



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE
MÉXICO**

**ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
“CAMPUS ARAGÓN”**

**ANÁLISIS TÉCNICO-ECONÓMICO
ENTRE EL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN
MECÁNICA DE VAPOR Y EL DE ABSORCIÓN EN EL
ACONDICIONAMIENTO DEL AIRE DE UNA PLATAFORMA
HABITACIONAL MARINA DE PEMEX**

**T E S I S P R O F E S I O N A L
QUE PARA OBTENER EL TÍTULO DE
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA
P R E S E N T A :
*ALVARO BARAJAS VALENCIA***

Director de tesis:
M. en C. ARQUÍMEDES SOLÍS TÉLLEZ

San Juan de Aragón, Estado de México, Noviembre 2004





Universidad Nacional
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

Biblioteca Central



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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



UNIVERSIDAD NACIONAL
AUTÓNOMA DE
MÉXICO

ESCUELA NACIONAL DE ESTUDIOS PROFESIONALES
ARAGÓN
DIRECCIÓN

ALVARO BARAJAS VALENCIA
Presente

Con fundamento en el punto 6 y siguientes, del Reglamento para Exámenes Profesionales en esta Escuela, y toda vez que la documentación presentada por usted reúne los requisitos que establece el precitado Reglamento; me permito comunicarle que ha sido aprobado su tema de tesis y asesor.

TÍTULO:

"ANÁLISIS TÉCNICO-ECONÓMICO ENTRE EL CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN MECÁNICA DE VAPOR Y EL DE ABSORCIÓN EN EL ACONDICIONAMIENTO DEL AIRE DE UNA PLATAFORMA HABITACIONAL MARINA DE PEMEX"


ASESOR: M. en C. ARQUIMEDES SOLIS TELLEZ

Aprovecho la ocasión para reiterarle mi distinguida consideración.

Atentamente
"POR MI RAZA HABLARÁ EL ESPÍRITU"
San Juan de Aragón, México, 15 de junio de 2004.
LA DIRECTORA


ARQ. LILIA TURCOTT GONZÁLEZ




C p Secretaría Académica
C p Jefatura de Carrera de Ingeniería Mecánica Eléctrica
C p Asesor de Tesis

LTG/AIR/csm


Agradecimiento al



INSTITUTO MEXICANO DEL PETROLEO

Trabajo de tesis realizado con apoyo
económico y material del **“Programa para
la Formación y Desarrollo del Factor Humano”**
del **Instituto Mexicano del Petróleo.**

AGRADECIMIENTOS

Gracias señor por todo lo que me has dado, gracias por los padres que me has dado, por los hermanos que me has dado, por los familiares, por los amigos y gracias por dejarme llegar hasta estos momentos, ya que sin tu ayuda hubiera sido imposible por que tu eres el que decides, a ti te lo debo todo. Gracias.

Este trabajo se lo dedico con todo mi cariño a mis padres, por que gracias a su apoyo incondicional, a su orientación y motivación que me han brindado he podido alcanzar esta meta que es muy importante para mí. Gracias por que sin ustedes no lo hubiera logrado, GRACIAS.

Sr. MARIANAO BARAJAS B.
Sra. AMANDA VALENCIA M.

Gracias:

A la persona en la que encontré el amor y me ha sabido entender en múltiples situaciones y quien a su lado he disfrutado momentos muy especiales. Gracias Elizmabeth.

A dos personitas muy especiales que son mi motivación para seguir adelante. Gracias Frida Lizeth y H. Fabián.

A mis hermanos Mariano y J. de Jesús por el apoyo y motivación que me han brindado siempre.

A mis tíos, tías, primos y primas que también siempre han estado a mi lado apoyándome y motivándome. Gracias a todos.

Al M. en C. Arquímedes Solis Tellez por el apoyo y asesoramiento que me ha otorgó durante el transcurso de este trabajo.

Al Instituto Mexicano del Petróleo por el apoyo otorgado durante la realización de este trabajo.

A la institución que me formó, UNAM ENEP ARAGÓN.

A todos los profesores, ingenieros y demás personas que me han ayudado a finalizar este trabajo con éxito.

ÍNDICE

INTRODUCCIÓN	iv
---------------------	----

SIMBOLOGÍA	v
-------------------	---

CAPÍTULO 1.- PRINCIPIOS BÁSICOS DE LA REFRIGERACIÓN

1.1	Historia de la refrigeración	1
1.2	Refrigeración	2
1.3	Bases termodinámica de un sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor	4
1.4	Bases termodinámica de un sistema de refrigeración por absorción	7
1.5	Los refrigerantes	9
1.6	Propiedades de los refrigerantes	10
1.7	Propiedades de los absorbentes	11
1.8	Mezclas usadas en un sistema de absorción	11
1.9	Situación actual de la refrigeración por absorción	12
1.10	Desarrollo de la refrigeración por absorción en México	13
1.11	Desarrollo de la refrigeración por absorción en el Instituto de Investigaciones Eléctricas	14
1.12	Perspectivas de la refrigeración por absorción	14

CAPÍTULO 2.- CICLO DE REFRIGERACIÓN MECÁNICA DE VAPOR.

2.1	Ciclo de refrigeración por compresión mecánica de vapor	15
2.2	Ciclo teórico de refrigeración por compresión mecánica de vapor	16
2.3	Análisis térmico del ciclo teórico de refrigeración por compresión mecánica	17
2.4	Ciclo real de refrigeración por compresión mecánica	20
2.5	Conceptos del ciclo real de refrigeración	21
2.6	Componentes del sistema de refrigeración por compresión mecánica	22
2.7	Sistemas de compresión de etapas múltiples	27
2.8	Sistemas en cascada	28

CAPÍTULO 3.- CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.

3.1	Antecedentes históricos	29
3.2	Fundamentos	31
3.3	Ciclo de refrigeración por absorción	32
3.4	Componentes del sistema de refrigeración por absorción	34
3.5	El absorbedor y el evaporador	35
3.6	El generador y el condensador	36
3.7	Ciclo de absorción en dos etapas	38
3.8	Sistema de absorción en dos etapas con aplicación de combustión directa	39
3.9	Mezclas refrigerante-absorbente	39
3.10	Ciclo básico agua-bromuro de litio	41

CAPÍTULO 4.- ANÁLISIS TÉCNICO

4.1	Plataforma Habitacional	45
4.2	Condiciones de diseño	47
4.3	Estimación de carga térmica total	50
4.4	Unidades manejadoras instaladas	50
4.5	Características de la unidad enfriadora	52
4.6	Sistema de acondicionamiento de aire con unidad enfriadora de agua por compresión de vapor	53
4.7	Sistema de acondicionamiento de aire por absorción	55
4.8	Balance de materia y energía del sistema de refrigeración por absorción	58
4.9	Balance de calor	65
4.10	Cálculo del coeficiente de operación (COP)	65
4.11	Tabla de resultados	66
4.12	Flujo másico de la turbina de gas a condiciones reales	67
4.13	Balances de materia y energía en el recuperador de calor	68
4.14	Dimensionamiento del tanque de balance	70
4.15	Bomba de agua helada	74
4.16	Bomba de agua de mar	78
4.17	Bomba de aceite	82

CAPÍTULO 5.- ANÁLISIS ECONÓMICO

5.1	Introducción	86
5.2	Costos de mantenimiento	88
5.3	Costos de mantenimiento para el equipo de compresión	88
5.4	Costos de mantenimiento para el equipo de absorción	89
5.5	Comparación de los costos de mantenimiento	90
5.6	Costos de operación	90
5.7	Costos de operación para el equipo de absorción	91

ÍNDICE

5.7	Costos de operación para el equipo de absorción	91
5.8	Costos de operación para el equipo de compresión	92
5.9	Comparación de los costos de operación	93
5.10	Costos de inversión del equipo de absorción	93
5.11	Comparación de los costos de inversión	95
5.12	Costos totales	96
 CONCLUSIÓN		 98
 APÉNDICE		 99
 BIBLIOGRAFÍA		 108

INTRODUCCIÓN

En México hay una gran producción de petróleo crudo, más de la mitad de las reservas se localizan en campos que se encuentran bajo las aguas del Golfo de México. Se han instalado plataformas fijas en donde se realiza la explotación comercial.

En este estudio nos basamos en dos plataformas las cuales son: plataforma habitacional, en la cual se propone un equipo de absorción con recuperador de calor para el acondicionamiento del aire y plataforma de compresión, de la cual se obtiene el calor de desecho.

En las plataformas de compresión, PEMEX tiene instaladas un gran número de turbinas de gas, que se utilizan como accionadores de las bombas y compresores que transportan a tierra el petróleo crudo y el gas natural producidos en los campos marinos, aprovechando como combustible el gas asociado al petróleo crudo.

Estas turbinas de gas normalmente desechan energía calorífica a la atmósfera en los gases de escape. Es posible aprovechar esta gran cantidad de energía residual en un sistema de recuperación de calor, cuyo propósito principal es lograr un mejor aprovechamiento de la energía, dicha energía nos permite accionar el equipo de refrigeración por absorción y como consecuencia nos permite acondicionar el aire en la plataforma habitacional marina.

El sistema de recuperación de calor ha alcanzado éxito en los últimos años en la industria, como respuesta al ahorro de energía y opción para aprovechar el calor de desecho de varios procesos industriales. Esto resulta muy atractivo, ya que se logran mayores ahorros en el proceso.

En este trabajo se hace mención de los principios básicos de la refrigeración, se analiza el ciclo de refrigeración por compresión mecánica de vapor y el ciclo de refrigeración por absorción, se realiza un análisis de un sistema de recuperación de calor que aprovecha la energía residual del calor de desecho de las turbinas de gas, el cual conduce el calor hasta el generador por medio de un aceite térmico, con lo que se logra hacer que continúe el ciclo de absorción y esto permite el acondicionamiento del aire en la plataforma habitacional marina.

El desarrollo de la ingeniería básica utilizando los balances de materia, energía y momento nos permiten conocer de manera preliminar la magnitud de los diferentes equipos que forman parte del sistema de absorción, estableciendo sus principales características técnicas.

Por último se realiza un análisis económico, el cual muestra una mejor visión del ahorro de energía que se tiene implementando un sistema de absorción con recuperador de calor en comparación con los sistemas tradicionales de compresión mecánica de vapor en el acondicionamiento de aire de la plataforma habitacional marina.

SIMBOLOGÍA

Símbolo	Descripción	Unidades	Símbolo	Descripción	Unidades
A	Área	m ²	V ₁	Velocidad del fluido en la tubería de succión	m/s
A _t	Área transversal	m ²	V ₂	Velocidad del fluido en la tubería de descarga	m/s
C	Corrosión permisible	mm	\dot{V}_1	Flujo volumétrico	m ³ /s
COP	Coficiente de operación del equipo de refrigeración por absorción	%	V _C	Volumen de las cabezas	m ³
C _p	Calor específico	Btu /lb 8F	V _d	Volumen del cilindro	m ³
D	Diámetro	m	V _L	Volumen de líquido	m ³
D _o	Diámetro óptimo	m	V _T	Volumen total	m ³
E	Eficiencia de soldadura	%	W	Potencia entregada por la turbina	H.P.
h	Entalpía	kJ/kg	W _C	Trabajo del compresor	kJ/kg
L	Longitud	m	WFS _A	Porcentaje de concentración de la solución absorbente en el absorbedor	%
\dot{m}	Flujo de masa	kg/s	WFS _G	Porcentaje de concentración de la solución absorbente en el generador	%
m_L	Capacidad del recipiente	kg/s	\dot{W}_{ME}	Potencia del motor eléctrico	HP
P	Presión	kPa	W _N	Trabajo neto del ciclo	kJ/kg
q			\dot{W}_P	Trabajo axial suministrado por la bomba	J/kg
Q _A	Carga térmica del aire de entrada	kW	\dot{W}_P	Potencia de la bomba	w
q _V	Gasto	m ³ /s	\dot{W}_S	Energía mecánica suministrada por la bomba	J/kg
R	Constante particular del aire	J/kg K	W _T	Trabajo de la turbina	kJ/kg
S	Esfuerzo permisible del acero al carbón SA-285-C	kg/cm ²	x	Masa de solución diluida por kilogramo de refrigerante	Kg sol./kg ref.
S _c	Espesor de placa de las cabezas	cm	ΔT	Diferencia de temperatura	8F - K
S _d	Espesor de placa del cilindro	cm	φ ₁	Diámetro de la tubería en la succión	in
t _d	Temperatura de diseño	°C	φ ₂	Diámetro de la tubería en la descarga	in
τ _S	Tiempo de residencia	min	η _P	Eficiencia de la bomba	%
U	Coficiente global de transferencia de calor para diseño de serpentines	kW/m ² 8C	Σf	Pérdidas por fricción en el sistema de tubería	J/kg

CAPÍTULO 1

PRINCIPIOS BÁSICOS DE LA REFRIGERACIÓN

1.1 HISTORIA DE LA REFRIGERACIÓN.

La conservación de los alimentos es una de las más valiosas utilidades de la refrigeración. En la época de los romanos, se descubrió que los alimentos se conservaban en buen estado cuando se mantenían fríos sobre el punto de congelación, debido a que los alimentos no se estropean a medida que desciende el movimiento molecular. De esta forma disminuye el crecimiento de las bacterias que causan el deterioro de los alimentos.

Durante muchos años los productos lácteos y otros perecederos se conservaban en la habitación más fría de una casa, el sótano, un pozo o un manantial. En las tierras del Sur, podían alcanzarse en el verano temperaturas de orden de 13 °C (55 °F) con agua subterránea, lo que aumentaría el tiempo de conservación de algunos alimentos.

En las tierras del Norte, en invierno, se cortaba el hielo de los lagos para almacenarlo en construcciones aisladas (llamadas “enfriadores”) cubiertas de serrín o paja. El hielo se conservaba así hasta la primavera o verano y se vendía a quienes disponían de unos armarios herméticos o neveras. Estas neveras existían en pisos altos donde había de subirse el hielo y colocarlo en el interior de dichas neveras. Parte del hielo procedente del Norte se transportaba a tierras del Sur para su venta, dicho hielo resultaba muy caro y solamente las personas acomodadas tenían acceso a su adquisición.

Se dio un gran paso adelante en la refrigeración, allá por el año 1600, cuando se descubrió que una mezcla de hielo con sal, producía temperaturas más bajas que el hielo solo. En cierta manera, ésta fue la primera mejora sobre la naturaleza en el campo de la refrigeración.

Hacia finales del siglo XVIII, la inventiva del hombre se había dirigido hacia la producción de frío en el momento y tiempo que se deseara. Se desarrollaron máquinas para disminuir la presión del vapor del agua y acelerar su evaporación. También recibió considerable atención el arte de producir frío por la liberación de aire comprimido. Durante la primera parte del siglo XIX, se desarrollaron máquinas para la compresión de vapor y se probaron muchos fluidos como refrigerantes, entre los que sobresalieron el amoníaco, bióxido de carbono, bióxido de

azufre, cloruro de metilo y en cierta medida, algunos hidrocarburos. A finales del siglo, la refrigeración mecánica estaba firmemente establecida.

El agua fue el primer refrigerante, con una larga historia de uso, continuando hasta nuestra época. Con el paso del tiempo, se han hecho mejoras en cuanto a su manejo y almacenamiento, pero aún se utiliza el hielo natural por todo el mundo. El uso histórico y fundamental del hielo, ha sido reconocido en una unidad de refrigeración: la tonelada de refrigeración, la cual se define como la cantidad de calor que se requiere para fundir dos mil libras de hielo en 24 hrs.

Con el paso del tiempo se fueron desarrollando varios refrigerantes y a su vez se fueron mejorando. Por muchos años (desde 1876), al amoníaco se le han encontrado excelentes propiedades como refrigerante, y desde entonces, ha sido el refrigerante más utilizado comúnmente. Aún en la actualidad, ha demostrado ser satisfactorio, sobre todo en refrigeración industrial en grandes plantas.

La refrigeración se emplea hoy en día para el enfriamiento de hogares, centros comerciales, centros de trabajo, así también como para acondicionar el aire en los automóviles entre otros muchos usos que se le dan hoy en día a la refrigeración. Las aplicaciones del aire acondicionado pueden ser de sistemas de refrigeración de baja, media y alta temperatura.

La calefacción, refrigeración y aire acondicionado mediante la energía solar, se espera que provean muchas oportunidades para desarrollo de nuevos productos.

1.2 REFRIGERACIÓN.

Los principios básicos de la refrigeración tienen como fundamento dos leyes termodinámicas que estudian las relaciones entre el calor y otras formas de energía. El proceso de refrigeración consiste en reducir y mantener la temperatura de un espacio o material por debajo de la temperatura ambiente (Pita Edwar, G.). Para lograr lo anterior, es necesario extraer calor del espacio refrigerado y transferirlo a otro cuerpo que se encuentre a una temperatura menor tal y como lo establece la primera ley de la termodinámica; cabe mencionar que la energía térmica nunca se transfiere de una región de baja temperatura a una de mayor temperatura, además, entre más grande sea la diferencia de temperaturas, más rápidamente se transmite el calor. En casi todos los procesos de refrigeración el cuerpo usado para absorber el calor se llama refrigerante.

La refrigeración es el proceso de transferir o remover calor; y el resultado es lo que llamamos frío; el frío no puede fabricarse, sino que es la condición resultante de remover el calor, y es aquí en donde podemos aplicar la primera ley de la termodinámica que nos dice que la energía no se destruye, solo se transforma.

En el proceso para producir la refrigeración, el refrigerante debe ceder el calor absorbido al medio ambiente para lo cual es necesario elevar la temperatura del refrigerante por arriba de éste. Para lograr esto es necesario realizar trabajo en el agente refrigerante.

La figura 1.1 muestra un esquema del principio del proceso de refrigeración. El refrigerante absorbe calor Q_{EV} a la temperatura T_{EV} y cede calor Q_{CO} a la temperatura T_{CO} para lo cual recibe una cantidad de trabajo mecánico W .

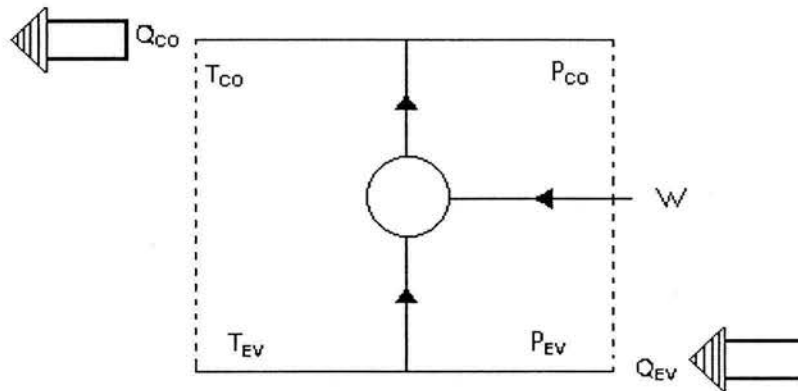


Figura 1.1 Diagrama del proceso de refrigeración.

donde:

- Q_{EV} = Flujo de calor absorbido en el evaporador (kW)
- T_{EV} = Temperatura de evaporación del refrigerante ($^{\circ}\text{C}$ ó $^{\circ}\text{K}$)
- P_{EV} = Presión de vapor del refrigerante en el evaporador (bar)
- W = Trabajo suministrado en el sistema (kW)
- T_{CO} = Temperatura de condensación del refrigerante ($^{\circ}\text{C}$ ó $^{\circ}\text{K}$)
- P_{CO} = Presión de vapor del refrigerante en el condensador (bar)
- Q_{CO} = Flujo de calor cedido en el condensador (kW)

Dentro de la refrigeración encontramos el efecto refrigerante, el cual lo podemos definir como la cantidad de calor que absorbe el refrigerante por unidad de masa.

En la refrigeración mecánica se obtiene un enfriamiento constante mediante la circulación de un refrigerante en un circuito cerrado, donde se evapora y se vuelve a condensar en un ciclo continuo. Si no existen pérdidas, el refrigerante sirve para toda la vida útil del sistema. Todo lo que se necesita para mantener el enfriamiento es un suministro continuo de energía y un método para disipar el calor. Los dos tipos principales de sistemas mecánicos de refrigeración son el sistema de compresión empleado en los refrigeradores domésticos grandes y en la mayoría de los aparatos de aire acondicionado, y el sistema de absorción, que en la actualidad se usa sobre todo en los acondicionadores de aire por calor, aunque en el pasado también se empleaba en refrigeradores domésticos por calor.

1.3 BASES TERMODINAMICAS DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN MECANICA DE VAPOR.

Con base a la Primera Ley de la Termodinámica, la cantidad de calor extraído del espacio refrigerado Q_{EV} a la temperatura T_{EV} se relaciona con el calor cedido Q_{CO} a la temperatura T_{CO} y a la cantidad de trabajo (W) por medio de la ecuación:

$$Q_{EV} = W - Q_{CO} \quad (1.1)$$

Una máquina térmica operando entre las dos temperaturas T_{CO} y T_{EV} tiene una eficiencia termodinámica máxima teórica dada por:

$$\eta = (T_{CO} - T_{EV})/T_{CO}$$

conocida como la eficiencia de Carnot.

Podemos considerar el ciclo de refrigeración como una máquina térmica inversa. Se puede definir la eficiencia de Carnot para el ciclo de refrigeración como:

$$(\text{COP})_{CR} = \frac{T_{EV}}{(T_{CO} - T_{EV})} \quad (1.2)$$

donde:

$(\text{COP})_{CR}$ = Coeficiente de Operación de Carnot de un refrigerador

y representa el valor máximo teórico de la eficiencia que se puede obtener en un ciclo de refrigeración.

Podemos definir el coeficiente de operación (COP) para el ciclo de refrigeración como:

$$\text{COP} = Q_{CO}/W \quad (1.3)$$

El sistema de refrigeración más común es el de compresión mecánica de vapor, el cual se muestra esquemáticamente en la figura 1.2. Los componentes de dicho sistema son: dos intercambiadores de calor (un evaporador y un condensador), un compresor, una válvula de expansión y un fluido refrigerante.

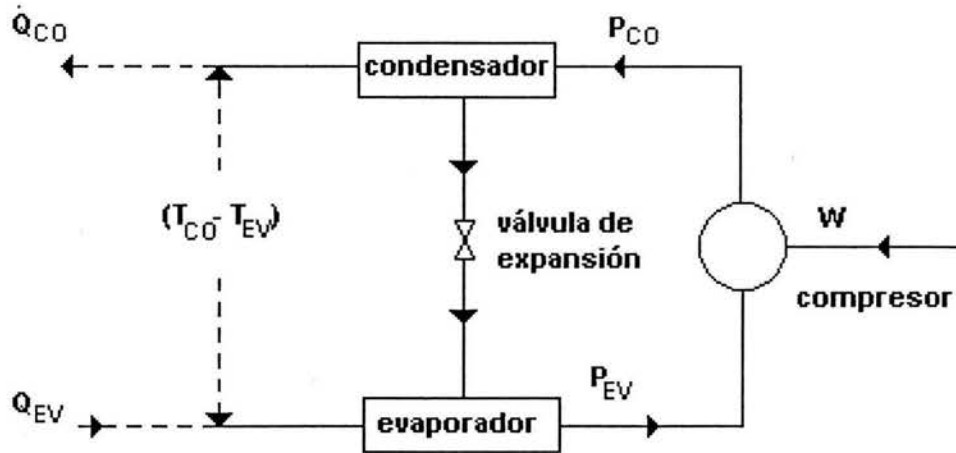


Figura 1.2 Sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor

El fluido refrigerante al pasar por el evaporador se evapora a una temperatura T_{EV} extrayendo una cantidad de calor Q_{EV} del medio, este puede estar en cualquiera de sus tres fases ya sea sólido, líquido o gaseoso. Luego este fluido evaporado se comprime y cede una cantidad de calor Q_{CO} . Este refrigerante condensado se expande gracias a una válvula de expansión y llega al evaporador para terminar el ciclo. El coeficiente de operación puede ser definido como:

$$COP = Q_{EV}/W = Q_{EV}/Q_{CO} - Q_{EV} \quad (1.4)$$

Se puede describir el ciclo de refrigeración por compresión utilizando un diagrama esquemático de presión contra temperatura como se muestra en la figura 1.3 o un diagrama de presión contra entalpía como se muestra en la figura 1.4.

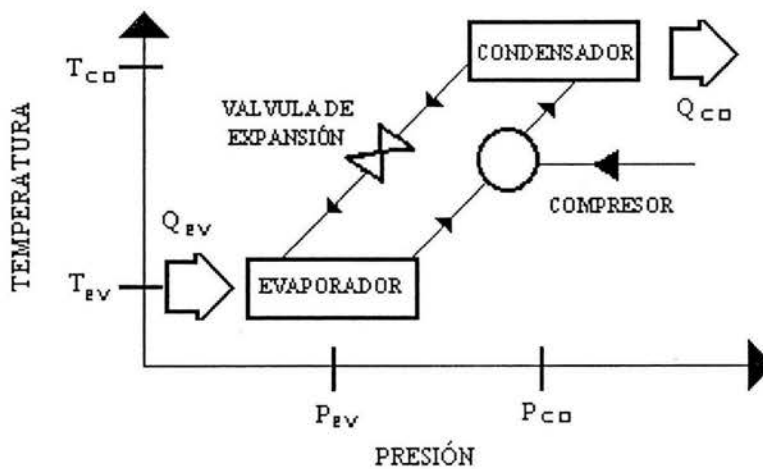


Figura. 1.3 Diagrama esquemático del ciclo de refrigeración por compresión

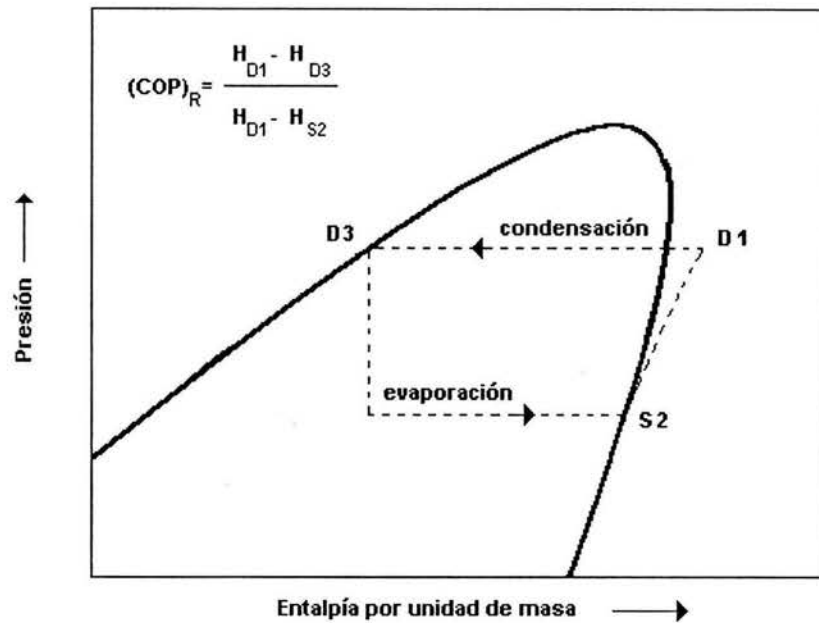


Figura 1.4 Diagrama Presión-Entalpía para el ciclo de refrigeración por compresión.

Al seleccionar el equipo y el fluido refrigerante para un sistema de compresión de vapor se deben de tener en cuenta los siguientes parámetros:

La temperatura de evaporación T_{EV}

La relación de compresión $(RC) = P_{CO} / P_{EV}$

La temperatura de condensación T_{CO}

El coeficiente de operación teórico Rankine $(COP)_R$

Los parámetros antes mencionados no son independientes ya que al definir dos parámetros se definen automáticamente los otros dos para un fluido refrigerante dado.

El parámetro de T_{EV} depende en gran medida de la temperatura requerida en el espacio o cuerpo refrigerado T_{RE} debido a que el gradiente térmico en el evaporador lo conocemos como $(T_{RE} - T_{EV})$. El parámetro $(RC) = P_{CO} / P_{EV}$ depende de las características del compresor disponible. El parámetro T_{CO} depende de las características del sumidero de calor, el cual lo podemos representar por T_S , debido a que el gradiente térmico en el condensador lo conocemos como: $(T_{CO} - T_S)$.

1.4 BASES TERMODINAMICAS DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.

Este sistema de refrigeración es muy parecido al sistema de compresión mecánico de vapor, solo que en este se sustituye el compresor por una bomba y un generador. La bomba hace circular el líquido absorbente. El fluido evaporado es absorbido por el fluido circulante y la presión se incrementa por medio de la bomba antes de entrar en el generador. Se le suministra una cantidad de calor Q_{GE} en el generador para vaporizar a alta presión el fluido de trabajo requerido para alimentar el condensador.

La figura 1.5 muestra en forma esquemática un refrigerador por absorción.

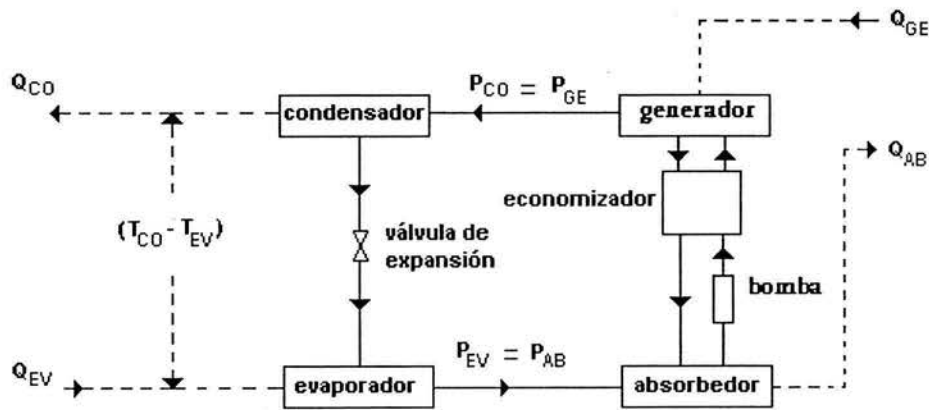


Figura 1.5 Diagrama esquemático de un refrigerador por absorción

La bomba en el circuito secundario de la bomba de calor provee la razón de compresión que se necesita $(CR) = P_{CO} / P_{EV}$

El coeficiente de rendimiento de un sistema de refrigeración por absorción se define como:

$$(COP) = Q_{EV} / Q_{GE} \quad (1.5)$$

En el sistema de absorción convencional hay dos niveles de presión

$$P_{EV} = P_{GE} > P_{EV} = P_{AB} \quad (1.6)$$

y tres o cuatro niveles térmicos

$$T_{GE} > T_{CO} \geq T_{AB} > T_{EV} \quad (1.7)$$

Dependiendo si el condensador y el evaporador operan a la misma temperatura como se puede ver en la figura 1.6.

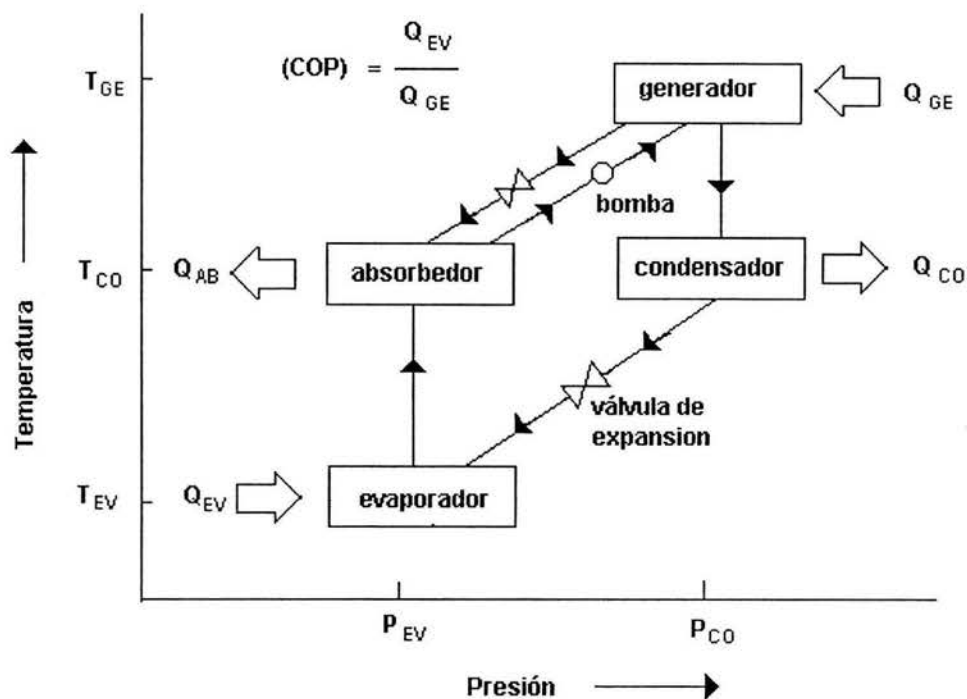


Figura 1.6 Nivel de presión y temperatura en un refrigerador por absorción

Termodinámicamente un refrigerador por absorción es equivalente a una máquina térmica que opera un refrigerador de compresión de vapor.

La refrigeración por absorción se usa cada vez más en refrigeradores para acondicionar el aire, en los que resultan adecuadas temperaturas de refrigerante entre 7 y 10 °C aproximadamente. En este rango de temperaturas puede emplearse agua como refrigerante, y una disolución acuosa de alguna sal, generalmente bromuro de litio, como material absorbente. El agua hierve a una temperatura muy baja en el evaporador porque la presión allí es muy reducida. El vapor frío se absorbe en la disolución salina concentrada. Después, esta disolución se bombea al generador donde, a temperatura elevada, se hace hervir el agua sobrante para aumentar la concentración de sal en la disolución; ésta, después de enfriarse, circula de vuelta al absorbedor para completar el ciclo. El sistema funciona con un vacío elevado: la presión del evaporador es aproximadamente de 1 kPa, y el generador y el condensador están a unos 10 kPa. Generalmente, estas unidades se calientan con llama directa o utilizan vapor generado en una caldera.

1.5 LOS REFRIGERANTES

De manera general, un refrigerante es cualquier cuerpo o sustancia que actúe como agente de enfriamiento, absorbiendo calor de otro cuerpo o sustancia. Desde el punto de vista de la refrigeración mecánica por evaporación de un líquido y la compresión de vapor, se puede definir al refrigerante como el medio para transportar calor desde donde lo absorbe por ebullición, a baja temperatura y presión, hasta donde lo rechaza al condensarse a alta temperatura y presión.

