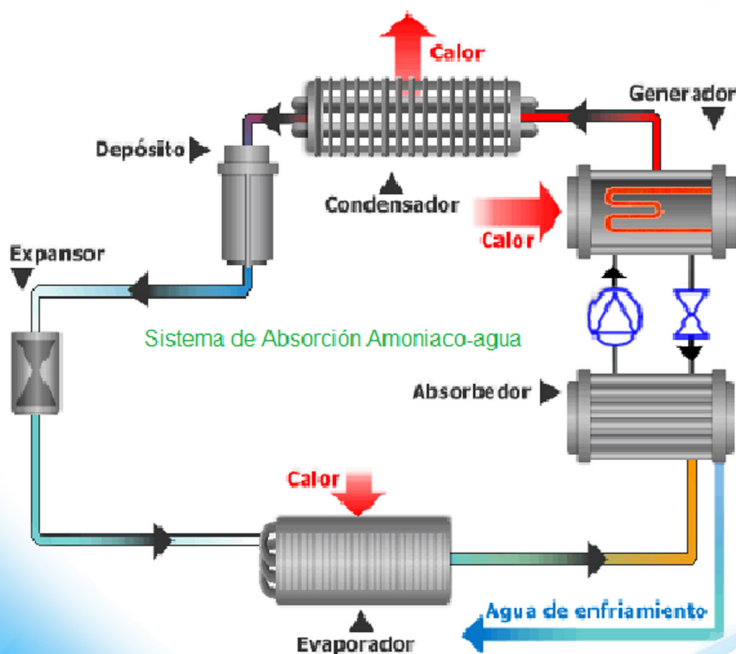


REFRIGERACIÓN por Absorción

Armando Dimas Chacón López
Mario Víctor Iglesias Ruiz
Félix González Pérez



Selección de
Lecturas de Derecho
de la Empresa e Internacional

Rodolfo P. Ripoll Salcines (Compilador)

Diseño de carátula: D.I. Yunisley Bruno Díaz

Edición: D.I. Yunisley Bruno Díaz

Corrección: MSc. Dolores Pérez Dueñas

Dirección editorial: Dr. C. Jorge Luis León González

Sobre la presente edición:

© Editorial Universo Sur, 2018

ISBN: 978-959-257-472-4

Podrá reproducirse, de forma parcial o total, siempre que se haga de forma literal y se mencione la fuente.



Editorial: "Universo Sur".

Universidad de Cienfuegos. Carretera a Rodas, Km 3 ½.

Cuatro Caminos. Cienfuegos. Cuba.

CP: 59430

Dedicamos este modesto trabajo sobre la refrigeración por absorción al Doctor en Ciencias Técnicas, Ingeniero Mario Víctor Iglesias Ruiz investigador auxiliar del Instituto de Refrigeración y Climatización del SIME y Profesor Titular Adjunto del Instituto Superior Politécnico “José Antonio Echavarría” y a su esposa la MSc. Mercedes Hernández Fuentes quienes han trabajado con esmero en mi preparación para realizar esta tarea, y a quienes admiro y quiero con todas mis fuerzas.

Prólogo

Este libro ha de ser utilizado como texto de la asignatura Máquinas e instalaciones frigoríficas que se desarrolla en el plan de estudio de la especialidad de Refrigeración, perteneciente a la rama de Construcción de Maquinarias para el nivel técnico medio de la Educación Técnica y Profesional.

El contenido del libro abarca variados aspectos como son entre otros, Principios de la refrigeración, Operación de los sistemas de refrigeración y temas como Refrigerantes y Tecnologías no convencionales. El material ilustrado tiene el objetivo de hacer más factible su comprensión con ejemplo de cálculos realizados. La elaboración del mismo ha estado a cargo del Ing. Armando Dimas Chacón López.

Agradecemos su colaboración a todos aquellos que de una forma u otra han contribuido en la elaboración de este libro.

Dirección de Educación Técnica y Profesional

Introducción

Los procesos de enfriamiento natural consisten en la pérdida de calor espontánea, como ocurre en los procesos de enfriamiento debido a la pérdida de calor por radiación (enfriamiento radiativo) y por convección-evaporación (enfriamiento evaporativo).

Los procesos de enfriamiento artificial están basados en la utilización de procesos de muy variada naturaleza, se utilizan por lo general fluidos cuyas propiedades termodinámicas los sitúan como grandes absorbedores de calor, los cuales se conocen como refrigerantes, que tienen como función extraer el calor de un cuerpo de manera constante.

Existen diferentes niveles de enfriamiento por debajo de los valores de la temperatura ambiente:

- a. El enfriamiento propiamente dicho que va de los 24-26°C a los 14°C, en donde se sitúa el bienestar humano y las temperaturas alcanzadas por diferentes procesos naturales como el enfriamiento evaporativo y el radiativo, el acondicionamiento del aire y la conservación de algunos productos perecederos.
- b. La refrigeración en donde comienzan a suceder los cambios de estado, principalmente del agua y en donde el abatimiento de la temperatura va desde la temperatura de 14°C hasta cerca los 0°C, en la mayoría de los casos no ocurre un cambio de fase.
- c. La sub refrigeración, la cual opera en un dominio de temperaturas que va desde 0 °C hasta cerca de -15 °C. En este dominio se lleva a cabo la formación de hielo.
- d. La congelación, en un dominio de temperaturas entre -15 y -35°C, siendo una técnica utilizada para la conservación prolongada de los productos perecederos.
- e. La sub congelación, en un dominio de temperaturas de los -30 a -200°C.
- f. La criogenia o generación de muy bajas temperaturas, a valores cercanos al cero absoluto. (-273.16°C), dominio utilizado para el estudio de propiedades de superconductividad y súper fluidez, criocirugía, conservación de esper-

ma y conservación en general.

