero y más infinito, el trabajo está representado por el área  $A_1A_2C_2C_1$  de la Fig. 2.21a. o por el área  $A_1A_2A_2^B_2B_1$  de la Fig. 2.21b. y es el que absorbe el compresor. Iniciando con la clásica ecuación de los gases perfectos

$$PV = nRT \quad 37.$$

la potencia politrópica en los gases ideales o perfectos es

$$W_{pol} = \frac{nN}{1-n} (\dot{m} R T_1) \left( \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(n-1)/nN} - 1 \right) \quad 38.$$

c). Potencia isotérmica.

Durante la compresión que realiza el pistón, la característica es una compresión isotérmica, esto es que la temperatura permanece constante, y se tiene

$$dT = 0 \quad 39.$$

La compresión isotérmica puede conseguirse con un compresor lento, que tenga camisa de agua sin incrustaciones y haciendo circular por dicha camisa gran cantidad de agua.

De acuerdo a la Fig. 2.21b. la temperatura se mantiene constante como se ve en la línea  $A_1A_2$  que es una parábola equilátera. Si no hay pérdidas internas, de

calor, el trabajo está de acuerdo al área  $A_1A_2C_2C_1$  ó por el área  $A_1A_2B_2B_1$  de la Fig. 2.21a. y b. análíticamente la potencia isotérmica es

$$W_{isot} = P_1 V_1 \ln P_1/P_2 = \frac{1}{n} RT_1 \ln P_1/P_2 \quad 40.$$

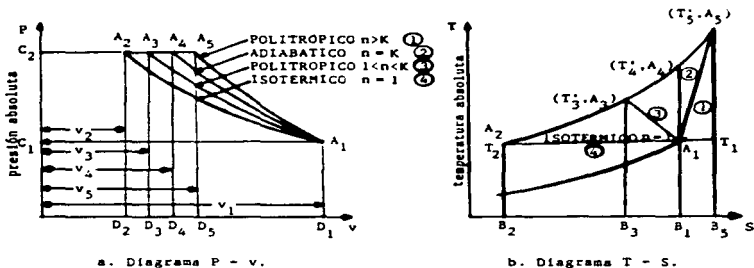


Fig. 2.21. Diagramas presión (P) - volumen específico (v) y temperatura (T) - entropía (S) en la compresión de un gas.

d). Potencia isoentrópica (adiabática).

En la compresión adiabática y reversible se lleva a cabo cuando no existe en el sistema transferencia de calor ni pérdidas internas (rozamiento o extranulación del gas y fugas). para el compresor se tiene que

$$dQ = 0 \quad 41.$$

la ecuación fundamental o característica que describe a este proceso es

$$P V^k = P_1 V_1^k = P_2 V_2^k = \dots = \text{cte.} \quad 42.$$

las dos ecuaciones anteriores (ecs. 41. y 42) son las condiciones necesarias para la realización de un proceso adiabático, la potencia es entonces

$$W_s = -\Delta H = -\dot{m}_s C_p (T_2 - T_1)$$

dividiendo y multiplicando al miembro derecho de la ecuación anterior por  $T_1$

$$W_s = -\dot{m}_s C_p T_1 (T_2/T_1 - 1) \quad 43.$$

combinando la ecuación 37. y al ecuación 42. se tiene que

$$T_2/T_1 = (P_2/P_1)^{(K-1)/K} \quad 44.$$

además se tiene la siguiente ecuación que relaciona al exponente adiabático- $K$ , la constante universal  $R$  y al calor específico ( $C_p$ ) a presión constante y es por definición la siguiente

$$C_p = \frac{KR}{K-1} \quad 45.$$

sustituyendo las ecuaciones 44. y 45. en la ecuación 43. se tiene entonces que la potencia politrópica es descrita por la ecuación

$$W_s = \frac{K}{K-1} \dot{m}_s R T_1 \left( \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(K-1)/K} + 1 \right) \quad 46.$$

de acuerdo a la Fig. 2.21a. y b, la potencia que absorbe el compresor está dada por la área  $A_1 A_4 C_2 C_1$  o la área  $A_1 A_4 A_2 B_2 B_1$ , el incremento de temperatura es la línea  $A_1 A_4$ , analíticamente se expresa por la siguiente ecuación

$$T_2 - T_1 = T_1 \left( \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{(K-1)/K} - 1 \right)$$

47.

## e). Potencia eléctrica.\*\*

La potencia eléctrica es la potencia que el motor toma de la red de suministro de la compañía de luz y fuerza y es

$W_e$  = potencia en la armadura + potencia del campo magnético

$$W_e = 220 \frac{0.40}{1000} + \frac{VA}{1000} \quad 48.$$

\*\* La potencia eléctrica en este trabajo no se considera como potencia térmica porque si bien hay una compatibilidad de unidades entre ellas no está definida como tal, si bien se toma en cuenta es por que provee de energía al sistema para realizar la práctica del compresor.

## 4. Características cualitativas (rendimientos o eficiencias).

Las características cualitativas de un compresor son las siguientes:

- Eficiencia o rendimiento volumétrico ( $n_{VL}$ ).
- Relación de compresión ( $r_C$ ).
- Eficiencia o rendimiento mecánico ( $n_m$ ).
- Eficiencia o rendimiento isoentrópico ( $n_B$ ).
- Eficiencia isotérmica ( $n_{isot}$ ).
- Eficiencia o rendimiento total ( $n_C$ ).

Se entiende por eficiencia(s) o rendimiento(s) de un compresor a la relación de trabajo o potencia de un compresor al que entrega en la salida como el que

es suministrado a la entrada del compresor. A continuación se describen los siguientes incisos:

- a). Rendimiento volumétrico. Se define este rendimiento como la masa o volumen real de gas entregada por el compresor y dividida por la masa o volumen de gas que el compresor bombearía si manejara un volumen de gas igual al desplazamiento de su pistón.

Por el examen sobre la Fig. 2.17 muestra la necesidad de mantener un espacio muerto que ocasiona un retraso en la aspiración o admisión, pues en el punto D donde empieza la carrera útil del pistón, el volumen real que es aspirado se representa en la línea DA y por otra parte el volumen teórico está definido por la línea CA, el rendimiento teórico es

$$n_{vt} = \frac{DA}{CA} = \frac{V_u}{V}$$

49.

el volumen útil ( $V_u$ ) y el volumen teórico ( $V$ ), están en  $m^3$ , el rendimiento volumétrico depende de dos factores y son:

1. Factor mecánico. Este factor es la importancia que tiene este espacio muerto en relación con la carrera del pistón, si aumenta este espacio muerto hasta  $C_1$  como se observa en la Fig. 2.22. el rendimiento será -

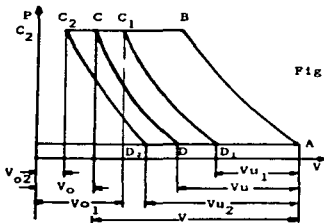


Fig. 2.22. Gráfica de influencia del factor mecánico.



menor y tendrá una carrera mas corta esto es

si  $V_{u1} < V_u$  esto implica que  $n_{vt1} < n_{vt}$  50.

si el espacio muerto disminuye hasta  $C_2$  esto es

si  $V_{u2} > V_u$  esto implica que  $n_{vt2} > n_{vt}$

2. Influencia del factor presostático. La importancia del factor presostático está entre la relación de las presiones absolutas de descarga y admisión, de acuerdo a la Fig. 2.23.

si  $P_{k3} > P_k$ , y si se conserva el mismo espacio muerto, además si

$C_3 > C$ , entonces la curva de expansión serán los los puntos  $C_3D_3$ , ya que  $D_3$  está a la derecha de  $D$ , el rendimiento disminuye así

$V_{u3} < V_u$  esto implica que  $n_{vt3} < n_{vt}$  51.

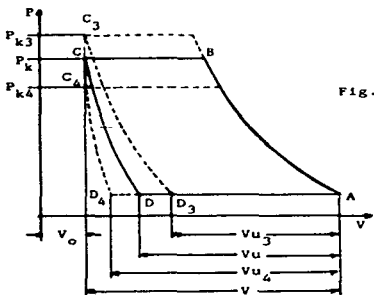


Fig. 2.23. Gráfica de influencia del factor presostático.

si la presión disminuye entonces cae en el punto  $C_4$  y

$$\text{si } P_{k4} < P_k \text{ esto implica que } n_{vt4} > n_{vt} \quad 52.$$

como se puede observar, en resumen que.

- si aumenta el espacio muerto entonces el rendimiento volumétrico disminuye.
- si aumenta la diferencia entre presiones absolutas de descarga y admisión entonces el rendimiento volumétrico disminuye.
- se tiene que de acuerdo a lo anterior el rendimiento volumétrico varía en sentido inverso a la relación de compresión.

otra ecuación para el rendimiento es la del rendimiento teórico y es

$$n_{vt} = 1 - C((r_c)^{1/n} - 1) \quad 53.$$

donde

$C = V_c/V_s$  es la relación entre el volumen del espacio muerto y el volumen desplazado o cilindrada (para el compresor de F.E.S. - Cuautitlán es  $C = 1.045 \times 10^{-1}$ ).

$r_c$  = es la relación de compresión, y ambos son dimensionales.

por otra parte el rendimiento real de un compresor se da por la ecuación

$$n_{vr} = \frac{\text{aire descargado}}{\text{cilindrada}} = \frac{\dot{m}_a}{2f \left( \frac{\pi D^2}{4} \frac{LN}{60} \right)} \quad 54.$$

donde

$\dot{m}_a$  = flujo másico medido en la placa de orificio, kg/seg.

$\rho$  = a la densidad del aire o gas =  $P/(RT)$ , kg/m<sup>3</sup>.

D = es el diámetro del pistón, mm.

L = carrera del pistón, mm.

el flujo másico se calcula por la siguiente ecuación

$$\dot{m}_a = 6.57 \times 10^{-3} (\Delta P P_3 / T_3)^{1/2} \quad 55.$$

donde

$\Delta P$  = caída de presión en la placa de orificio, mm de agua.

$P_3$  = presión después de la placa de orificio, bar absoluto.

$$= 0.0981 \times 10^{-3} P_3 + P_0 \quad 56.$$

$P_3$  = presión leída en el manómetro, mm de agua.

$P_0$  = presión barométrica local (para Cuautitlán = 585 mm Hg).

$T_3$  = temperatura absoluta =  $T_3' + 273$ , °K.

$T_3'$  = temperatura leída en el termómetro, °C.

b). Relación de compresión. En el inciso a. del rendimiento volumétrico se ha estado utilizando la relación de compresión sin definirla y es:

La relación de compresión es una relación de las presiones absolutas de descarga y admisión, y es

$$\text{relación de compresión} = \frac{\text{presión absoluta de descarga}}{\text{presión absoluta de admisión}} = r_c$$

$$r_c = P_2/P_1 = P_k/P_0 \quad 57.$$

c). Rendimiento mecánico. Se llama rendimiento mecánico ( $\eta_m$ ) de un compresor - al valor de la relación entre la potencia indicada y la potencia al fre

no o potencia efectiva de la máquina que mueve al compresor (motor eléctrico, motor de combustión interna, turbinas, etc.), la eficiencia o rendimiento mecánico se determina por

$$\eta_m = W_i / W_f \quad 58.$$

d). Rendimiento isoentrópico. Este rendimiento se define por la relación

$$\eta_s = W_s / W_i \quad 59.$$

e). Rendimiento isotérmico. Este rendimiento se define por la relación

$$\eta_{isot} = W_{isot} / W_i \quad 60.$$

f). Rendimiento total. Este rendimiento está dado por la siguiente ecuación

$$\eta_t = W_s / W_e \quad 61.$$

Se utilizan los motocompresores en la refrigeración debido a las ventajas - que muestran sobre los demás compresores y estas son:

- se alimenta con corriente eléctrica alterna.
- usan los fluidos clorofluorados (freones) en su ciclo de refrigeración.
- son herméticos y fáciles de transportar.
- transformación del movimiento rotativo a alternativo por el sistema biela-manivela corredera por:
  - a). sistema clásico de eje excéntrico biela - pistón.
  - b). sistema no extendido, eje corredera - pistón.

## C A P I T U L O 3

### CRITERIOS PARA LA SELECCION DE EQUIPO

3.1. Introducción. El condensador es utilizado en la refrigeración para la disipación de calor, esto es, el calor extraído del evaporador y el calor añadido en la etapa de compresión, es decir, el vapor recalentado a alta presión procedente del compresor, este incremento de energía del refrigerante es extraído en el condensador por un fluido externo (agua o aire).

El refrigerante sale del compresor con elevación de temperatura y presión, nuevamente es utilizado cuando ha salido líquido del condensador, el calor es removido en la condensación por el medio condensante, los fluidos condensantes deben ser disponibles, económicos y abundantes estos son el agua y el aire. Estos fluidos son los utilizados para disipar el calor del vapor-refrigerante y transformarlo a su estado líquido.

En Particular, para un compresor de refrigerador doméstico, el refrigerante es condensado por aire y la condensación está sujeta al flujo de aire que circula a través de los serpentines del condensador, por circulación de aire por gravedad o natural. Otros equipos de refrigeración utilizan para la condensación ventiladores para extraer grandes volúmenes de aire de los tubos del condensador, la extracción puede ser forzada o inducida. La temperatura del medio condensante (agua o aire) debe ser menor a la del vapor refrigerante que está dentro del condensador.

#### 3.2. Selección del condensador.

Los condensadores se clasifican de acuerdo a la transferencia de calor al medio condensante.

1. Condensadores enfriados por agua. Estos condensadores se clasifican de la siguiente manera:

- a). Condensadores de serpiente y cubierta. Este tipo de condensadores se utilizan en tamaños pequeños, hasta de 10 toneladas de refrigeración, sirven de receptor de líquido, por lado del serpiente circula agua y por la cubierta circula el refrigerante, ver la Fig. 3.1.

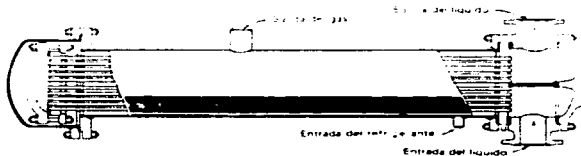


Fig. 3.1. Condensador de Serpiente y cubierta.

- b). Condensadores de tubo en tubo. Los condensadores de este tipo se forman de uno o más tubos dentro de un tubo el cual está lleno de refrigerante, véase la Fig. 3.2., el agua está a contracorriente del gas refrigerante.

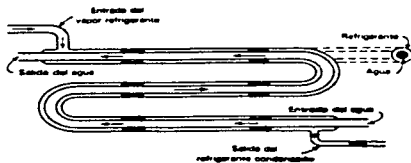


Fig. 3.2. Condensador de Tubo en Tubo.

- c). Condensadores de cubierta y tubo. Los condensadores de cubierta y tubo -

son de cabezales removibles para la limpieza de sarro en los tubos, se fabrican con tubos aletados para lograr una mayor transferencia de calor, véase la Fig. 3.3.

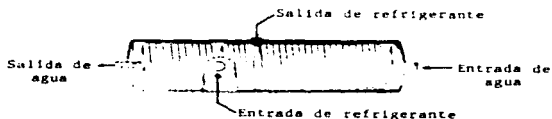


Fig. 3.3. Condensador de Cubierta y tubo.

En los condensadores enfriados con agua, el agua que sirve para la condensación puede tirarse o bien recircularse, después enfriar esta agua en la torre de enfriamiento, y es nuevamente utilizada para la condensación del gas refrigerante. En estos condensadores se tiene que tomar en cuenta un factor de suciedad debido a la dureza, los minerales que contiene en suspensión son precipitados y se adhieren a la pared de los tubos reduciendo la sección, el flujo de agua y la transferencia de calor.

2. Condensadores enfriados por aire. En este tipo de condensadores, el aire es el medio para condensar el vapor que sale del compresor siendo el calor disipado por el aire. Dentro de los refrigeradores que utilizan el aire como medio condensante se tiene dos tipos y son:

- i. condensadores enfriados de tiro natural (diferencia de densidades de aire).
  - ii. condensadores enfriados por tiro inducido (utilizan un ventilador).
3. Selección del condensador. Antes de entrar a seleccionar un condensador será necesario estudiar las zonas donde ocurre la transferencia de calor.

Las zonas de estudio funcionamiento para la condensación se muestran en la \* el agua de alimentación.

Fig.3.4. y son:

- $Z_1$ . En esta zona los vapores sobrecalentados de refrigerante sufren un enfriamiento por medio de agua o aire. y se llama zona  $Z_1$ .
- $Z_2$ . Esta zona llamada  $Z_2$  o zona de condensación es por donde pasan los gases o vapores que han pasado por la zona  $Z_1$  son condensados por agua o aire.
- $Z_3$ . Zona de subenfriamiento, el líquido que sale de  $Z_2$  es subenfriado por -- agua o aire.

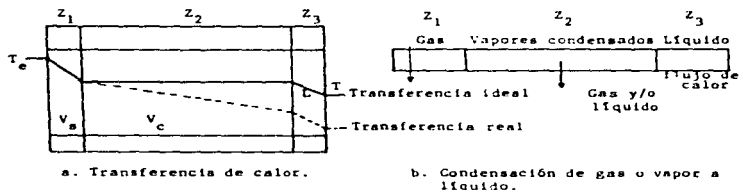


Fig. 3.4. Zonas de transferencia de calor.

La transmisión térmica para la condensación ocurre por (ver Fig. 3.5.).

- interior del tubo. En el punto D de la Fig. 3.5.a. el fluido refrigerante tiene una velocidad  $V$  y una temperatura  $T$ .
- exterior del tubo. El medio condensante tiene velocidad  $V_f$  y temperatura  $T_f$ , según la Fig. 3.5.

De acuerdo a los incisos a y b anteriores la transmisión de calor se realiza por los siguientes métodos:

- por convección del fluido refrigerante con la superficie interna del tubo.
- por conducción a través de la pared metálica del tubo.
- por conducción de las capas (metal, aceite, sarro y polvo).