El refrigerante es una sustancia que puede cambiar rápidamente a vapor por ebullición y después a líquido por condensación. El refrigerante ha de poder hacer este cambio repetidamente sin que alteren sus características.

Los refrigerantes son los fluidos vitales en cualquier sistema de refrigeración mecánica. Cualquier sustancia que cambie de líquido a vapor y viceversa, puede funcionar como refrigerante, y dependiendo del rango de presiones y temperaturas a que haga estos cambios, va a tener una aplicación útil comercialmente.

Algunos refrigerantes más utilizados en el sistema de compresión son los siguientes:

R-12 (CCl₂F₂). Es el refrigerante más utilizado. Es seguro, no tóxico, no inflamable, no explosivo. Es muy estable y no se descompone aun bajo condiciones extremas de operación. Sin embargo si se pone en contacto con una flama abierta se descompone en productos muy tóxicos. Tiene una temperatura de ebullición de -29.4 °C a presión atmosférica lo cual lo hace útil para todo tipo de aplicaciones. Este refrigerante ya no es usado actualmente.

R-22 (CHClF₂). Se desarrolló para temperaturas bajas, ya que tiene temperatura de ebullición de -40.8 °C. Tiene un efecto destructor de la capa de ozono aunque 20 veces menor que el R-12. Este refrigerante en poco tiempo no se usará más.

R-114 (C₂F₄Cl₂). Tiene un punto de ebullición de -3.56 °C a condiciones atmosféricas, baja presión de operación. Se usa generalmente con compresores centrífugos en grandes instalaciones. También tiene efecto destructor del ozono al igual que el R-12.

R-717 (NH₃). Aunque el amoniaco es tóxico, inflamable y explosivo bajo ciertas condiciones, sus propiedades térmicas lo hacen insustituible en plantas de hielo, plantas empacadoras y grandes bodegas frigoríficas. El amoniaco tiene un punto de ebullición a presión atmosférica de -33.34 °C y presiones de operación moderadas.

R-134a (C₂H₂F₂). Este refrigerante es similar termodinámicamente al R-12 pero no contiene cloro y por lo tanto no daña la capa de ozono. Se podrá utilizar en el futuro si no tiene problemas de toxicidad.

1.6 PROPIEDADES DE LOS REFRIGERANTES.

Los factores principales que determinan el funcionamiento de un sistema de refrigeración son las propiedades del fluido refrigerante, para que un líquido pueda ser utilizado como refrigerante, debe tener ciertas propiedades tanto físicas, químicas y termodinámicas que lo hagan económico y al mismo tiempo seguro. El refrigerante ideal será aquél que sea capaz de descargar en el condensador todo el calor que absorba del evaporador, la línea de succión y el compresor y además debe reunir las siguientes propiedades:

Propiedades Termodinámicas

1. **Presión** - Debe operar con presiones positivas.
2. **Temperatura** - Debe tener una temperatura crítica por arriba de la temperatura de condensación. Debe tener una temperatura de congelación por debajo de la temperatura del evaporador. Debe tener una temperatura de ebullición baja.
3. **Volumen** - Debe tener un valor bajo de volumen específico en fase vapor, y un valor alto de volumen en fase líquida.
4. **Entalpia** - Debe tener un valor alto de calor latente de vaporización.

Propiedades Físicas y Químicas

1. No debe ser tóxico ni venenoso.
2. No debe ser explosivo ni inflamable.
3. No debe tener efecto sobre otros materiales.
4. Fácil de detectar cuando se fuga.
5. Debe ser miscible con el aceite.
6. No debe reaccionar con la humedad.
7. Debe ser un compuesto térmico y químicamente estable.
8. Debe tener propiedades tanto físicas como termodinámicas adecuadas de acuerdo al rango de operación.
9. Bajo costo y disponibilidad.

Se comprende fácilmente que ninguno de los refrigerantes conocidos reúne todas estas cualidades. Desgraciadamente, todos los refrigerantes regresan al evaporador arrastrando una cierta porción de calor, reduciendo la capacidad del refrigerante para absorber calor en el lado de baja, en pocas palabras, no existe un refrigerante ideal, por lo que, basándose en un balance de ventajas, deberá seleccionarse el que reúna el mayor número de estas características de acuerdo al diseño requerido.

1.7 PROPIEDADES DE LOS ABSORBENTES

Los absorbentes deben tener un punto de ebullición alto y una presión de vapor despreciable para evitar su transferencia hacia el condensador. Podemos tomar como regla general, la diferencia entre los puntos de ebullición del fluido refrigerante y el absorbente deberá estar por arriba de los 200 °C.

Se pueden utilizar absorbentes líquidos o sólidos aunque al utilizar absorbentes sólidos el ciclo tiene que ser intermitente. El absorbente debe tener una gran afinidad hacia el refrigerante lo cual es indispensable para el proceso de absorción.

La mezcla debe de tener una solubilidad completa del absorbente en el fluido de trabajo, sobre un rango grande de concentraciones para que no se cristalice durante la operación.

1.8 MEZCLAS USADAS EN UN SISTEMA DE ABSORCIÓN

Mencionaremos a grandes rasgos algunas de las mezclas utilizadas en un sistema de absorción.

Amoniaco-agua. Es la mezcla más conocida, donde el amoniaco es el refrigerante y el agua el absorbente. Tiene una gran variedad de aplicaciones desde refrigeradores convencionales hasta sistemas de aire acondicionado. La gran ventaja del amoniaco es el calor latente de vaporización alto y valores de entalpía por unidad de volumen grandes, lo que permite hacer equipos compactos. Debido a la presión de vapor relativamente alta del agua se requiere una etapa de rectificación del vapor y esto degrada la eficiencia. Aun pequeñas cantidades de agua pasando al condensador y entrando al evaporador absorbe amoniaco y evita la evaporación.

Agua-bromuro de litio. La tecnología de esta mezcla es la más avanzada. El refrigerante es el agua y el absorbente es el bromuro de litio. El agua tiene el calor latente de vaporización más alto de todos los líquidos, una temperatura crítica alta pero la desventaja de una presión de vapor relativamente baja. En consecuencia, presenta volúmenes específicos altos requiriendo equipos voluminosos. Este es el sistema utilizado en sistemas de refrigeración para producir agua fría y aire acondicionado. La operación por debajo de los 0 °C no es posible debido al punto de congelación del agua. El bromuro de litio es corrosivo al acero inoxidable y se deben de agregar inhibidores de corrosión.

Agua-sales inorgánicas. Se han propuesto una serie de absorbentes que sustituyan al bromuro de litio debido a que es muy corrosivo, tiene poca disponibilidad y tiene un alto costo. Algunas sales consideradas son el cloruro de calcio, cloruro de litio y el nitrato de litio. Las sales son excelentes debido a que no tienen presión de vapor, sin embargo, solo son miscibles con agua sobre un rango limitado de concentraciones.

Alcohol-agua. El metanol tiene el calor latente de vaporización mayor de los dos y se ha utilizado con el bromuro de litio. Tiene la ventaja sobre el bromuro de litio-agua de que puede operar por debajo de los 0 °C. Uno de los problemas en esta mezcla es que el metanol es tóxico, inflamable y corrosivo, también ocasiona corrosión a altas temperaturas.

Amoniaco y aminas con sales. Algunas sales que se utilizan con amoniaco son tiocianato de sodio, tiocianato de litio, nitrato de litio y cloruro de calcio. Las aminas se han investigado como sustitutos del amoniaco. Algunas aminas consideradas son: la metilamina, etilamina y dimetilamina. La metilamina es atractiva por que presenta un calor latente de vaporización alto, buena estabilidad y una presión de vapor menor que el amoniaco.

Fluorocarbonos-líquidos orgánicos. Los fluorocarbonos utilizados en sistemas por compresión mecánica de vapor son obviamente excelentes refrigerantes y se les ha estudiado para utilizarse en sistemas de absorción. Los refrigerantes más estudiados son: R21, R22, R123a y R133a. La variedad de los líquidos absorbentes incluye tetraetilenglicoldimetilether (TEGME) ó (E-181), Dimetilformamida (DMF), etiletetrahidrofurileter (ETFE) y dietilenglicoldimetileter (DEGDME).

1.9 SITUACIÓN ACTUAL DE LA REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

En todo el mundo hay una gran variedad de aplicaciones en las industrias de proceso en las que se utiliza la refrigeración por absorción. La mayor parte de los sistemas de absorción han sido desarrollados para generación de frío utilizando amoniaco/agua como par de trabajo. Esta tecnología está bien desarrollada y aceptada ampliamente en países europeos como Alemania, Francia y Suecia. Sin embargo, el par de trabajo agua/bromuro de litio es el que más se utiliza en los sistemas por absorción desarrollados en Japón, los Estados Unidos y el Reino Unido. Cuando se requiere enfriamiento en el rango de -60°C a -40°C , la única opción es el par de trabajo amoniaco/agua.

En India se han instalado cuatro enfriadores por absorción que utilizan amoniaco/agua en plantas de fertilizantes, para producir enfriamiento en un rango de -30 a -10°C , utilizando vapor de baja presión o agua caliente de proceso. La India tiene un potencial considerable para los sistemas de enfriadores por absorción y bombas de calor. Sin embargo, estas unidades tienen que importarse en su totalidad.

En Suecia se están probando unidades de 4 MW y los resultados obtenidos deberán impulsar el desarrollo y aplicación de los sistemas de absorción.

La International Research development Company, Ltd., de Inglaterra, tiene una pequeña bomba de calor experimental de laboratorio (10 Kw) que utiliza agua/ácido sulfúrico que puede utilizar corrientes de calor de desecho hasta de 220°C . Tienen planes para construir una unidad de 300 Kw.

El Institut Genie Chemie de Toulouse (IGCT) de Francia, ha construido una unidad de 100 Kw que opera con agua/bromuro de litio que se ha destinado para aplicación en un proceso de secado industrial. La unidad se opera como bomba de calor y es alimentada por calor de desecho a 177°C para producir vapor a 140°C ; la unidad tiene un COP de 1.5. Actualmente, tienen planes para construir una unidad de demostración con una capacidad de 1,000 Kw.

Batelle Columbus Lab., de los Estados Unidos de América modificó un enfriador por absorción de agua/bromuro de litio de 180 ton, para usarlo como unidad de prueba de rectificación de temperatura industrial (ITB). Con dichos sistemas se espera un periodo de amortización de la inversión de uno a tres años. Se está considerando una bomba de calor por absorción de 1 MW de capacidad para usos industriales de hasta 100 °C.

Los enfriadores por absorción a escala comercial que utilizan agua/bromuro de litio, proceden principalmente de Japón. Estas unidades son capaces de producir agua helada con un coeficiente de rendimiento de 0.5 para un solo paso y 1.0 para dos pasos. Normalmente, un enfriador de dos pasos puede producir 100 tons de refrigeración con 500 Kg/h de vapor de mediana presión (10 bar). Principalmente son las compañías japonesas quienes comercializan las bombas de calor tipo paquete para dos rangos de temperatura. Existen bombas de calor por absorción para usos de hasta 90°C. Se han alcanzado coeficientes de rendimiento (calor cedido por unidad de calor suministrado) en un rango de 1.6 a 1.9.

Los japoneses han aplicado las bombas de calor en los procesos de generación de agua caliente y vapor para la fermentación, destilación, esterilización y otros procesos, principalmente en las industrias de alimentos, químicas, textiles y de papel. Tokyo Sanyo ofrece una bomba de calor de agua/bromuro de litio así como un transformador de calor. La capacidad varía entre 88 - 3,500 Kw. El transformador térmico comercializado por Tokyo Sanyo es capaz de producir agua caliente de proceso a 133°C a partir de una corriente de calor de desecho a 85°C con una temperatura de agua de enfriamiento a 32°C.

1.10 DESARROLLO DE LA REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN EN MÉXICO

México tiene enormes reservas de calor de baja calidad en forma de energía geotérmica, calor solar y calor de desecho de procesos industriales. Las bombas de calor se pueden utilizar para elevar a un nivel más útil la temperatura de este calor de baja calidad, por ejemplo para producir vapor de baja presión. En forma alternativa el calor de baja calidad puede alimentarse a un sistema de refrigeración o a un enfriador por absorción operado por calor. Se calcula que en México se pierde entre 35 y 50% de todos los alimentos producidos debido a que no se cuenta con instalaciones de refrigeración y manejo adecuado. Las principales pérdidas se centran en los productos del mar. Esto representa una importante carga económica para el país, ya que México también importa grandes cantidades de alimentos. Los enormes recursos con que cuenta México en materia de calor de baja calidad podrían utilizarse para operar en gran escala unidades de refrigeración por absorción accionadas por calor, para poder almacenar productos perecederos.

El desarrollo de las bombas de calor podría ayudar a reducir el consumo de petróleo y otros combustibles fósiles en México. Puesto que la energía conservada o reciclada es la forma más barata y más limpia de energía, la tecnología de las bombas de calor puede contribuir a un medio ambiente más limpio así como a una economía más eficiente.

1.11 DESARROLLO DE LA REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN EN EL INSTITUTO DE INVESTIGACIONES ELÉCTRICAS (IIE).

A principios de los 90'S, el IIE desarrolló un refrigerador por absorción accionado por calor instalado en el campo geotérmico de Cerro Prieto cerca de Mexicali, Baja California:

Para demostrar la factibilidad técnica de operar sistemas de refrigeración por absorción accionados por calor geotérmico de baja calidad, se instaló en el campo geotérmico de Cerro Prieto, un prototipo de refrigerador por absorción amoníaco/agua, con una capacidad nominal de enfriamiento de 10.5 Kw. En este campo geotérmico, la temperatura ambiente excede los 40°C y la temperatura del agua de enfriamiento alcanza los 30°C. Este refrigerador prototipo se diseñó e instaló originalmente en el campo geotérmico de los Azufres, donde las condiciones ambientales son menos críticas que en Cerro Prieto. La unidad fue modificada para que pudiera funcionar en Cerro Prieto a temperaturas mayores en el absorbedor y el condensador. La unidad ha funcionado con éxito con temperaturas de enfriamiento hasta de -5°C.

Para este estudio experimental se seleccionó un ciclo de absorción de un paso amoníaco/agua, ya que se requerían temperaturas de evaporación de 0°C o más bajas y temperaturas de generación del orden de 100°C. En este ciclo el amoníaco es el refrigerante y el agua el absorbente que circula en el circuito secundario. La temperatura del agua de enfriamiento se diseñó para poder alcanzar estas bajas temperaturas de evaporación y generación. Aunque Cerro Prieto es un campo geotérmico de alta entalpía, el objetivo del estudio fue el de operar el refrigerador por absorción utilizando calor con una temperatura relativamente baja que predomina en los campos geotérmicos.

Los datos experimentales obtenidos a partir de este prototipo de refrigerador por absorción se utilizarán para mejorar el diseño y operación del sistema y proporcionarán una base excelente para el diseño a gran escala de sistemas de refrigeración por absorción accionados por calor que puedan funcionar en todo el mundo con diversos tipos de calor de baja entalpía.

1.12 PERSPECTIVAS DE LA REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

Demasiadas actividades bajo el patrocinio de numerosos organismos presentan una discusión detallada de proyectos de investigación alrededor del mundo. Se espera desarrollar sistemas operados por gas. El asunto de los clorofluorocarbonos (CFC) es de vital importancia en la industria del Aire Acondicionado, estos dejarán de tener uso continuo debido al problema por demás conocido de la destrucción de la capa de ozono. No obstante se realizan muchas investigaciones para encontrar reemplazos a los CFC. Entre otras opciones esta el uso de refrigerantes mixtos, que bajo ciertas circunstancias prometen control de la capacidad y alta eficiencia.

Los sistemas por absorción son una tecnología comprobada en el campo del Aire Acondicionado. Una de sus principales ventajas es que no emplea CFC.

CAPÍTULO 2

CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN MECÁNICA DE VAPOR

2.1 CICLO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN MECÁNICA DE VAPOR.

El ciclo de refrigeración que más se emplea en Aire Acondicionado es el de compresión mecánica de vapor, ya que aprovecha la propiedad que tienen los líquidos de absorber calor cuando se efectúa su vaporización y disiparlo cuando se condensan. Las principales características de este método de refrigeración son las siguientes:

- a) La energía que requiere el sistema se suministra en forma de trabajo mecánico.
- b) La sustancia de trabajo (refrigerante), sufre cambios de fase líquido-vapor y viceversa durante el ciclo de refrigeración.

El ciclo de refrigeración por compresión mecánica de vapor, esta compuesto de cuatro procesos fundamentales los cuales son: evaporación, compresión, condensación y estrangulación.

Para que puedan realizarse los procesos anteriores se necesita contar con un sistema de refrigeración que contenga los siguientes elementos:

- Evaporador,
- Compresor,
- Recipiente de almacenamiento de líquido,
- Dispositivo de control del fluido refrigerante (válvula o tubo capilar).

Además se requiere de tuberías que interconecten las diferentes partes del sistema anteriormente mencionadas:

- Línea de succión (conecta el evaporador al condensador).
- Línea de descarga (conecta el compresor al condensador).

- Línea de líquido (conecta el recipiente de almacenamiento de líquido con el dispositivo de control).

Para hacer operativo el sistema de refrigeración se necesita disponer de una sustancia de trabajo que sea la que transporte el flujo térmico de baja temperatura a alta temperatura, esa sustancia la conocemos como “refrigerante”, el cual ya mencionamos en el primer capítulo.

2.2 CICLO TEÓRICO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN MECÁNICA DE VAPOR.

En el ciclo teórico de refrigeración por compresión mecánica no se consideran las caídas de presión en los equipos ni en las tuberías. La descripción del ciclo está representada en la figura 2.1, en la cual se puede observar que en el evaporador hay una absorción de calor y en el condensador hay calor rechazado, además se muestra que en el compresor se genera un trabajo. La figura 2.1 se muestra a continuación:

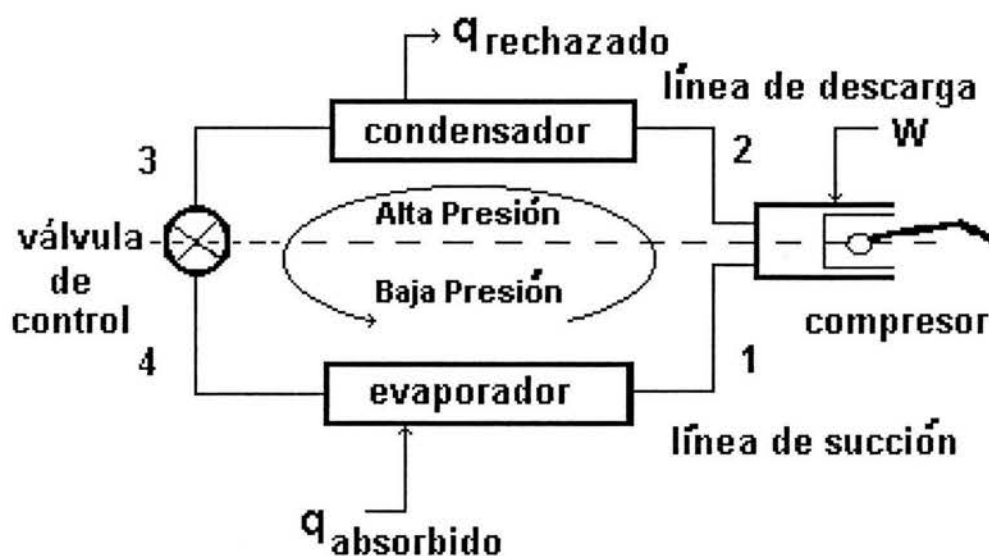


Figura 2.1 Ciclo de refrigeración por compresión mecánica.

El refrigerante entra al evaporador estando en las condiciones 4, como vapor húmedo de baja calidad y a una presión tal que su temperatura de saturación sea inferior a la temperatura de la sustancia que se quiere enfriar. En el evaporador el calor del espacio a acondicionar fluye hacia el refrigerante, ya que debido a la disposición de este elemento se hace circular aire por la parte externa de la tubería (este aire es el que se desea enfriar); así se establece el flujo térmico hacia el refrigerante, que se evapora a baja temperatura, es decir, el refrigerante absorbe el calor latente necesario del espacio a refrigerar para evaporarse. Durante el proceso de evaporación, la temperatura del

refrigerante, permanece constante y sale del evaporador como vapor saturado de baja temperatura (esto lo observamos en el punto 1).

En la línea de succión se transporta el vapor de baja presión del evaporador al compresor.

En el punto 1 el refrigerante entra como vapor saturado al compresor, en donde se le suministra trabajo mecánico. Para que el calor del refrigerante pueda fluir al medio condensador (aire o agua), se requiere que el medio condensador tenga menos temperatura que el refrigerante, por ello hay que incrementar la temperatura del refrigerante comprimiéndolo en el compresor para lograr una temperatura superior y así el refrigerante sale como vapor sobrecalentado a alta presión y a alta temperatura (esto lo observamos en el punto 2).

En la línea de descarga se transporta el vapor de alta presión del compresor al condensador.

Después de la salida del compresor el refrigerante entra al condensador (punto 2) y debido a que su temperatura de saturación es superior a la del medio de condensación (aire o agua), se establece un flujo térmico del refrigerante hacia el medio de condensación. El condensador provee la superficie de transmisión de calor necesaria para que el calor fluya del refrigerante hacia el medio exterior, entonces el refrigerante se condensa (a presión y temperatura constante) y sale como líquido saturado a alta presión y a alta temperatura (lo podemos ver en el punto 3).

Cuando el sistema de refrigeración cuenta con un sistema de almacenamiento, el refrigerante en fase líquida se acumula antes de pasar por el dispositivo de control el cual puede ser una válvula de expansión o tubo capilar, que son los dos tipos prácticos de dispositivos utilizados, estos tienen aberturas estrechas lo que provoca que al pasar el refrigerante, este pierda presión hasta llevarlo a las condiciones del punto 4 donde comienza un nuevo ciclo; este dispositivo controla automáticamente el flujo de refrigerante líquido que entra al evaporador.

2.3 ANÁLISIS TÉRMICO DEL CICLO TEÓRICO DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN MECÁNICA

El análisis térmico del ciclo se logra conociendo los valores de entalpías del refrigerante en cada uno de los puntos del ciclo. El análisis correspondiente es el siguiente:

4→1 Proceso de evaporación (isobárico).

El refrigerante pasa de la fase vapor húmedo, a la de vapor saturado, por medio de un proceso isobárico.

El calor que se suministra al refrigerante por unidad de masa es:

$$q_0 = h_1 - h_4 \quad (2.1)$$

donde:

q_0 = calor suministrado al refrigerante [kJ/kg]

h_4 = entalpía del vapor húmedo a la entrada del evaporador [kJ/kg]

h_1 = entalpía del vapor saturado a la salida del evaporador y a la entrada del compresor [kJ/kg]

El flujo térmico que se suministra al gasto másico de refrigerante m , que circula por el evaporador es:

$$Q_0 = m (h_1 - h_4) = m q_0 \quad [\text{kW}] \quad (2.2)$$

La diferencia de entalpía ($h_1 - h_4$) se le conoce como efecto refrigerante, (e.r.), por lo que q_0 y Q_0 se pueden expresar también por:

$$q_0 = \text{e.r.} \quad (2.3)$$

$$Q_0 = m (\text{e.r.}) \quad (2.4)$$

1→2 Proceso de compresión (isoentrópico).

El refrigerante pasa de vapor saturado a baja presión y de baja temperatura, a vapor sobrecalentado a alta presión y temperatura, por medio de un proceso isoentrópico. El trabajo que se suministra al refrigerante por unidad de masa lo representamos con la siguiente ecuación:

$$|W| = h_2 - h_1 \quad [\text{kJ/kg}] \quad (2.5)$$

donde :

h_2 = entalpía de vapor sobrecalentado a la salida del compresor y a la entrada del condensador [kJ/kg]

La potencia que se suministra al gasto másico de refrigerante, m , que circula por el compresor es:

$$|P| = m (h_2 - h_1) = m |W| \quad [\text{kW}] \quad (2.6)$$

2→3 Proceso de condensación (isobárico).

El refrigerante pasa de vapor sobrecalentado a líquido saturado, por medio de un proceso isobárico. El calor que cede el refrigerante por unidad de masa es:

$$|q| = h_2 - h_3 \quad [\text{kJ/kg}] \quad (2.7)$$

donde :

h_3 = entalpía de líquido saturado a la salida del condensador y a la entrada del dispositivo de control [kJ/kg]

El flujo térmico total que suministra el gasto de refrigerante m , que circula por el condensador, hacia el medio de condensación, es:

$$|Q| = m (h_2 - h_3) = m |q| \quad [kW] \quad (2.8)$$

3→4 Proceso de expansión (isoentálpico).

El refrigerante disminuye de presión al pasar por el dispositivo de control y pasa de líquido saturado de alta presión y temperatura, a vapor húmedo de baja presión y temperatura. Para este caso:

$$h_3 = h_4$$

La representación del ciclo en los ejes P – h se muestra en la figura 2.2

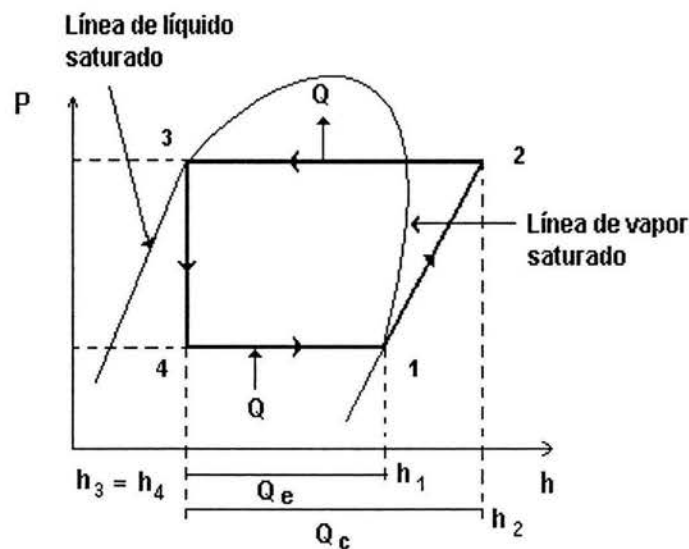


Figura 2.2 Representación del ciclo teórico de refrigeración en los ejes P-h

2.4 CICLO REAL DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN MECÁNICA.

Se ha mencionado el ciclo teórico de refrigeración pero es imposible que se cumplan todas las condiciones ideales mencionadas ya que hay algunas variaciones en el ciclo real, las cuales consisten en pérdidas de presión en el dimensionado de los conductos refrigerantes. Estas condiciones deben preverse para establecer las condiciones lo más ajustadas posibles a las que se someterá en realidad el fluido refrigerante que vaya a utilizarse y nos servirá para dimensionar los elementos de modo que las cumplan.

En el ciclo real, el líquido que sale del condensador se subenfía y pierde presión por rozamiento al pasar de 1 a 2. En la figura 2.3 se indica 1°C , esto quiere decir que las pérdidas de presión es tal que equivale a un intervalo de temperatura de 1°C .

El vapor que sale del evaporador se recalienta, hasta 4, unos 5°C , y pierde presión por rozamiento de 4 a 5 el equivalente a 2°C , con un nuevo recalentamiento de 13°C . En 6 se produce un enfriamiento hasta 7 de unos 10°C , perdiendo simultáneamente presión, el equivalente de 1°C .

Esta son las variaciones que hay en un ciclo ideal, ya que en este no hay subenfriamiento ni recalentamiento y en el ciclo real o en el ciclo práctico se tienen que considerar.

La variación de los $^{\circ}\text{C}$ que se indican en la figura 2.3, correspondientes a la presión, son una forma de indicar aumentos o disminución de presión.

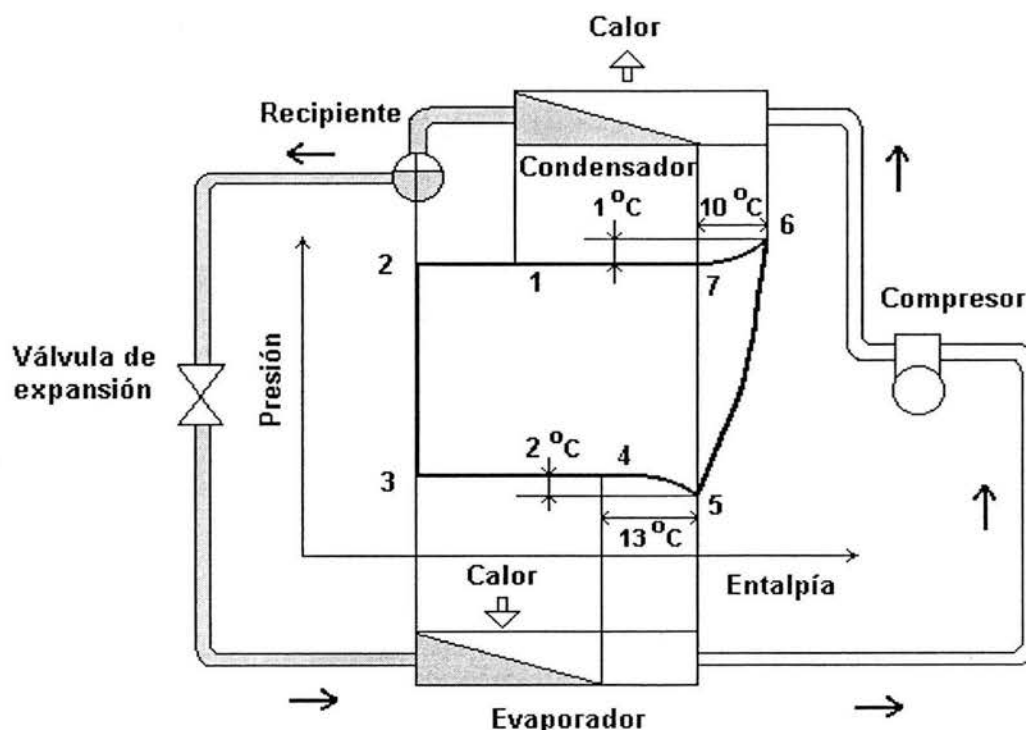


Figura 2.3 Representación del ciclo real. Identificación de los puntos sobre el diagrama del refrigerante

2.5 CONCEPTOS DEL CILO REAL DE REFRIGERACIÓN.

Los siguientes conceptos y fórmulas son con base a la figura 2.3

Rendimiento volumétrico.

Toda máquina tiene un rendimiento volumétrico (η_v). Este rendimiento se puede conocer a través de las características mecánicas que proporciona el fabricante. En el caso de los compresores, es bastante frecuente encontrarse con valores de 0.85 a 0.95. también el rendimiento de acoplamiento (η_i) entre el motor y el compresor.

Rendimiento isoentrópico.

Se denomina así al producto del rendimiento volumétrico y el rendimiento mecánico, es decir:

$$\eta_i = (\eta_v) (\eta_m)$$

que representa la influencia del compresor en la eficacia realmente conseguida del refrigerante.

Caudal másico.

Para determinar el caudal másico que debe de mover el compresor se aplica la siguiente expresión:

$$m = P_{\text{frigorífica}} / \Delta h_{\text{evaporación}}$$

siendo:

m = el caudal másico en kg/s.

$P_{\text{frigorífica}}$ = la potencia frigorífica en kW; si esta potencia se expresara en kcal/h y $\Delta h_{\text{evaporación}}$ en kcal/kg, el caudal másico se expresaría en kg/h.

$\Delta h_{\text{evaporación}}$ = es la diferencia de entalpías entre la salida y la entrada del evaporador en kJ/kg, o kcal/kg, si utilizamos la segunda forma.

Volumen real.

Conociendo el volumen específico en el punto de aspiración en m^3/kg de refrigerante V_e y multiplicándolo por el caudal másico en kg/s puede calcularse el volumen geométrico del compresor V_g ; así:

$$V_g = (m) (V_e)$$

El volumen real o desplazamiento que lleva a cabo el compresor siempre deberá ser mayor, ya que este tiene un rendimiento volumétrico inferior a la unidad; por tanto,

$$V_r = (V_g) (1/ \eta_v)$$

En la que el volumen real vendrá dado en m^3/s (caudal volumen).

Potencia absorbida del compresor.

Para hallar dicha potencia se emplea la expresión:

$$P_a = (h_6 - h_5) (\dot{m})$$

siendo:

P_a = la potencia absorbida dada en kW.

$h_6 - h_5$ = es la diferencia de entalpías entre la salida y la entrada del compresor

Si la potencia se quisiera expresar en caballos de vapor se utiliza la siguiente expresión:

$$P_a = (h_6 - h_5) (\dot{m}) / 632$$

632 es el factor para transformar las kcal/h en CV (caballos de vapor).

Coefficiente de rendimiento, COP

En un ciclo de refrigeración puede expresarse la eficiencia del mismo como la relación entre el calor absorbido del recinto refrigerado (el frío producido) y la energía térmica equivalente que se necesita proporcionar al compresor. Se calcula de la siguiente manera:

$$\text{COP} = \text{Efecto refrigerante} / \text{Trabajo de compresión}$$

$$\text{COP} = h_4 - h_3 / h_6 - h_5$$

2.6 COMPONENTES DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR COMPRESIÓN MECÁNICA

2.6.1 COMPRESORES.

Existe una gran cantidad de compresores que son aptos para ser utilizados en instalaciones frigoríficas, no obstante, podemos establecer dos grandes grupos, los cuales son: las máquinas de desplazamiento positivo y las máquinas aerodinámicas.

La elección más adecuada de un compresor depende de múltiples factores que influyen, entre esos factores destacan los siguientes:

- Dimensión y peso.
- Vibración e inercia de piezas móviles.
- Duración desde el punto de vista mecánico.
- Regularidad en el suministro de caudal.

- Existencia o no de válvulas.
- Condiciones de mezcla aceite-refrigerante.
- Características caudal-presión.
- Relación de compresión.

Dentro de los compresores aerodinámicos encontramos los centrífugos y los de flujo axial. Una de las ventajas principales de estos compresores es la de no contaminar el refrigerante con el aire, aunque el caudal que desplaza es muy variable en función de las fluctuaciones de la presión. A continuación se mencionan algunas características de los dos compresores antes mencionados.

Compresores centrífugos. Puede desplazar grandes volúmenes de gas refrigerante, en general con bajas relaciones de compresión. La compresión se consigue por la aceleración del gas en el rotor, al aumentar el cuadrado de la velocidad periférica, se incrementa el valor de la compresión. Para que esto suceda deberán obtenerse valores altos de velocidad.