Existen varios ciclos frigoríficos pero los más utilizados son los de compresión mecánica y los de absorción. Los refrigerantes utilizados por el ciclo de compresión mecánica trabajan a presiones superiores a la atmosférica. Por esta razón en gran parte acaban fugándose y son transportados hasta la estratósfera donde la radiación ultravioleta rompe los enlaces de cloro, da lugar a la conocida reacción de destrucción de la molécula de ozono.

Además son opacos a la radiación infrarroja emitida por la Tierra e impiden la transmisión de esta energía al espacio exterior, por incrementar el efecto invernadero y provocar un aumento de la temperatura de la superficie de nuestro planeta. En virtud del Protocolo de Montreal y la Reglamentación Europea los refrigerantes CFC11 y CFC12 se están sustituyendo por el HCFC123 y el HFC134a, respectivamente. Ha comenzado la sustitución del HCFC22, aunque debido a la extensa gama de aplicaciones de este refrigerante, no se ha encontrado un único sustituto. Se está trabajando con los HFCs R404A, 407C y 410A.

Los ciclos de absorción más utilizados se basan en las disoluciones amoníaco-agua ($\text{H}_2\text{O}-\text{NH}_3$) y bromuro de litio-agua ($\text{BrLi}-\text{H}_2\text{O}$) (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, 1981). En el primer caso el agua es el absorbente y el amoníaco el refrigerante. En el segundo, el bromuro de litio es el absorbente y el agua el refrigerante. La fuente de energía es el calor, que puede proceder de quemar combustibles fósiles de fuentes residuales y de fuentes renovables (Mingramm & Rodríguez, 1978). El amoníaco y el agua son refrigerantes que no destruyen el ozono estratosférico ni contribuyen al efecto invernadero directo. Pueden sustituir a todos los refrigerantes orgánicos en el rango de temperaturas de -50°C a $+50^\circ\text{C}$: el agua a temperatura mayor que cero y el amoníaco hasta -60°C .

Los sistemas de bromuro de litio pueden ser de simple efecto o de doble efecto. Los primeros utilizan fuentes de calor entre 80°C y 115°C , mientras que las fuentes de calor utilizados por los segundos necesitan temperaturas del orden de 160°C . En este trabajo es menester ocuparse de los primeros. Las fuentes de energía comerciales utilizadas son principalmente la electricidad, los combustibles líquidos y los combustibles gaseosos. El consumo de estas energías es el origen de las emisiones de dióxido de carbono que contribuyen al incremen-

to del efecto invernadero. Principalmente por esta razón tratamos en este trabajo la utilización de fuentes renovables de energías como la solar, biomasa y otras. El calor residual de los gases de escape de los motores alternativos o de las turbinas de gas son también fuentes de calor de interés desde los puntos de vista energético, económico y medioambiental.

Como consecuencia del aumento del nivel de vida asistimos a una constante expansión del mercado del frío; tanto para usos comerciales como industriales, domésticos o de confort. Las instalaciones frigoríficas son sistemas complejos que transforman las fuentes de energía comerciales con el objetivo de producir temperaturas inferiores a la del ambiente. Esta conversión no es directa. La energía comercial se transforma en energía mecánica y posteriormente en energía fluido-mecánica que es transportada por el refrigerante. Este, fluye a través de los componentes del ciclo, experimentando cambios de estado e intercambiando calor con el medio ambiente interior y exterior. El refrigerante es el agente que transporta la energía. Debido a su naturaleza química, sus emisiones, no deseadas, son las responsables de la destrucción del ozono estratosférico y del aumento del efecto invernadero a nivel planetario.

Los refrigerantes más utilizados, además de los CFCs, que tienen prohibida su comercialización desde Enero de 1996, son los HCFCs como el R22 (prohibido en algunas aplicaciones) y R123, los HFCs R304a, R404A, R 407C y R410A. También se utilizan refrigerantes inorgánicos como el amoníaco R717 y el agua R718.

Las energías renovables pueden accionar los sistemas frigoríficos, al reducir las emisiones de CO₂ y al contribuir a la reducción del efecto invernadero indirecto. El calor obtenido de la conversión térmica de la energía solar se utiliza desde hace tiempo para accionar los ciclos de absorción. Las temperaturas de trabajo de los ciclos de absorción mencionados se pueden alcanzar mediante la conversión térmica de la energía solar. Las temperaturas inferiores a 100°C con colectores planos y las superiores mediante colectores de vacío y de concentración. El desarrollo de colectores planos de tecnología avanzada, capaces de alcanzar temperaturas de 180°C tiene interés para aumentar la eficiencia energética de las máquinas de absorción.