**NOTA:** El sarro y el polvo son malos conductores de calor y es recomendable - que siempre estén limpias las superficies de transferencia de calor y elegir adecuadamente el aceite y el separador de aceite.



Sea  $R$  la resistencia que se opone al flujo de calor, y  $r_i$  la resistencia de cada material, entonces  $R$  es la suma de todas las resistencias  $r_i$ , esto es

$$R = r_i = r_1 + r_2 + \dots + r_n \quad 1.$$

el coeficiente global de calor  $K$  es el inverso de  $R$ , la ecuación de transferencia de calor es (a  $K$  se le conoce como coeficiente "U"):

$$K = 1/R = 1/(1/h_c + e_1/\lambda_1 + e_2/\lambda_2 + e_3/\lambda_3 + 1/h_c) = U \quad 2.$$

donde

$K$  = coeficiente global térmico (o de calor),  $\text{kW}/(\text{m}^2 \text{K})$  o  $\text{BTU}/(\text{h pie}^2 \text{F})$ .

$h_c$  = coeficiente de convección del refrigerante,  $\text{kW}/(\text{m}^2 \text{K})$  o  $\text{BTU}/(\text{h pie}^2 \text{F})$ .

$h_c$  = coeficiente de convección del medio condensante,  $\text{kW}/(\text{m}^2 \text{K})$  o  $\text{BTU}/(\text{h pie}^2 \text{F})$ .

$e_1, e_2, e_3$  = espesor de película, aceite y sarro (o polvo), m o pie.

$\lambda_1, \lambda_2, \lambda_3$  = coef. de conductividad del material,  $\text{kW}/(\text{m K})$  o  $\text{BTU}/(\text{h pie}^2 \text{F}/\text{pulg})$ .

$R$  = resistencia térmica del material,  $\text{m}^2 \text{K}/\text{kW}$  o  $\text{h pie}^2 \text{F}/\text{BTU}$ .

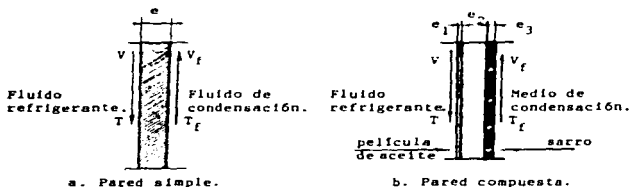


Fig. 3.5. Transferencia de calor en una pared.

el coeficiente global real de calor se determina por experimentación, puede ser el calor a retirar del espacio en cuestión ser mayor que el frío que se produce en el evaporador, el fluido absorbe calor durante la compresión por el trabajo mecánico realizado por el compresor, la producción de refrigeración es

$$W_k = W_o + \frac{3600}{J} W_f = W_o + 860 W_f$$

3.

donde

$W_k$  = cantidad de calor a retirar del condensador. kcal/h.

$W_o$  = potencia o producción refrigerante total. kcal/h.

$W_f$  = potencia mecánica o al freno. kW.

$J$  = equivalente mecánico de calor = 4.1868(kW-h/kcal).

$$1 \text{ kW-h} = 860 \text{ kcal} = 4.1868 \text{ J-s.}$$

para poder continuar se da una clasificación de los condensadores de acuerdo a su calor:

a). por el calor sensible.

1. por circulación natural de aire.
2. por circulación forzada de aire.
3. de agua por inmersión de doble tubo a contracorriente.
4. de agua por inmersión, de multitubular a contracorriente.(horizontal)

b). por el calor latente.

1. atmosféricos multitubulares verticales.
2. atmosféricos de lluvia.
3. atmosféricos de lluvia a contracorriente.
4. por evaporación forzada o evaporativos.

Superficie de condensación. El coeficiente global de calor muestra la can - tidad de calor que es transmitido por metro cuadrado de superficie entre la diferencia de temperatura del fluido  $T_f$ , y la temperatura media del medio de condensación en grados centígrados, la cantidad de calor será

$$W_k = KA\Delta T$$

4.

y el calor  $W_k$  a retirar del caudal del fluido refrigerante será

$$W_k = \dot{m}_a C_p (T_s - T_e)$$

5.

para el aire seco con  $C_p = 0.24$  kcal/kg, el gasto másico del aire será

$$\dot{m}_a = W_k / (C_p dT)$$

6.

si la densidad del aire es  $1.295$  kg/m<sup>3</sup>, el gasto volumétrico del aire será

$$V_a = W_k / (0.31 dT)$$

7.

para el agua si  $C_p = 1$  kcal/kg y la densidad del agua es  $1$  kg/m<sup>3</sup>, el gasto másico y volumétrico del agua serán

$$\dot{m}_{aw} = W_k / dT = V_w$$

8.

donde

$K$  = coeficiente global térmico, kcal/(m<sup>2</sup> h °C).

$A$  = área de transferencia de calor, m<sup>2</sup>

$T_s$  = temperatura de salida, °C.

$T_e$  = temperatura de entrada, °C.

$\dot{m}_a$  y  $\dot{m}_{aw}$  = gasto másico del aire y del agua, kg/h.

$V_a$  y  $V_w$  = gasto volumétrico del aire y del agua, m<sup>3</sup>/h.

la diferencia de temperatura no se puede tomar como la media aritmética debido a que ésta varía en forma logarítmica, de acuerdo a la Fig. 3.6., la diferencia de temperatura en la entrada es

$$\Delta T_e = T_3 - T_a$$

9.

la diferencia de temperatura en la salida y la temperatura media son

$$\Delta T_s = T_3 - T_s \quad 10. ; \quad T_{med} = (T_e + T_s)/2 \quad 11.$$

la diferencia media de temperatura es

$$\Delta T_{med} = \frac{\Delta T_e - \Delta T_s}{2} = T_3 - T_{med} \quad 12.$$

la diferencia media logarítmica de temperatura es

$$DMLT = \frac{T_3 - T_{med}}{\ln(\Delta T_e / \Delta T_s)} \quad 13.$$

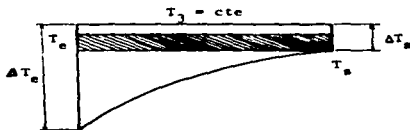


Fig. 3.6. Diferencia media logarítmica de temperatura.

donde

- $\Delta T_e$  = diferencia de temperatura a la entrada, °C.
- $\Delta T_s$  = diferencia de temperatura a la salida, °C.
- $\Delta T_{med}$  = diferencia media de temperatura, °C.
- $T_{med}$  = temperatura media, °C.
- $T_3$  = temperatura de condensación, °C.
- $T_e$  = temperatura de entrada del medio condensante, °C.
- $T_s$  = temperatura de salida del medio condensante, °C.
- DMLT = diferencia media logarítmica de temperatura, °C.

### I. Selección de condensador enfriado por agua.

Una buena selección del condensador es tomar en cuenta el calor ganado por el refrigerante en el evaporador y por el compresor y por el ganado en la tubería. Los datos que muestran los fabricantes de compresores están en la tabla TR - 11, si no se tiene a la mano estas tablas se procede lo siguiente: Para compresores abiertos y herméticos en la tabla 3.1 se toma el calor de rechazo. la carga de calor del condensador se calcula por

$$\text{carga condensador} = \text{capacidad compresor} \times \text{factor de rechazo calor} \quad 13a.$$

Tem. evap. °F	temperatura de condensante °F						temperatura de condensante °F					
	90	100	110	120	130	140	90	100	110	120	130	140
-40	.	.	.	.	.	.	1.66	1.73	1.80	2.00	.	.
-30	1.37	1.42	1.47	.	.	.	1.57	1.62	1.68	1.80	.	.
-20	1.33	1.37	1.42	1.47	.	.	1.49	1.53	1.58	1.65	.	.
-10	1.28	1.32	1.37	1.42	1.47	.	1.42	1.46	1.50	1.57	1.64	.
0	1.24	1.28	1.32	1.37	1.41	1.47	1.36	1.40	1.44	1.50	1.56	1.62
05	.	.	.	.	.	.	1.33	1.37	1.41	1.46	1.52	1.59
10	1.21	1.24	1.28	1.32	1.36	1.42	1.31	1.34	1.38	1.43	1.49	1.55
15	.	.	.	.	.	.	1.28	1.32	1.35	1.40	1.46	1.50
20	1.17	1.20	1.24	1.28	1.32	1.37	1.26	1.29	1.33	1.37	1.43	1.49
25	.	.	.	.	.	.	1.24	1.27	1.31	1.35	1.40	1.45
30	1.14	1.17	1.20	1.24	1.27	1.32	1.22	1.25	1.28	1.32	1.37	1.42
40	1.12	1.15	1.17	1.20	1.23	1.28	1.18	1.21	1.24	1.27	1.31	1.35
50	1.09	1.12	1.14	1.17	1.20	1.24	1.14	1.17	1.20	1.23	1.26	1.29

\* fuera de los límites normales de las aplicaciones de compresores de un paso simple. Cortesía de Bohn Aluminum and Brass Company.

a. compresores abiertos.

b. compresores herméticos.

Tabla. 3.1. Factores de rechazo de calor en los compresores.

el cálculo de un condensador para un rango de condiciones operantes normales de compresión de un paso simple es para compresor abierto

$$\text{carga del condensador} = \text{capacidad del compresor} (\text{BTU/h}) + 2545 \text{ Bhp} \quad 14.$$

para compresor hermético, la carga del condensador será

$$\text{carga del condensador} = \text{capacidad del compresor (BTU/h)} + 3413 \text{ kW}$$

15.

la capacidad del condensador se calcula por conducción de calor es

$$Q_c = AK(DMLT)$$

16.

donde

$Q_c$  = capacidad del condensador, BTU/hr.

$A$  = área superficial del condensador, pie cuadrado.

$K$  = coeficiente de transferencia de calor total, BTU/(hr. pie<sup>2</sup> °F).

DMLT = diferencia media logarítmica del refrigerante y el condensante, °F.

El aumento de temperatura del medio condensante es

$$\Delta T = Q_c / \dot{m}_a C_p$$

17.

donde

$\Delta T$  = incremento de temperatura del medio condensante, en el condensador, °F.

$Q_c$  = calor rechazado en el condensador, BTU/hr.

$\dot{m}_a$  = gasto de aire o agua en el condensador, lb/hr.

$C_p$  = calor específico del medio condensante, 1 para el agua y 0.24 BTU/lb - para el aire.

de la ec. 17., es el gasto de agua se puede expresar en galones por minuto, así

$$\text{gpm} = Q_c / (500 \Delta T)$$

18.

en la selección de condensadores enfriados con agua, las especificaciones - se muestran en la tabla R - 15, las temperaturas condensantes son de 102 y-

105 °F, con incrementos de temperatura del agua de 20 y 10 °F y el factor de incrustación es 0.0005. La velocidad del agua no debe de exceder de:

- a. menos de 0.05 gpm. por tubo en flujo laminar.
- b. no más de 8 pie/seg (5.75 gpm.) por tubo en condensadores SRF, ACME, STF y además se debe tener en cuenta los siguientes puntos:
  1. Toneladas totales. Determinar las toneladas corregidas para ser usadas en la selección del condensador apropiado de acuerdo a la fig. 2. de la tabla R - 15. El valor corregido se obtiene multiplicando el factor obtenido para la temperatura deseada en el evaporador y la temperatura condensante por las toneladas reales de refrigeración.
  2. Temperatura en el evaporador. Determinar el aumento de temperatura del agua y los gpm por tonelada, conociendo uno de estos factores el otro se obtiene de la fig. 3. de R - 15, utilizar las toneladas corregidas para determinar los gpm. requeridos.
  3. Temperatura condensante. Aquí se determina la diferencia de temperatura entre la temperatura condensante y la temperatura de entrada y salida de agua y la METD (DMLT) de R - 15.
  4. Se hace una elección preliminar del diámetro del cilindro del condensador con ayuda de R - 15, basado en las toneladas corregidas del paso No. 1. Calcular el número de tubos por paso y con el paso No. 2. calcular los gpm. por tubo.
  5. De la tabla 3.2 seleccionar el factor de incrustación para diferentes tipos de agua, se determina en función de la frecuencia requerida.
  6. De la fig. 1. de R - 15 obtener la razón de transferencia "U" o "K" de acuerdo a los gpm del paso No. 4 y el factor de incrustación del paso 5.
  7. la superficie necesaria de transferencia de calor del condensador es

$$\text{superficie neces.} = \frac{\text{toneladas corregidas}}{K \text{ DMLT}} \times 14400$$

19.

8. De R - 15 se selecciona un condensador que tenga una superficie mínima - usando el diámetro del paso No. 4.

9. Hacer las verificaciones con respecto a la selección de acuerdo a:

- a). obtener la caída de presión de agua a través del condensador usando los gpm. de paso No. 4, la longitud de tubo de R - 15 para el modelo seleccionado en el paso No. 8 y de la fig. 4 de R - 15.
- b). obtener la carga de operación nominal de la última columna de R - 15, que es el paso máximo que permite tener el cilindro o depósito del - condensador de refrigerante líquido.
- c). determinar la capacidad de bombeo en vacío (de R - 15), si el sistema usa un peso menor de refrigerante, para el bombeo total úsese un depósito adicional.

II. Selección de condensadores enfriados por aire.

Para la selección de los condensadores enfriados por aire o por agua se tiene que es de acuerdo a lo siguiente:

- 225 kcal/hr para condensadores enfriados por aire.
- de 150 a 450 kcal/hr para condensadores evaporativos.
- mayores de 300 kcal/hr para condensadores enfriados por agua.

Los refrigeradores enfriados por aire son de cargas de refrigeración muy pequeñas, las ventajas de un condensador enfriado por aire con el de agua son:

1. no se congela durante el invierno.
2. requiere de muy poco mantenimiento.
3. donde hay escasez de agua.

Los factores que son tomados en cuenta para el diseño y selección de un compresor enfriado por aire son:

- a). superficie de enfriamiento.
- b). el volumen disponible de aire para la condensación (cap. de ventilador).



Los condensadores están fabricados con tubos aletados, tubos en placa y son típicos de los refrigeradores domésticos, el aumento de temperatura en el aire es

$$\Delta T = \frac{Q_c}{0.24 \dot{m}_a} \quad 20.$$

el aire que pasa por los serpentines es

$$\text{pie}^3/\text{min} = \frac{Q_c}{1.08 \Delta T} \quad 21.$$

un buen diseño de condensador es que la velocidad del aire sea mínima para condensar adecuadamente el gas refrigerante, si tiene más velocidad de aire, el compresor requiere más potencia, la velocidad del aire es

$$\text{velocidad del aire} = \frac{\text{pie cúbico/minuto}}{\text{área del frente, en pie cuadrado}} \quad 22.$$

el fabricante ha encontrado experimentalmente el caudal mínimo por eso es que los ventiladores están equipados con su ventilador (es único).

La distribución de los tubos del condensador se da en la Fig. 3.7, el área es

$$A = A_u L_a nN \quad 23.$$

donde.

A = superficie de condensación,  $m^2$ .

$A_u$  = área de tubo,  $m^2/m$ .

$L_a$  = longitud de los tubos, m.

n = número de tubos en alto.

N = número de tubos en fondo.

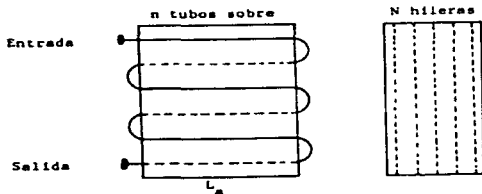


Fig. 3.7. Superficie de condensación de un condensador.



a. Condensador de placa. convección natural.



b. Condensador de serpentín de convección forzada.



c. Condensador de placa. convección natural

Fig. 3.8. Condensadores enfriados por aire.

### 3.3. Selección del evaporador.

El evaporador es otro dispositivo utilizado en la refrigeración, dentro del cual se efectúa el intercambio de calor del líquido refrigerante para pasar al estado gaseoso. Los evaporadores son conocidos como productores de frío, los evaporadores se clasifican de acuerdo a:

- a). tipo de construcción.
  1. tubo desnudo (acero, Cu, utilizados en grandes instalaciones).
  2. superficie de placa, fabricados en tubos y placa de Al y prensados (utilizados en los refrigeradores domésticos), ver Fig. 3.8. c.
  3. tubos aletados. Las aletas aumentan la superficie de transferencia, espaciados de 1 a 14 aletas/pulg., véase la Fig. 3.8.b.
- b). por método de alimentación de líquido.
- c). por método de circulación de líquido.
- d). por condiciones de operación.
- e). por método de circulación de aire o líquido (seco o sumergido).
- f). por tipo de control de refrigerante.
- g). por su aplicación.

La transmisión de calor en los evaporadores se efectúa por:

- a. Dentro del tubo. El líquido refrigerante está a la entrada del evaporador como una mezcla líq - vap. de velocidad  $v$ , y temperatura  $T$ .
- b. Fuera del tubo. El espacio o medio a enfriar circula a una velocidad  $v_f$  y temperatura  $T_f$ , generalmente estos fluidos circulan a contracorriente.
- c. Ambas corrientes separadas por una pared metálica cuyo espesor "e" en mm, como se observa en la Fig. 3.9, si  $T_f > T_o$ , suponiendo que la pared del tubo es de material homogéneo y sin variación de su espesor, la transferencia de calor en el evaporador se efectúa por:
  1. convección del fluido refrigerante con la superficie interna del tubo.

2. conducción de calor del refrigerante con la pared metálica de tubo.

3. convección de calor de la pared metálica con el medio a enfriar.

Los tres puntos anteriores son para tubos sin tomar en cuenta las capas que para un evaporador real sucede, de acuerdo a la Fig. 3.9, la transferencia es

- convección sobre el refrigerante.
- conducción sobre las capas de aceite, metal y escarcha.
- convección sobre el medio a enfriar y la escarcha, véase Fig. 3.9.b.