Otro factor que influye en la relación de compresión es la masa específica del refrigerante. Se deben usar de preferencia refrigerantes pesados, es decir, los fluidos halógenos se utilizan más.

Los compresores de tipo centrífugos son usados típicamente para sistemas grandes que exceden las 1000 toneladas y estos pueden ser accionados por un motor eléctrico.

Compresores de flujo axial. Se emplean fundamentalmente en industrias químicas y en aplicaciones de aire acondicionado, o en compresión de aire con grandes volúmenes.

Suponemos menores dimensiones, pesos y una mayor simplificación de elementos auxiliares, debido a su menor ruido, menor vibración y mayor facilidad de insonorización.

Son muy utilizados en grandes potencias. Con halogenados y a partir de 8 CV se emplean en lugar de compresores centrífugos.

Dentro de los compresores de desplazamiento positivo encontramos los alternativos y los rotativos, y dentro de los rotativos encontramos los de flujo rotativo, los de paletas, los de engranes y los de tornillo. A continuación mencionaremos algunas características de estos compresores.

Compresores rotativos. El movimiento de las máquinas es circular y continuo. Poseen acoplamiento directo del elemento motor y no tiene válvulas de admisión o aspiración, circulando el gas siempre en el mismo sentido.

Admiten elevadas relaciones de compresión, ya que el aceite de engrase, sirve además como refrigerante, sustrayendo el calor producido por la compresión.

Los de un solo rotor pueden ser de paletas o de pistón rotativo.

Los compresores de dos rotores pueden ser de engranes o de tornillos. Estos últimos tienen dos rotores en forma de hélice, uno principal y otro denominado auxiliar.

Compresores alternativos. Se basan en la transformación de un movimiento rotativo en otro alternativo, semejante a los motores de combustión interna pero en sentido inverso.

Las máquinas alternativas, principalmente las policilíndricas, han alcanzado gran implantación, utilizándose en instalaciones cuyo requerimiento de desplazamiento volumétrico sea de hasta $1.500 \text{ m}^3/\text{h}$ aproximadamente.

Los compresores alternativos pueden clasificarse en función de sus principales características físicas, constructivas y funcionales.

Se puede hablar del compresor alternativo en función de:

- 1.- Tipo de construcción (abierto, cerrado, semihermético)
- 2.- Número de efectos (simple o doble)
- 3.- Su forma (horizontal, vertical, V, etc.)
- 4.- Número de compresiones (una o dos etapas)
- 5.- Sentido de flujo (alternativo o continuo)

2.6.2 CONDENSADORES

Los tipos de condensadores, según la forma de disipación del calor y del medio utilizado son:

- 1.- Condensador por aire, de circulación natural o forzada, en el que es disipado directamente el aire por transferencia de calor sensible.
- 2.- Condensador por agua de doble tubo a contracorriente, o multitubulares, en los que el calor sensible es transferido por agua. Esta agua puede ser recuperada y recirculada al condensador después de ser enfriada mediante cesión de calor sensible y latente en una torre de enfriamiento
- 3.- Condensadores evaporativos, con la utilización de serpentines de rociado simple o a contracorriente para disipar el calor en el aire por transferencia sensible y latente.

Téngase presente que el calor de evaporación promedio del agua (calor latente de evaporación) es de unos 600 kcal/kg , es decir, cada kg de agua evaporada absorbe 600 kcal . Con lo cual el consumo de agua se reduce muchísimo en relación a otros condensadores que solo usen calor sensible.

El aire tiene un valor medio de calor específico de $0.24 \text{ kcal}/(\text{kg } ^\circ\text{C})$ seco, es decir, absorbe solamente 0.24 kcal por cada kg y variación de $1 ^\circ\text{C}$.

Condensadores por aire.

El calor específico del aire seco o con ciertos valores de humedad relativa, que se encuentran disponibles para enfriar el refrigerante, es relativamente bajo. Este aspecto añadido a que el coeficiente de transmisión térmica entre el aire y un vapor condensante, como es el refrigerante procedente del compresor, es también pequeño, hace que los caudales de aire que hay que mover para producir la condensación a una determinada temperatura sean importantes.

Esta sería una razón que limitaría en principio la aplicación de condensadores por aire a potencias frigoríficas no excesivamente grandes. No obstante, y debido a la escasez cada vez mayor y por tanto a las restricciones en el consumo de agua, así como su precio, han proliferado las máquinas frigoríficas que utilizan el aire en la condensación.

Generalmente, el aire se hace circular de manera forzada, orientándolo o canalizándolo sobre el conjunto de tubos aleteados mediante electro-ventiladores. La gama de potencias resulta muy amplia, desde pocos misiles hasta más de 300.000 kcal/h, siendo la velocidad del aire del orden de 2 a 6 m/s aproximadamente.

Condensadores por agua.

Inicialmente era clásico la utilización del condensador de doble tubo a contracorriente, consistente en dos tubos de distinto diámetro colocados concéntricos; el refrigerante circula por el espacio que definen los dos tubos, y el agua por el conducto interior en sentido contrario. Pueden conseguirse valores globales de coeficiente de transmisión de calor relativamente altos, del orden de 600-700 kcal/(h* m² *°C), o más.

Una manera perfeccionada, basada en el mismo principio, es la utilización de varios tubos colocados vertical u horizontalmente. Los diámetros y la colocación de los tubos varían entre unos valores que en la actualidad son prácticamente estandarizados. Conviene aumentar al máximo la superficie de intercambio con lo cual se logra disminuir el tamaño total.

El consumo de agua suele ser mayor en los condensadores verticales que en los horizontales y también suelen ser de mayor costo.

Condensadores evaporativos.

Cuando el gasto de agua sea un factor importante, por su escasez o por su costo, pueden emplearse este tipo de condensadores. Su consumo oscila alrededor del 10% o menos de agua de condensación de la que sería necesaria en un condensador multitubular del tipo horizontal.

Se compone de ventilador, unido mediante correas a un motor eléctrico, serpentín de condensación, motobomba y filtro de agua, distribuidor y otros accesorios necesarios para su funcionamiento.

2.6.3 EVAPORADORES.

El evaporador es un aparato destinado a la producción de frío en el interior del recinto mediante la absorción de calor del mismo, utilizando para ello la vaporización de un líquido. Muchas son las posibles aplicaciones de los sistemas de refrigeración, y los evaporadores siguen en cierta manera la evolución y diseño que estas exigencias demandan en cada caso. En la tabla 2.1 se muestra un resumen de los tipos de evaporadores más frecuentes.

EVAPORADORES	Enfriamiento de líquidos	De inmersión	De serpentín
			De parrilla
			Intensivo
		Doble tubo a contracorriente	
		De lluvia	
		Multitubulares con calandria	Horizontal
			Vertical
	Especiales	Con envolvente	
		Con tambor	
	Enfriamiento de gases	Circulación natural	Tubos lisos
			Tubos aleteados
	Enfriamiento de gases	Circulación forzada	Tubos lisos
			Tubos aleteados
	Congeladores	Fabricas de hielo	
Acumuladores de frío			

Tabla 2.1 Clasificación de los tipos de Evaporadores

Algunos de los criterios por los que puede procederse a una clasificación de los evaporadores son: según como este construido, según como se comporte y circule el refrigerante, según el método de circulación del aire, entre otros.

2.6.4 VÁLVULAS DE EXPANSIÓN.

Uno de los principales elementos necesarios para conseguir el funcionamiento correcto del sistema es la válvula de expansión, la cual regula el paso del refrigerante en el estado líquido al evaporador. El funcionamiento de las válvulas de expansión puede ser de varias formas, las cuales dan pie para la siguiente clasificación:

Válvula automática accionada por presión. Esta válvula actúa por diferencia de presión en referencia al lado de baja de la instalación. Esta diferencia de presión puede quedar establecida a través de una membrana o diafragma metálico.

Válvula termostática accionada por temperatura. Son elementos de control accionados por temperatura y pueden ser de varios tipos en razón si trabajan en contacto con el evaporador o bien que actúen en función de la temperatura ambiente en el interior de la cámara o incluso sumergidos en un líquido o salmueras refrigerantes. A los primeros se les da el nombre de *bulbo* y a los interiores de recintos o cámaras de *ambiente*.

Válvula de flotador accionada por nivel de refrigerante. Son válvulas que sirven para realizar un control automático del paso de agua en condensadores de esta naturaleza.

Válvulas eléctricas. En estas válvulas el mecanismo de apertura y cierre del paso del agua se realiza en combinación con el funcionamiento del compresor, de manera que, si este funciona, la válvula permite el paso de un caudal constante de agua y lo cierra cuando el compresor se para. También se utilizan las válvulas presostáticas, que son accionadas por la parte de alta presión del circuito, es decir, fluctúan el caudal del agua en función de las oscilaciones de presión, manteniendo de esta forma una presión constante en el lado de condensación.

2.7 SISTEMA DE COMPRESIÓN DE ETAPAS MÚLTIPLES.

La compresión realizada en un solo paso sobre el intervalo total de presión, se llama compresión en una sola etapa. Al disminuir la temperatura de refrigeración, se llega a un punto en donde no resulta práctico alcanzar la relación de compresión requerida en una sola etapa, por algunas razones como son: sobrecarga del motor, acumulación de escarcha, retorno de aceite, enfriamiento del motor, entre otras.

La solución de estos problemas se obtiene mediante la compresión en *etapas múltiples*, es decir, la compresión realizada en una o más etapas sobre el intervalo total de presión. A las presiones típicas de condensación, la compresión resulta práctica hasta una temperatura aproximada de $-29\text{ }^{\circ}\text{C}$ a $-34\text{ }^{\circ}\text{C}$. Por debajo de estas temperaturas se utiliza la compresión en etapas múltiples. Hasta aproximadamente $-57\text{ }^{\circ}\text{C}$, se utiliza la compresión en dos etapas. Desde esta temperatura hasta aproximadamente $-84\text{ }^{\circ}\text{C}$, se utiliza la compresión en tres etapas.

Los intervalos que se han mencionado sólo se aproximan. Al aumentar el número de etapas se reduce la utilización de la energía a bajas temperaturas. A medida que se elevan los costos de la energía, se hace cada vez más económico el uso de las etapas múltiples a temperaturas más bajas a pesar de que los costos de los equipos son mayores.

Existen dos tipos de disposiciones de compresión de etapas múltiples: los sistemas compuestos y en cascada.

2.8 SISTEMAS EN CASCADA.

Este método de refrigeración de etapas múltiples para bajas temperaturas utiliza dos sistemas separados, cada uno con su propio refrigerante. La relación entre las dos etapas del sistema global, consiste en que el evaporador del sistema de etapa alta, llamado condensador de cascada, sirve como condensador para el sistema de etapa baja. El refrigerante que se evapora en el condensador de cascada, a una temperatura intermedia enfría y condensa el refrigerante que procede del compresor de etapa baja, hasta llegar a unos pocos grados de la temperatura correspondiente. La relación de compresión tanto de los compresores de etapa baja, como de etapa alta, se mantiene por consiguiente a un valor bajo, retando así en una ventaja de la eficiencia de la energía, sobre la compresión de una sola etapa.

El sistema de cascada posee ciertas ventajas sobre el sistema compuesto. Como en cada circuito se utiliza un refrigerante distinto, es posible seleccionar para cada etapa, aquel refrigerante cuyas propiedades sean más adecuadas para cada intervalo de temperatura. Además con este sistema se puede seleccionar un refrigerante que tenga un bajo volumen específico, manteniendo así el desplazamiento requerido del compresor a un valor bajo.

Una de las desventajas es que debido al hecho de que necesariamente existe una diferencia de temperatura a través del cambiador de calor del condensador de cascada, puede ser de que la eficiencia del sistema de cascada no sea tan bueno como la de un sistema compuesto comparable.

CAPÍTULO 3

CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN

3.1 ANTECEDENTES HISTÓRICOS.

La refrigeración por absorción fue originada en 1824 por Michael Faraday, quién comprobó que ciertos gases, los cuales se creía que solo podían existir en forma de vapor, podían ser licuados. De sus experiencias en el laboratorio Faraday encontró que uno de esos gases era el amoniaco, el cual podía ser absorbido en grandes cantidades por cristales de cloruro de plata. Faraday expuso cierta cantidad de cristales de cloruro de plata al amoniaco en estado gaseoso, hasta que el cloruro de plata absorbió todo el amoniaco que podía retener. El aparato que utilizó en su experimento consistía en un tubo de ensaye cerrado en forma de “V” invertida, el cual contenía en un extremo los cristales de cloruro de plata que utilizó previamente para absorber el amoniaco gaseoso; en ese mismo extremo del tubo se aplicó calor, mientras que en el lado opuesto fue enfriado sumergiéndolo en un recipiente con agua fría, como se muestra en la figura 3.1.

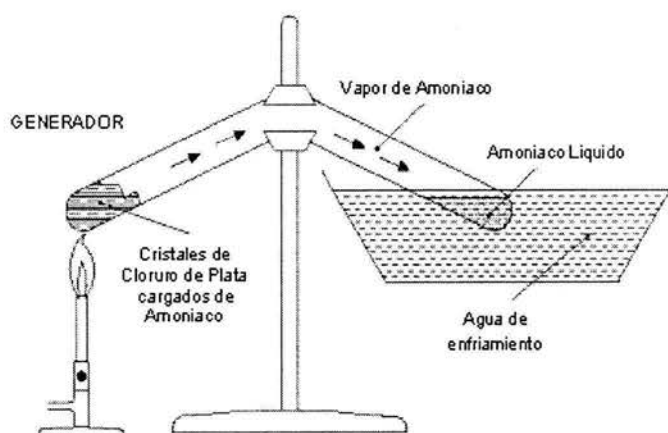


Figura 3.1 Experimento de Faraday

Poco después de haber aplicado el calor, el amoniaco gaseoso fue liberado del compuesto, mediante el desprendimiento de “humos” (vapores de amoniaco). Los humos llegaron al extremo que se encontraba sumergido en el agua y ahí se formaron gotas de amoniaco (debido a que el agua había servido como agente de remoción de calor del amoniaco gaseoso), obteniendo amoniaco en estado líquido en ese lado del tubo.

Cuando Faraday retiró la fuente de calor y el contenedor de agua, observó que casi inmediatamente después, el amoníaco líquido comenzó a hervir violentamente cambiando de nuevo al estado gaseoso y al mismo tiempo los cristales de cloruro de plata reabsorbieron los gases formados. Faraday notó que el extremo del tubo de ensaye que contenía amoníaco líquido estaba bastante frío, debido a que el amoníaco tomó calor del ambiente para poder evaporarse. Cada vez que repitió el proceso, se observó el mismo cambio.

Lo novedoso del experimento fue el hecho de que fuera posible lograr temperaturas bajas en el laboratorio cualquier número de veces sin que se alteraran los ingredientes en el tubo de ensaye. El inconveniente consiste en que la operación es intermitente y además ineficiente. A pesar de lo tosco que pueda parecer este experimento, en la actualidad se utilizan los mismos principios en los sistemas de absorción. El aparato experimental de Faraday es considerado como la primera máquina de absorción de tipo intermitente.

El primer sistema de refrigeración por absorción de operación continua fue inventado por el francés Ferdinand Carré en 1859, quién en el mismo año desarrolló el primer refrigerador en el que utilizaba un sistema de absorción amoníaco-agua.

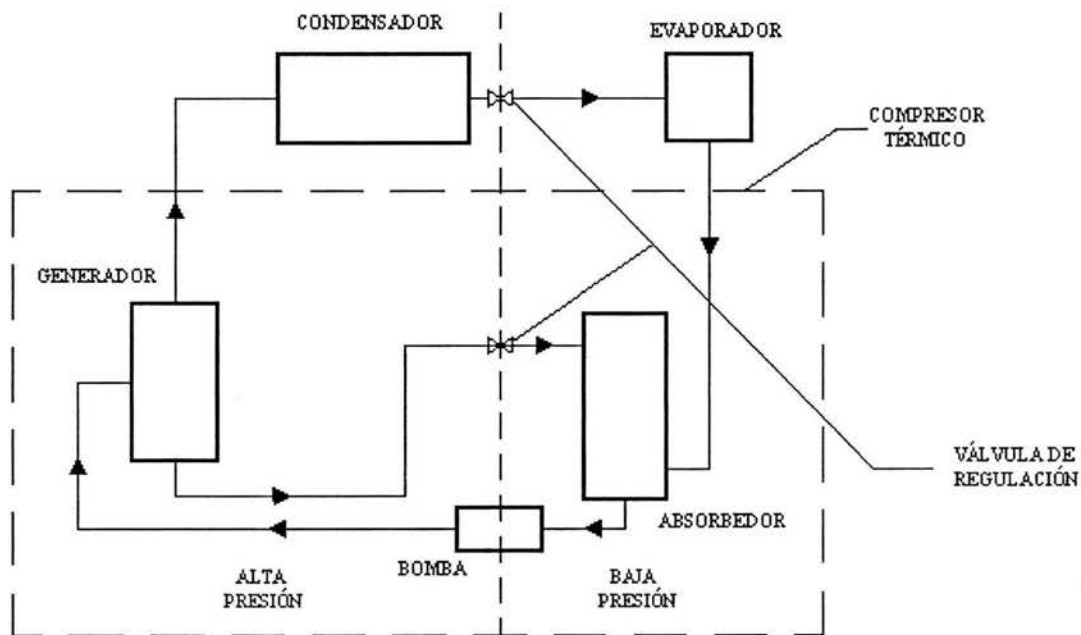


Figura 3.2 Ciclo de absorción delimitando el Compresor Térmico

Su sistema estaba compuesto por componentes capaces de efectuar la refrigeración a través de un ciclo continuo, como se muestra en la figura 3.2:

El refrigerante entra al evaporador donde se evapora a presión y temperatura baja por el calor que toma del ambiente. El vapor que sale del evaporador es absorbido en un líquido, el cual tiene una alta afinidad por el refrigerante y es transferido por medio de la bomba al calentador

o generador, ahí le es aplicado calor el cual reduce la afinidad del líquido separándolo del vapor refrigerante y además eleva el vapor refrigerante a una alta presión, entonces el vapor refrigerante pasa al condensador para cambiar a fase líquida. El líquido refrigerante entra al evaporador otra vez cerrando de esta forma el ciclo que se repite una y otra vez.

El líquido que quedó en el generador, el cual ahora contiene bajas cantidades de refrigerante, es enviado al absorbedor a través de una válvula reguladora de flujo y es utilizado en ese punto para recibir nuevo vapor refrigerante. Una vez que este ha absorbido el vapor refrigerante, este fluye a través de su propio ciclo, como lo muestra la figura 3.2.

El generador, las válvulas reguladoras de flujo, el absorbedor y la bomba son los componentes que realizan la función de un compresor mediante acción térmica y por ello a ese conjunto se le conoce como “Compresor Térmico”.

3.2 FUNDAMENTOS.

Hoy en día son más comunes los sistemas mecánicos de compresión en los equipos de refrigeración, debido a que la compresión de vapor refrigerante resulta más eficiente, sin embargo, es necesario que la energía se suministre en forma de trabajo mecánico y en cantidades relativamente altas.

Para lograr que la vaporización del refrigerante líquido en el interior del evaporador (ocasionada por la toma de calor de los alrededores) se realice a una temperatura suficientemente baja que produzca enfriamiento, la presión en el evaporador debe conservarse en un valor determinado. En los sistemas mecánicos esta presión se mantiene removiendo el vapor refrigerante tan pronto como se desprende del líquido en ebullición, siendo el compresor quién realiza la extracción, y eleva además la presión del vapor hasta un nivel que permite su condensación y su reutilización en el evaporador.

Hay otra forma de lograr que la presión se mantenga baja en el evaporador, esta es cuando se absorben los vapores rápidamente por un líquido llamado absorbente. Además, utilizando medios disponibles para elevar la presión del refrigerante con un proceso distinto al de compresión, podría reducirse el trabajo requerido.

En un sistema de refrigeración por absorción puede llevarse a cabo esto mediante la absorción del vapor refrigerante por un líquido, y la ventaja principal del proceso de absorción consiste en que solo requiere una pequeña cantidad de trabajo mecánico ya que solo requiere el empleo de una pequeña bomba.

El término “absorción” es utilizado para identificar uno de los ciclos de refrigeración que existen, los ciclos que se encuentran dentro de esta clasificación son aquellos que tienen relación con procesos físicos y químicos que ocurren al entrar en contacto gases y líquidos ó gases y sólidos; en el caso de la refrigeración, al ponerse en contacto amoniaco gaseoso con agua líquida, esta absorbe al amoniaco formando una solución líquida de hidróxido de amonio desprendiendo una determinada cantidad de calor. Hay

otra pareja líquida refrigerante-absorbente que se utiliza en aire acondicionado, y es la formada por el agua y el bromuro de litio. A las combinaciones amoniaco-agua y agua-bromuro de litio se les denomina líquido-gas.

Otro caso es cuando se habla de absorción seca ó sólido-gas, y esta se presenta cuando el absorbente es un sólido, como ejemplo se puede mencionar el cloruro de calcio que absorbe al amoniaco gaseoso.

La característica principal de una máquina de refrigeración que opera bajo el principio de absorción, es que la energía necesaria para mantener el proceso de enfriamiento se suministra principalmente en forma de calor.

El amoniaco es un refrigerante que se usa comúnmente en los sistemas de refrigeración por absorción, en conjunto con el agua. El agua tiene la capacidad de absorber al vapor de amoniaco con bastante rapidez, resultan ser tan efectivos como un compresor mecánico para mantener una baja presión en el evaporador; la cantidad de refrigerante absorbida en los sistemas de absorción, aumenta con la presión y disminuye con la temperatura. Por ejemplo, un litro de agua a 20°C, puede absorber 700 litros de amoniaco gaseoso, estando estos a presión atmosférica, en tanto que si la temperatura es de 40°C, el agua absorbe solo 425 litros. La diferencia básica entre el ciclo de compresión y el de absorción, es la sustitución del compresor que efectúa trabajo mecánico y utiliza electricidad como fuente de energía primaria, por el conjunto absorbedor-bomba-generator, que requiere muy poca energía mecánica, pero en cambio emplea una gran cantidad de calor.

Para una determinada capacidad de refrigeración, el consumo total de energía (calor + trabajo) del sistema de absorción, es muchas veces mayor que el trabajo requerido por el sistema de compresión. Si el calor tiene un precio suficientemente bajo, proviene de alguna fuente no convencional, como es la solar o la geotérmica, o es calor de desecho en algún proceso industrial, el ciclo de refrigeración por absorción será económicamente atractivo. Por lo general, la fuente de calor que proporciona energía al generador, es vapor de agua a baja presión o agua caliente, aunque en los sistemas pequeños, es común que el calor se suministre directamente al generador mediante la combustión de gas natural, propano, keroseno o diesel, o con una resistencia eléctrica.

3.3 CICLO DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.

El ciclo de refrigeración por absorción de operación continua trabaja de la siguiente forma: el refrigerante –amoniaco- que se encuentra disuelto en el absorbedor –agua- formando una solución concentrada, es separado al aplicar calor a la solución en el generador, formándose así una solución diluida; el refrigerante evaporado sale del generador y pasa por el condensador, la válvula de expansión y el evaporador, los cuales realizan las mismas funciones que en el sistema de compresión. Del evaporador sale el refrigerante en estado gaseoso y es conducido al absorbedor donde se pone en contacto con la solución diluida proveniente del generador, la cual paso antes por la válvula de regulación, para que se lleve a

cabo la absorción; de este modo se obtiene una solución concentrada que se envía de nuevo al generador a través de la bomba para completar el ciclo.

El conjunto absorbedor-bomba-generador “comprime” el vapor refrigerante desde la presión del evaporador hasta la presión del condensador; absorbiéndose en primer lugar el vapor en un líquido, aumentando luego la presión del líquido con una bomba hasta alcanzar la presión del condensador, y liberándose finalmente el vapor al aplicar calor en el generador.

La temperatura de vaporización del refrigerante en el evaporador determina la presión que se tiene en el absorbedor y en general, en el lado de baja presión del sistema. A su vez la presión de vapor de la solución refrigerante-absorbente depende de su temperatura y concentración. A menor temperatura de la solución refrigerante-absorbente y menor porcentaje del refrigerante en la solución, se tendrá una mejor presión. A medida que el vapor refrigerante que sale del evaporador es disuelto en la solución refrigerante-absorbente, se libera el llamado calor de absorción.

A fin de mantener al nivel requerido la temperatura y la presión de vapor de la solución absorbente, el calor liberado por la absorción deberá disiparse a los alrededores. Este calor es igual a la suma del calor latente de condensación del vapor refrigerante y del calor de dilución del absorbente.

Puesto que la cantidad absorbida de refrigerante aumenta a medida que se reduce la temperatura de la solución absorbente, se deduce que la eficiencia del absorbente depende en gran parte del tipo de enfriamiento disponible.

Ya que el absorbedor está en el lado de baja presión del sistema y el generador en el lado de alta, la solución concentrada debe de ser bombeada del absorbedor al generador, y la solución diluida regresa al absorbedor a través de una válvula reductora de presión.

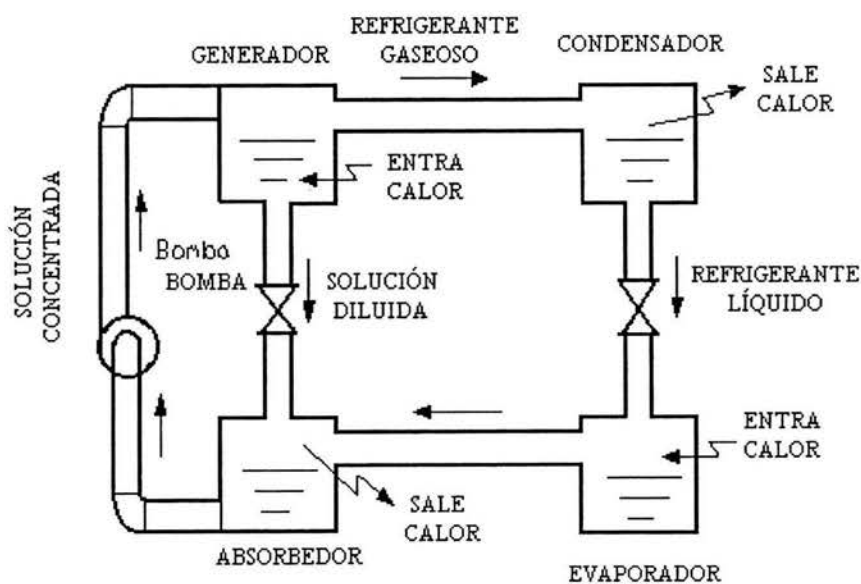


Figura 3.3 Ciclo básico continuo de Refrigeración por Absorción.

Los sistemas de absorción pueden ser diseñados para ser de simple o doble efecto. Un sistema de simple efecto tendrá un coeficiente de operación (COP) de 0.7 a 0.9, y una unidad de doble efecto, un COP de 1.15. En la figura 3.3 se muestra un sistema de refrigeración por absorción de tipo continuo.

En los sistemas de refrigeración, la mezcla de las dos sustancias normalmente se encuentra en estado líquido. Para el par de bromuro de litio y agua, cuando la proporción del absorbente en la mezcla es elevada y la proporción del refrigerante es baja, a la solución se le llama solución *concentrada o fuerte*; y cuando la proporción del absorbente es baja y la del refrigerante es elevada, se le llama solución *diluida o débil*, lo cual para el amoniaco agua es lo contrario. Enfocándonos en par del bromuro de litio y el agua, una solución más concentra puede absorber una mayor cantidad de refrigerante, con mayor rapidez. Una solución puede absorber sólo una cantidad máxima de refrigerante; cuando es diluida demasiado, ya no es capaz de absorber más refrigerante.

3.4 COMPONENTES DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.

La máquina de absorción es una unidad para enfriamiento del agua como refrigerante y una solución de alguna sal tal como bromuro de litio, como absorbente. Sus componentes principales son los siguientes:

Sección de evaporador donde se enfría el agua por evaporación del refrigerante que es rociado sobre los tubos de agua.

Sección de absorbedor donde el vapor del agua evaporada es absorbido por el absorbente. El calor de absorción es disipado por circulación de agua en el condensador de esta sección.

Sección de generador donde es adicionado calor en forma de vapor o de agua caliente para hacer que hierva el refrigerante del absorbente.

Sección de condensador donde el vapor de agua producido en el generador es condensado por el agua del condensador que circula en esta sección.

Bomba de evaporador que hace circular a presión el refrigerante sobre el haz de tubos de la sección del evaporador.

Bomba de la solución que bombea la solución de sal hasta el generador y también hasta el colector de pulverización del absorbedor.

Intercambiador de calor donde la solución diluida que es bombeada hasta el generador desde el absorbedor es calentada por la solución caliente concentrada que es retornada al absorbedor.

Unidad de purga que se emplea para eliminar los vapores no condensables de la máquina y mantener una presión baja en ésta.

A continuación se hablará más a detalle de algunos de estos componentes.

3.5 EL ABSORBEDOR Y EL EVAPORADOR.

Como se ha mencionado anteriormente, la temperatura de evaporación del refrigerante depende de sus características de presión y temperatura de saturación. La temperatura a la cual el refrigerante se evapora varía con la presión del evaporador. La presión debe ser lo suficientemente baja, para que la temperatura resultante de evaporación se encuentre al valor que se necesita para la aplicación de la refrigeración.

En la figura 3.4 se muestra en forma esquemática, como se utiliza el proceso de absorción. El evaporador contiene el refrigerante (agua). El absorbedor es un recipiente adjunto que contiene una solución débil (diluida) de agua y bromuro de litio. Los dos recipientes se hallan conectados de manera que el vapor pueda fluir libremente entre los dos. A los recipientes se les vacía de todo aire hasta que se encuentran a una presión extremadamente baja. El agua en el evaporador comenzará a hervir. El efecto refrigerante del calor latente de vaporización enfriará el agua no evaporada, lográndose la refrigeración.

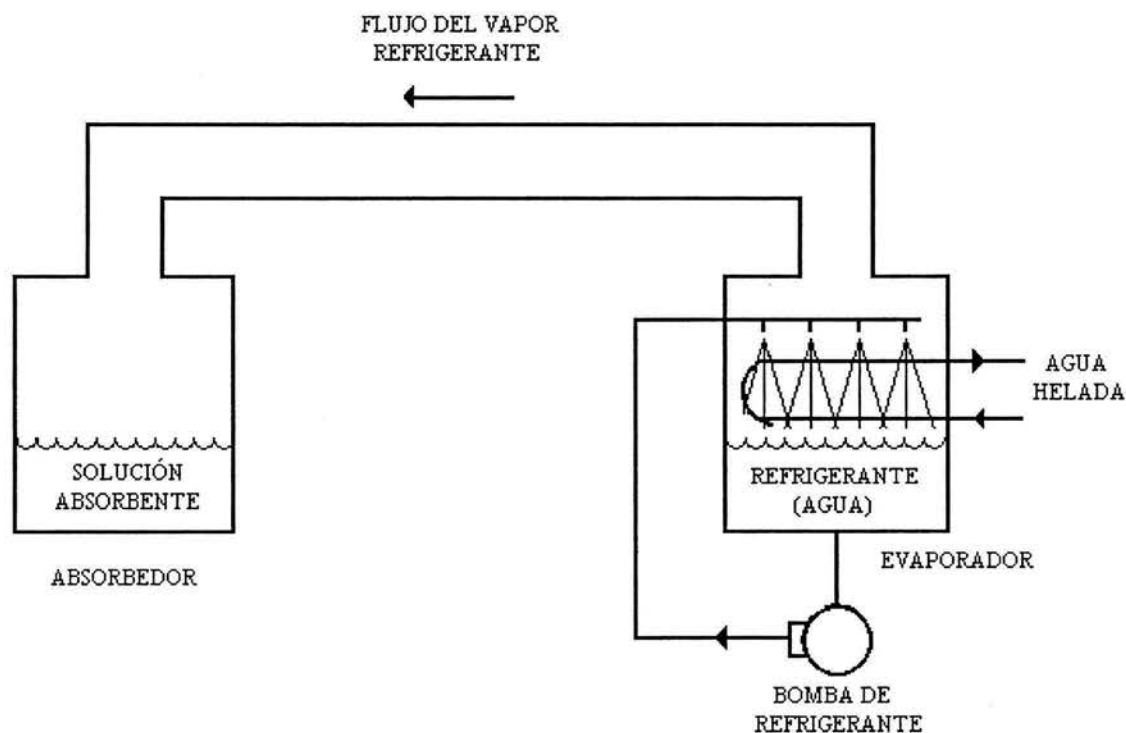


Figura 3.4 Proceso de absorción con serpentín de agua helada y bomba del refrigerante.

El vapor de agua producido llena el espacio evacuado de ambos recipientes. La presión de vapor aumenta a medida que se evapora más refrigerante, la correspondiente temperatura de evaporación también aumenta, y se pierde la refrigeración a una temperatura aceptablemente baja. Esto se evita por la acción del absorbente. El vapor de agua que llena los recipientes hace contacto con la superficie de la solución fuerte absorbente, y esta lo absorbe. Esto reduce la presión en el espacio, creándose un ligero gradiente de presión de la superficie del refrigerante en evaporación hacia el absorbente, lo que estimula el flujo del vapor de agua.

El absorbedor retira el vapor de agua a medida que este se produce, manteniendo con ello la presión baja y la temperatura en el evaporador.

Puesto que el evaporador debe mantenerse a una presión muy baja, el equipo debe de estar herméticamente sellado. El refrigerante se utiliza para enfriar el agua que circula a través de un haz de tubos en el evaporador como se muestra en la figura 3.4. entonces se hace circular el agua fría hasta la carga. El refrigerante se recircula continuamente mediante una bomba del evaporador, a través de un cabezal equipado con boquillas de aspersion, haciéndola pasar por fuera de la tubería de agua fría. El calor procedente del agua del sistema evapora el agua refrigerante. Esto enfría el agua del sistema.

3.6 EL GENERADOR Y EL CONDENSADOR.

Se debe de disponer de algunos medios para recuperar el refrigerante, si es que el sistema se va a ocupar más de una vez. Se necesitan dos etapas básicas. En primer lugar, es necesario separa el refrigerante de la solución, esto se logra calentando la solución débil hasta alcanzar una temperatura a la cual el agua se separa por ebullición, lo cual se realiza en un componente llamado generador. En segundo lugar, el vapor de agua se debe condensar hasta alcanzar el estado líquido, de manera que este en condiciones de usarse nuevamente en el evaporador.