El enfriamiento es un proceso de eliminación de calor de un cuerpo

o un espacio, el cual puede ocurrir por medio de un abatimiento de la temperatura sin que el cuerpo sufra un cambio de estado físico a temperatura constante. De manera natural los cuerpos pueden enfriarse hasta la temperatura de los ambientes naturales, sin embargo, se requieren de medios o técnicas especiales para lograr mantener el cuerpo a una temperatura inferior al ambiente. Con base a lo anterior existen métodos de enfriamiento basados en procesos tanto naturales como artificiales.

Producción de Frío: la producción de frío es básicamente un fenómeno endotérmico (absorción de calor), donde la fuente de calor es el producto o el espacio a enfriar, lo que provoca el abatimiento de su temperatura. Existe una gran diversidad de métodos de producción de frío, los cuales en su mayoría están basados en la extracción de calor de un cuerpo o un espacio por intermedio de la absorción del mismo por un fluido (refrigerante), el cual lo utiliza a su vez y de manera espontánea, para cambiar de estado de agregación, como la evaporación, fusión, sublimación, etc., cuyas transiciones se desarrollan a bajas temperaturas.

Método de Producción de Frío: la disolución de ciertos solutos en un solvente, por lo general consiste en la disolución de ciertas sales en el agua, por ejemplo el nitrato de amonio que bajo ciertas concentraciones disuelto en agua produce una sahumera en donde la temperatura puede descender hasta cerca de 15°C , como resultado de la disolución. Por lo general este método no es de empleo común.

Fusión: es necesario que esta transición se desarrolle a una temperatura suficientemente baja, en donde interviene el calor latente de fusión. En la antigüedad la producción de frío es basada en la utilización del hielo, el cual se recolecta de manera natural en invierno y se conserva para su utilización posterior. El hielo juega un papel preponderante sobre todo en los países en vías de desarrollo para la conservación de pescados y mariscos, de aves, etc. Para la conservación de frío se sustituye frecuentemente al hielo, cuya temperatura de fusión no es muy baja (0°C), por una mezcla eutéctica de numerosas sales y de agua, en una concentración bien definida del soluto en el solvente, en donde intervienen los calores latentes de fusión. La temperatura de una mezcla eutéctica que se funde o se congela, permanece constante, donde las temperaturas pueden ser inferiores a 0°C .

Vaporización: en este método se utiliza el calor latente de evaporación, que por lo general es más grande que el de fusión. Este procedimiento es el más utilizado a nivel industrial, comercial y doméstico. El fluido que se vaporiza para la producción de frío se le conoce como frigorígeno o refrigerante. En este caso se puede obtener un sistema de enfriamiento abierto, en donde el vapor resultante de la vaporización no se recupera, sobre todo en los casos en donde el refrigerante no es caro y no presenta problemas de impacto ambiental, como por ejemplo el uso del nitrógeno líquido y refrescar el aire caliente y seco por medio de la vaporización directa del agua en el aire.

En el sistema de enfriamiento cerrado, el vapor del refrigerante, generalmente costoso y algunas veces tóxico, se recircula con el objeto de volverlo a licuar para vaporizarlo de nuevo. Este tipo de sistema está formado por un recipiente aislado térmicamente, el cual limita el espacio frío y en cuyo interior se coloca un intercambiador de calor, en donde se introduce el refrigerante líquido, el cual se vaporiza a una temperatura T_0 inferior a la temperatura del interior T la cual quiere mantener el espacio. A este intercambiador se le conoce como evaporador.

La sublimación es el cambio del estado sólido al estado vapor, este calor latente es más grande que el de vaporización, debido a que contiene además del calor latente de vaporización el de fusión. Normalmente se utiliza en un sistema abierto bajo presión atmosférica, siendo el refrigerante más utilizado el anhídrido carbónico (CO_2), el cual en estado sólido tiene una temperatura de transición de -78.5°C (hielo seco).

La expansión de un gas previamente comprimido se puede realizar en:

- a. En un motor de gas comprimido, en donde se extrae la energía mecánica del gas que se expande. Esta extracción de energía provoca un enfriamiento intenso del gas expandido.
- b. En una válvula, en donde el gas que experimenta esta expansión (expansión Joule-Thomson) no produce ningún trabajo al exterior. Este enfriamiento es limitado, ya que según el estado termodinámico del gas antes de la expansión, el gas se puede enfriar, recalentarse o permanecer a una temperatura constante después de esta expansión. El primer procedimiento se usa muy frecuentemente para la producción de frío a muy bajas temperaturas (criogenia)

inferiores a los 120 °K, como en el caso de la licuefacción del aire, del hidrógeno, del helio, etc.

Es posible utilizar el efecto Ranque al expandirse el gas comprimido en un tubo. La inyección del gas que se efectúa tangencialmente a la superficie interna del tubo provoca la formación de un torbellino rápido, donde la parte central se enfría y la periférica se calienta.