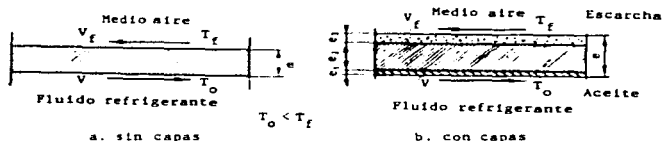


Fig. 3.9. Transmisión de calor en un evaporador.

La ecuación de coeficiente de transmisión de calor es por la ecuación 2. y la cantidad de calor que absorbe el refrigerante es calculada por la ec. 4. La superficie o área de evaporación se despeja de la ec. 4.

$$A = \frac{W_o}{K \Delta T} \quad 24.$$

el gasto másico para el refrigerante es  $\dot{m}_r$

$$\dot{m}_r = W_o / (C_p dT) = W_o / (h_{ae} - h_{as}) \quad 25.$$

el gasto másico para el agua es igual al volumétrico (diferentes unidades), es  $\dot{m}_a$  y para la salmuera es  $\dot{m}_s$ , esto es

$$\text{para el agua } \dot{m}_a = V_a = W_o/dT \quad 26.$$

$$\text{para la salmuera } \dot{m}_s = W_o/(C_{ps}dT). \quad 27.$$

el gasto de aire se efectúa por las ecs 6. y 7.

La evaporación de refrigerante se efectúa como se muestra en la Fig. 3.10.- el refrigerante se evapora a  $T_o$  y se enfría de  $T_e$  hasta  $T_s$ , la temperatura-media es

$$T_{med} = \frac{T_o + T_e}{2} \quad 28.$$

y la diferencia de temperaturas en la entrada y la salida son

$$\Delta T_e = T_e - T_o \quad 29. \quad \Delta T_s = T_s - T_o \quad 30.$$

la diferencia media de temperatura es

$$\Delta T = \frac{\Delta T_e - \Delta T_s}{2} = T_{med} - T_o \quad 31.$$

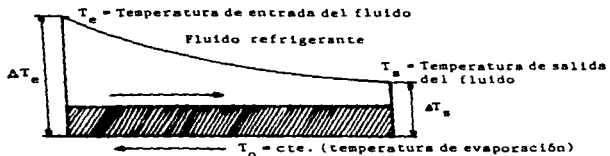


Fig. 3.10. Diferencia media de temperatura en el evaporador.

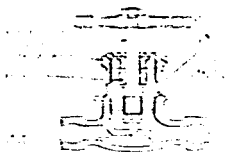
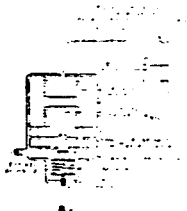


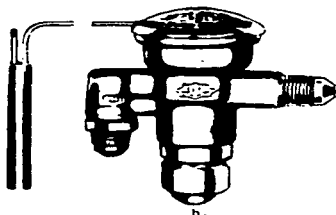
Fig. 3.11. Válvula de expansión manual.



Fig. 3.12. Válvula de expansión automática.

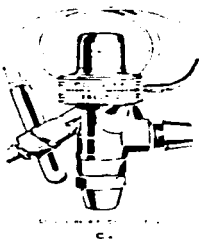


a.



b.

- a. Construcción interna de la válvula de expansión termostático.  
b. y c. Válvulas de expansión termostáticas.



c.

Fig. 3.13. Válvulas de expansión termostáticas.

Formación de escarcha. La escarcha se forma por la humedad del aire y su a-  
 acumulación es por la apertura de puertas, por la humedad que despiden los -  
 productos a refrigerar y si es muy baja la temperatura dentro de la cámara-  
 la escarcha se formará en poco tiempo y será de mayor espesor.

La escarcha son cristales de hielo y burbujas de aire que forma un aislante  
 y es nociva por lo siguiente:

- a). baja la temperatura de ebullición del refrigerante, disminuye la capa -  
 cidad de refrigeración y aumenta el tiempo de operación de la máquina.
- b). eleva el vapor a grado higrométrico de la cámara fría, con diferencia de  
 temperatura entre la cámara fría y la capa exterior disminuyendo así el  
 efecto de las condiciones de conservación de los alimentos o productos-  
 a medida que aumenta el espesor de la escarcha.

Métodos para la eliminación de la escarcha de los evaporadores son:

1. manual. Raspando y cepillando la escarcha.
2. paro de la máquina y calentamiento natural del evaporador (serpentin).
3. paro de la máquina y circulación de aire sobre el evaporador.
4. aspersión y pulverización de agua sobre el evaporador.
5. aspersión y/o pulverización de salmuera sobre el evaporador.
6. por aire caliente sobre el evaporador.
7. por aire calentado electricamente que circula por el evaporador.
8. por calentamiento eléctrico del evaporador.
9. por circulación de salmuera (frigoríficos que utilizan salmuera).
10. por gas caliente (calentamiento del refrigerante).
11. por inversión de ciclo termodinámico.

### 3.4. Selección de dispositivos de expansión.

Los dispositivos de expansión son conocidos con el nombre de controles de -

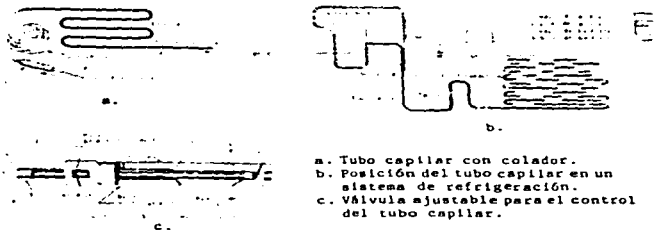
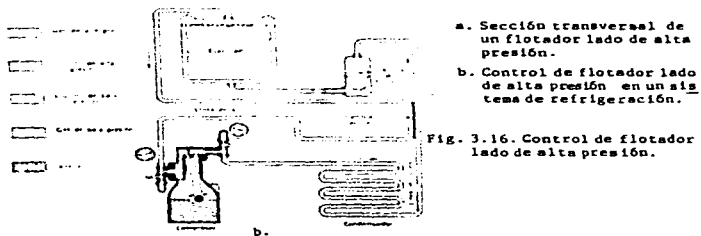


Fig. 3.14. Tubo capilar usado en un refrigerador doméstico.





flujo de refrigerante ( inciso b. sección 3.3.) son los que dosifican la cantidad de refrigerante líquido y que sea la misma que se evapora dentro - evaporador. Los controles de refrigerante se clasifican como:

- a). Válvula de expansión, manual. Su uso es en sistemas grandes de carga ca si constante, de muy poca variación (operador los 3 turnos). Fig. 3.11.
- b). Válvula de expansión termostática. Es de sobrecalentamiento constante, un elemento térmico está conectado a su cuerpo por un tubo capilar, Fig. 3.13.
- c). Válvula de expansión manual o de presión constante independiente de la carga, ver Fig. 3.12.
- d). Tubo capilar. Es un tubo muy pequeño diámetro y de longitud dada, el re frigerante es controlado por su diámetro y longitud. (Fig. 3.14.).
- e). Control de flotador lado de baja presión. Se usa en evaporadores inunda dos, el flotador tiene las características siguientes (Fig. 3.15).
  1. flotabilidad elevada para cada refrigerante en particular.
  2. buena calibración, mantiene constante el nivel de refrigerante.
  3. estar nivelado dentro del evaporador. (Fig. 3.15.).
- f). Control de flotador lado de alta presión. (Fig. 3.16.).

### 3.5. Selección de secadores o deshidratadores.

El refrigerante que es utilizado no debe de tener humedad, el dispositivo - para reducir la humedad se conoce como "secador" o "deshidratador", la hume dad ocasiona congelamiento dentro del circuito de refrigeración, formación- de lodos y ácidos que corroen el sistema.

El secador se coloca un poco antes de la válvula de expansión como lo mue tra la Fig. 3.17, las sustancias desecantes de los secadores son:

- a. gel de sílice.
- b. alúmina activada.

c. drierite (sulfato de calcio anhidro).

Para la selección de la capacidad del secador está en función de la potencia en HP del refrigerador, las propiedades que debe tener el secador son:

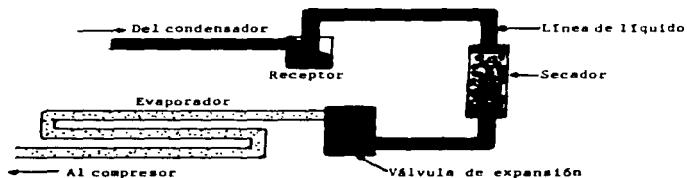


Fig. 3.17. Posición del secador en un sistema de refrigeración.

1. reducir el contenido de humedad a un nivel muy bajo óptimo.
2. conservar su eficiencia y retener la humedad del sistema.
3. actuar de inmediato para reducir la humedad.
4. que sea infima o no pierda su eficiencia, velocidad y capacidad en presencia de aceite y otras sustancias.
5. no altere su funcionamiento en aumento de temperaturas.
6. no pierda su eficiencia en paros y almacenamiento del equipo.
7. secar eficientemente gases y líquidos en el refrigerante.
8. eliminar la humedad a un límite, para evitar corrosión y congelamiento.
9. sea inerte al aceite y sustancias utilizadas en la refrigeración.
10. permanecer insoluble.
11. conservar su estado original.
12. retener partículas.
13. se pueda cambiar fácilmente varias veces.
14. permitir un flujo uniforme de refrigerante.
15. que no sea venenoso e irritante.

### 3.6. Selección de manómetros, termómetros y mirillas.

Estos accesorios son para saber que está pasando en un sistema frigorífico, - son auxiliares, a continuación se describen:

- a). Manómetros. Son instrumentos que indican la presión existente en un sistema de refrigeración, existen de baja y alta presión, están instalados en la línea de servicio y descarga del compresor.

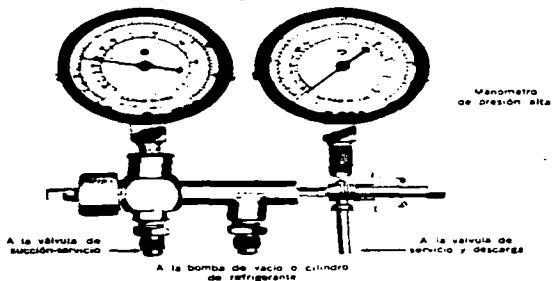


Fig. 3.18. Manómetro compuesto de servicio en la refrigeración.

- b). Termómetros. En el mercado existen termómetros para medir temperaturas - de bajo y alto rango, su construcción es:

1. expansión térmica de un gas (termómetro de gas).
2. dilatación térmica de un líquido o de un sólido.
  - a. termómetro de mercurio.
  - b. termómetro bimetálico.
3. presión o tensión de vapor de un líquido (term. de bulbo de vapor).
4. potencial termoeléctrico (termopar).
5. variación de resistencia eléctrica (term. de resistencia o termopar).
6. variación de la radiación (pirómetro óptico).

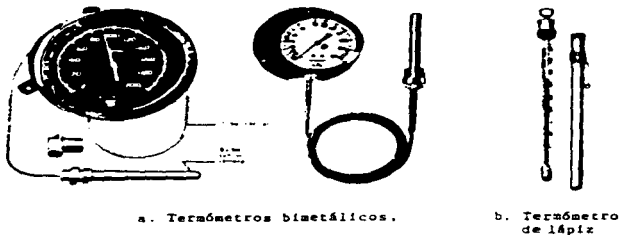


Fig. 3.19. Termómetros usados en la refrigeración.

- c). Micirlas. Sirven para indicar si el sistema tiene refrigerante. si se observan burbujas al sistema le falta refrigerante. se instalan en la línea de líquido (micirlla de líquido). grifo de comprobación de líquido (lado del condensador) y vidrio nivel.



Fig. 3.20. Micirlas utilizadas en los sistemas de refrigeración.

### 3.7. Selección de tubería y soldadura en la refrigeración.

Los materiales empleados en la fabricación de la tubería para refrigeración—están normalizados por la American Standard Safety Code for Mechanical Refri

geration (ASA-B91. - 1958) y el Code for Pressure Piping (ASA B31.1 - 1950), son los siguientes:

acero, hierro dulce, aluminio, cobre y latón.

El latón y el cobre no se usan con amoníaco porque reaccionan con todos los demás refrigerantes si se usan. Para el proyecto de la tubería se considera:

1. que la caída de presión sea mínima.

2. que no cambie el fluido de estado en la tubería de líquido.

3. tomar medidas para la miscibilidad del aceite con los refrigerantes 12, 22, y R500 y son:

- a. reducir a una mínima cantidad de líquido en el carter del compresor.

- b. retornar el aceite de las tuberías del sistema al carter del compresor.

Las instalaciones grandes de refrigeración utilizan tuberías de hierro dulce y acero, las instalaciones domésticas utilizan tuberías de cobre recocido.

Las dimensiones de los tubos se hacen de acuerdo a las especificaciones que proporciona el fabricante, por ejemplo:

para tubo de cobre tipo "L" de diámetro exterior (DE) de 0.5 pulg., su diámetro interior será de 0.43 pulg., véase la Fig. 3.21..

para tubo de acero de 0.5 pulg. de diámetro nominal, tendrá un diámetro interior (DI) de 0.5 pulg. y de diámetro exterior (DE) de 0.75 pulg.

El tubo de cobre se clasifica como:

1. tipo K. Es tubo de pared gruesa, para usos especiales de corrosión y alta presión, se recomienda en sistemas grandes de refrigeración.
2. tipo L. Es de pared media, es el más usado en refrigeración (ver tabla - 3.4.). Los tubos "K" y "L" se fabrican en estirado suave y duro.
3. tipo M. Es tubo de pared delgada, no se usa en refrigeración si no en líneas de drenaje, retorno de condensados y en otras necesidades de baja presión del sistema de refrigeración.

El tubo estirado en duro está presentado en tramos rectos de 20 pies y 3/8 -

\* Líquido refrigerante.

hasta 6 pulg. de DE, sellado en los extremos, deshidratado y cargado de N. Método de uniones de tubos de cobre. Los tubos de cobre no pueden unirse - por medio de cuerdas y bridas se unen por:

1. Acoplamiento mecánico. Se utilizan accesorios acampanados y de compresión - en este tipo de unión, pueden separarse fácil mecánicamente, y son:
  - a). conexión acampanada. Para acampanar se utiliza una herramienta especial. El tubo que se va a acampanar se corta y se limpia el lado a - trabajar, el acampanado o abocinado es a 45°.
  - b). accesorios acampanados. Existe en el mercado gran variedad de exceso rios forjados en bronce, de cara a 45° para lograr un acoplamiento - perfecto, sin fugas con el tubo abocinado existen codos, tees, etc.
  - c). acoplamiento de compresión. Son uniones por medio de presión mecánica, reducen trabajo y tiempo, son más confiables, no tienen fugas.
2. Juntas de calor. A este proceso de unión se llama SOLDADURA y es el trabajo o acción de juntar dos partes o piezas con un tercer metal (la soldada dura funde a menor temperatura de las piezas a unir), La soldadura es:
  - a). soldadura suave. Este tipo de soldadura no es recomendable en la refrigeración, se utiliza en plomería y calefacción y hasta 250 °F de temperatura de trabajo, la soldadura utilizada es la 50 - 50 (50% de estaño y 50% de plomo) y la 95 - 5 (95% de estaño y 5% de antimonio).
  - b). soldadura dura. Se usa en todos los diámetros de tubo, a prueba de corrosión y alta resistencia a la vibración y a las fugas. La soldadura fuerte o dura es una aleación de plata y latón. funde a temperatura - de 1000 °F, se aplica con soplete de oxígeno - acetileno.

TEMPERATURA DEL AGUA		125 °F O MENOS	
Tipos de agua	Velocidad del agua pie/seg.		
	3 pies y menos*	Más de 3 pies*	
Agua de mar	0.0005	0.0005	
Agua salada	0.002	0.001	
De estanque con torre de enfriamiento, atomizada:			
con tratamiento	0.001	0.001	
sin tratamiento	0.003	0.003	
Agua de ciudad, pozo, manantial (tales como Great L)	0.001	0.001	
Great Lakes	0.001	0.001	
Agua de Río: Mínimo	0.002	0.001	
Mississippi	0.003	0.002	
Delaware, Schuylkill	0.002	0.002	
East River y Bahía de New York	0.003	0.002	
Chicago Sanitary Canal	0.008	0.006	
Fangosa o con sedimentos	0.003	0.002	
Dura (más de 15 granos)	0.003	0.003	
Chaquetas de motores	0.001	0.001	
Destilada	0.0005	0.0005	

\* 2.16 gpm por tubo es equivalente a una velocidad del agua de 3 pie/seg.

\* Esta tabla es presentada con permiso de The Tubular Exchanger Manufacturers Association Inc. New York.

TABLA 3.2. FACTORES DE INCRUSTACION DE AGUA.

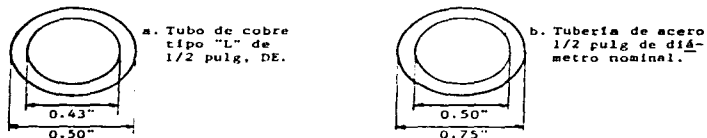


Fig. 3.21. Método de dimensionar tubo de Cu y tubería de acero.

Tabla 3.3. Diferencia media logarítmica de temperatura.