En la figura 3.5 se muestra una disposición práctica utilizada para recuperar el refrigerante, de modo que el sistema pueda operar continuamente. La solución débil se bombea del absorbedor a un recipiente llamado generador o concentrador. Se aplica calor a la solución, de lo que resulta la ebullición del agua. La solución fuerte se retorna al absorbedor para luego rociarse de manera que penetre en el vapor de agua refrigerante de los alrededores, en donde tiene lugar la absorción. La fuente de calor, es con frecuencia, vapor de agua o agua caliente que circula en el serpentín. La aplicación directa de los gases calientes de la combustión puede, asimismo utilizarse, los aparatos son físicamente diferentes.

El espacio del generador está conectado a un cuarto componente que es el condensador. El vapor de agua llena el espacio en los recipientes. A través de la tubería del condensador se hace circular agua de enfriamiento. La temperatura del agua es más baja que la temperatura de condensación del vapor de agua a la presión de condensación. El vapor de agua cede su calor de condensación, y se condensa como líquido, acumulándose en el fondo del condensador.

El evaporador y el absorbedor se encuentran a una temperatura extremadamente baja, y pueden considerarse como el lado de baja del sistema. La presión desarrollada en el generador y el condensador por el proceso de calentamiento es más elevada; estos dos componentes se consideran como el lado de alta del sistema. (Si bien la presión es más elevada en el generador y condensador, pero todavía está muy por debajo de la presión atmosférica).

A fin de mantener la diferencia de presión entre el lado de alta y el lado de baja, y de causar un efecto de enfriamiento por vaporización súbita en el refrigerante, se provee un orificio entre el condensador y el evaporador. Esto sirve como un dispositivo de expansión, semejante al que funciona en el sistema de compresión de vapor, esto completa el ciclo.

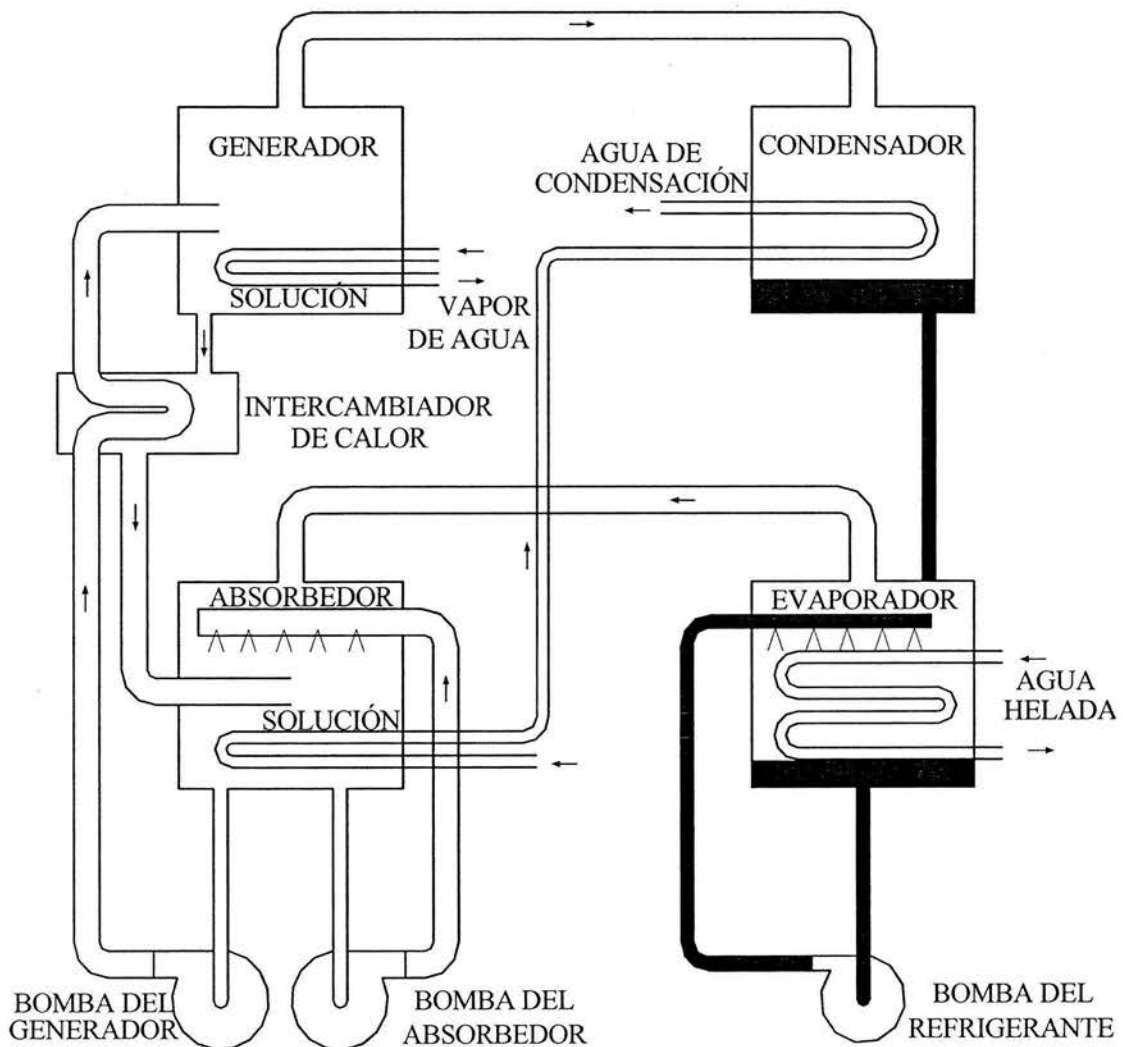


Figura 3.5 Disposición del sistema de absorción de bromuro de litio agua.

3.7 CICLO DE ABSORCIÓN EN DOS ETAPAS.

Los ciclos de absorción multietapas son combinaciones de ciclos de etapas simples donde el calor residual de ciclos a alta temperatura es utilizado para accionar ciclos de más baja temperatura. Para unidades disponibles en el mercado el calor residual es obtenido del condensador, aunque también existe un potencial de calor residual que se puede utilizar del absorbedor.

El principio básico de absorción en la máquina de dos etapas es el mismo que ya se describió con anterioridad. El equipo es semejante, con la excepción de que el refrigerante se evapora en dos etapas, en dos generadores (concentradores).

Las máquinas de absorción pueden ser hechas con un generador de dos etapas. Estas máquinas son llamadas de doble efecto. La figura 3.6 muestra un diagrama de diseño con coraza simple y generador de dos etapas.

Estas máquinas utilizan de un 30 a un 40 por ciento menos energía que la máquina de una sola etapa. Se rechaza menos calor al agua de enfriamiento, dando como resultado la necesidad de utilizar una torre de enfriamiento de menor capacidad.

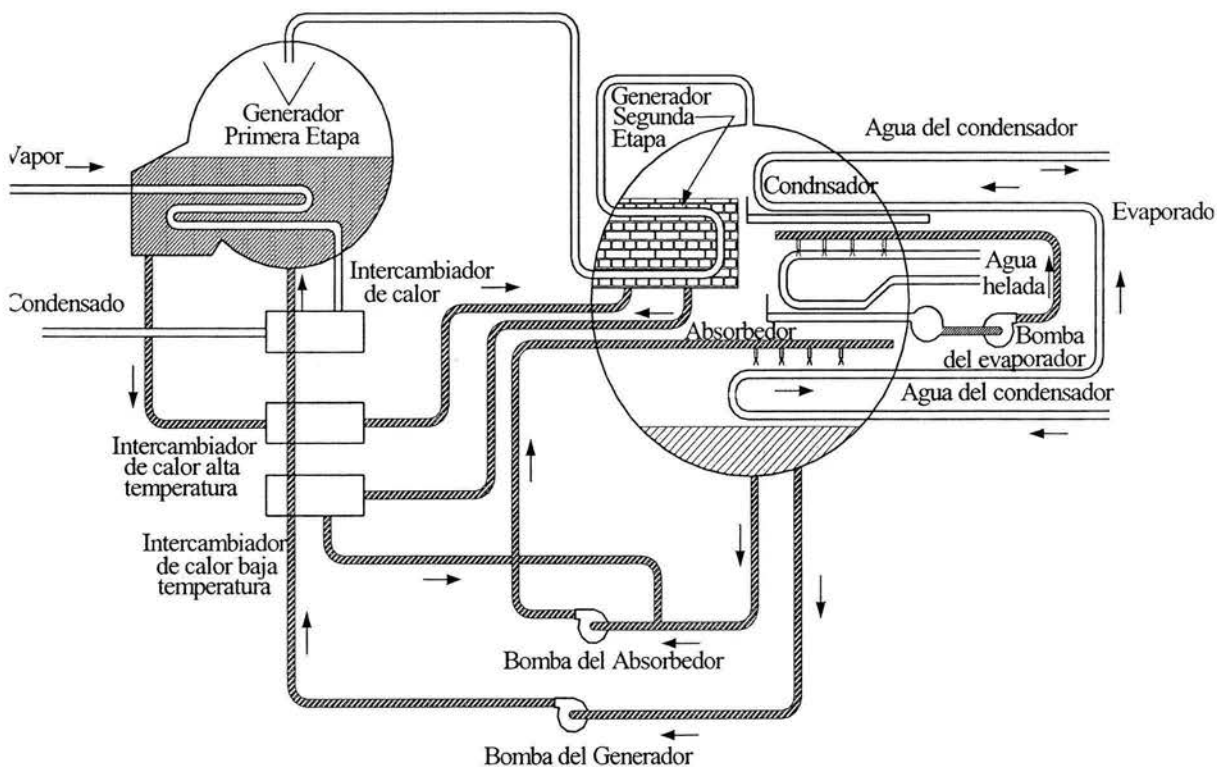


Figura 3.6 Diagrama de la Refrigeración en dos etapas.

El generador en la primera etapa recibe el calor externo el cual provoca la ebullición del refrigerante contenido en el absorbente más débil (solución diluida). Este vapor del refrigerante aún caliente se hace circular hacia una segunda etapa del generador antes de entrar en contacto con el condensador, suministrando calor para acelerar la vaporización del refrigerante contenido dentro del absorbente de concentración intermedia, el cual fluye desde la primera etapa del generador pasando antes a la primera etapa de un economizador provocando su enfriamiento. El absorbente al salir de la segunda etapa del generador circula hacia la segunda etapa del economizador antes de entrar a la succión de la bomba del absorbedor. El calor remanente contenido en el vapor que sale de la primera etapa del generador, se trata de aprovechar haciéndolo pasar por un economizador. El calor contenido en estos economizadores se utiliza para calentar la solución diluida antes de entrar en la primera etapa del generador.

3.8 SISTEMA DE ABSORCIÓN EN DOS ETAPAS CON APLICACIÓN DE COMBUSTION DIRECTA.

Asimismo, hay equipos enfriadores de agua por absorción que utilizan la combustión de gas natural o de aceite combustible como fuente de calor. El ciclo es idéntico al descrito en el caso de la máquina que se calienta con vapor o agua caliente: la disposición de los componentes es similar. Las eficiencias del uso de la energía son aproximadamente iguales.

Esta máquina se fabrica como una combinación de enfriador y de calentador de agua. Durante el ciclo de calentamiento, el generador de la primera etapa sirve como una caldera de vapor con combustión directa de gas o petróleo combustible. El vapor refrigerante fluye a un cambiador de calor de agua caliente de un sistema de calefacción de espacio, y a un cambiador de calor interno de agua caliente, en donde cede su calor latente y se condensa.

El equipo combinado de enfriador y calentador de absorción de dos etapas, con aplicación directa del calor del combustible, constituyen una opción factible en donde se dispone de gas o aceite combustible, y además se necesita tanto de enfriamiento como de calefacción.

3.9 MEZCLAS REFRIGERANTE – ABSORBENTE

En la actualidad existen muchos tipos de refrigerantes disponibles, pero cuando consideramos su uso en una máquina de refrigeración por absorción, su aplicación queda restringida a unos cuantos tipos.

Al seleccionar los fluidos de trabajo de un sistema de refrigeración por absorción se deben tomar en cuenta ciertos criterios que debe satisfacer la combinación de refrigerante-absorbente, por lo menos en cierto grado.

El absorbente debe tener una fuerte afinidad por el vapor refrigerante; los dos deben ser mutuamente solubles en el rango deseado de condiciones de operación; los dos fluidos deben ser seguros, estables y no corrosivos, tanto por separado como combinados.

La volatilidad del absorbente debe ser muy baja, de manera que el vapor refrigerante contenga poco o nada de absorbente al salir del generador; las presiones de trabajo deberán ser razonablemente bajas y de preferencia cercanas a la atmosférica para minimizar el peso del equipo y fugas. El refrigerante debe tener un calor latente de vaporización alto, de modo que el flujo del refrigerante requerido sea mínimo.

Dos combinaciones refrigerante-absorbente son de uso común: amoníaco-agua, donde el amoníaco es el refrigerante y el agua el absorbente; la otra combinación es agua-bromuro de litio, donde el agua es el refrigerante.

La combinación amoníaco-agua satisface algunos de los requisitos más importantes pero tiene algunas desventajas: el absorbente (agua) tiene una gran afinidad por el vapor de amoníaco, y los dos son mutuamente solubles en un rango muy amplio de condiciones de operación; ambos fluidos son muy estables y son compatibles con casi todos los tipos de acero.

Cabe mencionar que el cobre y sus aleaciones, no son adecuados para usarse con este tipo de fluidos, por la alta corrosión que les produce el amoníaco que ataca en presencia del oxígeno e hidrógeno. El calor latente de vaporización es alto, se vuelve inestable a temperaturas del rango de 170 °C, produciendo gases inertes los cuales tienen que ser purgados del sistema; es ligeramente tóxico, muy irritante, algo inflamable y explosivo cuando está en combinación de cierta cantidad de aire, lo cual limita su empleo en aplicaciones de aire acondicionado; sus presiones de operación son relativamente altas.

Probablemente la principal desventaja de la mezcla amoníaco-agua es el hecho de que el absorbente (agua) es relativamente volátil, de modo que el vapor refrigerante (amoníaco) al salir del generador, por lo general contiene cantidades apreciables de vapor de agua. Estas atraviesan el condensador y llegan al evaporador donde aumentan la temperatura de evaporación, disminuyendo el efecto refrigerante por tenerse una solución amoníaco-agua no vaporizable a baja temperatura.

A pesar de lo anteriormente mencionado, la eficiencia del sistema amoníaco-agua puede mejorarse usando un rectificador cuya función es la de eliminar el vapor de agua a la salida del generador, antes de que llegue al condensador.

La combinación agua-bromuro de litio se utiliza ampliamente en el aire acondicionado y en otras aplicaciones. Pero como el agua es el refrigerante, estos sistemas no son apropiados en aplicaciones donde la temperatura del evaporador sea igual o menor de 0°C, para evitar su congelación.

El bromuro de litio es una sal higroscópica y su salmuera tiene gran afinidad con el vapor de agua. Sin embargo, una desventaja de la combinación agua-bromuro de litio es que el absorbente no es del todo soluble en el agua bajo todos los valores de temperatura y presión

que pueden darse en el sistema y deben tomarse precauciones especiales en el diseño y operación, para evitar la precipitación y cristalización del absorbente.

Si se enfría una solución diluida (débil) que se halla a una temperatura elevada, del líquido se precipitan cristales sólidos. A este proceso se le conoce como *cristalización*. La mezcla resultante tiene una consistencia semejante a la del lodo. Si la cristalización tiene lugar en una máquina de absorción, la refrigeración cesa, puesto que las bombas no pueden operar con una mezcla semejante al lodo

Una de las principales ventajas de la solución agua-bromuro de litio, es que el absorbente no es volátil, de tal manera que no se tiene mezcla del absorbente con el refrigerante – agua– al salir del generador y por lo tanto no es necesario un rectificador.

Debido a que el agua es el refrigerante, las presiones de operación son muy bajas, y menores que la atmosférica. Por ejemplo, suponiendo una temperatura en el evaporador de 4.5°C y una temperatura condensante de 38°C, las presiones en el evaporador y en el condensador son de 6.3 mm Hg y 49 mm Hg absolutas, respectivamente. Con el diferencial de presión entre los lados de alta y baja presión, no se necesita tener válvulas reductoras de presión a través de las tuberías de conexión y en las toberas atomizadoras, debido a que la caída de presión que ahí ocurre proporciona el diferencial de presión necesario.

En la construcción de equipos de absorción de tipo continuo que operan con amoníaco no pueden usarse aleaciones de cobre, como se mencionó anteriormente.

En los equipos de absorción continua, para evitar que sus componentes sufran el ataque de las soluciones amoníaco-agua, es común emplear el hierro o el acero como material de construcción; esto implica grandes superficies de transferencia de calor, a causa del bajo coeficiente de transferencia calor del hierro, varias veces menor que el del cobre; además es conveniente el uso de inhibidores, para reducir el efecto corrosivo.

A continuación se mencionan una serie de criterios en los cuales podemos asistirnos durante la selección de la combinación de refrigerante-absorbente que se va a utilizar:

- 1) El calor de vaporización del refrigerante. Es una de las propiedades del refrigerante altamente considerado. Es responsable del efecto de la refrigeración y de la porción de flujo másico para producir la capacidad requerida.
- 2) El calor de solución. Este es el calor, el cual es liberado cuando el refrigerante es absorbido en el líquido absorbente. Esa misma cantidad de calor debe ser aplicada a la solución (bajo las mismas condiciones), para que el refrigerante pueda ser liberado del absorbente. Esos procesos son llamados absorción y resorción respectivamente. El calor de solución depende de la afinidad entre los fluidos de trabajo.
- 3) La presión de vapor del refrigerante y el absorbente. Esta propiedad determina la alta o baja presión del sistema. Es preferible que la diferencia entre las presiones del vapor del

refrigerante y del absorbente sea tan grande como sea posible, de lo contrario es necesario utilizar una columna de rectificación.

- 4) La volubilidad del refrigerante en el absorbente. Es importante para el absorbente poder absorber grandes cantidades de refrigerante para mantener una proporción del flujo másico de solución pequeña. Entre más grande sea la volubilidad del refrigerante en el absorbente, mayor será el calor de solución y por lo tanto, un intercambiador de calor de mayor tamaño será necesario para remover el calor de solución.
- 5) La capacidad calorífica de la solución. Esta tiene impacto sobre la transferencia de calor entre los fluidos de trabajo. Es el valor combinado de los dos constituyentes de acuerdo a su concentración. Un valor grande indica un flujo de masa pequeño de los fluidos de trabajo.
- 6) La viscosidad de la solución. Determina el tamaño de la tubería para un flujo máximo turbulento.
- 7) La conductividad térmica de la solución. Esta propiedad está envuelta con la evaluación del coeficiente de transferencia de calor, necesario para el cálculo del intercambiador de calor.
- 8) La toxicidad de los fluidos de trabajo. El comportamiento tóxico del refrigerante o del absorbente es de gran importancia para mantener seguridad y confort. Hoy en día se da una mayor importancia a la evaluación del impacto ambiental que puedan tener los componentes químicos, además del factor de seguridad humano.
- 9) La estabilidad química de los fluidos de trabajo. La descomposición de los fluidos requeriría una frecuente evaluación del sistema. Por lo tanto es esencial que el refrigerante, el absorbente y sus mezclas, sean estables dentro y fuera del rango de trabajo del equipo.
- 10) Las propiedades corrosivas de los fluidos de trabajo. Esto determina el material utilizado en la construcción de la unidad.

3.10 CICLO BÁSICO AGUA-BROMURO DE LITIO

La figura 3.7 muestra un ciclo básico de absorción que usa una solución bromuro de litio como absorbente y agua como refrigerante.

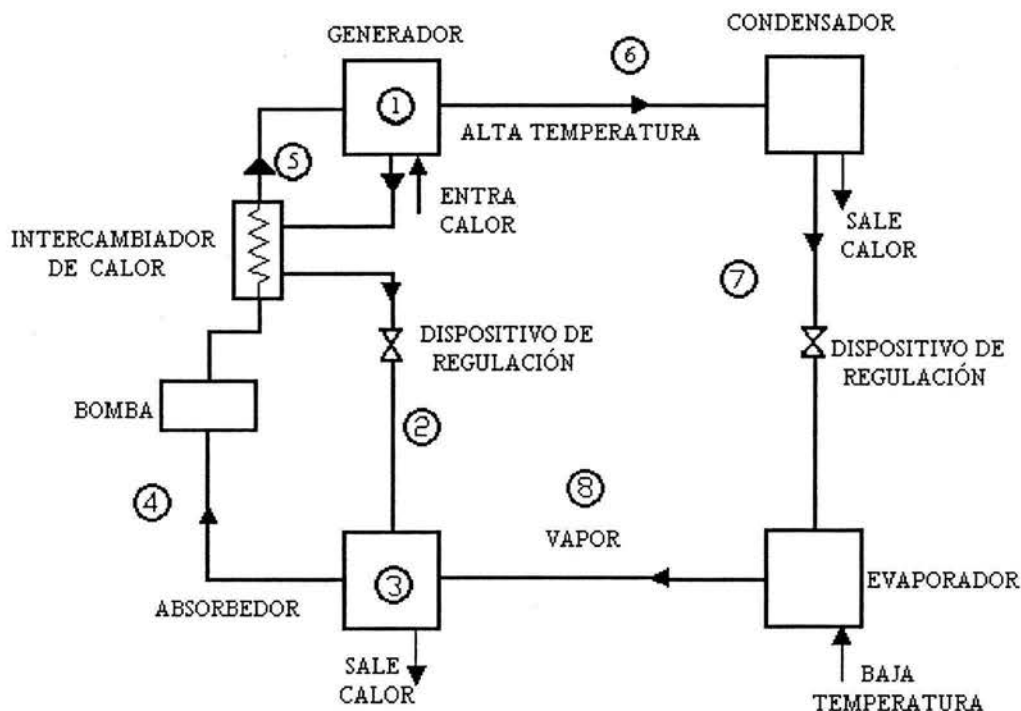


Figura 3.7 Sistema básico de refrigeración por absorción con intercambiador de calor.

La trayectoria del flujo para esos esquemas es como sigue:

1-2 La solución concentrada (1), en equilibrio con la presión del condensador, abandona el generador; esta es enfriada en el intercambiador de calor, cuya función es transferir calor de la solución concentrada a la solución diluida, y así reducir la cantidad de calor requerido en el generador, como también reducir la cantidad de calor rechazado del absorbedor. Después es llevada hacia el absorbedor (2) pasando antes a través de una válvula de regulación.

2-4 La solución concentrada (2) absorbe el vapor refrigerante de baja presión (8) en el absorbedor, el cual envuelve el proceso de transferencia de masa y energía que ocurre simultáneamente dentro del mismo. Es importante que la presión del vapor de la solución dentro del absorbedor, sea menor que la del evaporador; esto ocurre cuando la temperatura de la solución es baja. Otra función del evaporador además de asegurar una completa mezcla de los fluidos de trabajo, es el remover el calor de la solución liberado durante la absorción.

4-5 La solución diluida (4) es bombeada al generador vía el intercambiador de calor, donde es precalentada (5) por la solución que sale del generador.

5-6 La solución diluida (5) entra al generador, donde es agregado calor con el fin de liberar el refrigerante (agua), que tiene menor punto de ebullición que el bromuro de litio (6), liberando de esta forma vapor de agua y reconcentrando la solución. Este proceso puede ser dividido en una serie de pasos:

- 1) Cambiar la temperatura de la solución entrante a la temperatura del generador
- 2) Disolución del vínculo de asociación entre el refrigerante y el absorbente
- 3) Cambiar la temperatura del líquido refrigerante resultante a su temperatura de saturación.

Entonces la solución concentrada sale del generador, para ser llevada al absorbedor (1).

6-7 El vapor del refrigerante a alta presión (6) es licuado en el condensador (7) por el agua del condensador que circula también en esta sección sin que exista contacto físico entre los dos.

7-8 El refrigerante líquido se expande en el evaporador, donde es evaporado a una baja presión (producida por el empleo de una válvula de expansión, aunque esta puede conseguirse en una tobera multiperforada o en un disco perforado) y temperatura, tomando el calor del espacio enfriado. El vapor del refrigerante (8) es absorbido por la solución de bromuro de litio en el absorbedor (3).

La solución diluida abandona el absorbedor en el estado 4 con una concentración de bromuro de litio baja (alta concentración de agua), mientras que la solución que sale del generador en el estado 1 tiene una concentración de bromuro de litio alta. Es necesario tener presente que la solución concentrada es aquella rica en absorbente y la solución diluida es la que contiene los dos fluidos de trabajo.

El transportar absorbente caliente del generador hacia el interior del absorbedor desperdicia una considerable cantidad de energía térmica. Un intercambiador de calor líquido-líquido transfiere energía desde esta corriente a la solución de refrigerante-absorbente que es bombeada de regreso al generador, ahorrando una mayor porción de energía. El uso de este intercambiador de calor de líquido es mostrado también en el diagrama de flujo para un ciclo agua-bromuro de litio, figura 3.8.

Las modificaciones para el ciclo básico no aumentan el coeficiente de operación sobre el límite de la unidad, por ejemplo, el calor requerido para generar una libra de refrigerante no es menor que el calor inicial cuando esta libra de refrigerante se evapora en el evaporador. Para determinar las propiedades del vapor hay que usar las tablas de vapor de agua. La concentración de este es siempre del 100%, ya que el bromuro de litio no es volátil.

CAPÍTULO 4

ANÁLISIS TÉCNICO

4.1 PLATAFORMA HABITACIONAL

La función de estas plataformas es la de satisfacer las necesidades de vivienda, alimentación, higiene, vestuario, entretenimiento y primeros auxilios del personal que trabaja en el resto de las plataformas que conforman el complejo de explotación. Pueden albergar desde 75 hasta 220 personas, dependiendo de las necesidades del área de trabajo.

Para plataformas integrales, generalmente localizadas en aguas profundas (más de 100 m de tirante de agua), la plataforma habitacional se encuentra integrada con el resto de las plataformas, esto debido a razones económicas; el paquete habitacional se monta en el piso superior, directamente sobre los módulos de perforación y producción. En aguas no tan profundas, la plataforma habitacional es separada de las plataformas de perforación y producción por motivos de seguridad, pero manteniendo la comunicación con ellas por medio de puentes.

Una plataforma habitacional típica, (ver Figura 4.1), está dividida en tres grandes bloques:

- a) Módulo de servicios (Primer nivel y nivel de mezanine).
- b) Habitacional (segundo, tercero y cuarto nivel).
- c) Nivel de techo y Helipuerto

Módulo de Servicios (Primer nivel y nivel de mezanine)

En el primer nivel se encuentran las áreas de: taller electromecánico, taller de carpintería, taller de plomería, bodega, montacargas, almacén para suministros de aseo y cuarto de casilleros; también se localizan los equipos de servicio: planta potabilizadora de agua, paquete de generación de hipoclorito, tanque de agua potable, tanque hidroneumático de agua potable, sistema de calentamiento de agua, tanque de agua para servicio, tratadora de aguas negras y bombas de agua contra incendio. En el mezanine se ubican la lavandería, tanque de diesel, bombas de diesel, motogenerador eléctrico, cuarto de control eléctrico y el cuarto de baterías.

Habitacional (segundo, tercero y cuarto nivel)

En el segundo nivel se encuentra la cocina, panadería, comedor, cámara fría, cámara de congelación, la superintendencia, la administración, consultorio médico, cuarto de telecomunicaciones y el área recreativa que comprende: sala de juegos, con mesa de billar, ping-pong y dominó, una sala de proyecciones, sala de T.V. y cabinas telefónicas.

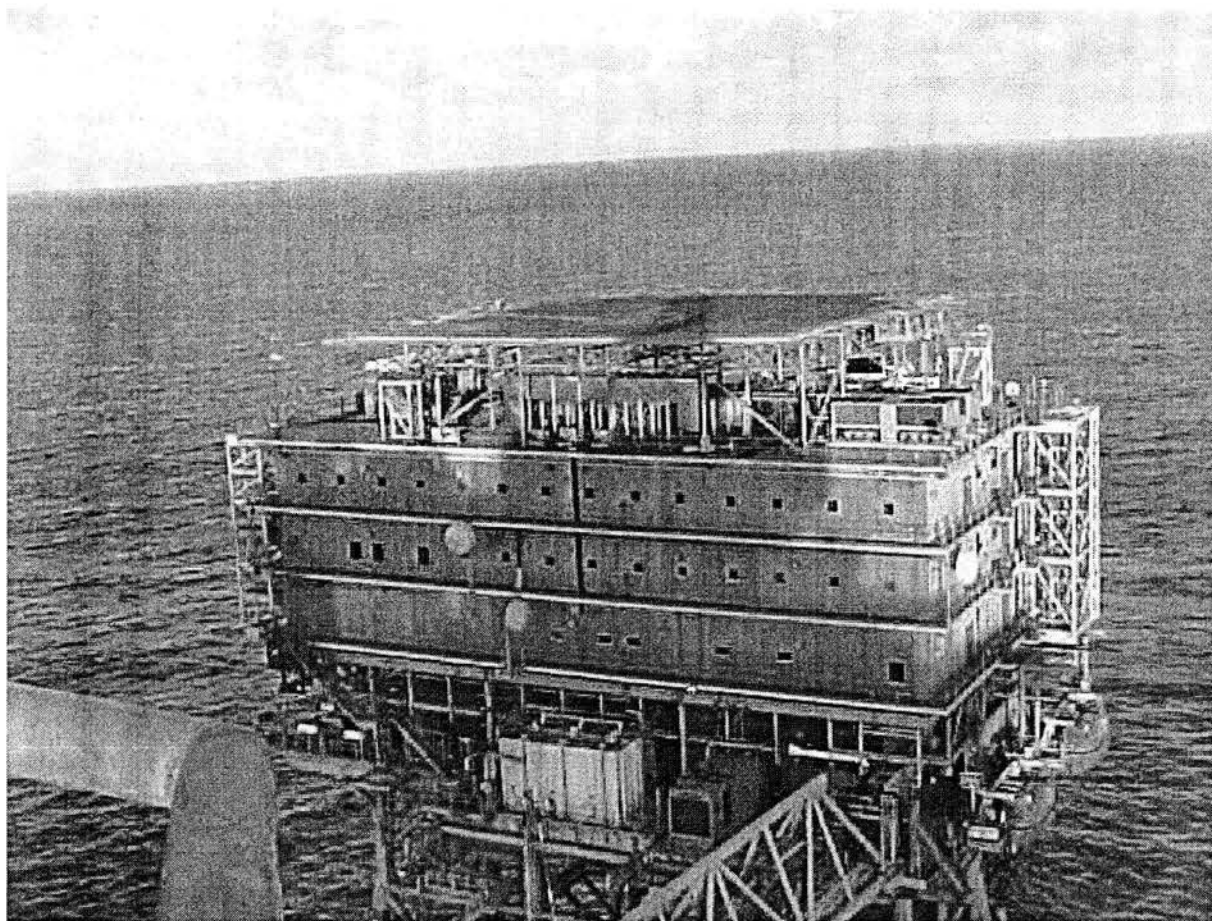


Figura 4.1. - Plataforma Habitacional
(Cortesía de Petróleos Mexicanos)

El tercero y cuarto nivel contienen las habitaciones para descanso del personal, cada una con baño privado, mesa de trabajo y casilleros. En cada nivel se consideran un núcleo de baños en la parte central de la plataforma con servicio de sauna y gimnasio.

Nivel de techo y Helipuerto

El techo del módulo habitacional contiene la caseta de control de vuelos, sala de espera para los vuelos del helipuerto, antena del sistema de televisión satelital y los diferentes equipos que conforman el sistema de aire acondicionado de la plataforma habitacional.

El helipuerto se localiza en la parte superior de la plataforma habitacional y tiene las dimensiones suficientes para permitir el aterrizaje de un helicóptero mientras otro helicóptero se encuentra estacionado. Se comunica con el resto de la plataforma por medio de dos escaleras para ascenso y descenso de personal y cuenta además con luces perimetrales para señalización.

Todo el personal que se hospeda dentro de la plataforma debe de contar con las apropiadas condiciones de confort que demanda el cuerpo humano, por lo cual es necesario contar con un

sistema de aire acondicionado que de servicio a todos los locales, desde las habitaciones y oficinas hasta la lavandería y sanitarios.

El sistema de aire acondicionado de una plataforma habitacional por lo común emplea equipos de serpentín de expansión directa o equipos de serpentín de agua helada. La decisión de cuál sistema se emplea depende de los espacios designados a los equipos, la disponibilidad de servicios auxiliares, la inversión inicial y del diseñador

4.2 CONDICIONES DE DISEÑO.

Las condiciones de diseño que a continuación se mencionan son proporcionadas por PEMEX y el Instituto Mexicano del Petróleo:

Localización	Ciudad del Carmen
Presión barométrica normal	760 mm Hg
Temperatura Máxima promedio	39 °C (Tbs)
Humedad Relativa Máxima	95 %
Humedad Relativa Mínima	90 %
Latitud	18 ° 39'
Longitud	91 ° 50'
Altura sobre el nivel del mar	19 m
Dirección de vientos reinantes	SE a NO, E a O, NO a SO
Velocidad media del viento	60 km/h

La temperatura exterior de diseño de la Plataforma Habitacional es de 36 °C.

La humedad relativa para confort es de 50%, de acuerdo con el estándar ANSI/ASHRE.

La cantidad de aire nuevo para el mezanine y segundo nivel es de 15% y para el tercer y cuarto nivel de 20%.

Temperatura interior en verano es de 24 °C.

El suministro de energía eléctrica para el equipo es el siguiente: 440 V, 3 fases y 60 Hz. El equipo trabaja las 24 horas del día.