Efecto Termoeléctrico (Efecto Peltier): el enfriamiento producido por medio del efecto termoeléctrico se debe al paso de una corriente eléctrica en la junta de dos metales diferentes. El efecto termoeléctrico conocido con el nombre de Peltier, está relacionado con las interacciones entre el flujo de calor y el flujo eléctrico en sólidos conductores y semiconductores. Es decir que hay un flujo de calor proporcional a la corriente eléctrica aplicada y depende de las características del material. La refrigeración termoeléctrica es una transferencia de calor que utiliza los cambios de niveles de energía de las cargas eléctricas para transportar energía térmica. La dirección de la corriente determina el fenómeno que ocurre en la junta bimetálica; calentamiento o enfriamiento.

Desmagnetización Adiabática: el fenómeno magnetotérmico está basado en la transición ferromagnética - paramagnética. La desmagnetización de una sustancia paramagnética la cual se aísla térmicamente, provoca una caída de temperatura. En este caso se utiliza un criostato magnético. En el caso de la producción de bajas temperaturas al utilizar la desmagnetización se usan, como se ha mencionado, sustancias paramagnéticas las que, al colocarse en un campo magnético no uniforme. Estas sustancias se desplazan en el sentido de los campos crecientes. En un campo magnético uniforme este tipo de sustancias se desplazan en el sentido de las líneas de fuerza. Como ejemplos se tiene al sulfato de gadolinio y diferentes alumbres.

Capítulo I. Refrigerantes

1.1. Selección y propiedades de los refrigerantes

El refrigerante es una sustancia que es capaz de producir un efecto de enfriamiento sobre el medio que lo rodea, sea un espacio o un cuerpo y que de manera general fluye y evoluciona en un ciclo al interior de un circuito de una máquina frigorífica. En el caso de producción de frío por medio de vaporización, estas sustancias deben tener una temperatura de ebullición a presión normal, inferior a la temperatura ambiente.

Para cada uno de los diferentes métodos de producción de Frío existen para determinadas condiciones de funcionamiento uno o varios refrigerantes apropiados, que garantizan un óptimo de eficiencia y seguridad, en relación con sus propiedades químicas y físicas. Se hace necesario satisfacer, la existencia de condiciones mínimas y propiedades como en:

- a. Comportamiento indiferente frente a los materiales utilizados.
- b. El refrigerante no debe combinarse o reaccionar con los materiales utilizados para la construcción de la máquina frigorífica.
- c. Estabilidad química.

El refrigerante no debe de sufrir ningún tipo de transformación química, dentro del dominio de temperaturas y presiones de operación.

- d. Ausencia de toxicidad.

Es importante que el refrigerante no tenga efectos nocivos sobre la salud, ni sobre el medio. No todos los refrigerantes satisfacen esta condición.

- e. No debe ser explosivo ni inflamable.

Por motivos de seguridad se exige que el refrigerante esté

operando fuera de los dominios de peligrosidad, en lo referente a los riesgos de explosión y flamabilidad.

f. Fácil detección de fugas.

Por aspectos de seguridad, operación y economía, es necesario que la circulación del refrigerante se realice en conductos herméticos y que las fugas en caso de ocurrir deben ser inmediatamente detectadas, prefiriéndose aquellos refrigerantes que tengan un olor penetrante.

g. Ningún efecto sobre el lubricante.

Si en el circuito del ciclo de refrigeración se utiliza algún tipo de lubricante, el refrigerante no le debe ocasionar ningún cambio químico, ni influir en sus propiedades lubricantes.

h. La presión de evaporación debe ser superior a la presión atmosférica.

En el caso de la refrigeración por vaporización, la presión de evaporación del refrigerante, debe ser dentro de lo posible, algo superior a la presión atmosférica. De esta manera se evita la introducción de aire al interior del sistema.

i. Baja presión de condensación.

La generación de altas presiones de condensación, requiere de estructuras que soporten esta presión, que provoca aumento del costo. Se sugiere trabajar el refrigerante a condiciones de operación no muy próximas del punto crítico, con el objeto de realizar más fácilmente la condensación.

j. Gran potencia frigorífica específica.

Entre mayor sea su capacidad o potencia de enfriamiento, se requerirá una menor cantidad de refrigerante en circulación para una potencia de enfriamiento determinada.

k. Costo y disponibilidad.

El refrigerante no debe ser muy costoso y debe estar disponible en el mercado, sobre todo si se requiere de un abastecimiento continuo,

como en el caso de los ciclos de refrigeración abiertos.

Existen refrigerantes inorgánicos como el agua y el amoníaco y refrigerantes orgánicos como los hidrocarburos halogenados.

Propiedades térmicas: las propiedades térmicas en general, permiten conocer el comportamiento de las sustancias frente a los cambios de estado o bien el análisis de los diferentes factores externos que intervienen para que estos cambios se produzcan.

Presión de vapor. Para compuestos puros, el equilibrio entre las fases del refrigerante líquido y el refrigerante vapor, permite la determinación de la temperatura de evaporación y de condensación, así como de las presiones en función de estas temperaturas.

Volumen específico y densidad: el volumen específico es el valor inverso de la densidad, y ambos varían en función de la temperatura y de la presión, siendo más importante este efecto si el refrigerante se encuentra en fase vapor. Conociendo el volumen específico se puede determinar la cantidad de vapor generado por la vaporización de una cierta masa de refrigerante líquido.