	1	2	3	4	5	6	7	8	9	10	11	12	13	14	15	16	17	18	19	20	
1	1.00	1.44	1.82	2.16	2.48	2.79	3.08	3.37	3.64	3.91	4.17	4.43	4.68	4.93	5.17	5.41	5.65	5.88	6.11	6.34	
2	1.44	2.00	2.47	2.82	3.08	3.28	3.64	3.99	4.33	4.65	4.97	5.28	5.58	5.88	6.17	6.45	6.73	7.01	7.28	7.55	7.82
3	1.82	2.47	3.00	3.51	3.95	4.33	4.73	5.11	5.40	5.82	6.17	6.49	6.82	7.15	7.46	7.77	8.08	8.37	8.67	8.97	
4	2.16	2.89	3.51	4.00	4.48	4.93	5.36	5.77	6.17	6.55	6.92	7.28	7.64	8.00	8.32	8.66	8.98	9.31	9.63	9.94	
5	2.48	3.28	3.95	4.48	5.00	5.49	5.94	6.38	6.81	7.21	7.61	8.00	8.37	8.74	9.10	9.46	9.81	10.15	10.49	10.82	
6	2.79	3.64	4.33	4.93	5.49	6.00	6.37	7.01	7.40	7.85	8.27	8.70	9.08	9.47	9.98	10.22	10.61	10.96	11.30	11.67	
7	3.08	3.99	4.73	5.36	5.94	6.37	7.00	7.63	7.86	8.39	8.87	9.32	9.67	10.10	10.52	10.86	11.26	11.65	12.04	12.37	
8	3.37	4.33	5.10	5.77	6.38	7.01	7.63	8.00	8.49	8.96	9.42	9.86	10.30	10.72	11.13	11.54	11.94	12.33	12.72	13.10	
9	3.64	4.65	5.40	6.17	6.81	7.40	7.86	8.49	9.00	9.58	10.06	10.52	10.97	11.24	11.70	12.12	12.57	12.99	13.39	13.82	
10	3.91	4.97	5.82	6.55	7.21	7.85	8.39	8.96	9.58	10.00	10.49	10.97	11.43	11.89	12.33	12.77	13.19	13.61	14.02	14.43	
11	4.17	5.28	6.17	6.92	7.61	8.27	8.87	9.42	10.06	10.49	11.00	11.49	11.96	12.42	12.82	13.33	13.79	14.22	14.65	15.06	
12	4.43	5.58	6.47	7.28	8.00	8.70	9.32	9.86	10.52	10.97	11.49	12.00	12.50	12.99	13.45	13.93	14.45	14.80	15.23	15.66	
13	4.68	5.88	6.82	7.64	8.37	9.08	9.67	10.30	10.97	11.43	11.96	12.50	13.00	13.48	13.91	14.44	14.90	15.33	15.86	16.26	
14	4.93	6.17	7.15	8.00	8.74	9.47	10.10	10.72	11.24	11.89	12.42	12.99	13.48	14.00	14.58	14.93	15.46	15.90	16.36	16.81	
15	5.17	6.45	7.46	8.37	9.10	9.98	10.52	11.13	11.70	12.33	12.94	13.45	13.91	14.58	15.00	15.87	16.00	16.46	16.90	17.39	
16	5.41	6.73	7.77	8.66	9.46	10.22	10.86	11.54	12.14	12.77	13.33	13.90	14.44	15.15	15.87	16.00	16.29	16.98	17.31	17.93	
17	5.65	7.01	8.08	8.98	9.81	10.61	11.26	11.94	12.57	13.19	13.79	14.45	14.96	15.46	16.00	16.29	17.00	17.51	18.07	18.51	
18	5.88	7.28	8.37	9.31	10.15	10.96	11.65	12.33	12.99	13.61	14.22	14.80	15.37	15.90	16.46	16.98	17.51	18.00	18.57	18.99	
19	6.11	7.55	8.67	9.63	10.49	11.30	12.04	12.72	13.39	14.02	14.65	15.23	15.80	16.38	16.90	17.51	18.07	18.59	19.09	19.23	
20	6.34	7.82	8.95	8.94	10.82	11.67	12.37	13.10	13.92	14.43	15.06	15.66	16.26	16.81	17.37	17.93	18.51	18.99	19.23	20.00	
21	6.57	8.08	9.25	10.25	11.15	12.00	12.74	13.47	14.19	14.83	15.47	16.08	16.69	17.26	17.83	18.35	18.96	19.47	20.24	20.40	
22	6.79	8.34	9.54	10.56	11.47	12.35	13.11	13.84	14.55	15.22	15.87	16.50	17.11	17.71	18.28	18.84	19.40	19.96	20.45	20.99	
23	7.02	8.60	9.82	10.86	11.79	12.68	13.44	14.20	14.89	15.61	16.27	16.92	17.53	18.12	18.72	19.27	19.90	20.38	20.90	21.46	
24	7.24	8.85	10.11	11.16	12.11	13.02	13.79	14.56	15.27	15.99	16.64	17.31	17.95	18.55	19.15	19.73	20.33	20.86	21.48	21.94	
25	7.46	9.11	10.38	11.46	12.43	13.34	14.14	14.92	15.65	16.37	17.05	17.74	18.38	18.95	19.58	20.14	20.76	21.31	21.86	22.41	
26	7.67	9.36	10.65	11.75	12.74	13.67	14.46	15.26	16.02	16.75	17.43	18.11	18.74	19.38	20.01	20.60	21.21	21.77	22.34	22.87	
27	7.89	9.61	10.92	12.05	13.05	13.99	14.81	15.62	16.38	17.11	17.82	18.50	19.19	19.79	20.42	21.01	21.63	22.19	22.76	23.31	
28	8.10	9.85	11.19	12.33	13.35	14.31	15.15	15.96	16.75	17.48	18.20	18.91	19.55	20.20	20.83	21.44	22.04	22.62	23.21	23.77	
29	8.32	10.11	11.46	12.62	13.65	14.63	15.49	16.31	17.10	17.85	18.57	19.27	19.94	20.60	21.21	21.85	22.49	23.07	23.66	24.22	
30	8.53	10.34	11.73	12.90	13.95	14.94	14.79	16.64	17.46	18.20	18.94	19.64	20.33	21.00	21.64	22.27	22.90	23.48	24.08	24.66	
31	8.74	10.58	11.98	13.19	14.25	15.25	16.12	16.98	17.81	18.56	19.31	20.02	20.71	21.27	22.09	22.67	23.31	23.92	24.50	25.10	
32	8.94	10.82	12.26	14.47	14.55	15.57	16.45	17.31	18.11	18.91	19.66	20.39	21.09	21.77	22.45	23.08	23.72	24.33	24.94	25.53	
33	9.15	11.06	12.51	13.74	14.84	15.87	16.75	17.64	18.46	19.26	20.03	20.76	21.47	22.18	22.83	23.47	24.13	24.75	25.35	25.96	
34	9.36	11.29	12.76	14.02	15.13	16.17	17.08	17.97	18.80	19.61	20.37	21.12	21.85	22.53	23.22	23.88	24.53	25.15	25.79	26.30	
35	9.56	11.53	13.03	14.29	15.47	16.48	17.40	18.29	19.14	19.96	20.72	21.48	22.22	22.92	23.60	24.27	24.94	25.58	26.19	26.95	
36	9.77	11.76	13.28	14.56	15.70	16.77	17.71	18.62	19.48	20.21	21.08	21.85	22.58	23.30	23.99	24.66	25.33	25.97	26.67	27.28	
37	9.97	12.00	13.53	14.83	15.99	17.07	18.01	18.94	19.81	20.64	21.43	22.22	22.95	23.66	24.37	25.04	25.72	26.36	27.01	27.64	
38	10.17	12.23	13.78	15.10	16.26	17.36	18.32	19.25	20.14	20.97	21.78	22.55	23.30	24.05	24.73	25.43	26.11	26.77	27.41	28.06	
39	10.37	12.45	14.00	15.37	16.52	17.63	18.59	19.57	20.47	21.31	22.12	22.91	23.67	24.41	25.12	25.81	26.50	27.17	27.80	28.48	
40	10.57	12.68	14.29	15.63	16.83	17.95	18.92	19.88	20.80	21.64	22.46	23.24	24.02	24.77	25.49	26.19	26.89	27.56	28.21	28.23	



TIPO	DIAMETROS		ESPESOR DE LA PARED PULGADAS	PESO POR PIE LIBRAS
	EXTERIOR PULGADAS	INTERIOR PULGADAS		
K	1/2	0.402	0.049	0.2691
K	5/8	0.527	0.049	0.3437
K	3/4	0.652	0.049	0.4183
K	7/8	0.745	0.065	0.6411
K	1 1/8	0.995	0.065	0.8390
K	1 3/8	1.245	0.065	1.0370
K	1 5/8	1.481	0.072	1.3620
K	2 1/8	1.959	0.083	2.0640
K	2 5/8	2.435	0.095	2.9270
K	3 1/8	2.907	0.109	4.0030
K	3 5/8	3.385	0.120	5.1220
L	1/2	0.430	0.035	0.1982
L	5/8	0.545	0.040	0.2849
L	3/4	0.666	0.042	0.3621
L	7/8	0.785	0.045	0.4518
L	1 1/8	1.025	0.050	0.6545
L	1 3/8	1.265	0.055	0.8840
L	1 5/8	1.505	0.060	1.1430
L	2 1/8	1.985	0.070	1.7520
L	2 5/8	2.465	0.080	2.4790
L	3 1/8	2.945	0.090	3.3260
L	3 5/8	3.425	0.100	4.2920

Tabla 3.4. Especificaciones de tamaños de tubo de cobre común (Tipo "K" y tipo "L").

## DIAGRAMA DEL BANCO DE PRUEBAS

El diseño de un banco de pruebas de refrigeración (con compresor doméstico) se lleva a cabo por los siguientes pasos.

4.1. Diagrama térmico. El diagrama de banco de pruebas de un refrigerador doméstico es muy compacto ocupa poco espacio y de acuerdo con el sistema termodinámico de refrigeración.



Fig. 4.1. Sistema termodinámico de bloques de un refrigerador.

La carga de refrigeración de un refrigerador de uso doméstico se puede dar de acuerdo al siguiente balance térmico.

1. Ganancia de calor en paredes, piso(s), techo(s). El calor se transmite a través de los materiales por conducción, convección y radiación, se ha desarrollado métodos para obtener un coeficiente de transferencia de calor que involucra los tres fenómenos de transferencia, le es

$$Q = AUdT$$

<A>

donde

Q = cantidad de calor transferido, BTU/hr.

A = área de la pared (superficie externa), pie<sup>2</sup>.

U = coeficiente total de transferencia de calor, BTU/(hr pie<sup>2</sup> F).

dT = diferencial de temperatura a través de la pared y es la temperatura exterior (T<sub>e</sub>) menos la temperatura interior (T<sub>i</sub>), F.

el coeficiente "U" de transmisión de calor está en relación a una pared de área unitaria de  $1 \text{ pie}^2$  y aire por ambos lados. un buen aislante es - un material que tenga bajo valor de transferencia de calor por ejemplo: el tabique refractario, fibra de vidrio, entre otros.

2. Ganancia de calor por efecto solar. La ganancia de calor por efecto solar en un refrigerador doméstico no se toma en cuenta ya que se recomienda a que el refrigerador no se exponga a los rayos del sol ni a fuentes de - calor como: estufas, hornos, parrillas u otros aparatos generadores, para calcular la ganancia de calor del efecto solar es por la ecuación

$$Q_1 = AU(t_e - t_i + K) \quad \langle B \rangle$$

donde K es el incremento de temperatura en F del efecto solar.

3. Ganancia de calor por infiltración del aire. En un refrigerador doméstico ocurre por las aperturas de la puerta, la infiltración por las ranuras - no se toma en cuenta porque la puerta está sellada.
4. Ganancia de calor por máquinas, alumbrado y otros equipos. El calor se - genera por las lámparas, motores eléctricos y las personas que están dentro del refrigerador (refrigeradores grandes) y también dentro de los locales de los refrigeradores, no se toma en cuenta para refrigeradores - domésticos (tienen un solo foco de 25 Watt).
5. Ganancia de calor de los productos a refrigerarse.

- a. calor sensible, arriba del punto de congelación todos los productos - por refrigerarse por primera vez entran con una temperatura mayor que la del espacio refrigerado ocurriendo un equilibrio de calor y el producto comienza a enfriarse y alcanzar la temperatura a la que está - el refrigerador, a este calor se conoce como "calor igualado o cedido" y está dado por la siguiente ecuación

$$Q_2 = WC_1(T_2 - T_1) \quad \langle C \rangle$$

donde

$Q_2$  = calor cedido, BTU.

$C_1$  = calor específico del producto, BTU/(lb F).

$W$  = masa del producto, lb.

$T_2$  = temperatura de entrada, F (del producto).

$T_1$  = temperatura del espacio, F.

- b. Calor latente de congelación. El cambio de estado que sufre el producto cuando ha adquirido la temperatura de enfriamiento se calcula por la ecuación.

$$Q_3 = Wh_c \quad \langle D \rangle$$

donde

$Q_3$  = carga latente de congelación del producto, BTU.

$W$  = peso del producto, lb.

$h_c$  = calor latente de congelación del producto, BTU/lb.

- c. Calor sensible por debajo del punto de congelación. Una vez congelado el producto y se almacena por un periodo largo, la carga se calcula

$$Q_4 = WC_2(T_c - T_3) \quad \langle E \rangle$$

donde

$Q_4$  = calor cedido, BTU.

$C_2$  = calor específico del producto en congelación, BTU/lb.

$T_c$  = temperatura de congelación, F.

$T_3$  = temperatura final, F.

6. Ganancia de calor debido a la respiración de los productos. Todos los productos vegetales transpiran por el metabolismo que tienen dando como resultado calor y bióxido de carbono, a esto se conoce como calor de respiración, se calcula por la relación

$$Q = \text{masa del producto por calor de respiración (BTU/(lb hr / 24 hr)) lb.}$$

7. Ganancia de calor debido al descongelamiento. El hielo que se forma en el evaporador (serpentin) ocasiona baja transmisión de calor, el equipo pierde su eficiencia, el deshielo del evaporador se realiza por:

- a. deshielo natural. Parando el equipo, el hielo se derrite cuando la temperatura del serpentín es igual a la temperatura del medio ambiente, - es un método no recomendable por el tiempo que tarda el deshielo ya- - que tarda 8 horas de las 24 horas de trabajo diario del equipo.
- b. descongelamiento con agua. Rociando agua sobre los serpentines hasta - que se deshieren, añadiéndole al agua un anticongelante.
- c. descongelamiento automático. El deshielo del evaporador se efectúa por resistencia eléctrica, agua caliente o por los gases calientes que pro vienen del compresor.
8. Ganancia de calor debido a envolturas o envases. El vidrio, cartón, metal y otros materiales de los envases y envolturas liberan calor que es

$$Q' = W C_e (T_2 - T_1) \quad \langle F \rangle$$

donde  $Q'$  = calor liberado o cedido por las envolturas o envases, BTU/hr.

$W$  = peso o masa de los envases o envolturas, lb/hr.

$C_e$  = calor específico de los envases o envolturas, BTU/(lb F).

$T_2$  = temperatura de entrada;  $T_1$  = temperatura de salida, F.

#### 4.2. Cálculo de un refrigerador.

Suponiendo para el diseño del refrigerador una temperatura exterior de 74 F y la interior del refrigerador de 39 F, para este fin se utilizará una cámara aislada para alojar el serpentín del evaporador, el material\* usado es fibra de vidrio, lámina calibre 20, pintada al esmalte con dos capas. Las cargas de calor que hay que retirar son las siguientes:

1. Ganancia de calor por transmisión en las paredes. La dimensión interior = es de 20 y la exterior de 28 pulg. (véase la Fig. 4.2.), el área será  
 Área: exterior =  $6 \cdot 28^2 / 144 = 32.667 \text{ pie}^2$ ; interior =  $6 \cdot 20^2 / 144 = 16.667 \text{ pie}^2$   
 ahora el coeficiente global de calor se calcula por la ecuación 2. de la página 52 (véase el Capítulo tres) y esta es

\* se usan otros materiales como se describirá en la siguiente página.

$$U = \frac{1}{\frac{1}{f_1} + \frac{x_1}{k_1} + \frac{1}{f_0}}$$

donde

$U$  = coeficiente global de calor, BTU/(hpie<sup>2</sup>F) o kW/(m<sup>2</sup>K).

$f_1$  = coeficiente de convección lado exterior, BTU/(hpie<sup>2</sup>F) o kW/(m<sup>2</sup>K).

$f_0$  = coeficiente de convección lado interior, BTU/(hpie<sup>2</sup>F) o kW/(m<sup>2</sup>K).

$x_1$  = íesimo espesor del material, pie, pulg., cm, m, etc.

$k_1$  = íesima conductividad térmica del material, BTU pulg/(hpie<sup>2</sup>F) o kW/(mK).

tomando los coeficientes para el cálculo de "U" de la tabla 10.4. de la referencia 3. (véase la página 117), estos son:

$f_1 = 4.0$  BTU/(hpie<sup>2</sup>F) (aire a 7.5 mph.);  $f_0 = 1.65$  BTU/(hpie<sup>2</sup>F) (a. quieto).

$k_1 = 0.25$  BTU/(hpie<sup>2</sup>F/pulg) para fibra de vidrio de 1/4 pulg. de espesor.

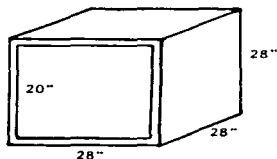


Fig. 4.2. Dimensiones de un refrigerador.

$k_2 = k_4 = 0.30$  BTU/(hpie<sup>2</sup>F/pulg.) para corcho de 3/4 pulg. de espesor.

$k_3 = 0.27$  BTU/(hpie<sup>2</sup>F/pulg.) para lana de vidrio de 2 pulg. de espesor.

$k_5 = 0.17$  BTU/(hpie<sup>2</sup>F/pulg.) para poliuretano de 1/4 pulg. de espesor.

haciendo cálculos se tiene

$$1/U = 1/4 + 0.25/0.25 + 0.75/0.3 + 2/0.27 + 0.75/0.3 + 0.25/0.17 + 1/1.65 = 15.734$$

$$U = 0.064 \text{ BTU/(hpie}^2\text{F)}; \text{ según la ec. (A) es el calor } Q$$

\*  $k$  en tablas puede ser BTU pie/(hpie<sup>2</sup>F), BTU pulg/(hpie<sup>2</sup>F), etc.

$$Q = AUdT = 32.667 * 0.064 * (74 - 39) = 1744.005 \text{ BTU}/24\text{h.}$$

2. Ganancia de calor debido al efecto solar. La carga entra al refrigerador a 70 F y con humedad relativa de 50%, el calor es

$$Q_1 = AU(T_e - T_i + K), \text{ donde}$$

$T_e$ ,  $T_i$  y  $K$  = temperatura exterior, interior de diseño y por efecto solar,  $F$  -  
 $T_e = 74 \text{ F}$ ,  $T_i = 39$  y  $K = 9 \text{ F}$ , el calor es

$$Q_1 = (28 * 28 / 144) 0.064 (74 - 39 + 9) 6 = 92.00 \text{ BTU}/6 \text{ horas.}$$

3. Ganancia de calor por las infiltraciones de aire. Tomando en cuenta la ga  
 nancia por las aperturas de la puerta del refrigerador, la ganancia es

$$Q_{ca} = m(h_o - h_i)$$

donde

$Q_{ac}$  = ganancia de calor por infiltraciones de aire. BTU/24h.