A continuación se muestra el tipo de acondicionamiento y el número de ocupantes por local:

Nivel	Local	Tipo de acondicionamiento	No. de ocupantes
1 ^{er}	Lavandería	Extracción de aire	4
1 ^{er}	Taller	Extracción de aire	2
Mezanine	Cuarto de control	Aire Acondicionado	2
2 ^{do}	Sala de Proyección	Aire Acondicionado	56
2 ^{do}	Habitación Médico	Aire Acondicionado	2
2 ^{do}	Baño Habitación	Extracción de aire	1

	Médico		
2 ^{do}	Servicio Médico	Aire Acondicionado	4
2 ^{do}	Oficina Administrativa	Aire Acondicionado	2
2 ^{do}	Radio	Aire Acondicionado	1
2 ^{do}	Sala de juntas y superintendencia	Aire Acondicionado	17
2 ^{do}	Pasillos ejes 2-3	Aire Acondicionado	0
2 ^{do}	Oficina seguridad	Aire Acondicionado	3
2 ^{do}	Baños hombres	Extracción de aire	2
2 ^{do}	Oficina Mes	Aire Acondicionado	3
2 ^{do}	Oficina Operación e IMEDI	Aire Acondicionado	6
2 ^{do}	Cuarto: Control, Inst. y Seg.	Aire Acondicionado	3
2 ^{do}	Caseta Tel. – Pasillo	Aire Acondicionado	3
2 ^{do}	Comedor	Aire Acondicionado	54
3 ^{er.}	Habitación 301	Aire Acondicionado	6
3 ^{er.}	Habitación 303	Aire Acondicionado	6
3 ^{er.}	Habitación 305	Aire Acondicionado	6
3 ^{er.}	Habitación 307	Aire Acondicionado	6
3 ^{er.}	Habitación 309	Aire Acondicionado	4
3 ^{er.}	Habitación 311	Aire Acondicionado	4
3 ^{er.}	Habitación 313	Aire Acondicionado	4
3 ^{er.}	Habitación 315	Aire Acondicionado	4
3 ^{er.}	Pasillo	Aire Acondicionado	0
3 ^{er.}	Habitación 312 A	Aire Acondicionado	4
3 ^{er.}	Habitación Superintendente	Aire Acondicionado	1
3 ^{er.}	Baño Habitación Superintendente	Extracción de aire	1
3 ^{er.}	Habitación Administrador	Aire Acondicionado	1
3 ^{er.}	Baño Habitación Administrador	Extracción de aire	1
3 ^{er.}	Baños generales	Extracción de aire	12
3 ^{er.}	Baños regaderas	Extracción de aire	14
3 ^{er.}	Pasillo	Aire Acondicionado	0
3 ^{er.}	Habitación 302	Aire Acondicionado	4
3 ^{er.}	Habitación 304	Aire Acondicionado	4
3 ^{er.}	Habitación 306	Aire Acondicionado	4
3 ^{er.}	Baños Hab. 306	Extracción de Aire	1
3 ^{er.}	Habitación 308	Aire Acondicionado	4
3 ^{er.}	Baño Hab. 308	Extracción de Aire	1
3 ^{er.}	Habitación 310	Aire Acondicionado	4

3 ^{er.}	Baño Hab. 310	Extracción de Aire	1
3 ^{er.}	Habitación 312	Aire Acondicionado	4
3 ^{er.}	Habitación 314	Aire Acondicionado	4
3 ^{er.}	Habitación 316	Aire Acondicionado	4
4 ^{to}	Habitación 401	Aire Acondicionado	6
4 ^{to}	Habitación 403	Aire Acondicionado	6
4 ^{to}	Habitación 405	Aire Acondicionado	6
4 ^{to}	Habitación 407	Aire Acondicionado	6
4 ^{to}	Habitación 409	Aire Acondicionado	4
4 ^{to}	Habitación 411	Aire Acondicionado	4
4 ^{to}	Baterías de Telecomunicación	Aire Acondicionado	0
4 ^{to}	Telecomunicaciones	Aire Acondicionado	2
4 ^{to}	Pasillo	Aire Acondicionado	0
4 ^{to}	Baños generales	Extracción de aire	12
4 ^{to}	Baños regaderas	Extracción de aire	14
4 ^{to}	Pasillo	Aire Acondicionado	0
4 ^{to}	Gimnasio	Aire Acondicionado y Extracción de Aire	5
4 ^{to}	Habitación 415	Aire Acondicionado	4
4 ^{to}	Habitación 418	Aire Acondicionado	4
4 ^{to}	Habitación 402	Aire Acondicionado	4
4 ^{to}	Habitación 404	Aire Acondicionado	4
4 ^{to}	Habitación 406	Aire Acondicionado	4
4 ^{to}	Baños Hab. 406	Extracción de Aire	1
4 ^{to}	Habitación 408	Aire Acondicionado	4
4 ^{to}	Baños Hab. 408	Extracción de Aire	1
4 ^{to}	Habitación 410	Aire Acondicionado	4
4 ^{to}	Baños Hab. 410	Extracción de Aire	1
4 ^{to}	Habitación 412	Aire Acondicionado	4
4 ^{to}	Habitación 414	Aire Acondicionado	4
4 ^{to}	Habitación 416	Aire Acondicionado	4

Tabla 4.1 Tipo de acondicionamiento y número de ocupantes.

4.3 ESTIMACION DE CARGA TERMICA TOTAL

La carga térmica total es la suma de la carga térmica parcial y la ganancia de calor debido al aire exterior, como se muestra en la siguiente expresión:

$$Q_T = Q_P + Q_{AE}$$

donde:

Q_T = Carga térmica total, (Watts)

Sustituyendo valores:

2 ^{do} Nivel	$Q_T = 116,051.961$ (Watts)
3 ^{er} Nivel	$Q_T = 44,520.553$ (Watts)
4 ^{to} Nivel	$Q_T = 76,752.527$ (Watts)

Para obtener las toneladas de refrigerante dividimos el resultado entre 3517 y obtenemos:

2 ^{do} Nivel	$Q_T = 33$ TR
3 ^{er} Nivel	$Q_T = 13$ TR
4 ^{to} Nivel	$Q_T = 22$ TR

Se aplico un factor de seguridad del 10% para compensar algunos pequeños errores de cálculo y para que el sistema no sea insuficiente a los requerimientos de enfriamiento de los locales. Enseguida se presentan los valores de la carga térmica total:

2 ^{do} Nivel	$Q_T = 37$ TR
3 ^{er} Nivel	$Q_T = 14$ TR
4 ^{to} Nivel	$Q_T = 25$ TR

4.4 UNIDADES MANEJADORAS INSTALADAS.

La unidad manejadora de aire designa la combinación de serpentines, ventilador, filtros, compuertas y caja. Hay básicamente dos disposiciones: unidades unizona y unidades multizona. En capacidades pequeñas y medianas, las unidades manejadoras de aire se arman en la fábrica por secciones: sección de ventilador, sección de serpentín, sección de filtros y caja de mezcla. En los sistemas grandes, estas partes se necesitan seleccionar por separado. Un dato importante es saber cuantos PCM (pies cúbicos por minuto), o volumen total, que maneja la unidad y la capacidad requerida en TR la cual ya mencionamos anteriormente.

2 ^{do} Nivel	$Q_T = 37$ TR	$V_T = 8100$ PCM
3 ^{er} Nivel	$Q_T = 14$ TR	$V_T = 3500$ PCM
4 ^{to} Nivel	$Q_T = 25$ TR	$V_T = 6000$ PCM

El equipo instalado maneja la carga total y el volumen total ya mencionado.

La Unidad Manejadora de Aire instalada, para Mezanine y Segundo Nivel, tiene las siguientes características:

Unidad Manejadora de Aire

Tipo:	Unizona Horizontal
Servicio:	Mezanine y Segundo Nivel
Localización:	Mezanine
Marca:	York
Flujo:	$V_T = 8100$ PCM
Capacidad:	$Q_T = 37$ TR
Modelo:	YCP45-AF
Tipo de Ventilador:	Air Foil
Velocidad:	2688 r.p.m.
Potencia:	14.55 BHP
Motor eléctrico:	20 HP, 460 V, 3 F, 60 Hz, 3600 r.p.m.
Área de serpentín:	18.85 ft ²
Número de Hileras:	8
Número de aletas:	8 por pulgada
Área para filtros:	20 ft ²

La Unidad Manejadora de Aire instalada, para el Tercer Nivel, tiene las siguientes características:

Unidad Manejadora de Aire

Tipo:	Unizona Horizontal
Servicio:	Tercer Nivel
Localización:	Primer Nivel
Marca:	York
Flujo:	$V_T = 3500$ PCM
Capacidad:	$Q_T = 14$ TR
Modelo:	YCP25-AF
Tipo de Ventilador:	Air Foil
Velocidad:	3652 r.p.m.
Potencia:	7.88 BHP
Motor eléctrico:	10 HP, 460 V, 3 F, 60 Hz, 3600 r.p.m.
Área de serpentín:	8.85 ft ²
Número de Hileras:	6
Número de aletas:	8 por pulgada
Área para filtros:	10 ft ²

La Unidad Manejadora de Aire instalada, para el Cuarto Nivel, tiene las siguientes características:

Unidad Manejadora de Aire

Tipo:	Unizona Horizontal
Servicio:	Cuarto Nivel
Localización:	Primer Nivel
Marca:	York
Flujo:	$V_T = 6000$ PCM
Capacidad:	$Q_T = 25$ TR
Modelo:	YCP44-AF
Tipo de Ventilador:	Air Foil
Velocidad:	3054 r.p.m.
Potencia:	13.01 BHP
Motor eléctrico:	20 HP, 460 V, 3 F, 60 Hz, 3600 r.p.m.
Área de serpentín:	15.08 ft ²
Número de Hileras:	6
Número de aletas:	8 por pulgada
Área para filtros:	16 ft ²

4.5 CARACTERÍSTICAS DE LA UNIDAD ENFRIADORA.

En este caso se utiliza una unidad enfriadora por aire con las siguientes características:

Mezanine, Segundo, Tercer y Cuarto Nivel.

Modelo:	RTAA-80
Cantidad:	1
Capacidad:	76.1 Ton
Temperatura de entrada/salida:	52/42 °F
Flujo de agua de enfriamiento:	192 GPM
Presión de vapor del agua en el evaporador:	14 ft.
Energía consumida por el Compresor:	83.3 KW
Unidad EER (Energy Efficiency Ratio (Btu/watts-hora)):	9.9

Modelo:	RTAA-80
Compresor:	
Cantidad:	2
Capacidad:	40 TR c/u
Evaporador:	
Almacenaje de agua:	37.3 galones
Flujo Mínimo:	96 GPM
Flujo Máximo:	288 GPM
Condensador:	

Cantidad de serpentines:	4
Longitud del serpentín:	156/156 in
Altura del serpentín:	42 in
Número de Filas:	2
Ventilador:	
Cantidad:	1
Diámetro:	30 in
Aire total de circulación:	71750 CFM
Velocidad:	6675 ft/min.
Motor HP:	1.0
Refrigerante:	R-22

4.6 SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE CON UNIDAD ENFRIADORA DE AGUA POR COMPRESIÓN DE VAPOR.

La característica de este sistema es que el serpentín de enfriamiento es del tipo agua helada. El sistema de acondicionamiento de aire por compresión mecánica, utiliza un enfriador de agua como equipo principal de refrigeración, el cual se muestra en la figura 4.2, este enfriador opera bajo el mismo principio de un ciclo convencional de compresión de vapor y contiene el paquete completo de refrigeración: compresor accionado por motor eléctrico; enfriador de tubos y coraza, condensador, tuberías y controles; todos en un mismo conjunto. Estas unidades en particular utilizan una combinación de enfriador y condensador dentro de la misma estructura, aunque estén separados internamente de acuerdo a su respectiva función.

El sistema de acondicionamiento de aire por compresión mecánica opera de la siguiente manera:

El aire caliente entra al serpentín de la unidad manejadora (1) y así cede calor al agua helada que circula por el interior de los tubos del serpentín, el aire frío que sale del serpentín (2) se introduce a la plataforma habitacional y se distribuye por medio del sistema de ductos y difusores, colocados estratégicamente en las áreas acondicionadas; posteriormente se regresa a la unidad manejadora (3) donde antes de entrar se mezcla con el aire de repuesto (aire exterior), se filtra y después vuelve a pasar por el serpentín de enfriamiento para nuevamente ceder calor al agua helada, así se cierra el ciclo del aire de enfriamiento.

El agua que sale del serpentín se bombea (4) al circuito primario de enfriamiento de la Unidad Enfriadora de Agua, en éste circuito se enfría el agua por medio de un refrigerante (R22) en un intercambiador de calor de coraza y tubos (5); aquí el agua se hace circular a través de los tubos, cediendo su calor al refrigerante que circula por la coraza, provocando que éste se evapore. Una vez enfriada el agua se regresa al serpentín de la unidad manejadora de aire (6) localizada en otra zona y cerrar así su ciclo. Para reponer las pérdidas de agua por fugas, éste circuito cuenta con un tanque de expansión.

En el circuito secundario se lleva a cabo el enfriamiento y condensación del gas refrigerante R22, haciendo pasar éste por el condensador mediante el empleo de un compresor

(reciprocante), dando como resultado ganancias de calor para el agente condensador que es aire. El refrigerante R22 que sale del enfriador entra como vapor saturado al compresor (7), en donde se le suministra trabajo mecánico y sale como vapor sobrecalentado a alta presión y a alta temperatura. Al salir del compresor, el refrigerante entra al condensador (8) y debido a que su temperatura de saturación es superior a la del medio de condensación (aire), se establece un flujo térmico del refrigerante hacia el medio de condensación. El refrigerante se condensa y cede su calor hacia el medio condensante. Después se regresa al enfriador del circuito primario de enfriamiento (9), no sin antes pasar por el filtro deshidratador y la válvula de expansión del sistema, y así completa su ciclo.

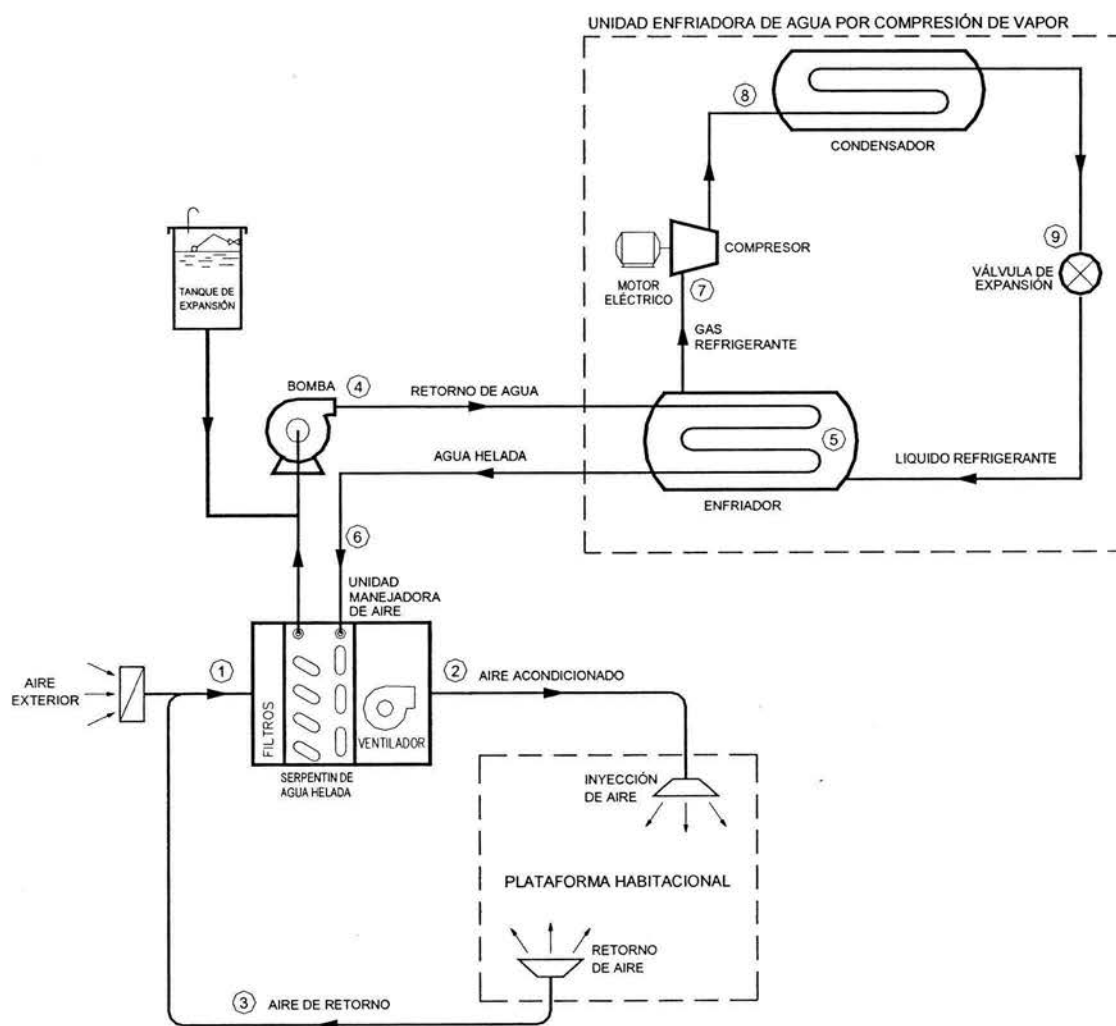


Figura 4.2.- Diagrama esquemático de un sistema de aire acondicionado con unidad enfriadora de agua por compresión de vapor.

4.7 SISTEMA DE ACONDICIONAMIENTO DE AIRE POR ABSORCIÓN

El sistema de acondicionamiento de aire por absorción, emplea equipo del tipo dividido con serpentines de enfriamiento de agua helada y utiliza un enfriador por absorción como equipo principal de refrigeración que trabaja gracias al aceite térmico que se calienta en el recuperador de calor instalado a la salida de los gases de escape de la turbina de gas. Los principales componentes de éste sistema son: recuperador de calor, unidad enfriadora de agua por absorción, manejadora de aire, bomba de agua helada, bomba de agua de mar, bomba de aceite térmico, tanque de expansión y tanque de balance (ver Figura 4.3).

En la unidad enfriadora de líquido por absorción, existen cuatro superficies básicas intercambiadoras de calor: evaporador, absorbedor, generador y condensador.

En la unidad de absorción el agua actúa como refrigerante y el bromuro de litio es el absorbente, pero como cualquier otro sistema de refrigeración, en el enfriamiento por absorción, se utiliza la evaporación y la condensación para eliminar calor. Para mantener una evaporación y condensación efectivas, la unidad de absorción emplean dos cascos que operan con vacíos diferentemente controlados.

En el casco inferior se alojan el Evaporador y el Absorbedor, tiene una presión interna de aproximadamente un centésimo de la presión atmosférica externa o sea 7.6 milímetros de mercurio, que es un vacío relativamente alto. Este vacío permite que el refrigerante (agua) hierva a una temperatura inferior a la del líquido que se esta enfriando. En esta forma, el líquido que entra al evaporador puede ser enfriado para fines de acondicionamiento de aire. En el casco superior se encuentran el Generador y el Condensador, en su interior prevalece una presión de un décimo de la presión exterior, es decir 76.0 milímetros de mercurio.

El sistema de acondicionamiento de aire instalado utiliza enfriadores de agua por absorción como equipo de refrigeración, este opera de la siguiente manera:

El aire caliente entra al serpentín de la unidad manejadora (1) y así cede calor al agua helada que circula por el interior de los tubos del serpentín, el aire frío que sale del serpentín (2) se introduce a la plataforma habitacional y se distribuye por medio del sistema de ductos y difusores, colocados estratégicamente en las áreas acondicionadas; posteriormente se regresa a la unidad manejadora (3) donde antes de entrar se mezcla con el aire de repuesto (aire exterior), se filtra y después vuelve a pasar por el serpentín de enfriamiento para nuevamente ceder calor al agua helada, así se cierra el ciclo del aire de enfriamiento.

El agua que sale del serpentín se bombea (4) al evaporador del equipo de refrigeración por absorción (5) y es enfriada por el refrigerante (agua) que se esparce en forma de rocío sobre el conjunto de tubos del evaporador. El agua se enfría en el evaporador hasta 6°C y se regresa al serpentín de la manejadora de aire (6) y así completa su ciclo. El calor que produce el líquido que se está enfriando evapora al refrigerante.

El vapor refrigerante pasa entonces hacia el absorbedor (7), aquí, el vapor de agua es absorbido por una solución de bromuro de litio. Básicamente la solución de bromuro de litio

es una sal que tiene una atracción especialmente fuerte por el agua. El efecto de la aspersion del bromuro de litio, es como si centenares de esponjas estuvieran absorbiendo el vapor refrigerante. La mezcla de bromuro de litio y el vapor refrigerante, llamada “solución diluida”, se acumula ahora en el fondo del absorbedor.

La solución diluida se bombea entonces a través del intercambiador de calor, donde es precalentada por la solución concentrada caliente (8), procedente del generador. El intercambiador de calor mejora la eficiencia del ciclo al reducir la cantidad de vapor o de agua caliente necesaria para calentar la solución diluida en el generador.

La solución diluida continua luego hacia el generador (9), donde es calentada por el aceite térmico caliente que viene del recuperador de calor instalado en la chimenea de salida de los gases de escape de la turbina de gas (10). La cantidad de aceite térmico se controla por medio de una válvula y es en respuesta a la carga de enfriamiento requerida. Los tubos calientes del generador hacen hervir la solución diluida liberando el vapor refrigerante.

El vapor refrigerante pasa al condensador (11) y se condensa. El refrigerante líquido fluye de nuevo hacia el evaporador (12), con esto se ha completado el ciclo del refrigerante. Ahora la solución concentrada de bromuro de litio, regresa del generador hacia el absorbedor (13) y queda lista para absorber más refrigerante, con lo cual se completa también su ciclo.

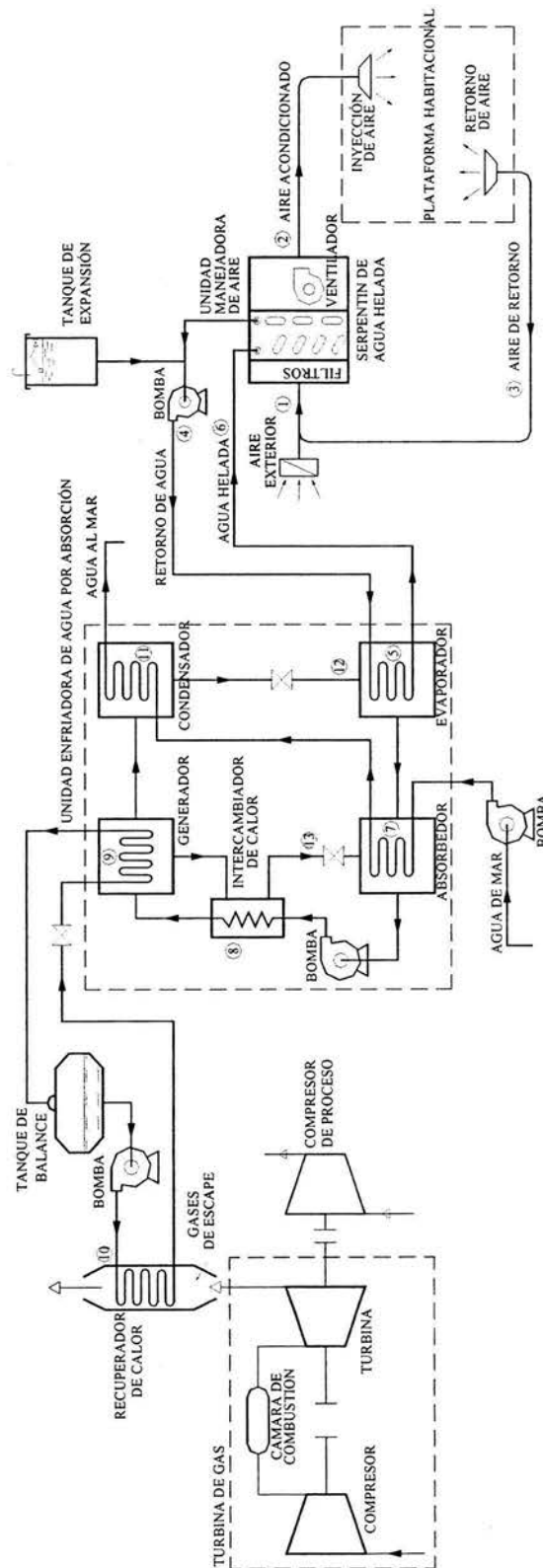


Figura 4.3.- Diagrama esquemático del sistema de aire acondicionado propuesto.

4.8 BALANCE DE MATERIA Y ENERGÍA DEL SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN.

A continuación en la figura 4.4 se muestra el diagrama esquemático del sistema de refrigeración por absorción, en el cual nos basaremos para hacer el balance de materia y energía.

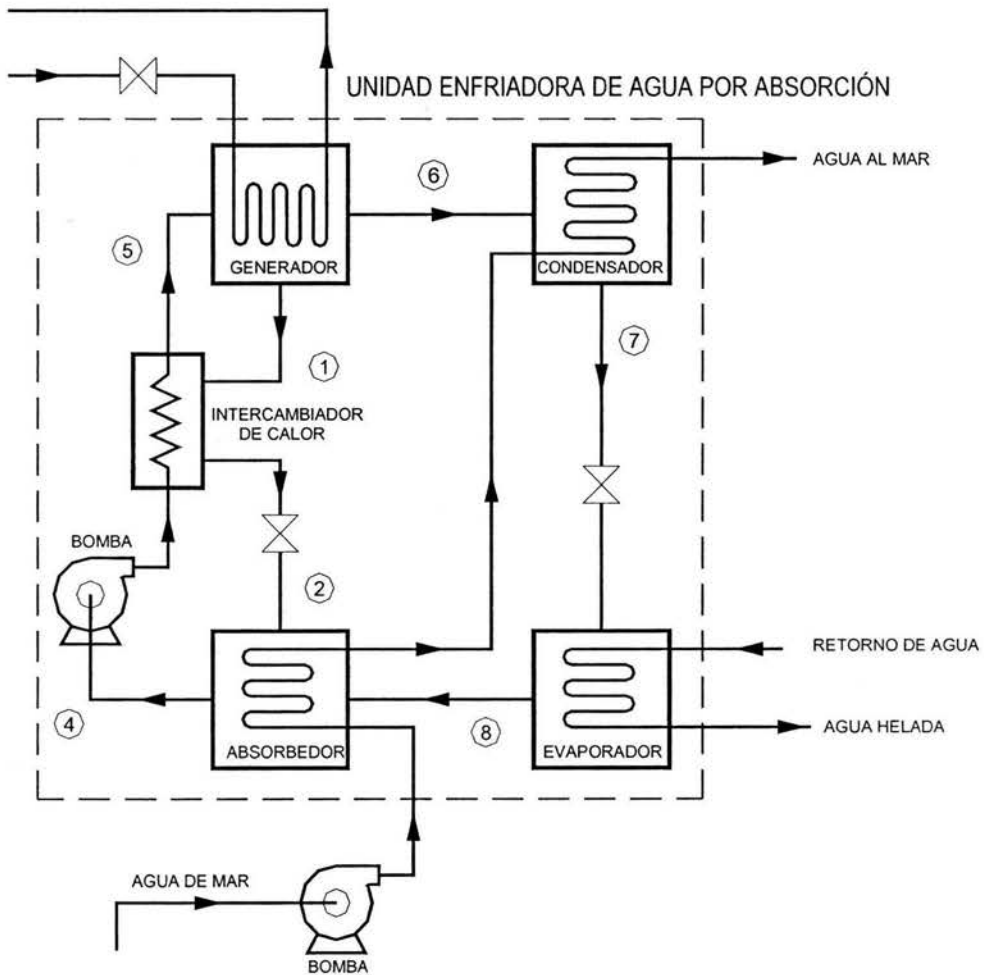


Figura 4.4 Diagrama esquemático del sistema de absorción.

Conociendo nuestra carga térmica total necesaria, la cual es de $Q_T = 80$ TR, calculamos el gasto de agua necesario en el enfriador de aire tipo evaporativo con la siguiente fórmula:

$$Q_{H2O} = \dot{m}_{H2O} C_{P H2O} \Delta T \quad (4.1)$$

despejando \dot{m}_{H2O} de la ecuación 4.1, tenemos que:

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{Q_{H_2O}}{C_{p H_2O} \Delta T}$$

tomando como valores los siguientes:

$$C_p = 4.186 \text{ KJ / Kg } ^\circ\text{K}$$

$$T_1 = 5 \text{ } ^\circ\text{C} (278.15 \text{ } ^\circ\text{K})$$

$$T_2 = 10 \text{ } ^\circ\text{C} (283.15 \text{ } ^\circ\text{K})$$

$$Q_T = Q_{H_2O} = 80 \text{ TR} = 281.344 \text{ KW} = 281.344 \text{ KJ/s}$$

Sustituyendo los valores:

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{281.344 \frac{\text{KJ}}{\text{s}}}{4.186 \frac{\text{KJ}}{\text{kg K}} (283.15 \text{ K} - 278.15 \text{ K})}$$

$$\dot{m}_{H_2O} = 13.4421 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 48.3908 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}} = 213.0589 \text{ GPM}$$

Para obtener el flujo másico en el punto 7, tenemos que:

$$Q_e = \dot{m}_7 (h_8 - h_7)$$

despejando:

$$\dot{m}_7 = \frac{Q_e}{(h_8 - h_7)}$$

Utilizando las tablas termodinámicas de vapor de agua, tabla A-1 del apéndice, se determinan los valores de las entalpías en los puntos No. 7 (líquido) y No. 8 (vapor saturado).

°C	°F	KPa	KJ/Kg
$T_8 = 5$	(41)	$P_8 = 0.87753$	$H_8 = h_v = 2510.0285$
$T_7 = 45$	(113)	$P_7 = 9.658$	$H_7 = h_l = 188.392$
			$\Delta h = 2321.6365 \text{ KJ/ Kg}$

Tabla 4.2 Valores de Presión y Entalpía en los puntos 7 y 8.

Sustituyendo los valores tenemos lo siguiente:

$$\dot{m}_7 = \frac{281.344 \text{ kW}}{2321.6365 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}}$$

$$\dot{m}_7 = 0.1211 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \text{ de refrigerante} \left(16.1562 \frac{\text{lb}}{\text{min}} \text{ de refrigerante} \right)$$

Del diagrama de la figura 4.4 podemos observar que: $\dot{m}_6 = \dot{m}_7 = \dot{m}_8$

Los porcentajes de concentración de la solución de bromuro de litio en el absorbedor y el generador utilizados dentro de los rangos de operación de este tipo de equipos van de 50 a 66%. Considerando una operación a plena carga del equipo, tendrá los siguientes valores:

$$\text{WFS}_A = 59.3\% = 0.593 \quad \text{y} \quad \text{WFS}_G = 64.3\% = 0.643$$

La concentración de la solución se establece de acuerdo al porcentaje de bromuro de litio en el total de la solución. Esto es que por cada 100 lb de solución a 59.3% de concentración a la salida del absorbedor, tendremos 59.3 lb de LiBr y 40.7 lb de agua. Y por cada 100 lb de solución a 64.3% de concentración a la salida del generador, tendremos 64.3 lb de LiBr y 35.7 lb de agua. Para obtener el valor de "x" (la masa de solución diluida por kilogramo de refrigerante) se utiliza la siguiente ecuación:

$$(1-\text{WFS}_A) X - (1-\text{WFS}_G) (X-1) = 1 \quad (4.2)$$

Despejando X:

$$(1-\text{WFS}_A) X = (1-\text{WFS}_G) (X-1) + 1$$

$$X - \text{WFS}_A X = X - 1 - \text{WFS}_G X + \text{WFS}_G + 1$$

$$X - \text{WFS}_A X - X + \text{WFS}_G X - \text{WFS}_G = 0$$

$$X [1 - \text{WFS}_A - 1 + \text{WFS}_G] - \text{WFS}_G = 0$$

$$X = \frac{\text{WFS}_G}{(\text{WFS}_G - \text{WFS}_A)} = \frac{0.643}{(0.643 - 0.593)}$$

$$X = 12.86 \frac{\text{kg de solución diluida del absorbedor}}{\text{kg de refrigerante}}$$

Obteniendo el flujo másico de la solución diluida y concentrada:

$$\dot{m}_4 = X (\dot{m}_7) = 12.86 \left(0.1211 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$$

$$\dot{m}_4 = 1.5573 \frac{kg}{s} \text{ solución diluida} \left(206.0016 \frac{lb}{min} \text{ solución diluida} \right)$$

$$\dot{m}_4 = \dot{m}_5$$

$$\dot{m}_1 = \left(1.5573 \frac{kg}{s} \text{ solución diluida} \right) - \left(0.1211 \frac{kg}{s} \text{ de refrigerante} \right)$$

$$\dot{m}_1 = 1.4362 \frac{kg}{s} \text{ solución concentrada} \left(189.9767 \frac{lb}{min} \text{ solución concentrada} \right)$$

$$\dot{m}_1 = \dot{m}_2$$

Podemos encontrar la temperatura de la solución concentrada a la salida del generador mediante el uso de la gráfica A-1 del apéndice (Temperatura – Concentración para LiBr-Agua), ya que sabemos que la presión del refrigerante a la salida del condensador (P_7) es igual a la presión en el generador (P_1).

$$9.593 \text{ kPa Vs. } 64.3 \% \rightarrow P_1 = 100 \text{ }^\circ\text{C} (212 \text{ }^\circ\text{F})$$

De la misma forma, sabemos que la presión de saturación en el evaporador (P_8) es igual a la presión del absorbedor (P_4), y utilizando el valor de la concentración en el absorbedor en la misma gráfica obtenemos:

$$0.8757 \text{ kPa Vs. } 59.3 \% \rightarrow P_4 = 45 \text{ }^\circ\text{C} (113 \text{ }^\circ\text{F})$$

Así realizamos lo mismo para encontrar las temperaturas faltantes:

$$9.593 \text{ kPa Vs. } 59.3 \% \rightarrow P_5 = 90 \text{ }^\circ\text{C} (194 \text{ }^\circ\text{F})$$

Utilizando la tabla A2 del apéndice (Temperatura del refrigerante y entalpía de soluciones de Bromuro de Litio) podemos encontrar las entalpías en los siguientes puntos del diagrama:

Para el punto No. 1 con una temperatura de la solución concentrada de $100 \text{ }^\circ\text{C} (212 \text{ }^\circ\text{F})$ y una concentración de 64.3% se obtiene que:

$$h_1 = 250.42 \frac{kJ}{kg} \left(107.66122 \frac{Btu}{lb} \right)$$

Para el punto No. 2 con una temperatura de la solución concentrada de $54 \text{ }^\circ\text{C} (129.2 \text{ }^\circ\text{F})$ y una concentración de 64.3% se obtiene que:

$$h_2 = 166.6728 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \left(71.6564 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}} \right)$$

Para el punto No. 4 con una temperatura de la solución concentrada de 45 °C (113 °F) y una concentración de 59.3% se obtiene que:

$$h_4 = 121.98 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \left(52.44196 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}} \right)$$

Para el punto No. 5 con una temperatura de la solución concentrada de 90 °C (194 °F) y una concentración de 59.3% se obtiene que:

$$h_5 = 210.02 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \left(90.292347 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}} \right)$$

Del diagrama podemos observar que la presión del refrigerante en el punto No. 6 es igual en el punto No. 7. El refrigerante en el punto No. 6 se encuentra en las siguientes condiciones: vapor sobrecalentado a una temperatura de 100°C (212°F) con una presión de 9.593 kPa (1.391346 PSI); usando las tablas termodinámicas de vapor de agua obtenemos:

$$h_6 = h_v = 2676.1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \left(1150.516 \frac{\text{Btu}}{\text{lb}} \right)$$

Los valores de las entalpías en los puntos 7 (líquido saturado) y 8 (vapor saturado), fueron calculados al inicio.