Calor específico: el calor específico indica la cantidad de calor necesaria para absorberse o disiparse, para obtener la variación de un grado de temperatura de una cierta masa de una sustancia. Este valor es muy importante sobre todo para el dimensionamiento de los intercambiadores de calor.

Calor latente: el calor latente indica la cantidad de calor necesaria por unidad de masa de la sustancia, para efectuar una transición de un estado de agregación a otro. En el caso de los refrigerantes existen grandes variaciones de estos calores.

1.2. Métodos de producción de frío basados en la evaporación de un refrigerante

En la refrigeración industrial, comercial y doméstica la mayor parte de las máquinas frigoríficas operan en un ciclo cerrado, bajo el principio de producción de frío basado en la evaporación del refrigerante líquido.

Estos métodos se diferencian por la forma en que los vapores que se producen en el evaporador son extraídos. Dentro de estos sistemas

tenemos los ciclos de compresión, de eyecto-compresión y de absorción.

El amoníaco es un gas incoloro de olor muy penetrante, que se disuelve fácilmente en el agua y es producido naturalmente por descomposición de la materia orgánica y de manera industrial mediante el método Haber-Bosch, que consiste en la activación directa entre el nitrógeno y el hidrogeno gaseosos.

El amoníaco es usado en los sistemas de refrigeración por absorción desde que Ferdinand Carre en 1859 patenta la máquina de absorción. Sin embargo, ante la progresiva utilización de los refrigerantes clorofluorocarbonados, CFCs, y los hidroclorofluorocarbonados, HCFCs, promovidos como refrigerantes seguros, el uso del amoníaco fue disminuyendo. No obstante, al descubrirse que aquellos refrigerantes seguros tienen un potencial peligro para la capa de ozono, de acuerdo con el protocolo de Montreal se pone fin a la producción de estos refrigerantes, a partir de 1996 en los países desarrollados y se plantea una reducción progresiva de su producción en los países en desarrollo hasta el 2010.

Con el fin de sustituir a los CFCs y a los HCFCs, los refrigerantes hidrofluorocarbonados, HFCs, han sido usados a partir del protocolo de Montreal. Sin embargo, posteriormente se ha encontrado que, entre otros gases, los HFCs contribuyen al aumento del efecto invernadero del planeta, por lo cual al entrar en vigor en 2005 el protocolo de Kyoto, los países desarrollados se comprometen a reducir sus emisiones de estos gases en al menos un 5% en relación a 1990 entre 2008 y 2012 (-8% para la Unión Europea, - 7% para los Estados Unidos de América y -6% para Japón). Debido a este nuevo acuerdo, diversos refrigerantes, tales como hidrocarburos, el dióxido de carbono y el amoníaco están siendo usados e investigados actualmente. Una pequeña revisión bibliográfica del uso del amoníaco en sistemas de refrigeración se muestra a continuación.

Las perspectivas de los sistemas de refrigeración que utilizan amoníaco han sido presentadas por Ayub (2007, 2008), donde el autor renombra las siguientes excelentes características del amoníaco:

- Excelentes propiedades termodinámicas y de transporte.
- Amigable con el medio ambiente con ODP¹ y GWP² iguales a cero.

- Un olor penetrante y nauseabundo, que alertaría fácilmente sobre posibles fugas.
- Un Ozone Depletion Potential (ODP): Potencial de destrucción de ozono estratosférico, referido al R11 en masa.
- Un Global Warming Potential (GWP): Potencial de calentamiento global referido al CO₂ en masa.

Como la toxicidad es la única desventaja del amoníaco, se sugiere mantener un tanque de agua de reserva que garantice en caso de máximo escape la adición de agua en forma de espray al sistema, con el aprovechamiento de la afinidad de agua por el amoníaco se reduce al mínimo el potencial del problema en caso de accidente.

El uso del amoníaco en la industria de la refrigeración es tan amplio que puede usarse para absorber el dióxido de carbono o para refrigeración por absorción tipo difusión. Otro uso importante del amoníaco, como se ha mencionado ya con anterioridad, es en sistemas de refrigeración por absorción formando el par amoníaco-agua.

El amoníaco es un gas incoloro a temperatura y presión normal. Presenta olor penetrante e irritante.

Peso molecular -----	17,03
Temperatura de fusión -----	-77,8°C
Temperatura de ebullición -----	-33,5°C
Temperatura de auto inflamación-----	180°C
Peso específico -----	0,59 g/lit
Solubilidad-----	7,4g/100 cc de agua a 212°F
En alcohol se diluye-----	13,2% del vol.
Presión crítica-----	111,5 atm.
Temperatura crítica-----	132,4°C
Volumen específico-----	4,26 m ³ /kg
Calor de formación -----	10,94 kCal/mol líquido

Capacidad calorífica-----	(a °C) ---- 0,44 Cal/g°C
(a 25°C) ----	0,50 Cal/g°C
(a 100°C)---	0,53 Cal/g°C
Límite inferior de explosividad -----	16,5%
Límite superior de explosividad-----	27%
Composición máxima permisible para 8 horas de exposición-----	20 µg/m ³ = (38ppm)
Densidad de los vapores -----	0,6
Presión de los vapores -----	(a 25,7 °C) ---- 10 atm

1.3. Mezcla de refrigerantes

El nitrato de litio es una sal inorgánica incolora que posee gran afinidad por la humedad. Esta sal al mezclarse con el amoníaco forma la disolución amoníaco-nitrato de litio, la cual ha sido estudiada desde mediados del siglo pasado como fluido de trabajo para los sistemas de refrigeración por absorción.