$m$  = masa del aire que entra en lb/24 h.

$h_o$  = entalpía del aire exterior en BTU/lb.

$h_i$  = entalpía del aire interior en BTU/lb.

Vol exterior =  $28^3 / 12^3 = 12.704 \text{ pie}^3$ ; Vol interior =  $20^3 / 12^3 = 4.63 \text{ pie}^3$ .

la densidad ( $\rho = m/V$ ) del aire a 7350 (2240 metros sobre el nivel del mar para Cuautitlán) es = 0.764 lb/pie<sup>3</sup> y una temperatura de 32.79 F., y la -  
 presión es de 580 mm Hg. para convertirla a lb/pulg<sup>2</sup> es

$$P_{at} = 580 \text{ mm Hg} \frac{1 \text{ pulg Hg}}{25.4 \text{ mm Hg}} = \frac{14.7 \text{ lb/pulg}^2}{29.92 \text{ pulg Hg}} = 11.218 \text{ lb/pulg}^2$$

la constante universal para el aire es  $R_a = 53.3 \text{ pie lb}/(\text{lb R})$

la constante universal para el vapor de agua es  $R_{v,w} = 85.77 \text{ pie lb}/(\text{lb R})$

ahora utilizando la ecuación de los gases perfectos para calcular la masa del aire para estas condiciones de temperatura, densidad y presión de la-  
 localidad de Cuautitlán, la masa del aire será

$$m = \frac{11.22 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2} 144 \frac{\text{pulg}^2}{\text{pie}^2} 4.63 \text{ pie}^3}{53.30 \frac{\text{pie-lb}}{\text{lb-R}} (460+74) \text{ }^\circ\text{R}} = 0.263 \text{ lb de aire}$$

suponiendo que el aire está saturado a 74 °F, el peso del vapor de agua será si la presión de saturación es

$$P_{\text{sat}} = 0.4153 \frac{\text{lb}}{\text{pulg}^2}$$

la masa  $m_1$  del vapor de agua es

$$m_1 = \frac{0.4153(144)4.63}{85.77(460+74)} = 0.006 \text{ lb de agua}$$

para el aire la presión es

$$P_{\text{aire}} = P_{\text{mezcla}} - P_{\text{vapor}} = 11.218 - 0.4153 = 10.4153 \text{ lb/pulg}^2$$

la masa  $m_2$  del aire será

$$m_2 = \frac{10.8030(144)4.63}{53.30(534)} = 0.253 \text{ lb de aire}$$

la masa  $m_c$  total de la mezcla es

$$m_c = m_1 + m_2 = 0.006 + 0.253 = 0.259 \text{ lb}$$

para la temperatura de entrada de 74 °F, la entalpía  $h_o = 37.51 \text{ BTU/lb}$ , y

para la temperatura de salida de 39 °F, la entalpía  $h_1 = 14.74 \text{ BTU/lb}$ , la ganancia de calor por infiltración de aire es

$$Q = 0.263 \text{ lb} \times 24 \text{ hr} (37.51 - 14.74) \text{ BTU/lb} = 143.724 \text{ BTU}/(24 \text{ hr})$$

4. ganancia de calor por las máquinas y alumbrado. El calor generado por un motor del compresor y que está estimado que solamente funcione 18 horas - por día, suponiendo en el ventilador tiene un motor de 1/60 HP (ventilador del condensador) y el motor del compresor de 1/8 HP y con una eficiencia del 80% y genera calor de 145 kcal/hr, el calor  $Q_{ma}$  generado por las máquinas y alumbrado será



$$Q_{ma} = 1(145)0.8 = 116 \frac{\text{kcal}}{\text{hr}} \frac{1 \text{ BTU}}{0.252 \text{ kcal}} = 460.317 \text{ BTU/24 hr.}$$

además se tiene un foco de 25 Watts que no influye para el cálculo de calor, no existen más lámparas y máquinas.

5. Ganancia de calor por los productos a refrigerar. Suponiendo que los productos solamente se van a refrigerar por arriba de supunto de congelación- esto es a 39 °F, el calor  $Q_R$  de los productos a refrigerar se calcula por la relación

$$Q_R = mC_p(T_2 - T_1)$$

tomando como base que teniendo una carga de 56 lb, con un calor específico de 1.8 BTU/(lb °F), la ganancia de calor es

$$Q_R = 56(1.8)(74 - 39) = 3528 \text{ BTU/24 hr.}$$

6. Ganancia de calor por la respiración de algunos productos. El calor que se genera por este fenómeno se calcula por la siguiente relación

$$Q_{resp} = mC_{resp}(24 \text{ hr})$$

donde

$Q_{resp}$  = calor de respiración de los productos, BTU/hr.

$m$  = masa del producto a refrigerar, lb.

$C_{resp}$  = calor específico de los productos a refrigerar, BTU/(lb hr).

teniendo como un promedio del calor específico de respiración de 0.05 BTU/(lb hr) y una masa de 15.5 lb, el calor es

$$Q_{resp} = 15.5 * 0.05 * 24 = 18.52 \text{ BTU/24 hr.}$$

Los puntos que hasta aquí se han tratado serán los que se tomen en cuenta, - por los dos puntos restantes no son incluidos debido a que no son significativos para el diseño de este proyecto. A continuación se da un resumen de la carga de calor que habrá de remover el compresor, así mismo tendrá una de - las características que son importantes para el cálculo que es el resumen -

de la carga total de calor, que a continuación se da

la carga de calor total es

1. transmisión por paredes	$Q$	= 1744.005 BTU/24 hr
2. transmisión por efecto solar	$Q_i$	= 92.000 "
3. transmisión por infiltración de aire	$Q_{ca}$	= 143.724 "
4. transmisión por máquinas y alumbrado	$Q_{ma}$	= 460.317 "
5. transmisión por productos a refrigerar	$Q_R$	= 3528.000 "
6. transmisión por respiración de los productos	$Q_{resp}$	= 18.519 "
Calor total		= 5986.565 BTU/24 hr

Suponiendo que el equipo de refrigeración trabaja 20 horas diarias, entonces el factor de seguridad está estimado de el 15%, la carga de calor que se ha de remover por medio del compresor será la carga total o calor total más el calor total multiplicado por el factor de seguridad, esto es

$$Q_{rem} = 5986.565 \cdot (1 + 0.15) = 6884.550 \text{ BTU/24 hr}$$

con este calor removido se procede a realizar los siguientes cálculos: principiando con la humedad relativa que muestre un valor del 85% dentro del evaporador, esto debe suponerse que es la humedad que hay en el interior del congelador donde está el serpentín del evaporador, de acuerdo al clásico diagrama térmico de refrigeración y de la tabla 11.2 del libro PRINCIPIOS DE REFRIGERACION del Autor Roy J. Dossat (ed. CECSA), para humedad relativa de

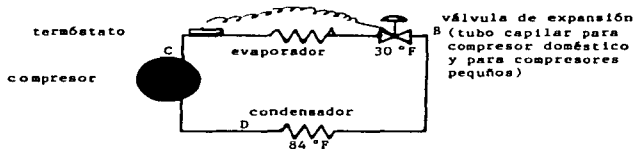


Fig. 4.3. Ciclo termodinámico de refrigeración.

15%, al calor que hay que remover es 6884.550 BTU/hr. además encontrando la temperatura de diseño de 30 °F con que se entra al evaporador y una temperatura de 84 °F en el proceso de condensación (las características del punto A del diagrama presión entalpía son tomadas de la tabla 1b.3 de Principios de Refrigeración de R. J. Dossat), de acuerdo al diagrama presión entalpía será

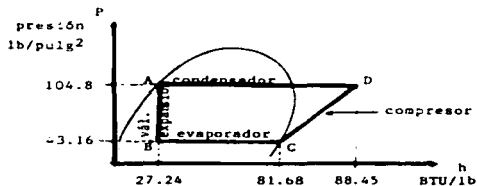


Fig. 4.4. Diagrama presión - entalpía para el B. P. C. D.

como se efectúen los cálculos y las características para el punto A. Se tiene para el punto A, la expansión del gas refrigerante, entrando con la temperatura de entrada en la condensación de 84 °F, según la Fig. 4.4.

punto A (INICIA LA EXPANSION) para R 12 o freón 12

$$T_A = 84 \text{ } ^\circ\text{F} \quad P_{ab} = 104.8 \text{ lb/pulg}^2 \quad P_{man} = 90.1 \text{ lb/pulg}^2$$

volumen específico

a. líquido  $v_{fA} = 0.0124 \text{ pie}^3/\text{lb.}$

b. gas  $v_{gA} = 0.401 \text{ pie}^3/\text{lb}$

la entalpía

la entropía

$$h_{fA} = 27.24 \text{ BTU/lb}$$

$$s_{fA} = 0.05621 \text{ BTU}/(\text{lb } ^\circ\text{F})$$

punto B (INICIA LA EVAPORACION)

el cálculo para el punto B en la Fig. 4.4. es la entrada a el evaporador

$$T_A = T_B = 30 \text{ } ^\circ\text{F}; \quad P_{ab} = 43.16 \text{ lb/pulg}^2; \quad P_{man} = 28.46 \text{ lb/pulg}^2$$

$$h_{fB} = 14.76 \text{ BTU/lb}; \quad h_{fgB} = 66.85 \text{ BTU/lb}; \quad s_{gB} = 0.16887 \text{ BTU}/(\text{lb } ^\circ\text{F})$$

$$s_{fB} = 0.03233 \text{ BTU}/(1b \text{ } ^\circ\text{F}); \quad v_{fB} = 0.0115 \text{ pie}^3/\text{lb}; \quad v_{gB} = 0.939 \text{ pie}^3/\text{lb},$$

la calidad  $X_B$  del vapor se calcula por la siguiente relación

$$X_B = \frac{h_{fA} - h_{fB}}{h_{fgB}} = \frac{27.24 - 14.76}{66.85} = 0.1867$$

por otra parte para calcular la entropía para el punto B se hace por medio de la siguiente relación

$$s_B = s_{fB} + X s_{fg} = s_{fB} + X(s_{gB} - s_{fB})$$

sustituyendo valores en la ec. anterior se calcula la entropía en el punto B

$$s_B = 0.03233 + 0.1867(0.1688 - 0.03233) = 0.05782 \text{ BTU}/(1b \text{ } ^\circ\text{F})$$

además de la Fig. 4.4 se observa la entalpía en A es igual a la entalpía en B  $h_A = h_B = 27.24 \text{ BTU}/\text{lb}$ , esto es debido a que el líquido refrigerante está iniciando la evaporación, el volumen específico del refrigerante será

$$v_B = v_{fB} + X v_{fgB} = v_{fB} + X(v_g - v_f)$$

sustituyendo valores el volumen específico en el punto B será

$$v_B = 0.0115 + 0.1867(0.939 - 0.0115) = 0.18466425 \text{ pie}^3/\text{lb}$$

la densidad es el recíproco del volumen específico

$$\rho_B = 5.41523 \text{ lb}/\text{pie}^3$$

para el proceso de compresión, nuevamente basándose en la Fig. 4.4, pueden observarse que se está en el punto C

punto C (INICIA LA COMPRESION)

aquí se tiene que la presión del punto B es la misma que la del punto C, es por que es un proceso a presión constante

$$P_C = P_B = 43.16 \text{ lb}/\text{pulg}^2 \text{ y } T_B = T_C = 30 \text{ } ^\circ\text{F}$$

y además como todo el gasto del refrigerante ha entrado en el evaporador y todo se ha transformado en vapor que a su vez será comprimido este vapor -

por el trabajo que realiza sobre el (vapor) la máquina de compresión, entonces se tiene que para el punto C

$$v_{gC} = 0.939 \text{ pie}^3; \quad P_{gC} = 1.06496 \text{ lb/pie}^3$$

$$h_{gC} = 81.61 \text{ BTU/lb}; \quad s_{gC} = 0.16684 \text{ BTU/(lb } ^\circ\text{F)}$$

punto D (INICIA LA CONDENSACION)

Para el proceso de condensación, en la Fig. 4.4 está marcado con el punto D y en este se observa que la presión en el punto D es igual a la presión del punto A

$$P_A = P_D = 104.8 \text{ lb/pulg}^2$$

también se observa que la entropía en este punto es igual a la del punto C

$$s_D = s_C = 0.16887 \text{ BTU/(lb } ^\circ\text{F)}$$

para el punto D, entrando con los valores anteriores en las tablas para el freón 12 (Fundamentos de Aire Acondicionado y Refrigeración, Eduardo Hernández Goribar, Ed. LIMUSA) del lado del vapor sobrecalentado, Interpolando

$$90 - 0.16560; \quad T_D = 100 \text{ } ^\circ\text{F}; \quad h_D = 88.446 \text{ BTU/lb}$$

$$100 - 0.16883; \quad v_D = 0.40725 \text{ pie}^3/\text{lb}; \quad D = 2.5 \text{ lb/pie}^3$$

ahora para calcular la capacidad del sistema se procede primero a calcular el efecto de refrigeración (ER), por la relación

$$ER = h_{fgB} - (h_{fA} - h_{fB}) = 66.85 - (27.24 - 14.76) = 54.37 \text{ BTU/lb}$$

también el ER se puede calcular por las siguientes dos relaciones

$$ER = h_{fgB} - Xh_{fgB} = 66.85 - 0.1867 * 66.85 = 54.37 \text{ BTU/lb}$$

$$ER = h_{gB} - h_{fA} = 81.61 - 27.24 = 54.37 \text{ BTU/lb}$$

la cantidad de refrigerante (volumen) que maneja el compresor será (W)

$$W = \frac{\text{carga del equipo}}{\text{efecto refrigeración}} = \frac{Q_{rem}}{ER} = \frac{6900 \text{ BTU/hr}}{54.37 \text{ BTU/lb}} = 126.908 \text{ lb/hr}$$

el volumen desalojado de gas refrigerante por el compresor será

$$\text{volumen} = Wv = \frac{126.908}{60} = 0.939 = 1.870 \text{ pie}^3/\text{min}$$

como el volumen está dado en función del fluido desplazado por el compresor esto es por el diámetro y la carrera del émbolo o pistón, el volumen desplazado por el émbolo está dado por la relación

$$V = \frac{C \pi d^2 S N}{4(1728) \eta_v}$$

donde

- V = volumen desplazado por el compresor, pie<sup>3</sup>/min.
- C = número de cilindros del compresor, adimensional.
- π = pi = 3.1416
- d<sup>2</sup> = diámetro del cilindro, pulg.
- S = carrera del émbolo o pistón, pulg.
- N = número de revoluciones por minuto del pistón.
- η<sub>v</sub> = eficiencia volumétrica, 76 ≤ η<sub>v</sub> ≤ 90%

se observa que el calor absorbido en el evaporador es en sí el famoso efecto refrigerante, se muestra así

$$q_1 = h_C - h_B = 81.61 - 27.24 = 54.37 \text{ BTU/lb}$$

el calor suministrado por el compresor es

$$q_2 = h_D - h_C = 88.446 - 81.61 = 6.836 \text{ BTU/lb.}$$

el calor disipado al medio ambiente por el condensador es

$$q_3 = h_D - h_A = 88.446 - 27.24 = 61.20 \text{ BTU/lb.}$$

el calor disipado por el condensador también puede ser mostrado como la suma del calor absorbido por el evaporador más el calor que es suministrado por el compresor, y es

$$q_3 = q_1 + q_2 = 54.37 + 6.836 = 61.30 \text{ BTU/lb.}$$

el trabajo realizado por el compresor será (J = 778(pie - lb)/BTU)

$$w = Jq_2 = 778 * 6.836 / 33000 = 0.1612 \text{ HP}$$

el cálculo del trabajo del compresor también se tiene por

$$\text{HP} = \frac{w(h_D - h_C)}{42.42} = \frac{1*6.835}{42.42} = 0.1612 \text{ HP}; 1\text{HP} = 42.42 \text{ BTU/min}$$

el coeficiente de comportamiento (CC) se calcula por

$$\text{CC} = q_1/q_2 = 54.37/6.836 = 7.95$$

## C A P I T U L O 5

### CALCULO DE POTENCIAS REQUERIDAS POR EL COMPRESOR.

El principal motivo de hacer esta práctica es el de comprobar la teoría al calcular sus potencias y sus eficiencias de un compresor de desplazamiento positivo.

Para esta práctica el equipo está dotado de un compresor de dos cilindros y simple efecto, la práctica se realiza de la siguiente manera.

1. PROCEDIMIENTO. Aquí en este punto se siguen los puntos de como se lleva a cabo la práctica, esto es:

- a). Abrir la válvula de control de salida de aire y cerciorarse que los instrumentos para la medición de presión, fuerza y temperatura estén en cero.
- b). Conectar el interruptor y después el botón de paro y arranque.
- c). Mover lentamente el réostat y controlelo hasta observar que el tacómetro marque 500 r.p.m.
- d). Cierre la válvula reguladora de flujo de aire a la salida.
- e). Cuando la presión de descarga del compresor sea aproximadamente 2 bar, abra la válvula de control lentamente para no descargar el líquido del manómetro.
- f). Ajuste el resorte de la balanza para tomar la lectura de la fuerza y calcular el par.
- g). Tome lecturas.
- h). Se recomienda que se controle por medio de la válvula reguladora lo siguiente:

presión máxima	10.5 bar
velocidad mínima	425 r.p.m.



velocidad máxima 850 r.p.m.