Aplicando la Primera Ley de la Termodinámica (la energía que entra es igual a la que sale), se realiza el balance de materia y energía para cada componente del equipo de absorción, de lo cual se obtiene lo siguiente:

Para el absorbedor:

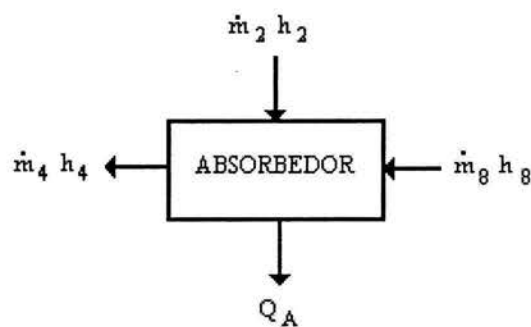


Figura 4.5.- Diagrama de flujo de materia y energía del absorbedor.

$$Q_a = \dot{m}_2 h_2 + \dot{m}_8 h_8 - \dot{m}_4 h_4 \quad (4.3)$$

Sustituyendo los valores de la tabla en la ecuación:

$$Q_a = \left(1.4362 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) \left(166.6728 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) + \left(0.1211 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) \left(2510.0285 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) - \left(1.5573 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) \left(121.98 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$$

$$Q_a = 351.7137 \text{ kW}$$

Para calcular el gasto de agua necesario para disipar esa carga:

$$Q_a = Q_{\text{H}_2\text{Oa}} = 351.7137 \text{ kJ/s}$$

Considerando:

$$T_{1\text{H}_2\text{Oa}} = 29.44 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (302.59 K)}$$

$$\Delta T_{\text{H}_2\text{Oa}} = 9.11 \text{ K}$$

$$T_{2\text{H}_2\text{Oa}} = 38.55 \text{ }^\circ\text{C} \text{ (311.70 K)}$$

$$C_{p \text{H}_2\text{O}} = 4.186 \text{ kJ/kg K}$$

Y usando la siguiente ecuación:

$$Q_{\text{H}_2\text{Oa}} = \dot{m}_{\text{H}_2\text{Oa}} C_{p \text{H}_2\text{O}} \Delta T \quad (4.4)$$

Despejando $\dot{m}_{\text{H}_2\text{Oa}}$, tenemos que:

$$\dot{m}_{\text{H}_2\text{Oa}} = \frac{351.7137 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{\left(4.186 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}}\right) (9.11 \text{ K})}$$

$$\dot{m}_{\text{H}_2\text{Oa}} = 9.223 \frac{\text{kg}}{\text{s}} = 33.188 \frac{\text{m}^3}{\text{hr}} = 146.187 \text{ GPM}$$

Para el generador:

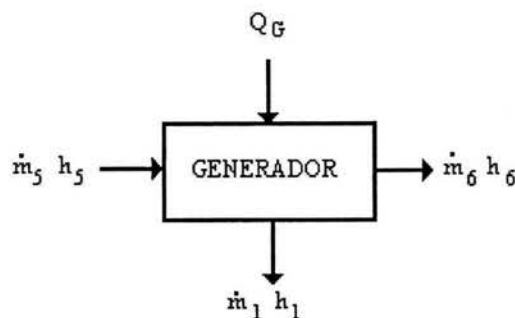


Figura 4.6.- Diagrama de flujo de materia y energía del generador.

$$Q_g = \dot{m}_1 h_1 + \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_5 h_5 \quad (4.5)$$

Sustituyendo los valores de la tabla en la ecuación:

$$Q_g = \left(1.4362 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) \left(250.42 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) + \left(0.1211 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) \left(2676.1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right) - \left(1.5573 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) \left(210.02 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)$$

$$Q_g = 356.6647 \text{ kW}$$

Se utiliza aceite térmico T₅₅ en el generador el cual entra a 140 °C, temperatura a la cual corresponde una entalpía de 323 kJ/kg y sale del generador a 105 °C, con una entalpía de 245.26 kJ/kg. Se determina el flujo necesario de aceite con la siguiente ecuación:

$$Q_g = \dot{m}_{T_{55}} \Delta h_{T_{55}} \quad (4.6)$$

Despejando y sustituyendo valores obtenemos:

$$\dot{m}_{T_{55}} = \frac{Q_g}{\Delta h_{T_{55}}} = \frac{2138.5137 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{\left(323 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 245.26 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}\right)} = 27.5 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$\dot{m}_{T_{55}} = 27.5 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

Para el condensador:

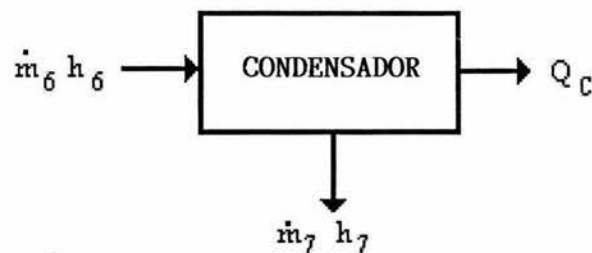


Figura 4.7.- Diagrama de flujo de materia y energía del condensador.

$$Q_c = \dot{m}_6 h_6 - \dot{m}_7 h_7 \quad (4.7)$$

$$\dot{m}_6 = \dot{m}_7$$

$$Q_c = \dot{m}_6 (h_6 - h_7) \quad (4.8)$$

Sustituyendo los valores de la tabla en la ecuación:

$$Q_c = \left(0.1211 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) \left(2676.1 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 188.392 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \right)$$

$$Q_c = 301.26 \text{ kW}$$

Para disipar la carga de calor se utiliza agua de mar, cuyo gasto es el mismo que para el agua de enfriamiento del absorbedor (el flujo de agua que entra al condensador es el mismo que sale del absorbedor).

La temperatura de entrada al condensador T_1 es de 38.55 °C (311.70 K), y la temperatura de salida se determina utilizando la siguiente ecuación:

$$Q_{\text{H}_2\text{Oa}} = \dot{m}_{\text{H}_2\text{Oa}} C_{\text{P H}_2\text{O}} (T_2 - T_1) \quad (4.9)$$

Despejando T_2 :

$$T_2 = \left(\frac{301.26 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{\left(9.223 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right) \left(4.186 \frac{\text{kJ}}{\text{kg K}} \right)} \right) + (311.70 \text{ K})$$

$$T_2 = 319.50 \text{ K} = 46.35 \text{ °C}$$

4.9 BALANCE DE CALOR

Calor de entrada:

Generador	356.6647 kW
Evaporador	281.3440 kW
Subtotal	= 638.0087 kW

Calor de salida:

Absorbedor	351.7137 kW
Condensador	301.2600 kW
Subtotal	= 652.9737 kW

4.10 CÁLCULO DEL COEFICIENTE DE OPERACIÓN (COP)

Para determinar el COP se utiliza la siguiente ecuación:

$$COP = \frac{Q_e}{Q_g} \quad (4.10)$$

Sustituyendo los valores, tenemos:

$$COP = \frac{281.3440 \text{ kW}}{356.6647 \text{ kW}} = 0.7888$$

4.11 TABLA DE RESULTADOS.

En la tabla 4.3 se muestran las propiedades de los fluidos de trabajo. La tabla 4.4 contiene el balance energético del sistema de refrigeración por absorción, ambas tablas presentan un resumen de los resultados obtenidos a condiciones de operación.

E D O	P	T	X	h	m
	kPa	°C	(%)	$\frac{\text{kJ}}{\text{kg}} \left(\frac{\text{Btu}}{\text{lb}} \right)$	$\frac{\text{kg}}{\text{s}} \left(\frac{\text{lb}}{\text{min}} \right)$
1	9.593	100	64.3	250.42 (107.66122)	1.4362 (189.9767)
2	0.8757	54	64.3	166.6728 (71.6564)	1.4362 (189.9767)
4	0.8757	45	59.3	121.98 (52.44196)	1.5573 (206.0016)
5	9.593	90	59.3	210.02 (90.292347)	1.5573 (206.0016)
6	9.593	100	0	2676.1 (1150.516)	0.1211 (16.1562)
7	9.593	45	0	188.392 (80.994)	0.1211 (16.1562)
8	0.8757	5	0	2510.0285 (1079.118)	0.1211 (16.1562)

Tabla. 4.3.- Condiciones en cada punto del equipo de refrigeración por absorción.

COMPONENTES	CONDICIONES
EVAPORADOR	281.344 KW
ABSORBEDOR	351.7137 KW
GENERADOR	356.6647 KW
CONDENSADOR	301.26 KW
VAPOR REQ.	27.5 kg/s
CALOR ENTRADA/SALIDA	638.0087 KW / 652.9737 kW
G.P.M.	146.187
C.O.P.	0.7888

Tabla. 4.4.- Resultados del balance energético

4.12 FLUJO MÁSIKO DE LA TURBINA DE GAS A CONDICIONES REALES

La turbina de gas que utilizaremos en este estudio, es una turbina Saturno 20 de la marca Solar Turbines que se emplea como accionador de equipo mecánico. Esta turbina tiene un flujo másico de 6.5 Kg/s a una temperatura de 15 °C (288 K), como la temperatura real en las plataformas marinas de la Sonda de Campeche es de aproximadamente 40 °C, se calcula el flujo másico a esas condiciones empleando la ecuación 4.11:

$$\dot{m}_0 = \frac{P_0 \cdot \dot{V}_0}{R \cdot T_0} \quad (4.11)$$

Despejando \dot{V}_0 de la ecuación 4.11:

$$\dot{V}_0 = \frac{m_0 \cdot R \cdot T_0}{P_0} \quad (4.12)$$

Y con $P_0 = 1 \text{ atm} = 101325 \text{ Pa}$

$$\dot{V}_0 = \frac{\left(6.5 \frac{\text{kg}}{\text{s}}\right) \left(287 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right) (288.15 \text{ K})}{101325 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}} = 5.305 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

Como la temperatura real en las plataformas marinas donde se encuentran ubicadas las turbinas es 40 °C (313.15 K), necesitamos calcular el flujo másico a condiciones reales empleando la siguiente ecuación:

$$\dot{m}_R = \frac{P_R \cdot \dot{V}_0}{R \cdot T_R} \quad (4.13)$$

$$\dot{m}_R = \frac{\left(101325 \frac{\text{N}}{\text{m}^2}\right) \left(5.305 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}\right)}{\left(287 \frac{\text{J}}{\text{kg} \cdot \text{K}}\right) (313.15 \text{ K})}$$

$$\dot{m}_R = \frac{6581464.05 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{s}}}{89874.05 \frac{\text{N} \cdot \text{m}}{\text{kg}}}$$

$$m_R = 5.981 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

m_R = flujo másico real en la turbina.

4.13 BALANCES DE MATERIA Y ENERGÍA EN EL RECUPERADOR DE CALOR

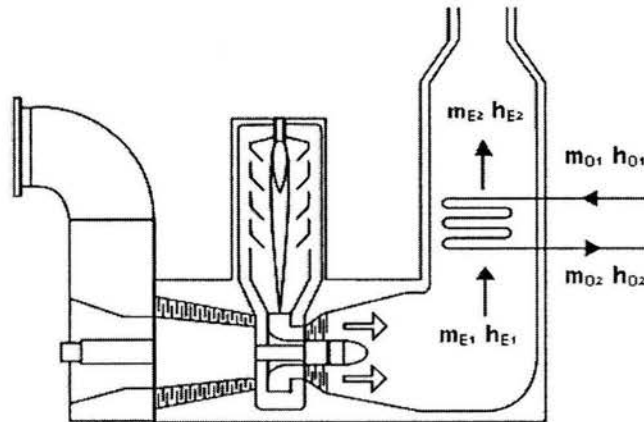


Figura 4.8. - Diagrama de flujo en el recuperador de calor

Balace de Masa

$$\dot{m}_{O_1} + \dot{m}_{E_1} = \dot{m}_{O_2} + \dot{m}_{E_2} \quad (4.14)$$

Balace de Energía:

$$\dot{m}_{O_1} h_{O_1} + \dot{m}_{E_1} h_{E_1} = \dot{m}_{O_2} h_{O_2} + \dot{m}_{E_2} h_{E_2} \quad (4.15)$$

Del diagrama de flujo tenemos que:

$$Q_1 = \dot{m}_{O_2} h_{O_2} - \dot{m}_{O_1} h_{O_1} \quad (4.16)$$

Y también:

$$Q_2 = \dot{m}_{E_1} h_{E_1} - \dot{m}_{E_2} h_{E_2} \quad (4.17)$$

Por lo tanto:

$$Q_1 = Q_2$$

Desarrollando la ecuación 4.17:

$$\dot{m}_{E_1} = \dot{m}_{E_2} = \dot{m}_R = 5.981 \frac{\text{kg}}{\text{s}}$$

$$Q_2 = \dot{m}_R (h_{E_1} - h_{E_2}) \quad (4.18)$$

La entalpía h_{E_1} corresponde a la temperatura de 521 °C (794 K), que es la temperatura de salida de los gases de combustión de la turbina, y a la vez, la temperatura de entrada al serpentín que aprovecha los gases de escape de la turbina.

Esta entalpía es considerando el 400% del aire teórico y se determina de la tabla A-3 del apéndice, correspondiendo a un valor de $h_{E_1} = 829.05$ KJ/kg. Para un mejor aprovechamiento de la energía residual, únicamente utilizaremos una parte de ellos, o sea 3.00 kg/s, despejando h_{E_2} de la ecuación 4.18:

$$h_{E_2} = h_{E_1} - \frac{Q_2}{\dot{m}_R} \quad (4.19)$$

$$h_{E_2} = 829.05 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - \frac{1401.08 \frac{\text{kJ}}{\text{s}}}{3.00 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}$$

$$h_{E_2} = 829.05 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}} - 467.03 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

$$h_{E_2} = 362.02 \frac{\text{kJ}}{\text{kg}}$$

La entalpía h_{E_2} es a la temperatura de salida de los gases de combustión del serpentín que aprovecha los gases de escape, para determinar la temperatura que le corresponde a esta entalpía se utiliza la tabla A-3 del apéndice, considerando también el 400% del aire teórico. La temperatura que corresponde a esta entalpía es de 358 K (85 °C).

Ahora para determinar el área del serpentín se utiliza la siguiente ecuación:

$$Q_2 = A_2 \cdot U_2 \cdot \Delta T_2 \quad (4.20)$$

Despejando el área (A_2) de la ecuación anterior:

$$A_2 = \frac{Q_2}{U_2 \cdot \Delta T_2} \quad (4.21)$$

Se utilizará un coeficiente global de transferencia de calor para diseño de intercambiadores de calor tubulares con un valor de:

$$U = 26 \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}} = 0.1476 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \cdot ^\circ\text{C}}$$

Para el recuperador de calor, donde el fluido caliente son gases de escape de una turbina (lado coraza) y el fluido frío es aceite térmico - Terminol 55- (lado tubos).

$$\Delta T_2 = 521 \text{ }^\circ\text{C} - 85 \text{ }^\circ\text{C} = 436 \text{ }^\circ\text{C}$$

Sustituyendo los valores en la ecuación 4.22:

$$A_2 = \frac{1401.08 \text{ kW}}{\left[\left(0.1476 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2 \cdot \text{ }^\circ\text{C}} \right) (436 \text{ }^\circ\text{C}) \right]}$$

$$A_2 = \frac{1401.08 \text{ kW}}{64.35 \frac{\text{kW}}{\text{m}^2}}$$

$$A = 21.77 \text{ m}^2$$

4.14 DIMENSIONAMIENTO DEL TANQUE DE BALANCE

Este recipiente es del tipo horizontal y su función principal es la de proporcionar un flujo constante de líquido a la bomba de aceite térmico de recirculación. Su capacidad es de 41,544 Kg/hr (11.54 Kg/s), temperatura de operación 51 °C, presión de operación la atmosférica, tiempo de residencia 10 minutos, eficiencia de soldadura 80%, corrosión permisible 6.35 mm (1/4"), material de construcción acero al carbón SA-285-C, con un esfuerzo permisible de 970.14 kg/cm². Como la presión de operación es la atmosférica, no se considera sobrediseño, pero para efectos de dimensionamiento se considerará de 0.0703 Kg/cm². Para determinar la temperatura de diseño se le agregan 15 °C a la temperatura de operación.

$$t_d = 51 \text{ }^\circ\text{C} + 15 \text{ }^\circ\text{C} = 66 \text{ }^\circ\text{C}$$

El volumen del líquido, se calcula con la siguiente ecuación:

$$V_L = \frac{\dot{m}_L \cdot \tau_s}{\rho_L} \quad (4.22)$$

$$V_L = \frac{\left(41544 \frac{\text{kg}}{\text{hr}} \right) (0.1667 \text{ hr})}{804.4545 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}}$$

$$V_L = 8.6 \text{ m}^3$$

El nivel máximo de líquido está a una altura de 85% el diámetro, que corresponde aproximadamente al 80% del volumen total.

$$V_T = \frac{8.6\text{m}^3}{0.80} = 10.76 \text{ m}^3 = 379.986 \text{ ft}^3$$

Para determinar el diámetro óptimo, se emplea la ecuación 4.23:

$$F = \frac{P}{C \cdot S \cdot E} \quad (4.23)$$

Sustituyendo:

$$F = \frac{0.0703 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{\left[(0.635\text{cm}) \left(970.14 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2} \right) (0.8) \right]}$$

$$F = \frac{0.0703 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}}{492.83 \frac{\text{kg} \cdot \text{cm}}{\text{cm}^2}}$$

$$F = 0.00014\text{cm}^{-1} \cdot (0.000056\text{in}^{-1})$$

De la Gráfica de Abakians (gráfica A-2) con $V_T = 10.76 \text{ m}^3 = 379.986 \text{ ft}^3$ y $F = 0.00014\text{cm}^{-1} \cdot (0.000056\text{in}^{-1})$ se obtiene el diámetro óptimo:

$$D_o = 2.07 \text{ m } (6.8 \text{ ft})$$

Una vez obtenido este valor, se redondea a 2.07m (6.5 ft), ya que los fabricantes hacen cabezas que varían de ½ ft en ½ ft, y así utilizaremos una cabeza comercial:

$$D = 1.98 \text{ m } (6.5 \text{ ft})$$

Para determinar la longitud del cilindro, se calcula el volumen de las dos cabezas, que serán del tipo elíptico:

$$V_c = 2 \left(\frac{\pi \cdot r^3}{6} \right) \quad (4.24)$$

$$V_C = \frac{\pi(0.99m)^3}{3}$$

$$V_C = 1.02m^3$$

El volumen del cilindro está dado por:

$$V_d = V_T - V_C \quad (4.25)$$

$$V_d = 10.76m^3 - 1.02m^3$$

$$V_d = 9.74m^3$$

El área transversal del cilindro se calcula con la siguiente ecuación:

$$A_t = \frac{\pi \cdot D^2}{4} \quad (4.26)$$

$$A_t = \frac{\pi \cdot (1.98m)^2}{4}$$

$$A_t = 3.08m^2$$

El volumen de un cilindro se calcula con:

$$V_d = A_t \cdot L_d \quad (4.27)$$

Despejando:

$$L_d = \frac{V_d}{A_t}$$

$$L_d = \frac{9.74m^3}{3.08m^2}$$

$$L_d = 3.16m = 10.75ft$$

Este valor se redondea a 11 ft para usar una placa comercial: $L_f = 3.305m$.

Comprobamos si estamos dentro del rango para recipientes de proceso:

$$1 \leq L/D \leq 5$$

$$\frac{3.305m}{1.98m} = 1.66$$

Como los valores están dentro del rango, las dimensiones finales serán:

Diámetro = 1.98 m (6.5 ft)
 Longitud = 3.305m (11.0 ft)

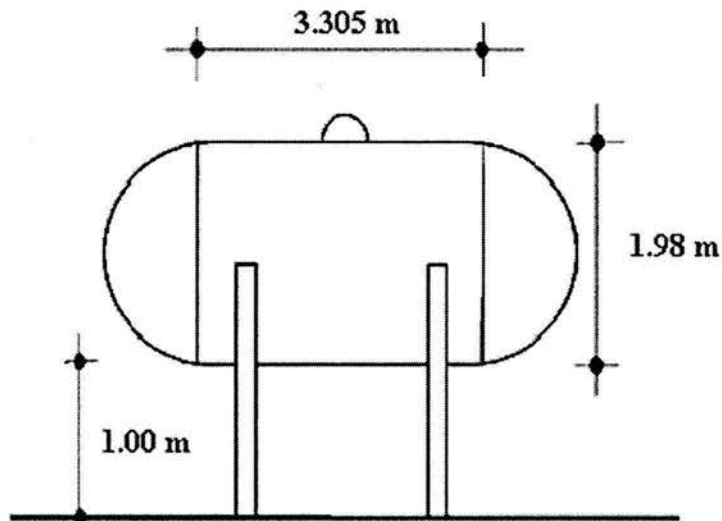


Figura 4.9- Dimensiones finales del tanque de balance

Para calcular el espesor de la placa del cilindro, empleamos la ecuación 4.28:

$$s_d = \frac{P \cdot r}{S \cdot E - 0.6P} + C \quad (4.28)$$

$$s_d = \frac{\left(0.0703 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)(144.78\text{cm})}{\left(970.14 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)(0.8) - 0.6\left(0.0703 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)} + 0.635\text{cm}$$

$$s_d = 0.01311\text{cm} + 0.635\text{cm}$$

$$s_d = 0.64811\text{cm} = 0.255161\text{in}$$

Utilizar espesor comercial de 9.525mm (3/8")

El espesor de las cabezas del recipiente se determina con la ecuación 4.29:

$$s_c = \frac{P \cdot D}{2 \cdot S \cdot E - 0.2P} + C \quad (4.29)$$

$$s_c = \frac{\left(0.0703 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)(289.56\text{cm})}{2\left(970.14 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)(1) - 0.2\left(0.0703 \frac{\text{kg}}{\text{cm}^2}\right)} + 0.635\text{cm}$$

$$s_c = 0.01049\text{cm} + 0.635\text{cm}$$

$$s_c = 0.64549\text{cm} (0.25413\text{in})$$

Utilizar espesor comercial de 9.525 mm (3/8")

4.15 BOMBA DE AGUA HELADA

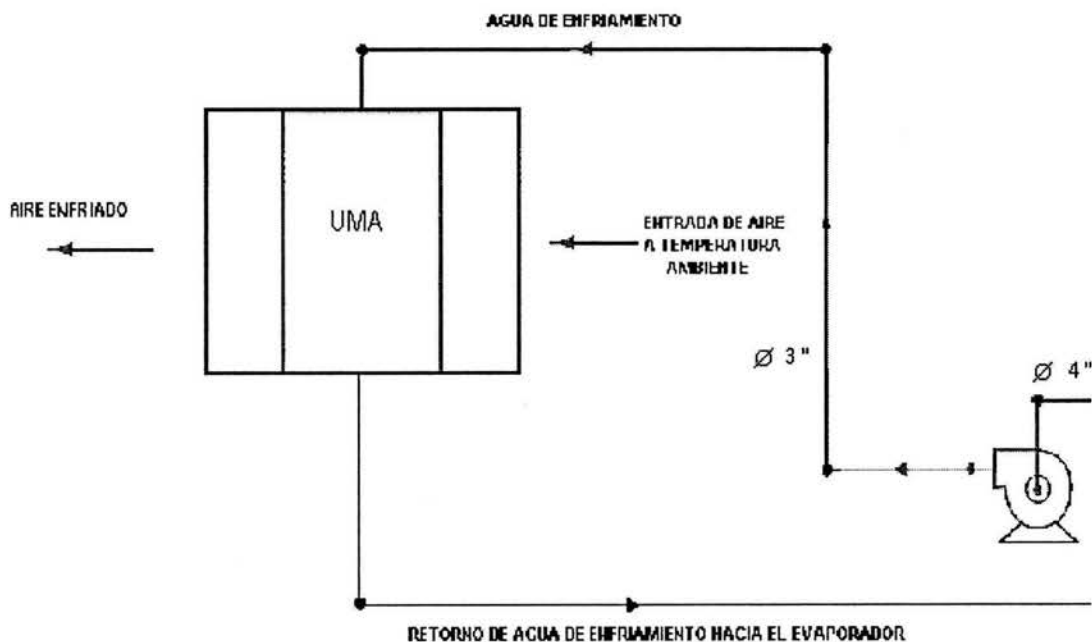


Figura 4.10.- Diagrama esquemático del sistema de la bomba de agua helada

Para realizar el balance general de energía mecánica, se utilizan las siguientes ecuaciones:

$$\frac{1}{2\alpha} (v_2^2 - v_1^2) + g(z_2 - z_1) + \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \Sigma f + W_s = 0 \quad (4.30)$$

$$W_s = -\eta_p \cdot W_p \quad (4.31)$$

Los diámetros de las tuberías de succión y descarga se calculan en la gráfica A-3 del apéndice con un gasto de 48.31 m³/hr (13.4419 kg/s) y con velocidades recomendadas en la succión de 2 m/s y en la descarga de 3.5 m/s, seleccionadas de la tabla A-4 del apéndice, obteniéndose los siguientes valores:

$$\phi_1 = 101.6 \text{ mm} \cdot (4")$$

$$\phi_2 = 76.2 \text{ mm} \cdot (3")$$

De la tabla A-5 del apéndice, con el tamaño nominal de la tubería y considerando cédula 40, se determina el área transversal interna:

$$A_1 = 0.00821263 \text{ m}^2 \cdot (0.08840 \text{ ft}^2)$$

$$A_2 = 0.0047659 \text{ m}^2 (0.05130 \text{ ft}^2)$$

Calculando la energía cinética en la tubería de succión:

$$q_v = v_1 \cdot A_1 \tag{4.32}$$

Despejando v_1 :

$$v_1 = \frac{0.0134419 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0.00821263 \text{ m}^2} = 1.63674 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\frac{v_1^2}{2\alpha} = \frac{\left(1.63674 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2(1)} = \frac{2.67890 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2}$$

$$\frac{v_1^2}{2\alpha} = 1.3394 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

El valor de α se considera de ½ para flujo laminar y casi 1 para flujo turbulento (el cual es el caso que se presenta).

Calculando la energía cinética en la tubería de descarga:

$$q_v = v_2 \cdot A_2 \tag{4.33}$$

Despejando v_2 :

$$v_2 = \frac{0.0134419 \frac{m^3}{s}}{0.0047659 m^2} = 2.82043 \frac{m}{s}$$

$$\frac{v_2^2}{2\alpha} = \frac{\left(2.82043 \frac{m}{s}\right)^2}{2(1)} = \frac{7.95484 \frac{m^2}{s^2}}{2}$$

$$\frac{v_2^2}{2\alpha} = 3.97742 \frac{J}{kg}$$

Considerando:

$$z_1 = 0 \quad \therefore \quad gz_1 = 0$$

y:

$$z_2 = 1.50m$$

$$gz_2 = (1.50m) \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right)$$

$$gz_2 = 14.715 \frac{J}{kg}$$

Considerando todo el sistema a presión atmosférica:

$$\frac{P_1}{\rho} - \frac{P_2}{\rho} = 0$$

Considerando las pérdidas por fricción en el sistema de tubería en 50.3 m (145 ft).

$$\Sigma f = (50.3m) \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right)$$

$$\Sigma f = 493.44 \frac{J}{kg}$$

Despejando W_s de la ecuación 4.30 y sustituyendo valores:

$$W_s = gz_1 - gz_2 + \frac{v_1^2}{2\alpha} - \frac{v_2^2}{2\alpha} + \frac{P_1 - P_2}{\rho} - \Sigma f$$

$$W_s = 0 - 14.715 \frac{J}{kg} + 1.3394 - 3.9774 \frac{J}{kg} + 0 - 493.44 \frac{J}{kg}$$

$$W_s = -510.79 \frac{J}{kg}$$

Utilizando la ecuación 4.31 y considerando una eficiencia mecánica de la bomba del 65%:

$$W_s = \eta_p \cdot W_p$$

$$W_p = \frac{W_s}{\eta_p}$$

$$W_p = \frac{510.79 \frac{J}{kg}}{0.65}$$

$$W_p = 785.84 \frac{J}{kg}$$

Para calcular la velocidad de flujo de masa, se utiliza:

$$v_{fm} = q_v \cdot \rho \quad (4.34)$$

$$v_{fm} = \left(0.0134419 \frac{m^3}{s} \right) \left(1000 \frac{kg}{m^3} \right)$$

$$v_{fm} = 13.4419 \frac{kg}{s}$$

La potencia de la bomba se calcula con:

$$W_p = W_p \cdot v_{fm} \quad (4.35)$$

$$W_p = \left(785.84 \frac{J}{kg} \right) \left(13.4419 \frac{kg}{s} \right)$$

$$W_p = 10563.18W$$

Convirtiendo este valor a HP:

$$W_p = (10563.18W) \left(\frac{HP}{746W} \right)$$

$$W_p = 14.16HP$$

Con este valor, se selecciona un motor eléctrico comercial de:

$$W_{ME} = 10.563kW \cdot (15HP)$$

4.16 BOMBA DE AGUA DE MAR

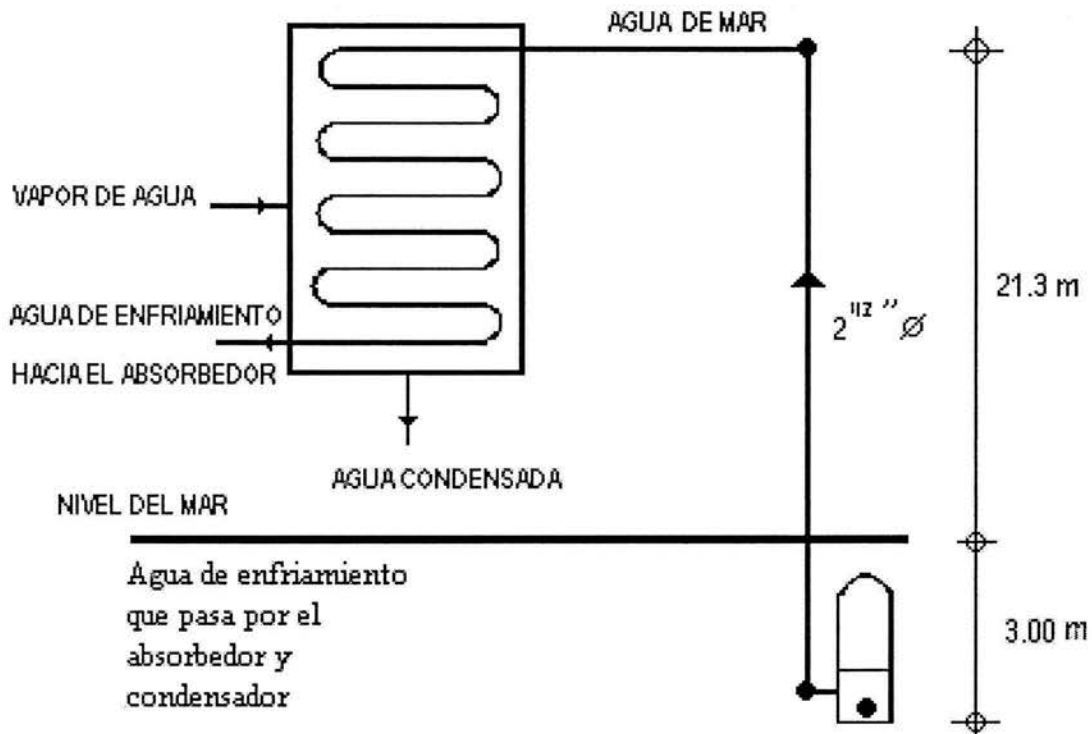


Figura 4.11.- Diagrama esquemático del sistema de la bomba de alimentación de agua de mar.