La disolución amoníaco-nitrato de litio ha sido usada en sistemas de refrigeración por absorción para bajas temperaturas por Berestneff (1938), muestra que a temperaturas de evaporación superiores a -30 °C estas máquinas son competitivas económicamente con las máquinas amoníaco-agua. Además, el autor muestra que usando esta disolución, las máquinas no necesitan un rectificador a la salida del generador, como es el caso de los sistemas de amoníaco-agua.

Un estudio experimental de máquinas de refrigeración por absorción amoníaco-nitrato de litio es presentado por Libotean (2008), donde el autor muestra que estas máquinas pueden alcanzar coeficientes de operación, COPs, similares a los que se obtienen en las máquinas amoníaco-agua. Correlaciones para calcular las propiedades termo físicas de la disolución amoníaco-nitrato de litio han sido propuestas inicialmente por Kim & Infante Ferreira (2008).

Numerosos estudios técnicos y económicos de los sistemas de re-

frigeración por absorción con esta disolución han sido realizados en la última década del siglo pasado. Los autores coinciden en que los sistemas amoníaco-nitrato de litio, debido a que no requieren un rectificador, pueden ser una alternativa a los sistemas de refrigeración por absorción amoníaco-agua.

También se encuentran en la literatura estudios de los procesos de transferencia de calor y de masa con esta disolución. Sistemas de refrigeración por absorción con la disolución amoníaco-nitrato de litio en simple etapa ha sido analizado por Wang (2001), produciendo refrigeración a temperaturas de -40°C con temperaturas de generación de 65°C . Los ciclos de etapas múltiples han sido analizados, obteniendo COPs de 0,32 y de 1,32 para sistemas de refrigeración y sistemas de bombas de calor respectivamente en ciclo de doble etapa.

La temperatura de generación fue de 90°C para ambos sistemas, la temperatura de evaporación de -15°C y 0°C para ambos sistemas respectivamente, en tanto que las temperaturas de condensación fueron de 40°C y 50°C respectivamente. El modelado de ciclos en simple etapa con energía solar ha realizado por Tozer (2005), encontrando COPs de 0,78 a temperaturas de generación de 120°C .

El uso de la disolución amoníaco-nitrato de litio en absorbedores adiabáticos ha sido analizado por Libotean (2008). Las propiedades termodinámicas densidad, calor específico y viscosidad de esta disolución han sido propuestas y detalladas las correlaciones por este mismo autor.

Varios trabajos muestran que la maquina puede operar con temperaturas de generación de $65-95^{\circ}\text{C}$ con concentración de amoníaco a la entrada del generador de 42% y flujos de disolución diluida de 100-600 kg/h.

La absorción de vapor de amoníaco por la disolución amoníaco-nitrato de litio ha sido analizada experimentalmente en intercambiadores de calor de placas por Cerezo, Bourouis, Valles, Coronas & Best, (2009), mostrando flujos máscicos de absorción de 4 kg/m^2 y grados de subenfriamiento a la salida de $4,5^{\circ}\text{C}$ y simulación de absorbedores tubulares de burbujas, alcanzando grados de saturación máxicos de 67% con longitudes razonables. Como puede observarse, actualmente no existe información experimental de la disolución amoníaco-nitrato de litio empleada ni en generadores de placas ni en absorbedores adiabáticos.

Capítulo II. Operación de los Sistemas de Refrigeración

2.1. Máquina frigorífica a compresión

La figura 1, representa una máquina frigorífica a una etapa de compresión. Esta está formada por un:

- Evaporador E donde el refrigerante se evapora bajo la presión de evaporación P_E . Los vapores formados por lo general se sobrecalientan un poco a la salida de este intercambiador.
- Un compresor mecánico C, que aspira bajo la presión P_E los vapores sobrecalentados y los recomprime a la presión P_C correspondiente a la temperatura de saturación del sumidero de calor, normalmente referida a la temperatura de condensación.
- Un condensador C donde el vapor sobrecalentado se licúa a T_C y el líquido se puede subenfriar. El enfriamiento del condensador puede efectuarse con fluidos ambientales como el agua y el aire.
- Una válvula de expansión V, la cual recibe el refrigerante líquido y lo expande de la P_C a la presión P_E , resulta una expansión isoentálpica, y se disminuye la calidad del vapor. El líquido pasa nuevamente al evaporador y de esta forma se inicia un nuevo ciclo de refrigeración.

Si se desea disminuir aún más la temperatura entre -20°C y -50°C se pueden aplicar ciclos a dos etapas de compresión, y si se requieren aún temperaturas más bajas, entre -60°C y -160°C es posible utilizar estos ciclos en forma de cascada.