2. Se procede a tomar las lecturas como se muestra en la siguiente tabla.

TABLA 5.1. Lecturas de la práctica de compresor recíprocante.

No de lec	T <sub>1</sub>	T <sub>2</sub>	T <sub>3</sub>	P <sub>1</sub>	P <sub>2</sub>	P <sub>3</sub>	N <sub>c</sub>	N <sub>m</sub>	F	I	V	P	X <sub>a</sub>	Ad
	°C	°C	°C	mm H <sub>2</sub> O	bar	mm H <sub>2</sub> O	rpm	rpm	N	amp	volt	mm H <sub>2</sub> O	mm	mm <sup>2</sup>
1	15	118	10	11	4.5	6	500	1750	28.0	7.75	150	48	45	150
2	10	120	15	14	5.0	8	600	2080	28.0	8.00	180	51	50	180
3	27	150	15	17	5.5	11	700	2400	28.5	8.30	215	61	55	200
4	23	140	19	20	6.0	13	800	2750	29.0	8.25	240	70	60	250

3. Ahora se procede a calcular las temperaturas y presiones absolutas, así:

a). Temperaturas absolutas se calculan de la siguiente manera, en grados °K

$T = 273 + ^\circ\text{C}$ ; aplicando la fórmula anterior, para la temperatura T<sub>1</sub>

$$T_{11} = 273 + 15 = 288 \text{ } ^\circ\text{K}; \quad T_{12} = 273 + 10 = 283 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$T_{13} = 273 + 27 = 300 \text{ } ^\circ\text{K}; \quad T_{14} = 273 + 23 = 296 \text{ } ^\circ\text{K}$$

para T<sub>2</sub>

$$T_{21} = 273 + 118 = 391 \text{ } ^\circ\text{K} \quad T_{22} = 273 + 120 = 393 \text{ } ^\circ\text{K}$$

$$T_{23} = 273 + 150 = 423 \text{ } ^\circ\text{K} \quad T_{24} = 273 + 140 = 413 \text{ } ^\circ\text{K}$$

para T<sub>3</sub>

$$T_{31} = 283 \text{ } ^\circ\text{K}, \quad T_{32} = T_{33} = 288 \text{ } ^\circ\text{K}, \quad T_{34} = 292 \text{ } ^\circ\text{K}$$

b). La presión absoluta se calcula tomando P<sub>0</sub> = 585 mm Hg que es la presión barométrica que está registrada en barómetro de F.E.S - C., la presión absoluta se calcula como la presión barométrica más la presión mano - métrica

$$P_{abs} = P_o + P_{man}$$

presión barométrica como está en mm de Hg de debe de convertir en bar

$$P_o = 585 \text{ mm Hg} \frac{1.013 \text{ bar}}{760 \text{ mm Hg}} = 0.7797 \text{ bar}$$

y como las presiones están en mm de H<sub>2</sub>O se puede multiplicar por el siguiente factor (el de la izquierda)

$$\frac{1 \text{ mm H}_2\text{O}}{1000 \text{ mm H}_2\text{O}} \times \frac{1.013 \text{ bar}}{10 \text{ mm H}_2\text{O}} = 1.013 \times 10^{-4} \frac{\text{bar}}{\text{mm H}_2\text{O}}$$

para la presión de P<sub>1</sub> se tiene que

$$P_{11} = 11 \text{ mm H}_2\text{O} (1.013 \times 10^{-4} \frac{\text{bar}}{\text{mm H}_2\text{O}}) + 0.7797 \text{ bar} = 0.7809 \text{ bar}$$

$$P_{12} = 14 \text{ mm H}_2\text{O} (1.013 \times 10^{-4} \frac{\text{bar}}{\text{mm H}_2\text{O}}) + 0.7797 \text{ bar} = 0.7812 \text{ bar}$$

$$P_{13} = 17 \text{ mm H}_2\text{O} (1.013 \times 10^{-4} \frac{\text{bar}}{\text{mm H}_2\text{O}}) + 0.7797 \text{ bar} = 0.7815 \text{ bar}$$

$$P_{14} = 20 \text{ mm H}_2\text{O} (1.013 \times 10^{-4} \frac{\text{bar}}{\text{mm H}_2\text{O}}) + 0.7797 \text{ bar} = 0.7818 \text{ bar}$$

para la presión P<sub>2</sub>

$$P_{21} = 0.7797 \text{ bar} + 4.5 \text{ bar} = 5.2797 \text{ bar}$$

$$P_{22} = (0.7797 + 5.0) \text{ bar} = 5.7797 \text{ bar}; P_{23} = (0.7797 + 5.5) \text{ bar} = 6.2797 \text{ bar}$$

$$P_{24} = (0.7797 + 6.0) \text{ bar} = 6.7797 \text{ bar}$$

para la presión P<sub>3</sub> se calcula por la ecuación  $P_3 = 0.0981 \times 10^{-3} P'_3 + P_o$

$$P_{31} = 0.0981 \times 10^{-3} (6) + 0.7797 = 0.7803 \text{ bar}$$

$$P_{32} = 0.0981 \times 10^{-3} (8) + 0.7797 = 0.7805 \text{ bar}$$

$$P_{33} = 0.0981 \times 10^{-3} (11) + 0.7797 = 0.7808 \text{ bar}$$

$$P_{34} = 0.0981 \times 10^{-3} (13) + 0.7797 = 0.7810 \text{ bar}$$

donde

$P_3$  = presión después de la placa de orificio, bar absoluto.

$P_3'$  = presión leída en el manómetro, mm H<sub>2</sub>O.

Antes de comenzar con los cálculos siguientes se dan a continuación los datos técnicos del compresor, son:

1. Motor eléctrico.

Mca: NORMAND ELECTRICAL CO. LTD LONDON & PORTSMOUTH.

Serie No: A. 131215 J; Frame: 7B; HP: 3; Volta: 220 a 190 °F;

Amp: 13.0; RPM: 3000; Rating cont: INS INS. B; Tipo: Shunt.

2. Tanque de compresión.

No. de S. 65955/35; Drg No. 11427/2; Hyd. test P. 18.0 bar;

Design P. 12.0 bar; Code 3169/3/79; Capacity 125 litres;

Date 25/1/79;

3. Compresor (Hardign).

Serie NO. 22101; Speed 2000RPM; Volta 20; Phase 1.

4. Dinamómetro.

MCA. Super Samsom Selter de 50N X 1 N.

5. datos del compresor (lubricación).

a). Correct lubrication: Shell Lorena H 68, obtainable from Shell - Companies throughout the world.

b). Broomwade high Wycombe England.

Type ac 10; Pressure 150; Serial No. DO 52 3000.

6. Banco de pruebas de compresor para aire.

Marca GILKES GT 102.

Nota:

Para esta práctica, las lecturas anteriores fueron tomadas del equipo Gilkes que está dotado de un compresor de 2 cilindros y de simple -

efecto y de una etapa

#### 7. Dibujo de la instalación

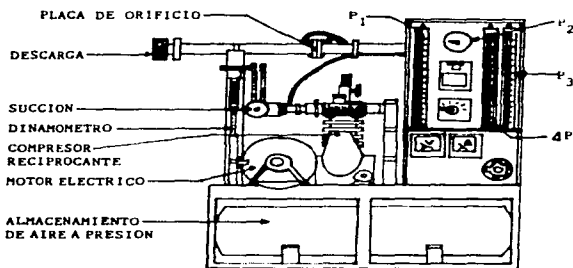


Fig. 5.1. Banco de Pruebas de Compresor Recíprocante.

#### 4. Cálculo de potencias en un compresor recíprocante.

##### a). Potencia del motor eléctrico.

La potencia del motor eléctrico es la potencia que el motor eléctrico toma de la red, la ecuación es

$$W_e = \text{potencia en la armadura} + \text{potencia del campo magnético, kW}$$

$$= \frac{220(0.4)}{1000} + \frac{VA}{1000}$$

dando valores la potencia eléctrica es

$$W_{e1} = \frac{220(0.4)}{1000} + \frac{150(7.75)}{1000} = 1.2505 \text{ kW}$$

$$W_{e2} = \frac{220(0.4)}{1000} + \frac{180(8.00)}{1000} = 1.5280 \text{ kW}$$

$$W_{e3} = \frac{220(0.4)}{1000} + \frac{215(8.30)}{1000} = 1.8725 \text{ kW}$$

$$W_{e4} = \frac{220(0.4)}{1000} + \frac{240(8.25)}{1000} = 2.0680 \text{ kW}$$

b). potencia mecánica o al freno (efectiva).

La potencia mecánica al freno es la potencia cedida por el motor eléctrico al cigüeñal del compresor, se le conoce también como potencia en el eje, se calcula por la siguiente fórmula

$$W_f = \frac{2\pi N M}{1000(60)}$$

donde

$W_f$  = potencia al freno, kW.

$N$  = revoluciones por minuto del motor eléctrico.

$M$  = momento en Joule =  $F(d)$ .

$F$  = es la fuerza medida en el brazo de palanca del dinamómetro, N.

$d$  = es el brazo de palanca del dinamómetro y es igual a 160 mm.

$2$  = es el coeficiente que indica los dos cilindros del compresor.

aplicando entonces la fórmula anterior,  $W_f$  es

$$W_{f1} = \frac{2\pi(1750)(28)(0.16)}{1000(60)} = 0.8210 \text{ kW}$$

$$W_{f2} = \frac{2\pi(2080)(28)(0.16)}{1000(60)} = 0.9758 \text{ kW}$$

$$W_{f3} = \frac{2\pi(2400)(28.5)(0.16)}{1000(60)} = 1.1461 \text{ kW}$$

$$W_{f4} = \frac{2\pi(2750)(29)(0.16)}{1000(60)} = 1.3362 \text{ kW}$$

c). potencia indicada.

La potencia indicada es la potencia cedida por el pistón al gas y para calcularla es necesario un diagrama indicador que grafique la variación

de la presión con respecto a la posición del émbolo, se calcula por

$$W_i = \frac{2 P_m ALN}{60} C (10^2)$$

donde

$W_i$  = potencia indicada, kW.

$K_m$  = constante del muelle indicador = 0.4 bar/mm.

$P_m$  = presión efectiva media, bar =  $Ad/X_n$ .

$Ad$  = área del diagrama indicado, mm<sup>2</sup>.

$X_n$  = carrera del diagrama indicado, mm.

$A$  = área del pistón, mm<sup>2</sup>.

$L$  = carrera del émbolo = 63.5 mm.

$N_c$  = velocidad rotacional del compresor, r.p.m.

$D$  = diámetro del pistón = 66.5 mm.

$$A = \frac{\pi D^2}{4} = \frac{\pi (66.5 \times 10^{-3})^2}{4} = 3.4732 \times 10^{-3} \text{ m}^2$$

$$P_{m1} = 0.4 \frac{\text{bar}}{\text{mm}} \times \frac{150 \text{ mm}^2}{45 \text{ mm}} = 1.3333 \text{ bar}; \quad P_{m2} = 0.4 \frac{180}{50} = 1.4400 \text{ bar};$$

$$P_{m3} = 0.4 \frac{200}{55} = 1.4545 \text{ bar}; \quad P_{m4} = 0.4 \frac{250}{60} = 1.6667 \text{ bar}$$

ahora sustituyendo valores se calcula la potencia indicada

$$W_{i1} = \frac{2(1.3333)(3.4732 \times 10^{-3})(63.5 \times 10^{-3})500}{60} 10^2 = 0.4901 \text{ kW}$$

$$W_{i2} = \frac{2(1.4400)(3.4732 \times 10^{-3})(63.5 \times 10^{-3})600}{60} 10^2 = 0.6352 \text{ kW}$$

$$W_{i3} = \frac{2(1.4545)(3.4732 \times 10^{-3})(63.5 \times 10^{-3})700}{60} 10^2 = 0.7485 \text{ kW}$$

$$W_{i4} = \frac{2(1.6667)(3.4732 \times 10^{-3})(63.5 \times 10^{-3})800}{60} 10^2 = 0.9802 \text{ kW}$$

d). potencia politrópica.

En un compresor que gira a velocidades relativamente bajas (500 a - 1999 r.p.m.) el proceso de compresión no es isoentrópico ni isotérmico, sino que el proceso real es politrópico.

Entonces se tiene para nuestro compresor de dos pistones que

$$W_{pol} = \frac{2n}{1-n} \dot{m}_a RT_1 \left( \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{2n}} - 1 \right)$$

donde

$W_{pol}$  = potencia politrópica, kW.

$\dot{m}_a$  = flujo másico de aire, kg/seg.

$R$  = 0.2871 kJ/(kg °K) es la constante del aire.

$P_1$  y  $P_2$  = presiones absolutas de succión y descarga, bar.

$T_1$  y  $T_2$  = temperaturas absolutas de succión y descarga, °K.

$n$  = exponente politrópico, el coeficiente 2 nos indica que es de dos cilindros el compresor,  $n$  se obtiene experimentalmente de las mediciones de las presiones y temperaturas absolutas de succión y descarga del compresor y utilizando la relación:

$$\frac{P_2}{P_1} = \left( \frac{T_2}{T_1} \right)^{\frac{n}{n-1}} \quad \text{ó bien} \quad \frac{T_2}{T_1} = \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{n-1}{n}} \quad (A)$$

tomando logaritmo de ambos lados de ecuación de la derecha de las ecuaciones (A) se tiene que

$$\ln(T_2/T_1) = ((n-1)/n) \ln(P_2/P_1) \quad (B)$$

despejando la relación politrópica de la ec. (B) se tiene  $(n-1)/n = \ln(T_2/T_1)/\ln(P_2/P_1)$

simplificando y tomando común denominador se tiene

$$\frac{1}{n} = \frac{\ln(P_2/P_1) - \ln(T_2/T_1)}{\ln(P_2/P_1)}$$

finalmente tomando inversos se tiene que n es

$$n = \frac{\ln(P_2/P_1)}{\ln(P_2/P_1) - \ln(T_2/T_1)} \quad (C)$$

ahora sustituyendo los valores de las presiones y temperaturas en la ec (C). se tiene que

$$n_1 = \frac{\ln(5.2797 \text{ bar}/0.7809 \text{ bar})}{\ln(5.2797 \text{ bar}/0.7809 \text{ bar}) - \ln(391^\circ\text{K}/288^\circ\text{K})} = 1.1904$$

$$n_2 = \frac{\ln(5.7797 \text{ bar}/0.7812 \text{ bar})}{\ln(5.7797 \text{ bar}/0.7812 \text{ bar}) - \ln(393^\circ\text{K}/283^\circ\text{K})} = 1.1963$$

$$n_3 = \frac{\ln(6.2797 \text{ bar}/0.7815 \text{ bar})}{\ln(6.2797 \text{ bar}/0.7815 \text{ bar}) - \ln(423^\circ\text{K}/300^\circ\text{K})} = 1.1974$$

$$n_4 = \frac{\ln(6.7797 \text{ bar}/0.7818 \text{ bar})}{\ln(6.7797 \text{ bar}/0.7818 \text{ bar}) - \ln(413^\circ\text{K}/296^\circ\text{K})} = 1.1823$$

para terminar, con los datos para poder calcular a  $W_{pol}$  solamente se tiene que encontrar el gasto másico  $\dot{m}_a$  del aire por la ecuación

$$\dot{m}_a = 6.5740 \times 10^{-3} \left( \frac{\Delta P P_3}{T_3} \right)^{\frac{1}{2}}$$

donde

$$P_3 = \text{presión después de la placa de orificio, bar absoluto.} \\ = 0.0981 \times 10^{-3} P_3^i + P_0$$

$P_3^i$  = lectura del manómetro en mm de agua.

$P_0$  = presión barométrica local = 585 mm Hg = 0.7797 bar.

$\Delta P$  = caída de presión en la placa de orificio, mm de agua

$T_3$  = temperatura del termómetro, °K

$\dot{m}_a$  = gasto másico del aire, kg/seg.

sustituyendo valores el gasto másico es

$$\dot{m}_{a1} = 6.5740 \times 10^{-3} (48(0.7803/283))^{\frac{1}{2}} = 2.3916 \times 10^{-3} \text{ kg/seg}$$



$$\dot{m}_{a2} = 6.5740 \times 10^{-3} (51(0.7805)/288)^{\frac{1}{2}} = 2.4440 \times 10^{-3} \text{ kg/seg.}$$

$$\dot{m}_{a3} = 6.5740 \times 10^{-3} (61(0.7808)/288)^{\frac{1}{2}} = 2.6734 \times 10^{-3} \text{ kg/seg}$$

$$\dot{m}_{a4} = 6.5740 \times 10^{-3} (70(0.7810)/292)^{\frac{1}{2}} = 2.8445 \times 10^{-3} \text{ kg/seg}$$

como ya se tienen todos los valores ahora se calcula la potencia pol.

$$W_{pol1} = \frac{2(1.1904)}{1-1.1904} 2.3916 \times 10^{-3} \frac{\text{kg}}{\text{seg}} \times 0.2871 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}^{\circ}\text{K}} \times 288^{\text{K}} \left( \left( \frac{5.2797 \text{ bar}}{0.7809 \text{ bar}} \right)^{\frac{-1+1.1904}{2}} - 1 \right) = -0.4083 \text{ kW}$$

$$W_{pol2} = \frac{2(1.1963)}{1-1.1963} (2.4440 \times 10^{-3}) (0.2871) (283) \left( \left( \frac{5.2797}{0.7812} \right)^{\frac{-1+1.1963}{2}} - 1 \right) = -0.4319 \text{ kW}$$

$$W_{pol3} = \frac{2(1.1974)}{1-1.1974} 2.6734 \times 10^{-3} (0.2871) 300 \left( \left( \frac{6.2797}{0.7815} \right)^{\frac{1.1974-1}{2}} - 1 \right) = -0.5235 \text{ kW}$$

$$W_{pol4} = \frac{2(1.1823)}{1-1.1823} 2.8445 \times 10^{-3} (0.2871) 296 \left( \left( \frac{6.2797}{0.7818} \right)^{\frac{1.1823-1}{2}} - 1 \right) = -0.5605 \text{ kW}$$

e). potencia isotérmica.