Para realizar el balance general de energía mecánica, se utilizan las ecuaciones 4.30 y 4.31 que son las mismas que se utilizaron en los incisos 4.3 y 4.7

$$\frac{1}{2\alpha} (v_2^2 - v_1^2) + g(z_2 - z_1) + \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \Sigma F + W_s = 0$$

$$W_s = -\eta \cdot W_p$$

El diámetro de la tubería de descarga los calculamos en la gráfica A-3 del apéndice con el gasto total de 8.3777 kg/s (30.16 m³/hr) y la velocidad recomendada en la descarga de 3 m/s, seleccionada de la tabla A-4 del apéndice, se obtiene el siguiente valor:

$$\phi_2 = 2^{1/2"} (63.5 \text{ mm})$$

De la tabla A-5 del apéndice, con el tamaño nominal de la tubería y considerando cédula 40, se determina el área transversal interna:

$$A_2 = 0.003086 \text{ m}^2 (0.03322 \text{ ft}^2)$$

Puesto que el mar es muy grande con respecto al diámetro de la tubería de succión, la energía cinética en la tubería de succión será cero:

$$v_1 = 0 \quad \therefore \quad \frac{v_1^2}{2\alpha} = 0$$

Calculando con la ecuación 4.33, la energía cinética en la tubería de descarga:

$$q_v = v_2 \cdot A_2$$

Despejando v_2 y sustituyendo valores:

$$v_2 = \frac{q_v}{A_2}$$

$$q_v = \frac{8.3777 \frac{\text{kg}}{\text{s}}}{1028.3853 \frac{\text{kg}}{\text{m}^3}} = 0.0081 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}$$

ESTA TESIS NO SALE
DE LA BIBLIOTECA

La densidad del agua de mar 1028.3853 Kg/m³ (64.2 lb/ft³) se determinó de la gráfica A-4 del apéndice con una temperatura de 26 °C (78.8 °F), considerando agua de mar normal.

$$v_2 = \frac{0.0081 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0.003086 \text{ m}^2} = 2.62 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\frac{v_2^2}{2\alpha} = \frac{\left(2.62 \frac{\text{m}}{\text{s}}\right)^2}{2(1)} = \frac{6.8644 \frac{\text{m}^2}{\text{s}^2}}{2}$$

$$\frac{v_2^2}{2\alpha} = 3.44 \frac{J}{kg}$$

Considerando:

$$z_1 = 0 \quad \therefore \quad gz_1 = 0$$

Del diagrama observamos que el serpentín del condensador esta a 21.3 m. sobre la superficie del mar:

$$z_2 = 21.3m$$

$$z_2g = (21.3m) \left(9.81 \frac{m}{s^2} \right)$$

$$z_2g = 210.9 \frac{J}{kg}$$

Como la bomba esta succionando agua del mar:

$$\frac{P_1}{\rho} = 0$$

La presión que se requiere a la descarga es de 7 PSIG, convirtiéndola a atmósferas tenemos:

$$P_2 = 7 \frac{lb}{in^2} \left(\frac{atm}{14.696 \frac{lb}{in^2}} \right) = 0.4763 atm$$

$$P_2 = 0.4763 atm \left(\frac{101325 \frac{N}{m^2}}{atm} \right) = 48261.098 \frac{N}{m^2}$$

Por lo tanto:

$$\frac{P_2}{\rho} = \frac{48261.098 \frac{N}{m^2}}{1028.3853 \frac{kg}{m^3}} = 46.9290 \frac{N \cdot m}{Kg}$$

$$\frac{P_2}{\rho} = 46.9290 \frac{J}{kg}$$

Consideramos las pérdidas por fricción en el sistema de tubería en 20.00 m (65.61 ft)

$$\Sigma F = (20m) \left(9.81 \frac{m}{s^2} \right)$$

$$\Sigma F = 196.2 \frac{J}{kg}$$

Despejando W_s de la ecuación 4.30 y sustituyendo valores:

$$W_s = z_1 g - z_2 g + \frac{v_1^2}{2\alpha} - \frac{v_2^2}{2\alpha} + \frac{P_1}{\rho} - \frac{P_2}{\rho} - \Sigma F$$

$$W_s = 0 - 210.9 \frac{J}{kg} + 0 - 3.44 \frac{J}{kg} + 0 - 46.9290 \frac{J}{kg} - 196.2 \frac{J}{kg}$$

$$W_s = -457.47 \frac{J}{kg}$$

Utilizando la ecuación 4.31 y considerando una eficiencia mecánica de la bomba del 70%:

$$W_s = \eta \cdot W_p$$

$$W_p = \frac{W_s}{\eta}$$

$$W_p = \frac{457.47 \frac{J}{kg}}{0.70}$$

$$W_p = 653.54 \frac{J}{kg}$$

Para calcular la velocidad de flujo de masa, se utiliza la ecuación 4.34:

$$v_{fm} = q_v \cdot \rho$$

$$v_{fm} = \left(0.0081 \frac{m^3}{s} \right) \left(1028.3853 \frac{kg}{m^3} \right)$$

$$v_{fm} = 8.3299 \frac{kg}{s}$$

La potencia de la bomba se calcula con la ecuación 4.35:

$$W_p = W_p \cdot v_{fm}$$

$$W_p = \left(653.54 \frac{J}{kg} \right) \left(8.3299 \frac{kg}{s} \right)$$

$$W_p = 5443.98 \text{ W}$$

Convirtiendo este valor a HP:

$$W_p = (5443.98 \text{ W}) \left(\frac{HP}{746 \text{ W}} \right)$$

$$W_p = 7.29 \text{ HP}$$

Con este valor, seleccionamos un motor eléctrico comercial de:

$$W_{ME} = 5.98 \text{ kW (10 HP)}$$

4.17 BOMBA DE ACEITE

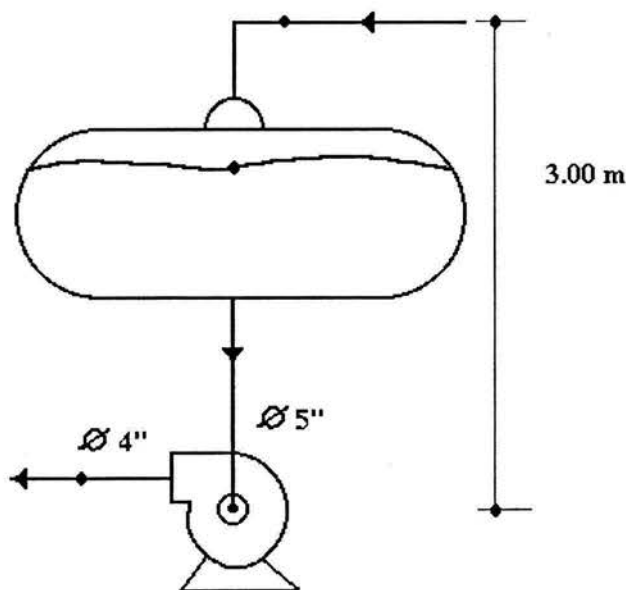


Figura 4.12.- Diagrama esquemático del sistema de la bomba de recirculación de aceite térmico

Para realizar el balance general de energía mecánica, se utiliza la ecuación 4.30:

$$\frac{1}{2\alpha}(v_2^2 - v_1^2) + g(z_2 - z_1) + \frac{P_2 - P_1}{\rho} + \Sigma f + W_s = 0$$

$$W_s = -\eta_p \cdot W_p \quad (4.36)$$

Los diámetros de las tuberías de succión y descarga se calculan en la gráfica A-4 del apéndice con un gasto de 27.5 kg/s (99 m³/hr a 105°C ; $\rho = 814.3333 \text{ kg/m}^3$) y con velocidades recomendadas en la succión y en la descarga de 2 m/s, obteniéndose el siguiente valor:

$$\phi_1 = 127 \text{ mm} \cdot (5")$$

$$\phi_2 = 101.6 \text{ mm} \cdot (4")$$

De la tabla A-5 del apéndice, con el tamaño nominal de la tubería y considerando cédula 40, se determina el área transversal interna:

$$A = m^2 \cdot (ft^2)$$

$$A_1 = 0.0129135 \text{ m}^2 \quad (0.13900 \text{ ft}^2)$$

$$A_2 = 0.008212 \text{ m}^2 \quad (0.8840 \text{ ft}^2)$$

Puesto que el tanque es muy grande con respecto al diámetro de la tubería de succión, la energía cinética en la tubería de succión será cero:

$$v_1 = 0 \quad \therefore \quad \frac{v_1^2}{2\alpha} = 0$$

Calculando la energía cinética en la tubería de descarga:

$$q_v = v_2 \cdot A_2 \quad (4.37)$$

Despejando v_2 :

$$v_2 = \frac{0.0275 \frac{\text{m}^3}{\text{s}}}{0.008212 \text{ m}^2} = 3.34 \frac{\text{m}}{\text{s}}$$

$$\frac{v_2^2}{2\alpha} = \frac{\left(3.34 \frac{m}{s}\right)^2}{2(1)} = \frac{11.2 \frac{m^2}{s^2}}{2}$$

$$\frac{v_2^2}{2\alpha} = 5.6 \frac{J}{kg}$$

Considerando:

$$z_1 = 0 \quad \therefore \quad gz_1 = 0$$

El tanque de balance está soportado sobre una silleta que lo eleva, en su parte mas baja 1.00 m. sobre la superficie u 0.80 m. sobre el eje de la bomba y su diámetro es de 1.82 m. (6 ft), por lo tanto:

$$z_2 = 3.00m$$

$$gz_2 = (3.00m) \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right)$$

$$gz_2 = 29.43 \frac{J}{kg}$$

Como el tanque de balance está a la misma presión de todo el sistema:

$$\frac{P_1}{\rho} - \frac{P_2}{\rho} = 0$$

Considerando las perdidas por fricción en el sistema de tubería en 13.00 m (42.65 ft).

$$\Sigma f = (13.00m) \left(9.81 \frac{m}{s^2}\right)$$

$$\Sigma f = 127.53 \frac{J}{kg}$$

Despejando W_s de la ecuación 4.30 y sustituyendo valores:

$$W_s = gz_1 - gz_2 + \frac{v_1^2}{2\alpha} - \frac{v_2^2}{2\alpha} + \frac{P_1 - P_2}{\rho} - \Sigma f$$

$$W_s = 0 - 29.43 \frac{\text{J}}{\text{kg}} + 0 - 5.6 \frac{\text{J}}{\text{kg}} + 0 - 127.53 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

$$W_s = -162.56 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

Utilizando la ecuación 4.15 y considerando una eficiencia mecánica de la bomba del 60%:

$$W_s = \eta_p \cdot W_p$$

$$W_p = \frac{W_s}{\eta_p}$$

$$W_p = \frac{162.56 \frac{\text{J}}{\text{kg}}}{0.60}$$

$$W_p = 270.9 \frac{\text{J}}{\text{kg}}$$

La potencia de la bomba se calcula con:

$$\dot{W}_p = W_p \cdot v_{fm} \quad (4.38)$$

$$\dot{W}_p = \left(270.9 \frac{\text{J}}{\text{kg}} \right) \left(27.5 \frac{\text{kg}}{\text{s}} \right)$$

$$\dot{W}_p = 7450.6 \text{ W}$$

Convirtiendo este valor a HP:

$$\dot{W}_p = (7450.6 \text{ W}) \left(\frac{\text{HP}}{746 \text{ W}} \right)$$

$$\dot{W}_p = 9.98 \text{ HP}$$

Con este valor, se selecciona un motor eléctrico comercial de:

$$W_{ME} = 7.5 \text{ kW} \cdot (10 \text{ HP})$$

CAPÍTULO 5

ANÁLISIS ECONÓMICO

5.1 INTRODUCCIÓN.

El análisis económico consiste en realizar una comparación entre alternativas y escoger la mejor de acuerdo a nuestras necesidades. En algunos casos se tendrán situaciones no monetarias en consideración, estas incluyen: seguridad, efectos ambientales, relaciones con la comunidad, política de la empresa, etc.

En este capítulo se hará mención de los costos de operación, costos de mantenimiento, costos de energía, costos de inversión y los costos totales anuales, para el equipo de refrigeración por compresión mecánica de vapor y para el equipo de refrigeración por absorción.

Es importante mencionar que como no se cuenta con las suficientes bases técnicas de comparación entre ambos equipos, el análisis que se realizará en el presente trabajo tiene como objetivo proporcionar un panorama general, por lo tanto vale la pena que el resultado obtenido se complete por medio de un estudio más completo.

A continuación haremos mención de las características de los equipos que estamos estudiando.

EQUIPO DE COMPRESIÓN:

Capacidad	80TR
Número de unidades	1
Marca	Trane
Modelo	RTAA-80
Consumo de energía del compresor	112 HP
Agua de enfriamiento	192 GPM
Dimensiones: largo 2.59 m, ancho 0.85 m, alto 1.70 m.	

EQUIPO DE ABSORCIÓN:

Capacidad	80TR
Número de unidades	1
Marca	Trane
Modelo	ABDL-80
Bomba del condensador	10 HP
Bomba del tanque al generador	10 HP
Bomba del refrigerante	15 HP
Agua de enfriamiento	146 GPM
Consumo de vapor	1650 kg/hr
Dimensiones: largo 5.1 m, ancho 1.12 m, alto 2.23 m.	

5.2 COSTOS DE MANTENIMIENTO.

Los gastos de mantenimiento normalmente se consideran incorrectamente dentro de los costos de operación. Siendo el mantenimiento un servicio, por lo cual se debe contabilizar por separado en virtud de las características especiales que se pueden presentar.

Para el análisis siguiente se considera que los equipos operan las 24 horas del día, excepto cuando salen de operación por mantenimiento preventivo y/o correctivo, además de aquellos periodos en los que operan al 100 % de su capacidad.

5.3 COSTO DE MANTENIMIENTO PARA EL EQUIPO DE COMPRESIÓN.

En la tabla 5.1 se muestran las actividades de mantenimiento preventivo que se le da al equipo RTAA-80

ACTIVIDAD	FRECUENCIA
Mantenimiento al compresor	624 horas/año
Mantenimiento al panel de control	
Mantenimiento del evaporador	
Mantenimiento del condensador	
Inspección del sistema	
Inspección del arrancador	

Tabla 5. 1 Actividades de mantenimiento preventivo del equipo RTAA-80

Como se muestra en la tabla anterior el equipo sale de operación 360 horas por año. Por lo que se considera que la operación promedio del equipo será de:

$$8640 - 624 = 8016 \text{ horas/año}$$

El costo por mantenimiento anual del equipo de compresión mecánica es de:

$$\$61900.00$$

5.4 COSTO DE MANTENIMIENTO PARA EL EQUIPO DE ABSORCIÓN.

En la tabla 5.2 se muestran las actividades de mantenimiento preventivo que se le da al equipo de absorción.

ACTIVIDAD	FRECUENCIA
Mantenimiento de tubos del condensador y el absorbedor.	624 horas/año
Mantenimiento y prueba de hermeticidad al sistema de purga.	
Mantenimiento de la bomba de succión.	
Mantenimiento a la bomba del refrigerante	
Ajuste al actuador de la válvula de vapor, así como a su sistema neumático.	
Calibración de válvulas e instrumentos	

Tabla 5. 2 Actividades de mantenimiento preventivo del equipo de absorción

Como se muestra en la tabla anterior el equipo sale de operación 360 horas por año. Por lo que se considera que la operación promedio del equipo será de:

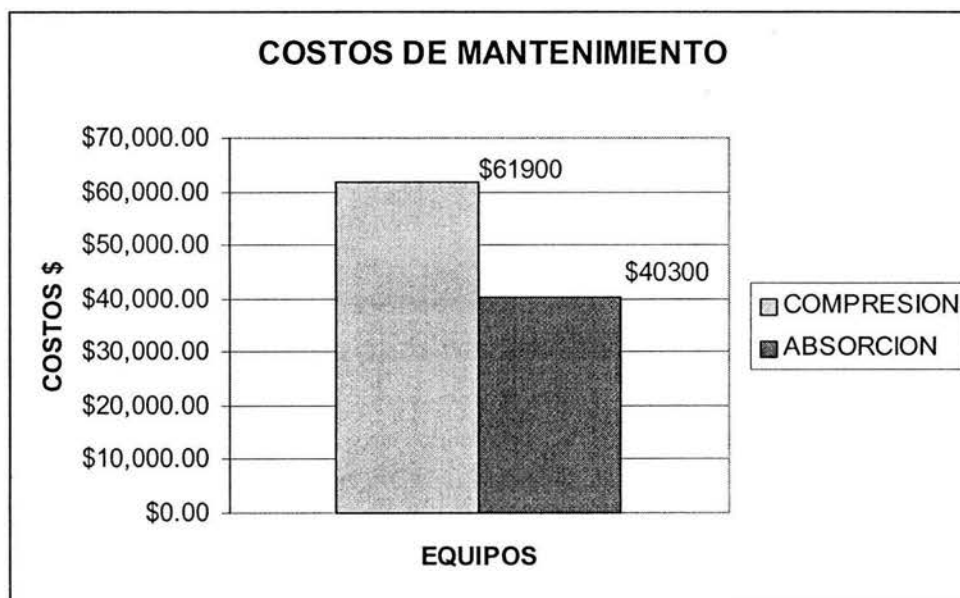
$$8640 - 624 = 8016 \text{ horas/año}$$

El costo por mantenimiento anual del equipo de absorción es de:

\$40300.00

5.5 COMPARACIÓN DE COSTOS DE MANTENIMIENTO.

Como podemos observar en la gráfica 5.1 los costos de mantenimiento del equipo de absorción son menores que los costos del equipo de compresión, gracias a que el equipo de absorción tiene ausencia de problemas originados por “golpe de líquido”, ausencia de partes móviles y rotativas significativas, su funcionamiento es estable, silencioso y libre de vibración, ausencia de aceite en el circuito de refrigeración y sus inconvenientes derivados e instrumentación y control de baja complejidad.



Gráfica 5.1 Comparación de los costos de mantenimiento anual de los equipos de Compresión y de Absorción

5.6 COSTOS DE OPERACIÓN.

Los gastos de operación comienzan después de que un equipo ha sido construido y son todos aquellos costos directos e indirectos que se relacionen con los equipos en estado de operación. Su magnitud proviene del diseño original y de todos los factores ambientales.

Dentro de los gastos de operación se considera el costo de las partes de repuesto que requieren los equipos para un óptimo funcionamiento.

5.7 COSTOS DE OPERACIÓN PARA EL EQUIPO DE ABSORCIÓN.

Los costos de operación anual, son los que resultan del consumo de vapor, energía eléctrica y agua que se tiene para operar los equipos, así como las refacciones empleadas para el mantenimiento. Estos gastos se toman anualmente.

En este caso los costos por consumo de vapor no se toman en cuenta gracias a que el calor que esta ocupando el generador es calor de desecho de la turbina de gas.

El costo por tratamiento de agua es:

$$\begin{aligned} \$ / \text{año} &= \$ / \text{m}^3 * (\text{m}^3 / \text{año}) \\ \$ / \text{año} &= (\$6.00) (146*3.78*60*20.8*365)*10^{-3} \\ \$ / \text{año} &= \$148956.97 \end{aligned}$$

La energía eléctrica en las plataformas marinas, se produce por medio de generadores eléctricos que son accionados por turbinas de gas y el costo del kw/h se estima en \$ 0.60. El costo estimado por consumo anual de energía eléctrica es:

Bomba del condensador:

$$\begin{aligned} 10 \text{ HP} &= 7.46 \text{ kw} \\ \$ / \text{año} &= (\text{kw-h/año}) * \$ / \text{kw-h} \\ \$ / \text{año} &= (7.46 \text{ kw}) (8016 \text{ h}) (0.60) \\ \$ / \text{año} &= \$35879.616 \end{aligned}$$

Bomba del tanque al generador:

$$\begin{aligned} 10 \text{ HP} &= 7.46 \text{ kw} \\ \$ / \text{año} &= (\text{kw-h/año}) * \$ / \text{kw-h} \\ \$ / \text{año} &= (7.46 \text{ kw}) (8016 \text{ h}) (0.60) \\ \$ / \text{año} &= \$35879.616 \end{aligned}$$

Bomba del refrigerante:

$$\begin{aligned} 15 \text{ HP} &= 11.18 \text{ kw} \\ \$ / \text{año} &= (\text{kw-h/año}) * \$ / \text{kw-h} \\ \$ / \text{año} &= (11.18 \text{ kw}) (8016 \text{ h}) (0.60) \\ \$ / \text{año} &= \$53771.328 \end{aligned}$$

El costo estimado de energía de las tres bombas es:

$$\begin{aligned} 35 \text{ HP} &= 26.1 \text{ kw} \\ \$ / \text{año} &= (\text{kw-h/año}) * \$ / \text{kw-h} \\ \$ / \text{año} &= (26.1 \text{ kw}) (8016 \text{ h}) (0.60) \\ \$ / \text{año} &= \$125530.56 \end{aligned}$$

El costo estimado por refacciones es:

\$70800.00

En la tabla 5.3 se muestran los costos de operación anual.

CONCEPTO	PESOS (\$)
Consumo de vapor	\$ 0.00
Agua de enfriamiento	\$148956.97
Energía eléctrica	\$125530.56
Refacciones	\$ 70800.00
TOTAL	\$345287.53

Tabla 5.3 Costos de operación anual para el equipo de absorción

5.8 COSTOS DE OPERACIÓN PARA EL EQUIPO DE COMPRESIÓN

Al igual que para el equipo de absorción la energía eléctrica se estima en \$0.60. El costo estimado por consumo anual de energía eléctrica es:

83.3 kw

$\$/ \text{ año} = (\text{kw-h/año}) * \$/ \text{ kw-h}$

$\$/ \text{ año} = (83.3 \text{ kw}) (8016 \text{ h}) (0.60)$

$\$/ \text{ año} = \400639.68

El costo por agua de enfriamiento el cual incluye gastos por tratamiento y consumo de energía eléctrica de equipo de bombeo es:

$\$/ \text{ año} = \$/ \text{ m}^3 * (\text{m}^3 / \text{año})$

$\$/ \text{ año} = (\$6.00) (192 * 3.78 * 60 * 20.8 * 365) * 10^{-3}$

$\$/ \text{ año} = \148956.97

El costo estimado por refacciones es:

\$20300.00

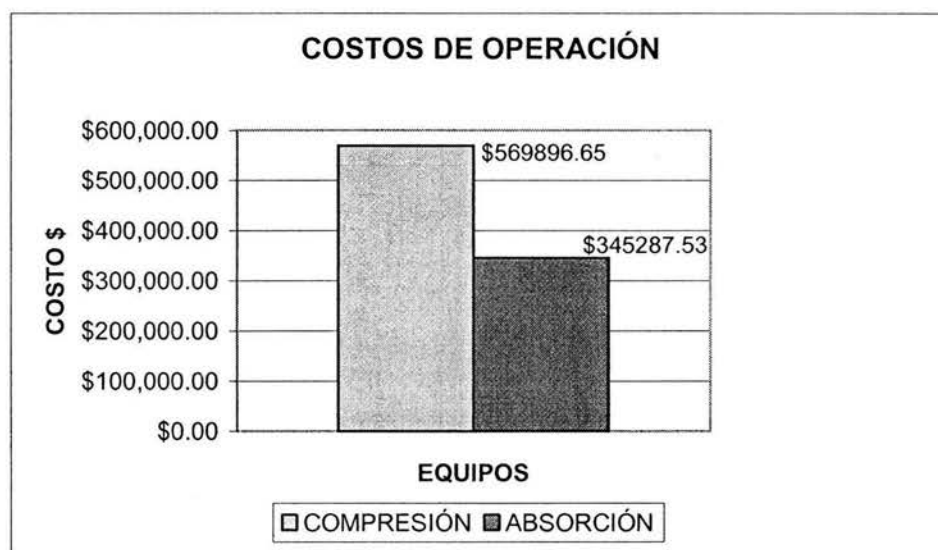
En la tabla 5.4 se muestran los costos de operación anual.

CONCEPTO	PESOS (\$)
Agua de enfriamiento	\$148956.97
Energía eléctrica	\$400639.68
Refacciones	\$ 20300.00
TOTAL	\$569896.65

Tabla 5.4 Costos de operación anual para el equipo de compresión mecánica

5.9 COMPARACION DE COSTOS DE OPERACIÓN.

Como podemos observar en la gráfica 5.2 los costos de operación del equipo de compresión son mayores que los del equipo de absorción, debido a que el consumo de energía de las bombas que se utilizan en el equipo de absorción es mucho menor que el consumo de energía del equipo de compresión. Además, como ya se mencionó, una gran ventaja es que se está utilizando calor de desecho y el costo por consumo de vapor es nulo.



Gráfica 5.2 Comparación de los costos de operación anual de los equipos de Compresión y de Absorción

5.10 COSTOS DE INVERSIÓN DEL EQUIPO DE ABSORCIÓN.

El recuperador de calor es tipo caja, con un haz de tubos colocado perpendicularmente al flujo de los gases calientes para recuperar calor por convección en flujo cruzado, de acero al carbón grado B, 25 m² de área de transferencia de calor, con aletas de acero al 115 Cromo. El haz de tubos tendrá un recubrimiento de aluminio para alta temperatura 612-6211 de Dupont, espesor de película seca de 0.0254 mm (1 milésima de pulgada), temperatura de servicio de 240 a 600 °C, con aplicación por medio de aspersión. Este recubrimiento es necesario para proteger al acero de los ácidos generados al condensar el vapor de agua y algunos compuestos ácidos contenidos en los gases de la combustión.

El tanque de balance es cilíndrico horizontal, construido en placa de acero al carbón SA-285-, 1980 mm de diámetro y 3305 mm de longitud, tapas semielípticas de 9.525 mm (3/8") de espesor, cuerpo en placa de 9.525 mm (3/8") de espesor, soporte tipo silletas a un metro en la parte más baja del recipiente, boquillas y primer anticorrosivo exterior.

La bomba de agua de recirculación es una bomba centrífuga, carcasa de hierro fundido e impulsor de bronce; gasto 48.3909 m³/h (213 GPM), carga 50.3 m (145 ft), motor eléctrico de 10.56 kw (15 HP), 440 volts, 3 fases y 60 Hertz.

La bomba de recirculación de aceite es una bomba centrífuga, carcasa e impulsor de acero inoxidable 316, gasto 99.00 m³/h (435.8 GPM), carga 13.00 m (42.65 ft), motor eléctrico de 7.5 kw (10 HP), 440 volts, 3 fases y 60 Hertz.

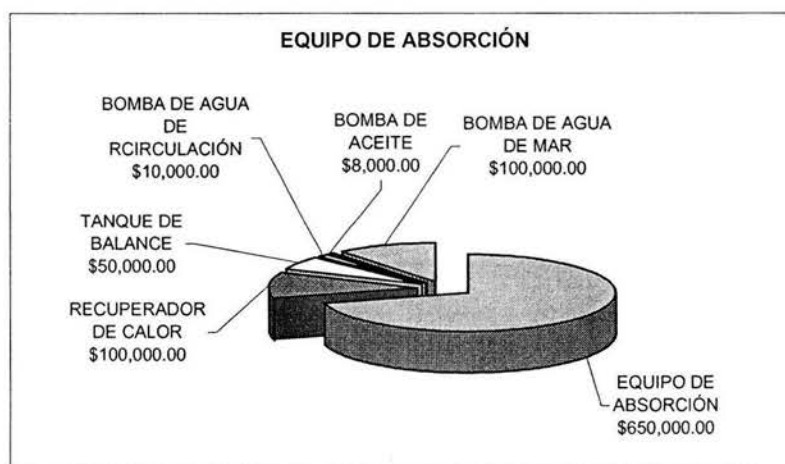
La bomba de agua de alimentación de agua de mar es una bomba centrífuga tipo sumergible, carcasa e impulsor de acero inoxidable 904, gasto 30.16 m³/h (146 GPM), carga 20.00 m (65.61 ft), motor eléctrico sellado de 5.98 kw (10 HP), 440 volts, 3 fases y 60 Hertz.

Los costos estimados de estos equipos se mencionan en la tabla 5.5

EQUIPO	COSTO ESTIMADO
Equipo de absorción	\$650,000.00
Recuperador de Calor	\$ 100,000.00
Tanque de Balance	\$ 50,000.00
Bomba de Agua de Recirculación	\$ 10,000.00
Bomba de Aceite de Recirculación	\$ 8,000.00
Bomba de Alimentación de Agua de Mar	\$ 100,000.00
TOTAL	\$ 918,000.00

Tabla 5.5.- Costos estimados del equipo de Absorción

En la gráfica 5.3 se muestra cada equipo que complementa al equipo de absorción, se muestran el costo de inversión.



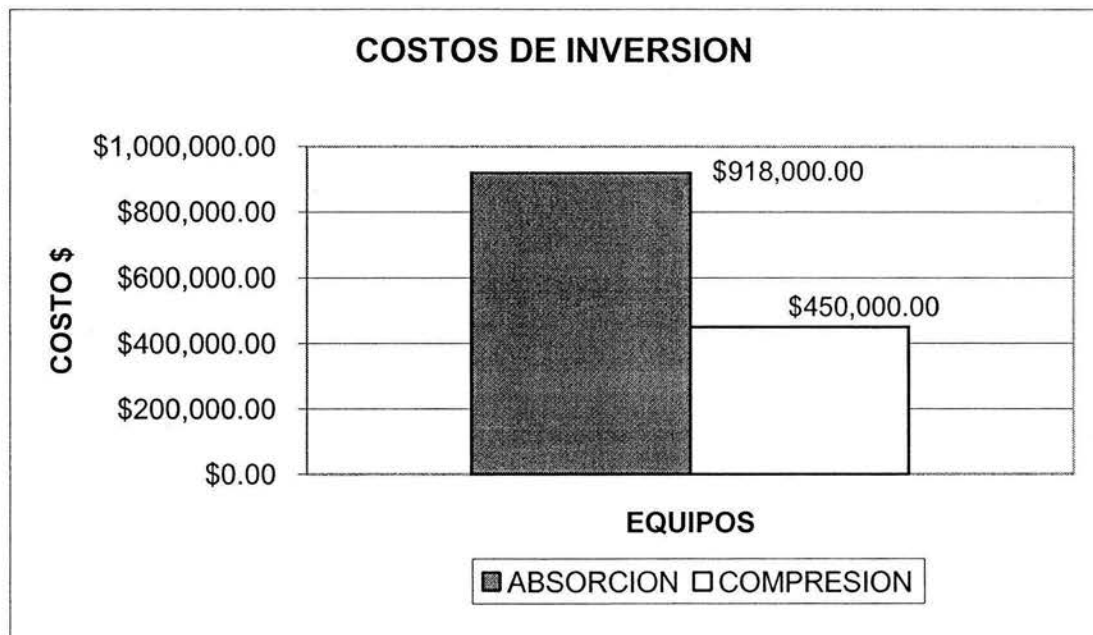
Gráfica 5.3.- Distribución del costo de inversión del equipo de Absorción.

5.11 COMPARACIÓN DE LOS COSTOS DE INVERSIÓN.

El costo de inversión del equipo de compresión es de:

\$450000.00

Como se observa el equipo de absorción requiere de un costo de inversión mayor debido a que en este caso se necesitan varias bombas, el tanque de balance y el recuperador de calor. En la gráfica 5.4 se muestra la comparación de los costos de inversión del equipo de absorción y el equipo de compresión.



Gráfica 5.4 Comparación de los costos de inversión del equipo de Absorción y el de Compresión

5.12 COSTOS TOTALES.

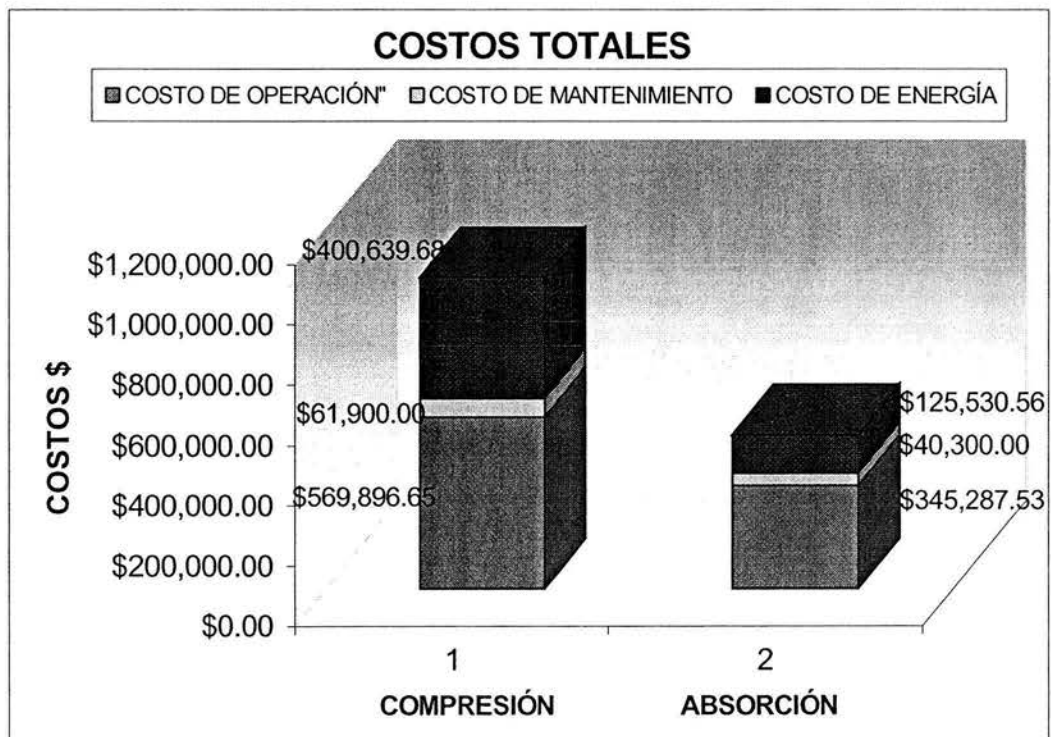
Como último análisis se hará la comparación de todos los costos.

En la tabla 5.6 se muestran los costos totales anuales de los dos equipos que estamos estudiando.

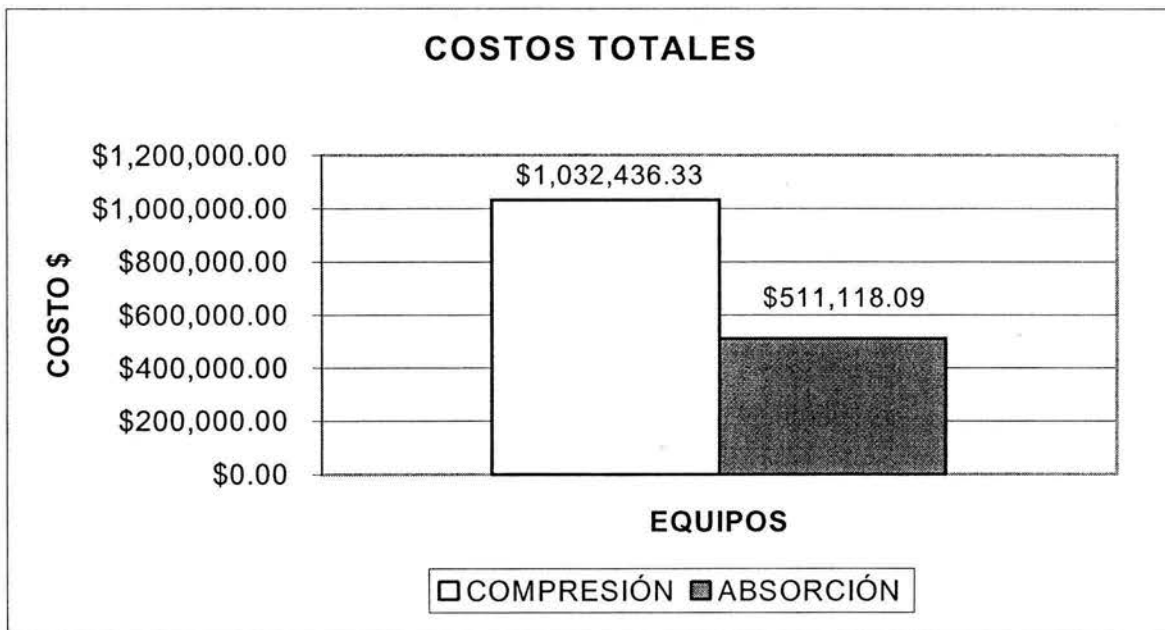
DESCRIPCION	COMPRESION MECANICA	ABSORCION
Costos de Operación	\$ 569896.65	\$345287.53
Costos de Mantenimiento	\$ 61900.00	\$ 40300.00
Costos de Energía	\$ 400639.68	\$125530.56
COSTOS TOTALES	\$1032436.33	\$511118.09

Tabla 5.6 Costos totales anuales del equipo de absorción y el de compresión.

En la gráfica 5.5 y 5.6 se muestra los costos totales anuales de los equipos estudiados.