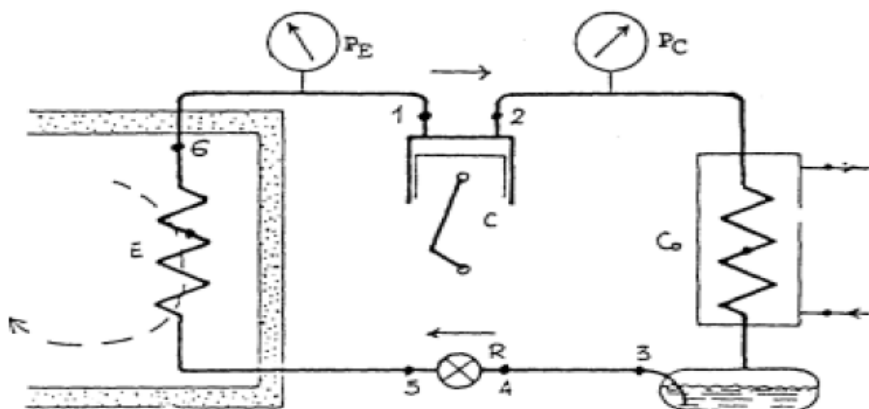


Figura 1. Máquina frigorífica de compresión a una etapa.

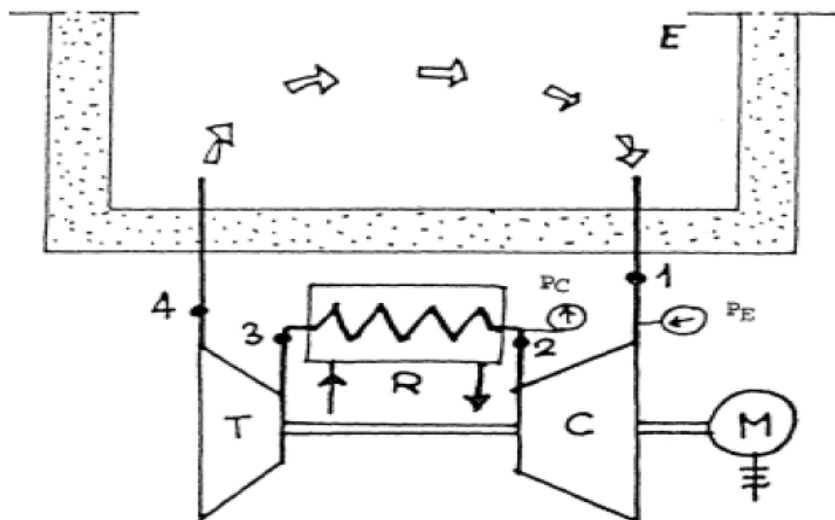


Figura 2. Máquina frigorífica de aire.

La figura 2, representa una máquina de enfriamiento a aire, la cual consiste en un compresor C, el cual aspira, bajo la presión P_E el aire que se encuentra en el espacio E y que se encuentra a una temperatura T_E . El aire se comprime de P_E hasta P_C y su temperatura aumenta de T_E hasta T_C . b).- un enfriador EN, donde el aire se enfría, bajo la

presión P_C de T_C hasta T_E . Este intercambiador constituye la fuente caliente de la máquina y se enfría con aire o con agua. c).- una turbina de expansión T donde la presión del aire disminuye de P_C hasta P_E . De manera simultánea su temperatura desciende de T_C hasta T_E y a esta temperatura el aire se envía frío otra vez al espacio a enfriar.

La turbina está ligada mecánicamente al compresor, pero como el consumo energético de este último es superior a la producción de la primera, se requiere un motor de apoyo, ya que como es sabido el ciclo de refrigeración debe consumir energía para poder transferir calor de una fuente fría T_E a una fuente caliente T_C . Este sistema parece ser muy interesante, ya que sólo cuenta con un intercambiador y el refrigerante usado es el aire y su coeficiente de eficiencia teórico es excelente:

$$\varepsilon_f = \frac{T_E}{T_C} \quad \varepsilon_f = \frac{T_T}{T_C - T_E} = \frac{T_E}{T_C - T_E}$$

Sin embargo, al tratarse de máquinas reales y al considerar las caídas de presión, imperfecciones del compresor y de la máquina de expansión, que no funcionan evidentemente isoentrópicamente, el ciclo real presenta una eficiencia mucho menor que la teórica, ya que el compresor consume más energía y la turbina de expansión suministra una menor potencia, y el motor tendrá que dar una potencia mucho más grande. Esto da como resultado que la eficiencia de un ciclo de enfriamiento de aire, excepto por el caso de la obtención de muy bajas temperaturas, tiene eficiencias más bajas que las máquinas frigoríficas de compresión de vapores.

2.2. Sistemas de frigoríficos termoeléctricos

La teoría de un refrigerador termoeléctrico se fundamenta en una serie de efectos físicos propios de los sólidos conductores y semiconductores. Dichos efectos termoeléctricos relacionan las interacciones entre los flujos de calor y los flujos eléctricos en una junta de dos materiales (conductores ó semiconductores) diferentes.