Si la compresión es isotérmica entonces la temperatura se mantiene constante por medio de enfriamiento, y es conveniente porque se disminuye el trabajo de compresión.

La compresión isotérmica se puede conseguir con un compresor lento, que tenga una camisa de agua sin incrustaciones y haciendo circular por dicha camisa una gran cantidad de agua. La potencia isotérmica para un compresor de una etapa y con y sin espacio muerto es

$$W_{isoc} = P_1 V_1 \ln(P_1/P_2) = \dot{m}_a R T_1 \ln(P_1/P_2)$$

donde la potencia isotérmica está en kW, luego

$$W_{isot1} = (2.3916 \times 10^{-3} \text{ kg/seg})(0.2871 \text{ kJ/(kg } ^\circ\text{K)})(288 \text{ } ^\circ\text{K}) \\ (\ln(0.7809 \text{ bar}/5.2797 \text{ bar})) = - 0.3797 \text{ kW}$$

$$W_{isot2} = (2.4440 \times 10^{-3} \text{ kg/seg})(0.2871 \text{ kJ/(kg } ^\circ\text{K)})(283 \text{ } ^\circ\text{K}) \\ (\ln(0.7812 \text{ bar}/5.7797 \text{ bar})) = - 0.3974 \text{ kW}$$

$$W_{isot3} = (2.6734 \times 10^{-3} \text{ kg/seg})(0.2871 \text{ kJ/(kg } ^\circ\text{K)})(300 \text{ } ^\circ\text{K}) \\ (\ln(0.7815 \text{ bar}/6.2797 \text{ bar})) = - 0.4798 \text{ kW}$$

$$W_{isot4} = (2.8545 \times 10^{-3} \text{ kg/seg})(0.2871 \text{ kJ/(kg } ^\circ\text{K)})(296 \text{ } ^\circ\text{K}) \\ (\ln(0.7818 \text{ bar}/6.7797 \text{ bar})) = - 0.5222 \text{ kW}$$

f). potencia isoentrópica.

Si la compresión se supone adiabática reversible (es decir isoentrópica), se tiene que

$$W_B = \frac{2K}{1-K} (\dot{m}_a RT_1) \left( \left( \frac{P_2}{P_1} \right)^{\frac{K-1}{2K}} - 1 \right)$$

donde

$W_B$  = potencia isoentrópica, kW.

$P_2/P_1 = r_c$  = relación de compresión.

$K = C_p/C_v$  = exponente adiabático (isoentrópico), adimensional.

=  $5R/2/3R/2 = 1.67$  para gases monoatómicos, adimensional.

=  $7R/2/5R/2 = 1.4$  para gases diatómicos, adimensional.

$C_p$  = calor específico del aire a presión constante = 1.0062 kJ/kg °K.

$C_v$  = calor específico del aire a volumen constante = 1.7186 kJ/kg °K.

otras relaciones del  $K$  son

$C_p = RK/(K-1)$  y además  $C_p - C_v = R$

sea el aire considerado como un gas diatómico con  $K = 1.4$ , entonces-

sustituyendo valores y  $n = 1.4$ , la potencia isoentrópica es

$$W_{s1} = 2(1.4)/(1 - 1.4)(2.3916 \times 10^{-3} \text{ kg/seg})(0.2871 \text{ kJ/(kg}^\circ\text{K)})(288^\circ\text{K}) \\ ((5.2797 \text{ bar}/0.7809 \text{ bar})^{(1.4 - 1)/2(1.4)} - 1) = -0.4396 \text{ kW}$$

$$W_{s2} = 2(1.4)/(1 - 1.4)(2.4440 \times 10^{-3} \text{ kg/seg})(0.2871 \text{ kJ/(kg}^\circ\text{K)})(283^\circ\text{K}) \\ ((5.7797 \text{ bar}/0.7812 \text{ bar})^{(1.4 - 1)/2(1.4)} - 1) = -0.4600 \text{ kW}$$

$$W_{s3} = 2(1.4)/(1 - 1.4)(2.6734 \times 10^{-3} \text{ kg/seg})(0.2871 \text{ kJ/(kg}^\circ\text{K)})(300^\circ\text{K}) \\ ((6.2797 \text{ bar}/0.7815 \text{ bar})^{(1.4 - 1)/2(1.4)} - 1) = -0.5589 \text{ kW}$$

$$W_{s4} = 2(1.4)/(1 - 1.4)(2.8445 \times 10^{-3} \text{ kg/seg})(0.2871 \text{ kJ/(kg}^\circ\text{K)})(296^\circ\text{K}) \\ ((6.7798 \text{ bar}/0.7818 \text{ bar})^{(1.4 - 1)/2(1.4)} - 1) = -0.6117 \text{ kW}$$

TABLA 5.2. Potencias del compresor recíprocante.

No de lec	$W_e$ kW	$W_f$ kW	$W_i$ kW	$W_{pol}$ kW	$W_{isot}$ kW	$W_s$ kW	$N_c$ rpm
1	1.2505	0.8210	0.4901	-0.4083	-0.3797	-0.4396	500
2	1.5280	0.9758	0.6352	-0.4319	-0.3974	-0.4600	600
3	1.7825	1.1461	0.7485	-0.5235	-0.4798	-0.5589	700
4	2.0680	1.3362	0.9802	-0.5605	-0.5222	-0.6117	800

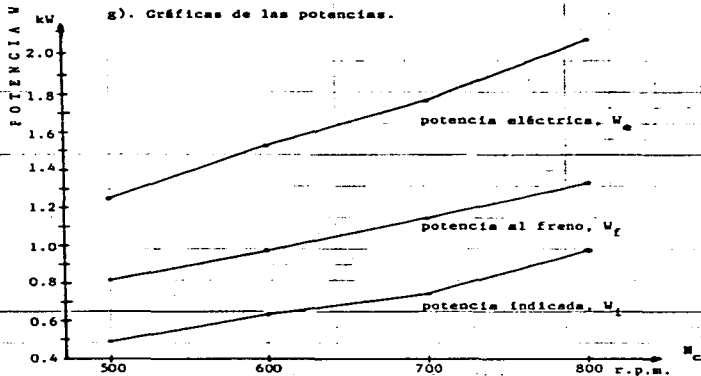


Fig. 5.2. Gráficas de las potencias  $W_e$ ,  $W_f$  y  $W_i$  del compresor del banco de pruebas.

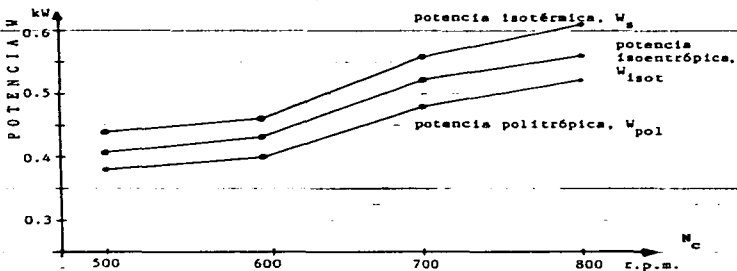


Fig. 5.3. Gráficas de las potencias  $W_s$ ,  $W_{isot}$  y  $W_{pol}$  del compresor del banco de pruebas

## C A P I T U L O 6

### CURVAS CARACTERISTICAS DEL COMPRESOR

En este capítulo que trata de las eficiencias del compresor recíprocante de acuerdo a los cálculos que se realizaron en el capítulo 5, y además el trazo de sus gráficas y tabla de resultados, las gráficas de potencia son mostradas con respecto a las revoluciones por minuto de la velocidad del compresor, en tanto que las gráficas de rendimiento son de acuerdo a la masa por segundo o flujo másico del aire.

Los rendimientos del compresor recíprocante son los siguientes:

#### a). rendimiento o eficiencia isoentrópico ( $\eta$ ).

La eficiencia isoentrópica y todas las demás eficiencias se expresan en porcentajes, la eficiencia isoentrópica es la relación de la potencia - isoentrópica entre la potencia indicada del compresor recíprocante y multiplicada por 100. los cálculos son los siguientes:

$$\eta_{s1} = (0.4396 \text{ kW} / 0.4901 \text{ kW})100 = 89.6960\%$$

$$\eta_{s2} = (0.4600 \text{ kW} / 0.6352 \text{ kW})100 = 72.4181\%$$

$$\eta_{s3} = (0.5589 \text{ kW} / 0.7485 \text{ kW})100 = 74.6693\%$$

$$\eta_{s4} = (0.6117 \text{ kW} / 0.9802 \text{ kW})100 = 62.4056\%$$

#### b). eficiencia o rendimiento mecánico.

Es la relación de la potencia indicada total entre la potencia al freno de la máquina que mueve al compresor (motor eléctrico, turbina, etc). Las

eficiencias para este punto son de acuerdo a la siguiente ecuación

$$\eta_m = W_i / W_f$$

sustituyendo valores se tiene que

$$\eta_{m1} = (0.4901 \text{ kW} / 0.8210 \text{ kW})100 = 59.6343\%$$

$$\eta_{m2} = (0.6352 \text{ kW} / 0.9758 \text{ kW})100 = 65.0953\%$$

$$\eta_{m3} = (0.7485 \text{ kW} / 1.1461 \text{ kW})100 = 65.3084\%$$

$$\eta_{m4} = (0.9802 \text{ kW} / 1.3362 \text{ kW})100 = 73.3573\%$$

c). eficiencia o rendimiento isotérmico.

La eficiencia o rendimiento isotérmico es la relación de la potencia isotérmica entre la potencia indicada multiplicada por cien, esto es

$$\eta_{isot} = (W_{isot} / W_i)100$$

tomando los valores de las potencias se tiene que

$$\eta_{isot1} = (0.3797 \text{ kW} / 0.4901 \text{ kW})100 = 77.4740\%$$

$$\eta_{isot2} = (0.3974 \text{ kW} / 0.6352 \text{ kW})100 = 62.5630\%$$

$$\eta_{isot3} = (0.4798 \text{ kW} / 0.7485 \text{ kW})100 = 64.1015\%$$

$$\eta_{isot4} = (0.5222 \text{ kW} / 0.9802 \text{ kW})100 = 53.2748\%$$

d). eficiencia o rendimiento total.

La eficiencia o rendimiento total representa la relación entre la potencia

isoentrópica y la potencia eléctrica multiplicada por cien

$$n_c = (W_m/W_e)100$$

haciendo calculos se tiene que

$$n_{c1} = (0.4396 \text{ kW}/1.2505 \text{ kW})100 = 35.1539\%$$

$$n_{c2} = (0.4600 \text{ kW}/1.5208 \text{ kW})100 = 30.1047\%$$

$$n_{c3} = (0.5589 \text{ kW}/1.8725 \text{ kW})100 = 29.8478\%$$

$$n_{c4} = (0.6117 \text{ kW}/2.0680 \text{ kW})100 = 29.5793\%$$

e). Rendimiento volumétrico.

El rendimiento volumétrico se define como la masa real de gas bombeada - por el compresor y dividida por la masa del gas que el compresor bombea- ría si maneja un volumen de gas igual a su desplazamiento del pistón. Puede demostrarse que el rendimiento volumétrico teórico de un compresor alternativo es

$$n_{vt} = 1 - C((r_c)^{1/n} - 1)$$

donde

$n_{vt}$  = rendimiento volumétrico, adimensional.

$C = V_c/V_B$ , es la relación entre el volumen del espacio muerto y el vo- lumen desplazado o cilindrada, para nuestro compresor  $C = 1.045 \times 10^{-1}$ .

$r_c = P_2/P_1$ , es la relación de compresión, adimensional.

sustituyendo valores se tiene el rendimiento teórico que es

$$n_{vt1} = 1 - 1.045 \times 10^{-1} ((5.2797 \text{ bar}/0.7809 \text{ bar})^{1/1.1916} - 1)100 = 58.4899\%$$

$$n_{vt2} = 1 - 1.045 \times 10^{-1} ((5.7797 \text{ bar}/0.7812 \text{ bar})^{1/1.1916} - 1)100 = 54.4087\%$$

$$n_{vt3} = 1 - 1.045 \times 10^{-1} \left( (6.2797 \text{ bar} / 0.7815 \text{ bar})^{1/1.1916} - 1 \right) 100 = 50.3869\%$$

$$n_{vt4} = 1 - 1.045 \times 10^{-1} \left( (6.7797 \text{ bar} / 0.7818 \text{ bar})^{1/1.1916} - 1 \right) 100 = 46.4191\%$$

f). rendimiento volumétrico real.

El rendimiento volumétrico real del compresor se puede determinar midiendo el caudal del aire real descargado y dividiéndolo entre la cilindrada del compresor, entonces esto es

$$n_{vr} = \frac{\text{aire descargado}}{\text{cilindrada}} = \frac{\dot{m}_a}{2f \left( \frac{\pi D^2}{4} \times \frac{LN}{60} \right)} \quad A.$$

donde

$n_{vr}$  = rendimiento volumétrico real, adimensional.

$f$  = es la densidad del aire en las condiciones locales del laboratorio y se calcula utilizando la ecuación del gas ideal ( $PV = nRT$ ).

$D$  = es el diámetro del pistón,  $D = 66.5 \text{ mm}$ .

$L$  = es la carrera del pistón,  $L = 63.5 \text{ mm}$ .

$\dot{m}_a$  = flujo másico del aire, kg/seg.

sea la ecuación del gas ideal o de los gases perfectos

$$PV = n_a RT \quad (1)$$

sea entonces la densidad expresada por la ecuación siguiente

$$f = m/V \quad (2)$$

de la ecuación (1) se tiene que

$$n_a/V = P/(RT) \quad (3)$$

sustituyendo la ec (2) en las ec (3) se tiene que la densidad es



$$\rho = P/(RT)$$

ahora dando valores la densidad es

$$\begin{aligned} \rho_1 &= (0.7809 \text{ bar}(10^5 \text{ Pa/bar}))(N/m^2/\text{Pa})/((287.1 \text{ J/(kg}^\circ\text{K)})(N \text{ m/J})(288^\circ\text{K})) \\ &= 0.9444 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \rho_2 &= (0.7812 \text{ bar}(10^5 \text{ Pa/bar}))(N/m^2/\text{Pa})/((287.1 \text{ J/(kg}^\circ\text{K)})(N \text{ m/J})(283^\circ\text{K})) \\ &= 0.9615 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \rho_3 &= (0.7815 \text{ bar}(10^5 \text{ Pa/bar}))(N/m^2/\text{Pa})/((287.1 \text{ J/(kg}^\circ\text{K)})(N \text{ m/J})(300^\circ\text{K})) \\ &= 0.9073 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \rho_4 &= (0.7818 \text{ bar}(10^5 \text{ Pa/bar}))(N/m^2/\text{Pa})/((287.1 \text{ J/(kg}^\circ\text{K)})(N \text{ m/J})(296^\circ\text{K})) \\ &= 0.9200 \text{ kg/m}^3 \end{aligned}$$

ahora se procede a continuar con el flujo másico de aire que ya se había calculado en el punto 5, inciso d, del capítulo cinco, sustituyendo en la ecuación A de este inciso se tiene que la eficiencia volumétrica es

$$\begin{aligned} \eta_{vr1} &= (2.3916 \times 10^3 \text{ kg/seg})/((2(944.4 \times 10^3 \text{ kg/m}^3)(3.4732 \times 10^3 \text{ m}^2) \\ &\quad (0.0635 \text{ m})(500 \text{ 1/min})(\text{min}/(60 \text{ seg})))100 = 68.8938\% \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \eta_{vr2} &= (2.4440 \times 10^3 \text{ kg/seg})/((2(961.5 \times 10^3 \text{ kg/m}^3)(3.4732 \times 10^3 \text{ m}^2) \\ &\quad (0.0635 \text{ m})(600 \text{ 1/min})(\text{min}/(60 \text{ seg})))100 = 57.6260\% \end{aligned}$$

$$\begin{aligned} \eta_{vr3} &= (2.6734 \times 10^3 \text{ kg/seg})/((2(907.3 \times 10^3 \text{ kg/m}^3)(3.4732 \times 10^3 \text{ m}^2) \\ &\quad (0.0635 \text{ m})(700 \text{ 1/min})(\text{min}/(60 \text{ seg})))100 = 57.2575\% \end{aligned}$$

$$\eta_{vr4} = (2.8445 \times 10^3 \text{ kg/seg})/((2(920.0 \times 10^3 \text{ kg/m}^3)(3.4732 \times 10^3 \text{ m}^2)$$

$$\eta_{VR4} = (0.0635 \text{ m})(800 \text{ l/min})9\text{min}/(60 \text{ seg}))100 = 52.5710\%$$

109

TABLA 6.1. Eficiencias del compresor recíprocante.

No de lec	$\eta_s$	$\eta_m$	$\eta_{isot}$	$\eta_L$	$\eta_{VL}$	$\eta_{VR}$	$\dot{m}_a \times 10^3$
	%	%	%	%	%	%	kg/seg
1	89.6960	59.6343	77.4740	35.1939	58.4899	68.8938	2.3916
2	72.4181	65.0953	62.5630	30.1047	54.4087	57.6260	2.4440
3	74.6693	65.3084	64.1015	29.8478	50.6869	57.2575	2.6734
4	62.4056	73.3573	53.2748	29.5793	46.4191	52.5710	2.8445

g). Gráficas de los rendimientos.

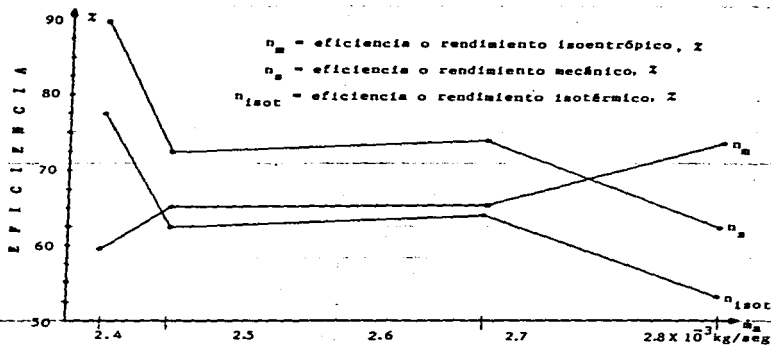


Fig. 6.1. Eficiencia o rendimientos  $n_m$ ,  $n_s$  y  $n_{isot}$  del compresor del banco de pruebas.