Gráfica 5.5 Costos totales anuales del equipo de Absorción y el equipo de Compresión.



Gráfica 5.6 Costos totales anuales

CONCLUSIÓN

Como podemos observar el sistema de refrigeración por absorción es una importante alternativa cuando se dispone de calor de bajo costo. En este estudio se comprueba que el sistema de refrigeración por absorción con recuperador de calor es una gran opción, ya que anualmente podemos ver que en cuanto a costos de operación tenemos un ahorro de \$224609.12, por otra parte tenemos un ahorro en los costos por mantenimiento el cual es de \$21600.00 y el más grande ahorro que se muestra es en cuestión de energía que es de \$275109.12, como podemos ver, el ahorro general que se hace anualmente equivale a \$521318.24. El sistema propuesto puede ser una de las mejores alternativas en cuanto al acondicionamiento del aire en plataformas habitacionales marinas de PEMEX debido al gran ahorro de energía que se tiene.

Algunas otras ventajas que tiene el sistema de refrigeración por absorción con recuperador de calor en comparación con el sistema de refrigeración por compresión mecánica de vapor es la ausencia de partes móviles y rotativas significativas, se tiene un requerimiento mínimo de energía mecánica, ya que se sustituye el compresor, además de que el refrigerante que se utiliza (agua) no es tóxico ni inflamable y por último podemos mencionar que hay recuperación de calor “no utilizado” lo cual nos hace aprovechar energía de otro proceso.

APÉNDICE

Temp. (8C)	Presión de Vapor (kPa)	Volumen Específico (m ³ /kg)		Entalpía (kJ/kg)		Entropía (kJ/kg K)	
		Líquido	Vapor Sat.	Líquido	Vapor Sat.	Líquido	Vapor Sat.
0.01	0.6113	0.0010002	206.136	0.00	2501.4	0.0000	9.1562
3	0.7577	0.0010001	168.132	12.27	2506.9	0.0457	9.0773
6	0.9349	0.0010001	137.734	25.20	2512.4	0.0912	9.0003
9	1.1477	0.0010003	113.386	37.80	2517.9	0.1362	8.9253
12	1.4022	0.0010005	93.784	50.41	2523.4	0.1806	8.8524
15	1.7051	0.0010009	77.926	62.99	2528.9	0.2245	8.7814
18	2.0640	0.0010014	65.038	75.58	2534.4	0.2679	8.7123
21	2.487	0.0010020	54.514	88.14	2539.9	0.3109	8.6450
24	2.985	0.0010027	45.883	100.70	2545.4	0.3534	8.5794
27	3.567	0.0010035	38.774	113.25	2550.8	0.3954	8.5156
30	4.246	0.0010043	32.894	125.79	2556.3	0.4369	8.4533
33	5.034	0.0010053	28.011	138.33	2561.7	0.4781	8.3927
36	5.947	0.0010063	23.940	150.86	2567.1	0.5188	8.3336
40	7.384	0.0010078	19.523	167.57	2574.3	0.5725	8.2570
45	9.593	0.0010099	15.258	188.33	2583.2	0.6387	8.1648
50	12.349	0.0010121	12.032	209.33	2592.1	0.7038	8.0763
55	15.758	0.0010146	9.568	230.23	2600.9	0.7679	7.9913
60	19.940	0.0010172	7.671	251.13	2609.6	0.8312	7.9096
65	25.03	0.0010199	6.197	272.06	2618.3	0.8935	7.8310
70	31.19	0.0010228	5.042	292.98	2626.8	0.9549	7.7553
75	38.58	0.0010259	4.131	313.93	2635.3	1.0155	7.6824
80	47.39	0.0010291	3.407	334.91	2643.7	1.0753	7.6122
85	57.83	0.0010325	2.828	355.90	2651.9	1.1343	7.5445
90	70.14	0.0010360	2.361	376.92	2660.1	1.1925	7.4791
95	84.55	0.0010397	1.9819	397.96	2668.1	1.2500	7.4159
100	101.35	0.0010435	1.6729	419.04	2676.1	1.3069	7.3549
105	120.82	0.0010475	1.4194	440.15	2683.8	1.3630	7.2958
110	143.27	0.0010516	1.2102	461.30	2691.5	1.4185	7.2387
115	169.06	0.0010559	1.0366	482.48	2699.0	1.4734	7.1833
120	198.53	0.0010603	0.8919	503.71	2706.3	1.5276	7.1296
125	232.1	0.0010649	0.7706	524.99	2713.5	1.5813	7.0775
130	270.1	0.0010697	0.6685	546.31	2720.5	1.6344	7.0269
135	313.0	0.0010746	0.5822	567.69	2727.3	1.6870	6.9777
140	316.3	0.0010797	0.5089	589.13	2733.9	1.7391	6.9299
145	415.4	0.0010850	0.4463	610.63	2740.3	1.7907	6.8833
150	475.8	0.0010905	0.3928	632.20	2746.5	1.8418	6.8379
155	543.1	0.0010961	0.3468	653.84	2752.4	1.8925	6.7935
160	617.8	0.0011020	0.3071	675.55	2758.1	1.9427	6.7502
165	700.5	0.0011080	0.2727	697.34	2763.5	1.9925	6.7078
170	791.7	0.0011143	0.2428	719.21	2768.7	2.0419	6.6663
175	892.0	0.0011207	0.2168	741.17	2773.6	2.0909	6.6256
180	1002.1	0.0011274	0.19405	763.22	2778.2	2.1396	6.5857
190	1254.4	0.0011414	0.15654	807.62	2786.4	2.2359	6.5079
200	1553.8	0.0011565	0.12736	852.45	2793.2	2.3309	6.4323
225	2548	0.0011992	0.07849	966.78	2803.3	2.5639	6.2503
250	3973	0.0012512	0.05013	1085.36	2801.5	2.7927	6.0730

Tabla. A.1 Propiedades del vapor saturado y del agua.
(Fuente Geankoplis, 1992)

TEMPERATURA DEL REFRIGERANTE ($t' = ^\circ\text{C}$) Y ENTALPÍA ($h = \text{kJ/kg}$) DE SOLUCIONES DE BROMURO DE LITIO

T ($^\circ\text{C}$)	PORCENTAJE BROMURO DE LITIO											
	0	10	20	30	40	45	50	55	60	65	70	
20	t	20	19.1	17.7	15	9.8	5.8	0.4	7.7	15.8	23.4#	29.3#
	h	84	67.4	52.6	40.4	33.5	33.5	38.9	53.2	78	111.0#	145.0#
30	t	30	29	27.5	24.6	19.2	15	8.6	1	7.3	15.2#	21.6#
	h	125.8	103.3	84	68.6	58.3	56.8	60.5	73.5	96.8	128.4#	161.7#
40	t	40	38.9	37.3	34.3	28.5	24.1	17.5	9.8	1.3	7.0#	14.0#
	h	167.6	139.5	115.8	96	82.5	79.7	82.2	93.5	115.4	146.0#	178.3#
50	t	50	48.8	47.2	44	37.9	33.3	26.5	18.5	9.9	1.3	6.3#
	h	209.3	175.2	147	123.4	106.7	102.6	103.8	114	134.5	163.5	195.0#
60	t	60	58.8	57	53.6	47.3	42.5	35.5	27.3	18.4	9.5	1.4#
	h	251.1	211.7	179.1	151.4	131.7	125.8	125.8	134.7	153.7	181.4	211.9#
70	t	70	68.7	66.8	63.3	56.6	51.6	44.4	36.1	27	17.7	9.0#
	h	293	247.7	210.5	178.8	155.7	148.9	148	155.6	173.2	199.4	228.8#
80	t	80	78.6	76.7	73	66	60.8	53.4	44.8	35.6	26	16.7#
	h	334.9	287.8	243.6	207.3	181	172.8	170	176.2	192.6	217.2	245.7#
90	t	90	88.6	86.5	82.6	75.4	70	62.3	53.6	44.1	34.2	24.3#
	h	376.9	321.1	275.6	235.4	206.1	195.8	192.3	197.1	212.2	235.6	262.9#
100	t	100	98.5	96.3	92.3	84.7	79.1	71.3	62.4	52.7	42.4	32
	h	419	357.6	307.9	263.8	231	219.9	214.6	218.2	231.5	253.5	279.7
110	t	110	108.4	106.2	101.9	94.1	88.3	80.2	71.1	61.3	50.6	39.7
	h	461.3	394.3	340.1	292.4	255.9	243.3	236.8	239.1	251	271.4	296.3
120	t	120.0*	118.3*	116.0*	111.6	103.4	97.5	89.2	79.9	69.8	58.9	47.3
	h	503.7*	431.0*	372.5*	320.9	281	267	259	260	270.2	289.5	313.4
130	t	130.0*	128.3*	125.8*	121.3*	112.8	106.7	92.8	88.7	78.4	67.1	55
	h	546.5*	468.4*	404.5*	349.6*	306.2	290.7	281	280.4	289.1	306.9	330.2
140	t	140.0*	138.2*	135.7*	130.9*	122.2*	115.8	107.1	97.4	87	75.3	62.7
	h	589.1*	505.6*	437.8*	377.9*	331.3*	314.2	303.2	301.1	308.1	324.7	346.9
150	t	150.0*	148.1*	145.5*	140.6*	131.5*	125.0*	116.1*	106.2	95.5	83.5	70.3
	h	632.2*	542.7*	470.5*	406.8*	356.6*	337.8*	325.5*	321.6	327.3	342.7	363.6
160	t	160.0*	158.1*	155.3*	150.3*	140.9*	134.2*	125.0*	115	104.1	91.8	78.9
	h	675.6*	580.8*	503.1*	435.4*	381.9*	361.2*	347.7*	342.2	346.1	360.3	380.1
170	t	170.0*	168.0*	165.2*	159.9*	150.3*	143.3*	134.0*	123.7	112.7	100	85.7
	h	719.2*	618.9*	536.1*	464.3*	406.8*	384.9*	369.9*	362.9	365.4	378.3	396

* Extensiones de los datos arriba de los 115 $^\circ\text{C}$ están arriba de los datos originales y deben ser manejados con cuidado.

#Solution supersaturada

Tabla. A.2 Temperatura del refrigerante y entalpía para soluciones de Bromuro de Litio.
(Fuente Ashrae Fundamentals, SI Ed., 2001)

T (K)	h (kJ / kg)	π_r	v (kJ / kg)	ω_r	ϕ (kJ / kg · °K)
200	201.2	0.3279	143.8	11782.00	6.2919
220	221.4	0.4588	158.2	9262.80	6.3884
240	241.7	0.6236	172.8	7433.00	6.4764
260	262.0	0.8275	187.4	6069.00	6.5577
280	282.3	1.0756	201.9	5028.00	6.6330
300	302.6	1.3738	216.5	4218.00	6.7033
320	323.1	1.7279	231.2	3577.00	6.7692
340	343.5	2.1440	245.9	3063.00	6.8311
360	364.0	2.6290	260.6	2645.00	6.8897
380	384.6	3.1900	275.5	2301.00	6.9454
400	405.1	3.8360	290.3	2014.40	6.9981
420	425.8	4.5720	305.2	1774.40	7.0486
440	446.6	5.4080	320.2	1571.50	7.0968
460	467.4	6.3540	335.3	1398.40	7.1430
480	488.3	7.4180	350.4	1249.90	7.1876
500	509.2	8.6110	365.7	1121.60	7.2304
520	530.3	9.9440	381.0	1010.20	7.2717
540	551.5	11.428	396.4	912.70	7.3116
560	572.8	13.075	412.0	827.40	7.3504
580	594.1	14.897	427.6	752.10	7.3877
600	615.6	16.909	443.3	685.50	7.4241
620	637.1	19.125	459.1	626.30	7.4596
640	658.8	21.56	475.0	573.40	7.4940
660	680.5	24.22	491.0	526.20	7.5275
680	702.4	27.14	507.2	484.00	7.5600
700	724.4	30.32	523.4	445.90	7.5919
720	746.5	33.80	539.7	411.50	7.6230
740	768.6	37.57	556.2	380.50	7.6533
760	790.9	41.66	572.7	352.40	7.6831
780	813.3	46.11	589.4	326.80	7.7122
800	835.8	50.91	606.1	303.60	7.7407
820	858.4	56.10	623.0	282.30	7.7686
840	881.1	61.72	640.0	262.90	7.7959
860	903.9	67.76	657.0	245.20	7.8227
880	926.8	74.26	674.1	228.90	7.8490
900	949.8	81.24	691.4	214.00	7.8749
920	972.8	88.74	708.7	200.26	7.9002
940	996.0	96.78	726.1	187.61	7.9252
960	1019.2	105.39	743.6	175.94	7.9496
980	1042.6	114.60	761.2	165.18	7.9736
1000	1066.0	124.60	778.9	155.21	7.9973
1050	1124.9	152.05	823.5	133.40	8.0549
1100	1184.3	184.33	868.5	115.27	8.1101
1150	1244.2	221.90	914.0	100.11	8.1633
1200	1304.5	265.4	960.0	87.36	8.2148
1250	1365.3	315.3	1006.4	76.56	8.2643
1300	1426.4	372.6	1053.1	67.37	8.3123
1350	1487.8	438.0	1100.2	59.54	8.3587
1400	1542.8	512.3	1147.6	52.79	8.4037
1450	1611.7	596.2	1195.4	46.98	8.4472
1500	1674.1	690.9	1243.4	41.94	8.4896
1550	1736.7	797.3	1291.7	37.55	8.5306
1600	1799.7	916.4	1340.3	33.73	8.5707
1650	1862.9	1049.4	1389.2	30.37	8.6096
1700	1926.4	1197.4	1438.3	27.42	8.6475
1750	1990.0	1361.7	1487.6	24.83	8.6843
1800	2053.9	1543.5	1537.1	22.53	8.7204
1850	2118.0	1744.5	1586.8	20.49	8.7555
1900	2182.3	1965.7	1636.8	18.67	8.7899

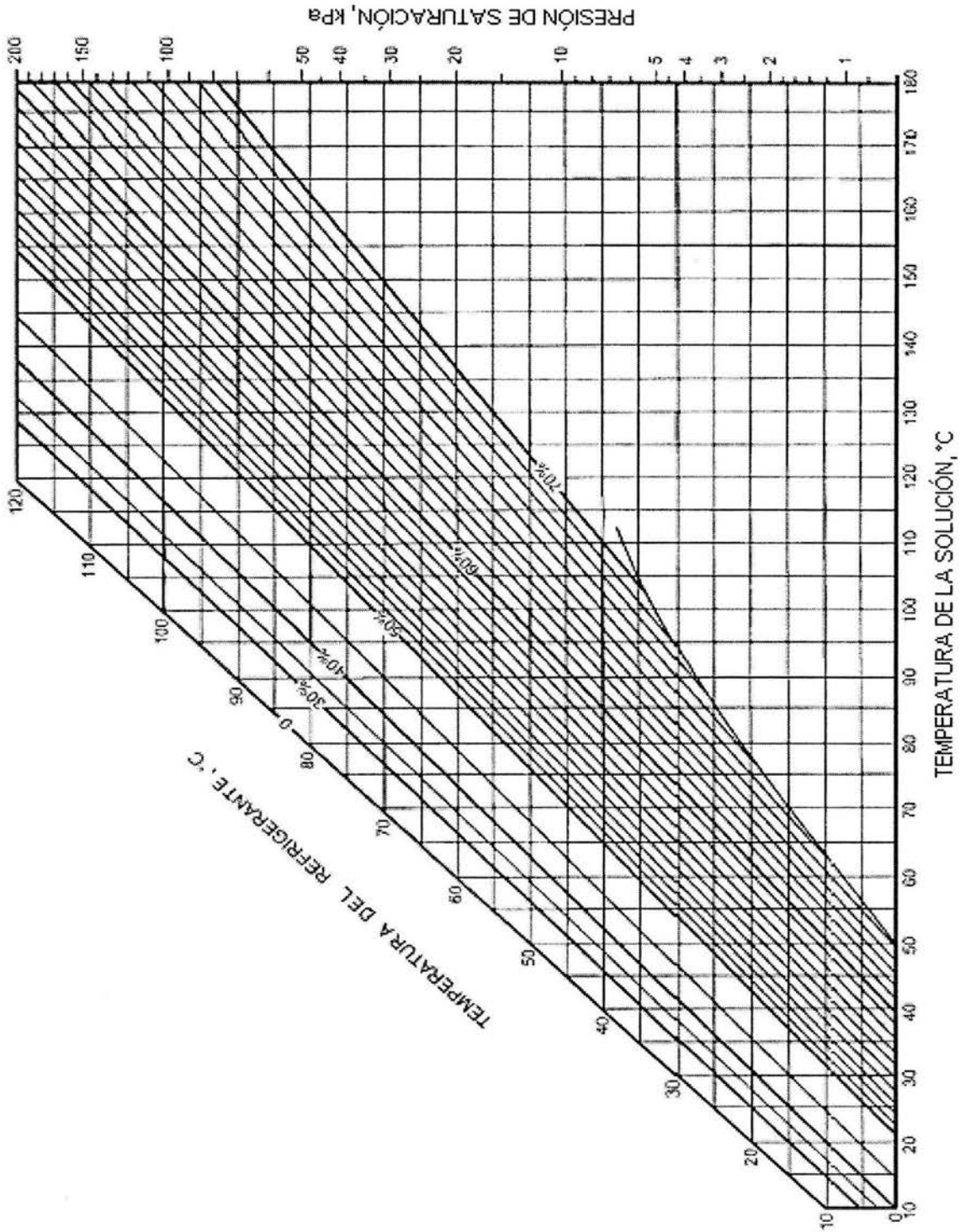
Tabla. A.3 Productos de combustión a bajas presiones para 400% de aire teórico.
(Fuente: Burghardt, 1984)

Servicio o Aplicación	Velocidad (m/s)
Descarga de la bomba	2.4 – 3.6
Aspiración de la bomba	1.2 – 2.1
Línea o tubería de desagüe	1.2 – 2.1
Colector o tubería principal	1.2 – 4.5
Montante o tubo ascendente	1 – 3
Servicio general	1.5 – 3
Suministros de agua de ciudad	1 – 2.1

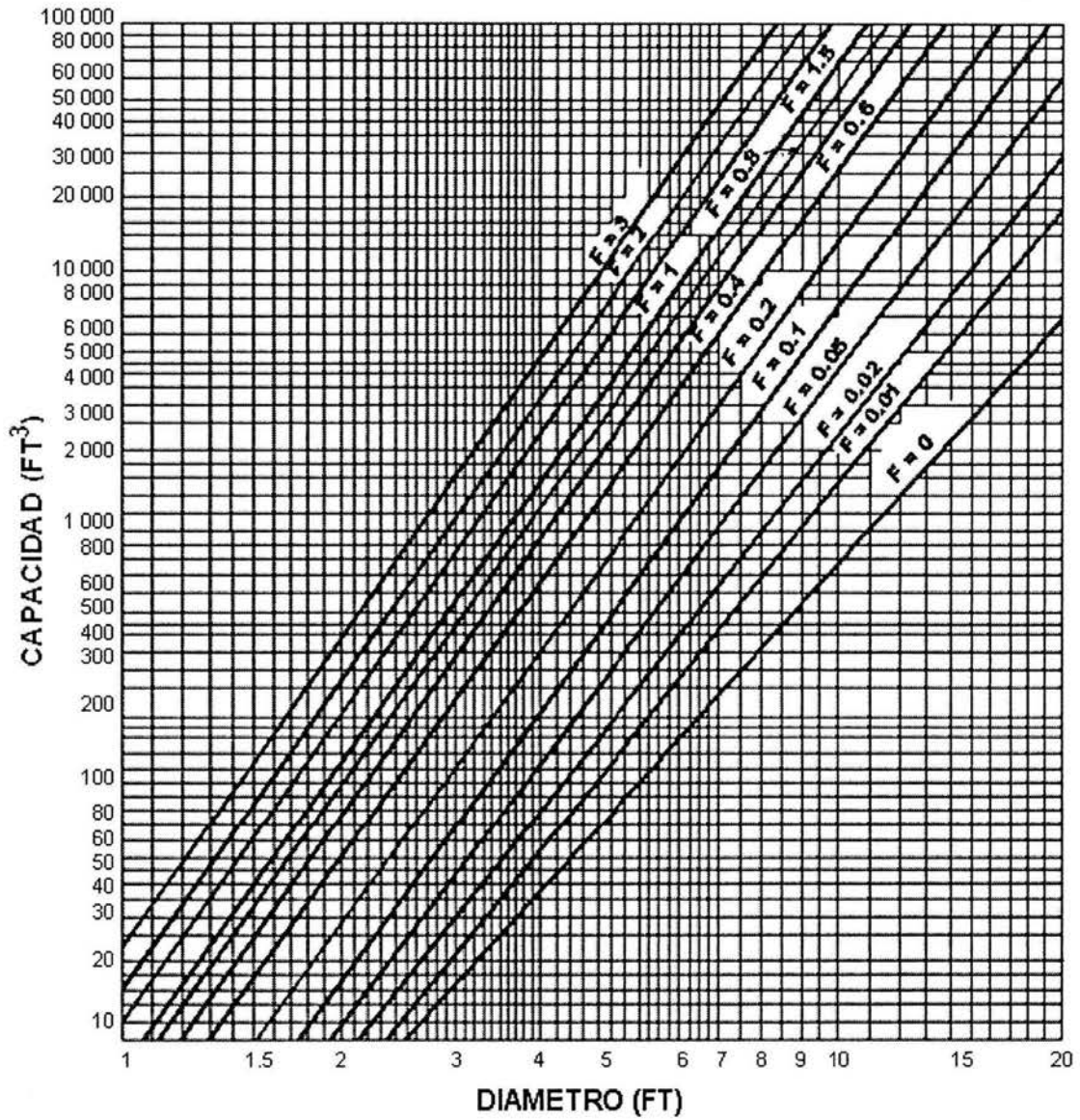
Tabla A-4.- Velocidades recomendables del agua. (Fuente: Carrier, 1980)

Tam. Nom. de la tubería (plg)	Diámetro externo (plg)	Cédula	Espesor de la pared	Diámetro interno (plg)	Area de la sección transversal interna (pie ²)
1/8	0.405	40	0.068	0.269	0.00040
		80	0.095	0.215	0.00025
¼	0.540	40	0.088	0.364	0.00072
		80	0.119	0.302	0.00050
3/8	0.675	40	0.091	0.493	0.00133
		80	0.126	0.423	0.00098
½	0.840	40	0.109	0.622	0.00211
		80	0.147	0.546	0.00163
¾	1.050	40	0.113	0.824	0.00371
		80	0.154	0.742	0.00300
1	1.1315	40	0.133	1.049	0.00600
		80	0.179	0.957	0.00499
1 ¼	1.6660	40	0.140	1.380	0.01040
		80	0.191	1.278	0.00891
1 ½	1.900	40	0.145	1.610	0.01414
		80	0.200	1.500	0.01225
2	2.375	40	0.154	2.067	0.02330
		80	0.218	1.939	0.02050
2 ½	2.875	40	0.203	2.469	0.03322
		80	0.276	2.323	0.02942
3	3.500	40	0.216	3.068	0.05130
		80	0.300	2.900	0.04587
3 ½	4.000	40	0.226	3.548	0.06870
		80	0.318	3.364	0.06170
4	4.500	40	0.237	4.026	0.08840
		80	0.337	3.826	0.07986
5	5.563	40	0.258	5.047	0.1390
		80	0.375	4.813	0.1263
6	6.625	40	0.280	6.065	0.2006
		80	0.432	5.761	0.1810
8	8.625	40	0.322	7.981	0.3474
		80	0.500	7.626	0.3171
10	10.750	40	0.365	10.020	0.5476
		80	0.500	9.559	0.4984

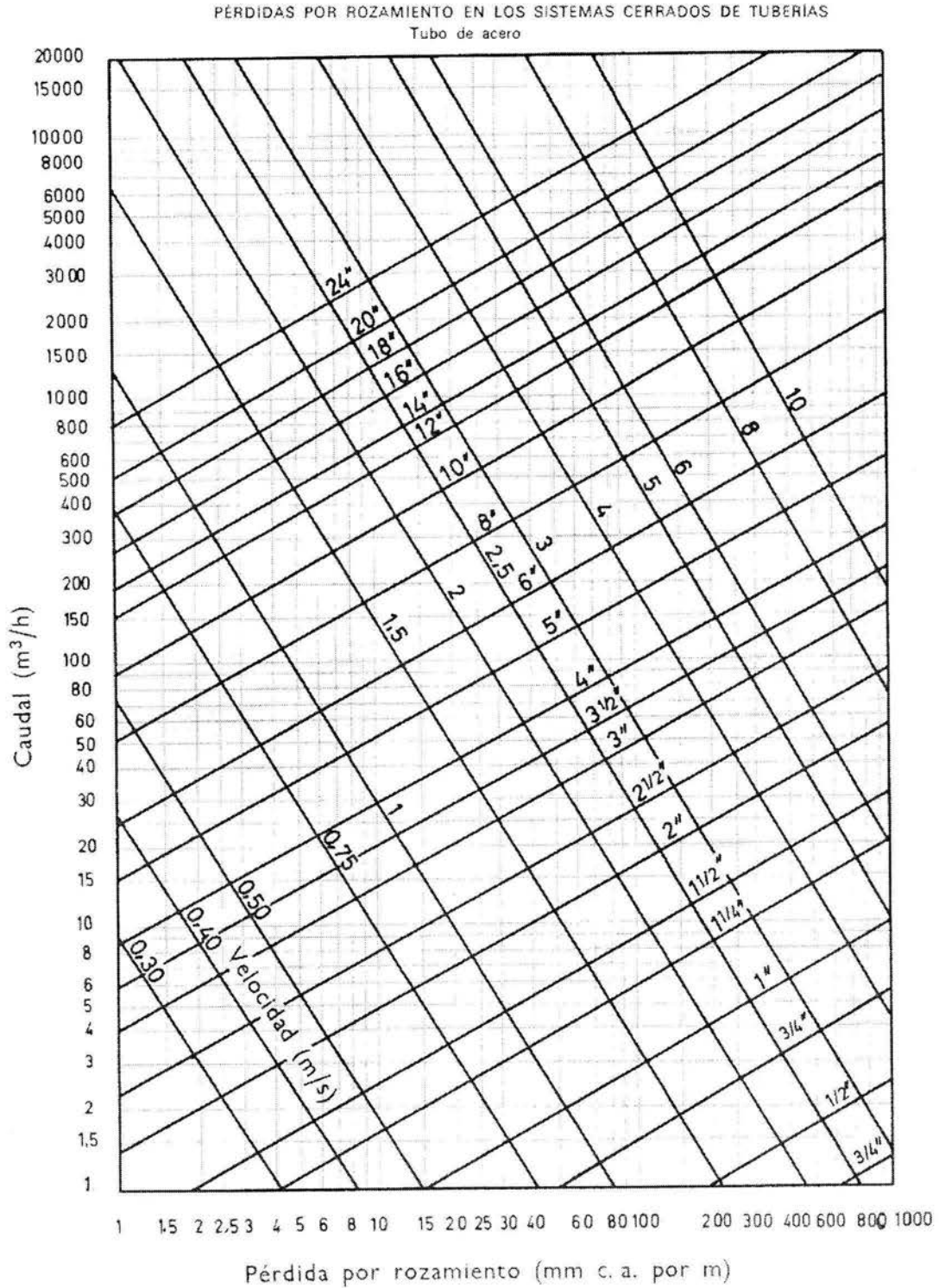
Tabla A-5.- Dimensiones de tuberías estándar de acero. (Fuente: Geankoplis, 1992)



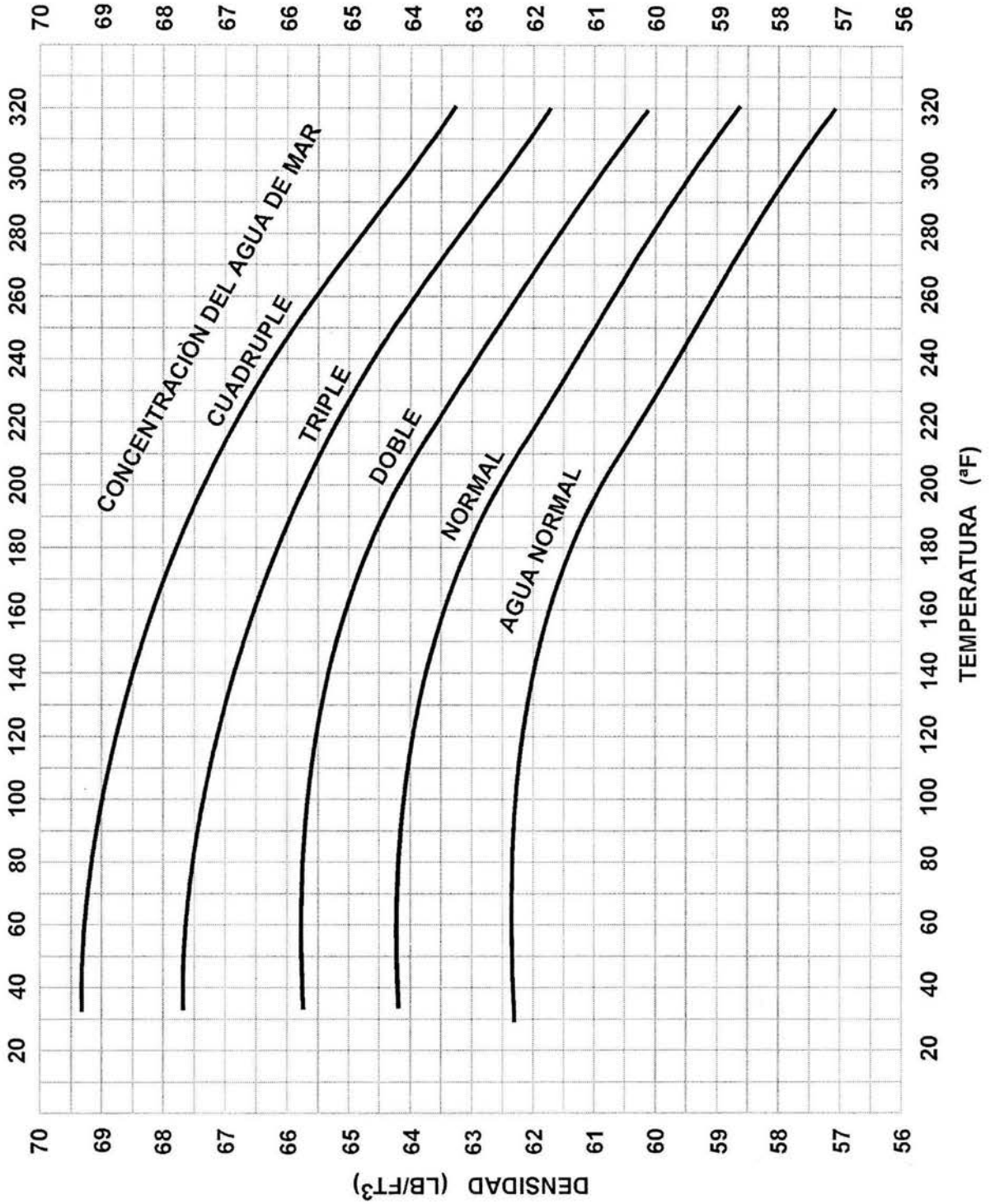
Gráfica. A.1 Gráfica de equilibrio para soluciones de Bromuro de Litio - Agua.
(Fuente Ashrae Fundamentals, SI Ed., 2001)



Gráfica. A.2 Gráfica de Abakians para determinar el diámetro óptimo de un recipiente.



Gráfica. A.3 Determinación del diámetro de la tubería de acero.
(Fuente: Carrier, 1980)



Gráfica. A.4 Determinación de la densidad del agua de mar.
(Fuente: OSW, 2001)

BIBLIOGRAFÍA

- Aguilar, Guillermo, “Refrigeración Elemental Practica “, McGRAW-HILL.
-
- Ashrae, “Handbook Fundamentals”, SI Edition, 2001.
-
- Burghardt, D., “Ingeniería Termodinámica” Segunda Edición. Editorial Harla. México, D.F. México, 1984.
-
- Carrier Air Conditioning Company, “Manual de Aire Acondicionado”. Marcombo Boixareu Editores, 5° Reimpresión. Barcelona, España, 1980.
-
- Conan, Jean-George, “Refrigeración Industrial”, Ed. Paraninfo
-
- Crane, “Flujo de Fluidos en Válvulas, Accesorios y Tuberías”. 1^{ra} Edición en español. Ed. Mc Graww Hill.
-
- De María y Campos, Eduardo, “Fundamentos de Turbinas de Gas y Vapor”. ESIME, 1989-1.
-
- Donald Q. Kern, “Procesos de Transferencia de Calor”, Compañía Editorial Continental, S.A. de C.V. México, 1991.
-
- George Vicatos, “Design of Absorption Refrigeration Machines”, Mechanical Engineering Department – University of Cape Town, South Africa.
-
- Isaac Pilatowsky Figueroa, Roberto Best Brown, “Métodos de Producción de Frío”, Universidad Nacional Autónoma de México, 1993.
-
- J. Dossat, Roy, “ Principios de Refrigeración”, Ed. Continental

-
- Pita, Edward G., “Principio y Sistemas de Refrigeración”, Ed. Limusa
-
- Polo Encinas, Manuel, “Turbomáquinas de Fluido Compresible”, Ed. Limusa, 1985.
-
- Ramírez Millar, Juan Antonio, “Enciclopedia de la Climatización”, Ed. Ceac.
-
- Reyez Zuñiga, J. J., “Uso Racional de la Energía en Plataformas Marinas Aprovechando los Gases de Escape de Turbinas de Gas”. Revista del Instituto Mexicano del Petróleo. Volumen XXIV, Numero 3, Julio-Septiembre, pp 56-67. México, D.F. México. 1992.
-
- Solís Téllez, Arquímedes, “Potabilización de Agua Salada Utilizando la Energía Residual de una Turbina de Gas”, Tesis de Grado de Maestro en Ciencias. ESIME del IPN. México, D.F., 2002.
-
- Stoecker, W.F., “Refrigeración y Acondicionamiento de Aire”, Ed. McGRAW-HILL.
-
- Torrella Alcazar, Enrique, “Producción de Frío”, Universidad Politécnica de Valencia.
-
- William E. Stewart, Jr., Turbine inlet air cooling ”ASHRAE Journal” New York, Volume 40, Issue 9, New York; Sep. 1998

Links

www.valycontrol.com.mx

www.personalesya.com.mx

www.trane.com

www.modeloingenieria.edu.ar