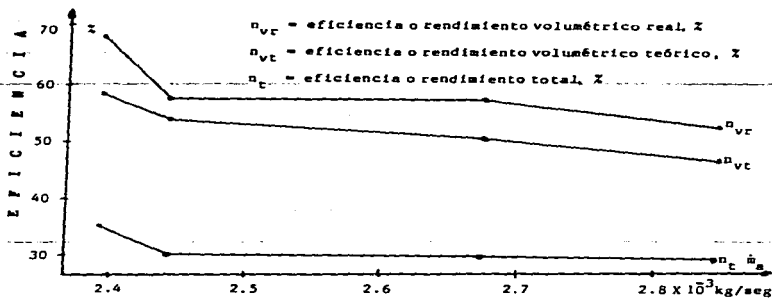


Fig. 6.2 Eficiencia o rendimientos  $n_{vr}$ ,  $n_{vt}$  y  $n_c$  del compresor del banco de pruebas

C A P I T U L O 7  
C O N C L U S I O N E S

Este trabajo trata del estudio de la potencia y eficiencia de los compresores recíprocos y su aplicación en la refrigeración, se observa en - las curvas de potencia que no toda la potencia es aprovechada, pues del dato de placa del motor eléctrico tiene disponible 3 caballos que convertidos en kilowatt sería igual a 3 HP(0.7457 kW/1 HP) = 2.2371 kW.

Por otra parte no se puede hacer más de lo propiamente dicho, dado que no - es posible de obtener más energía de la disponible, esto es que el sistema - nos pueda proporcionar, en este caso el compresor (motor eléctrico) y solo - sería la potencia que se ha calculado que es de 2.2371 kilowatt y en que en un compresor que no hubiera pérdida en ninguna de las potencias daría como - máximo la potencia de placa.

De las potencias calculadas en el capítulo 5 se tiene que la potencia eléc- - trica es mayor que las demás, esto es en la primera lectura que corresponde a 500 r.p.m. y para la lectura número 4 observamos que también es mayor a - las demás. Si tomamos la velocidad mínima del compresor tal como indica el - fabricante del equipo que es de 425 se puede calcular por interpolación la - corriente y el voltaje, (para 0 a 500 RPM. y para 800 a 2000 RPM.).

Usando las herramientas matemáticas de la regresión lineal debido a que las - gráficas de la potencia del capítulo 5 muestran claramente que existe una - relación de los datos cuyo comportamiento es lineal, sea la ecuación de la - recta de la forma

$$Y = A + BX \qquad 1.$$

Esta es la ecuación típica de un análisis de regresión lineal, para resolver - o determinar los coeficientes A y B es encontrando la solución de estas dos - incógnitas por un sistema de dos ecuaciones simultáneas, estas son

$$\sum Y = AN + B \sum X \quad 2.$$

$$\sum XY = A \sum X + B \sum X^2 \quad 3.$$

Las ecuaciones 2 y 3 se conocen como las ecuaciones normales para la recta de mínimos cuadrados, los valores de los coeficientes A y B son

$$A = \frac{\sum Y - B \sum X}{N} \quad 4.$$

$$B = \frac{N \sum XY - \sum X \sum Y}{N \sum X^2 - (\sum X)^2} \quad 5.$$

Si las variables están relacionadas el coeficiente r está dentro del límite  $-1 < r < 1$ , ahora en el caso especial de que si  $r = 0$  entonces X y Y no están relacionadas, a el coeficiente r se le conoce como coeficiente de co-relación, entonces N es el tamaño de la muestra y r está dado por

$$r = \frac{N \sum XY - \sum X \sum Y}{\sqrt{(N \sum X^2 - (\sum X)^2)(N \sum Y^2 - (\sum Y)^2)}} \quad 6.$$

Utilizando los datos de la práctica se tiene que para la corriente es y para una muestra de  $N = 4$ . La siguiente tabla de valores, para determinar los valores de los tres coeficientes A, B y r

N	X	Y	X <sup>2</sup>	Y <sup>2</sup>	XY
1	500	7.75	250 000	60.063	3875
1	600	8.00	360 000	64.000	4800
1	700	8.30	490 000	68.890	5810
1	800	8.25	640 000	68.063	6600
$\sum 4$	2 600	32.30	1 740 000	261.015	21085

TABLA 1. Valores de r.p.m. y I para el cálculo de los coeficientes A, B y r.

se hace sustituyendo valores para encontrar A, B y C, para los registros de la velocidad de rotación y la corriente en el compresor, así

$$B = \frac{4(21035) - 2600(32.30)}{4(1740000) - (2600)^2} = 0.0018$$

$$A = \frac{32.30 - 0.0018(2600)}{4} = 6.905$$

$$r = \frac{4(21035) - 2600(32.30)}{((4(1740000) - (2600)^2)(4(261.015) - (32.30)^2))^{1/2}} = 0.917$$

La ecuación lineal para estos cálculos es

$$Y = 6.905 + 0.0018X$$

7.

similarmente se procede para el voltaje, siendo

N	X	Y	X <sup>2</sup>	Y <sup>2</sup>	XY
1	500	150	250 000	22 500	75 000
1	600	180	360 000	32 400	108 000
1	700	215	490 000	46 225	150 500
1	800	240	640 000	57 600	192 500
4	2 600	785	1 740 000	158 725	525 500

TABLA 2. Valores de X, Y y Y para el cálculo de los coeficientes A, B y r

$$B = \frac{4(525 500) - 2 600(785)}{4(1 740 000) - (2 600)^2} = 0.305$$

$$A = \frac{785 - 0.305(2 600)}{4} = 2.000$$

$$r = \frac{4(525 500) - 2 600(785)}{((4(1 740 000) - (2 600)^2)(4(158 725) - (785)^2))^{1/2}} = 0.998$$

entonces la ecuación lineal que relaciona las r.p.m. y el voltaje es

$$Y_1 = - 2 + 0.305X$$

8

N <sub>C</sub> r.p.m.	Y AMPERE	Y <sub>1</sub> VOLT	W <sub>e</sub> kWATT	
300	7.445	89.500	0.7543	
400	7.625	120.000	1.0030	
425 <sup>a</sup>	7.670	127.625	1.0669	
450	7.715	135.250	1.1315	
500 <sup>w</sup>	7.75*	7.805	150.000* 150.500	1.2505* 1.2627
600 <sup>w</sup>	8.00*	7.985	180.000* 181.000	1.5280* 1.5333
700 <sup>w</sup>	8.30*	8.165	215.000* 211.500	1.8725* 1.8149
800 <sup>w</sup>	8.25*	8.345	240.000* 242.000	2.0680* 2.1075
850 <sup>b</sup>	8.435	257.250		2.2579
900	8.525	272.500		2.4111
1000	8.705	303.000		2.7256
1100	8.885	333.500		3.0511
1200	9.065	364.000		3.3877
1300	9.245	394.500		3.7352
1400	9.605	455.500		4.4631

TABLA 3. Valores de las rectas encontradas por medio del análisis de regresión de corriente, voltaje y la potencia eléctrica del banco de pruebas.

a. límite de revoluciones mínimas del compresor.

b. límite de revoluciones máximas del compresor.

\* valores reales que se dieron en la práctica, todos los demás son calculados por las ecs. 7 y 8 dadas las r.p.m.

de acuerdo a la TABLA 3. se observa que para 850 r.p.m se tiene una potencia

de 2.2579 kW, siendo el límite de potencia eléctrica que puede entregar el motor eléctrico que es de 2.2371 kW, ahora si se toma a  $N_c$  igual 1400 revoluciones por minuto entonces habrá una potencia eléctrica de 4.4631 kW, esto no puede suceder porque el fabricante solo recomienda como máximo 850 r.p.m. y por arriba de esta velocidad las demás ya no se toman en cuenta\*\*, ahora si  $N_c = 0$ , esto es que  $X = 0$  para la corriente será según la ec. 7:

$$Y = 6.905 \text{ amp.}$$

y según la ec. 8. si  $X = 0$

$$Y_1 = - 2 \text{ volt.}$$

como se puede observar no existen voltajes negativos y si el compresor, su velocidad es cero quiere decir que no alcanza la potencia para moverlo. Una pregunta interesante será la siguiente. ¿Por qué se hace el análisis en la potencia eléctrica y no las otras potencias calculadas del compresor?. Esto se debe a que la potencia eléctrica en este caso es la que manda, esto es, como es un motor eléctrico de determinada potencia la del equipo solo a ella es el punto real que se debe de tomar en cuenta para así poder llevar a cabo otros calculos o necesidades, en donde sea necesario una mayor cantidad de energía para poder desarrollar potencias como la potencia indicada, potencia politrópica, potencia isotérmica y la potencia isoentrópica.

\*\* Tomando en cuenta que el compresor tiene una velocidad de rotación mayor de las 850 r.p.m. y está anotada en la placa de datos del compresor y es de 2000 r.p.m., como se muestra también en la página 94 de este trabajo (pág. 94, "datos técnicos del compresor". punto 3.).



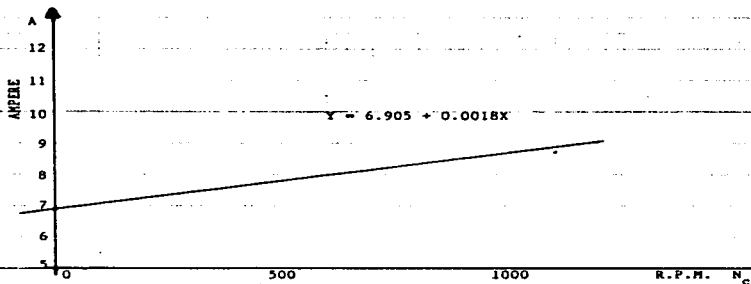


Fig. 7.1. Ecuación de la corriente Vs R.P.M. del compresor, obtenida por mínimos cuadrados.

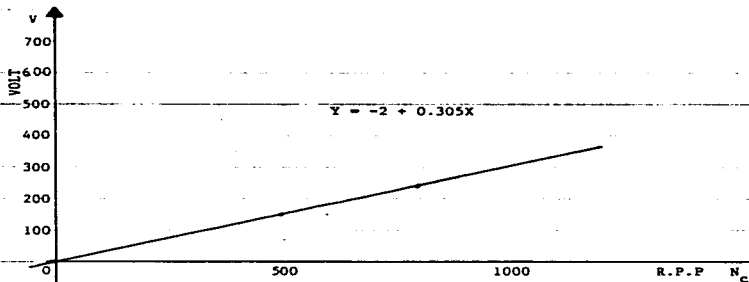


Fig. 7.2. Ecuación del voltaje Vs R.P.M. del compresor, obtenida por mínimos cuadrados.

C A P I T U L O S

B I B L I O G R A F I A .

1. AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACION.  
JENNING BUIGESS H. Y LEWIS SAMUEL R., ED. CECSA, MEXICO.
2. MANUAL DE AIRE ACONDICIONADO.  
CARRIER AIR CONDITIONING COMPANY, ED. MARCOMBO S.A. BARCELONA, ESPAÑA.
3. PRINCIPIOS DE REFRIGERACION.  
DOSSAT ROY J., ED. CECSA, MEXICO.
4. HEATING VENTILATING AND AIR CONDITIONING SYSTEM STIMATING MANUAL.  
KHSASHABAA M. AND P. F., ED. MC GRAW HILL. N. Y.
5. REFRIGERACION Y ACONDICIONAMIENTO DE AIRE.  
STOEKER W. F., ED. MC GRAW HILL, MEXICO.
6. MARKS, MANUAL DEL INGENIERO MECANICO.  
BAUMANISTER T., AVALLONE E. A. Y BAUMANISTER III T. ED. MCGRAW HILL, MEX.
7. TURBOMAQUINAS TERMICAS.  
CLAUDIO MATAIX, ED. DOSSAT S. A.
8. ELECTRIC CONTROLS FOR REPRIGERATION AND AIR CONDITIONING.  
LANGLEY B. C., ENGLAND
9. LA PRODUCCION DE LA ENERGIA MEDIANTE EL AIRE, EL VAPOR Y LOS GASES.  
SEVERNS W. H., ED. REVERTE, BARCELONA, ESPAÑA.
10. TERMODINAMICA.  
VIRGIL MORING FAIRES, ED. U. T. E. H. A.
11. CUADERNO DE PRACTICAS, LABORATORIO DE MAQUINAS TERMICAS.  
ING. EMILIO JUAREZ MARTINEZ, ING. AGAPITO RODRIGUEZ NAVA, ING. DANIEL HERNANDEZ PECINA, ING. JUAN DE LA CRUZ HERNANDEZ ZAMUDIO E ING. JOSE ANTONIO SANCHEZ GUTIERREZ, ED. FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES CUAUTITLAN, U. N. A. M. DIVISION DE CIENCIAS FISICOMATEMATICAS, DEPARTAMENTO DE INGENIERIA.
12. PRINCIPIOS DE LA REFRIGERACION.  
R. WARREN THOMAS Y C. THOMAS OLIVO, ED. DIANA, MEXICO.
13. REFRIGERACION Y AIRE ACONDICIONADO.  
AIR CONDITIONING AND REFRIGERATION INSTITUTE, ED. PRENTICE HALL, MEX.
14. MANUAL DE REFRIGERACION DOMESTICA.  
JOSE HERNANDEZ VALADEZ, ED. TRILLAS, MEXICO.
15. CHEMICAL ENGINEERS HANDBOOK.

- ROBERT PERRY, ED. MC CRAW HILL N. Y.
16. HANDBOOK OF AIR CONDITIONING HEATING AND VENTILATING.  
STAMPER KORAL RICHARD L., ED. INDUSTRIAL PRESS, ENGLEWOOD N. Y. 3<sup>o</sup> ED.
  17. COMPRESSED AIR AND GAS HANDBOOK.  
JOHN P. ROLLINS, ED. COMPRESSED AIR INSTITUTE.
  18. MANUAL DEL TECNICO FRIGORISTA.  
SOCIEDAD DANESA DE FABRICACION DEL TECNICO FRIGORISTA.
  19. PUMPS/COMPRESSORS/FANS  
"POCKET HANDBOOK N." P. CHEREMISINOFF AND P. N. CHEREMISINOFF.
  20. THERMOSTATIC CONTROL PRINCIPLES AND PRACTICS  
VICTOR CHESNEY.
  21. REFRIGERATION ENGINEERING.  
HORACE JAMES, ED Mc INTIRE.
  22. INSTALACIONES FRIGORIFICAS (TOMO 2).  
RAPIN P. J., ED. MARCOMBO BOIXAREU EDITORES, BARCELONA ESPANA.
  23. PROBABILIDAD Y ESTADISTICA.  
MURRAY R. SPIEGEL, "SERIE SCHAUN" ED. MC CRAW HILL DE MEXICO.



TABLA R-15 (Continuación)

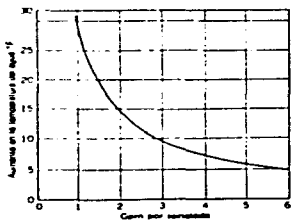
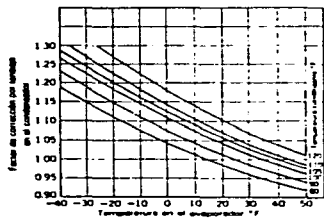
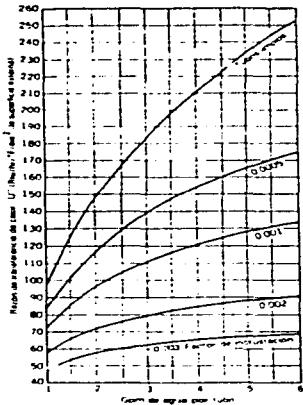
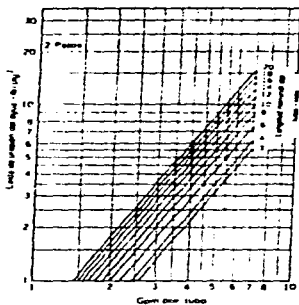
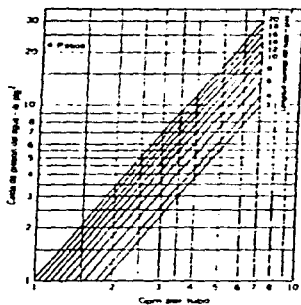


TABLA R-15 (Continuación)

TABLA R-16 Tabla de selección rápida—condensadores  
enfriados con agua

Número del resfriador	Número en esquema	"HP" requerido en las motoras	Área superficial de radiador			Número de tubos "S&S"	Espesor de tubos "S&S"	Tipo de cubierta "S&S"	Presión máxima en pulgadas Absolutas	Número de tubos "S&S"	Fino de presión "S&S"	Número del resfriador de la serie "S&S"	Número de la serie "S&S"
			Tot.	Por lado	Por pie								
EL-33	1-EL	1	1"	1	1	1	1"	10	18	1	1	33	836
EL-50	2-EL	1	1"	1	1	1	1"	12	21	1	1	18	836
EL-75	3-EL	1	1"	1	1	1	1"	10	21	1	1	20	836
EL-100	4-EL	1	1"	1	1	1	1"	10	27	1	1	23	836
EL-150	5-EL	1 1/2	1"	1	1	1	1"	12	33	1	1	30	836
EL-200	6-EL	2	1"	1	1	1	1"	14	34	1	1	33	1016
EL-300	7-EL	3	1"	1	1	1	1"	16 1/2	34	1	1	39	1016

\* Para usarlo con compresores de baja presión ("S&S") usar tamaño cuando se usa en combinación con condensadores enfriados con aire. Contacte a Malvern Mitchell.