La junta termoeléctrica de la figura 3 se encuentra formada por dos metales diferentes (conductores ó semiconductores); dicho termopar

tiene dos juntas entre los metales, las juntas J1 y J2 las cuales se encuentran a sus respectivas temperaturas; T_1 y T_2 .

Las interacciones de los diversos flujos de calor y corriente eléctrica que pasan por la junta se encuentran relacionadas por los tres efectos termoeléctricos:

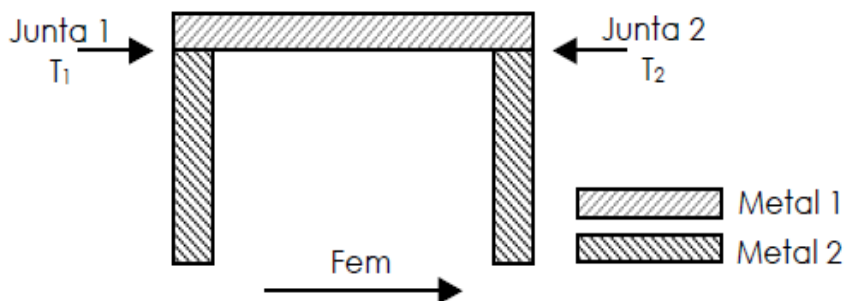


Figura 3. Juntas termoeléctricas J1 y J2 de dos metales diferentes (termopar).

El efecto Seebeck: Al producir una diferencia de temperaturas (ΔT) entre las juntas 1 y 2.

(Figura 3.) se genera un voltaje ó fuerza electromotriz (fem) que circula la junta termoeléctrica. La diferencia de temperatura requerida (ΔT) para producir un voltaje dado se encuentra determinado por las características de los materiales que conforman la junta y se le conoce como coeficiente de Seebeck o potencia termoeléctrica (α).

$$\alpha_{Metal1,Metal2} = \frac{V}{\Delta T}$$

Donde:

V: Voltaje, [V].

ΔT : Gradiente de temperatura, [°C].

α : Coeficiente Seebeck relativo a los metales 1 y 2, [V/°C].

El efecto Peltier: Al generar y circular un voltaje por la junta termoelectrica (Figura 3) se genera un ΔT entre la temperatura de las juntas 1 y 2 (y en consecuencia un flujo de calor de un extremo a otro de la junta). La magnitud del voltaje requerido (V) para producir un ΔT (ó flujo de calor) dado se encuentra determinado por las características de los materiales que conforman la junta y se le conoce como coeficiente Peltier (π).

$$\pi_{Metal1, Metal2} = \frac{Q}{I}$$

Donde:

Q: Calor emitido ó absorbido, [kJ].

I: Corriente eléctrica, [A].

π : Coeficiente Peltier relativo a los metales 1 y 2, [kJ/A].

El efecto Thompson: El coeficiente Thompson (τ) es la relación de la absorción y emisión de calor en un solo material conductor a una razón proporcional del flujo de corriente y del gradiente de temperatura (Figura 4).

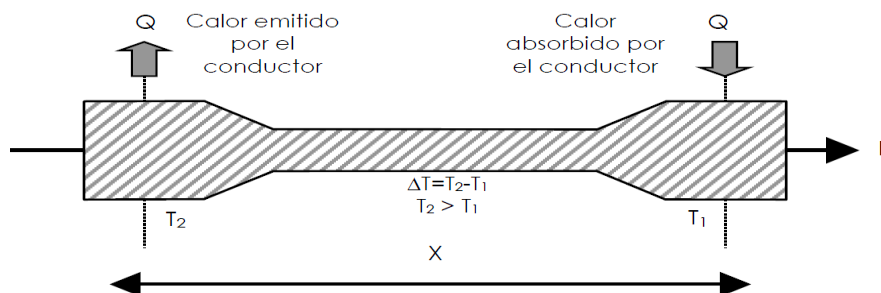


Figura 4. Representación esquemática del efecto Thompson efectuándose en un metal dado a una cierta ΔT .

Thompson obtuvo la relación del tercer coeficiente termoelectrico (τ), para uno solo de los conductores (Figura 4) bajo la suposición de que al fluir la corriente eléctrica (I) en un conductor, existe un gradiente de temperatura dependiente de la posición (dT/dx , donde x representa la

posición a lo largo del conductor referida a la dirección del flujo de la corriente I y calor Q) que conduce a una razón de calentamiento dependiente a su vez también de la posición x (dQ/dx). Donde τ es igual a:

$$\tau = \frac{dQ / dx}{I(dT / dx)}$$

Donde:

Q : Calor emitido o absorbido, [Kj].

I : Corriente eléctrica, [A].

T : Temperatura absoluta, [K].

X : Eje relativo al gradiente de posición Δx a través del cual se realiza la transferencia de calor (Q) y el flujo de la corriente eléctrica (I).

El principio de los refrigeradores de este tipo y como se mencionó anteriormente, está basado en lo que se conoce como efecto Peltier (Figura 5). En las bombas de calor no se utiliza la unión de dos metales ya que la diferencia de temperatura producida es muy pequeña, en realidad lo que se utiliza es la unión de materiales semiconductores tipo p y n, los cuales producen mayores diferencias de temperatura.

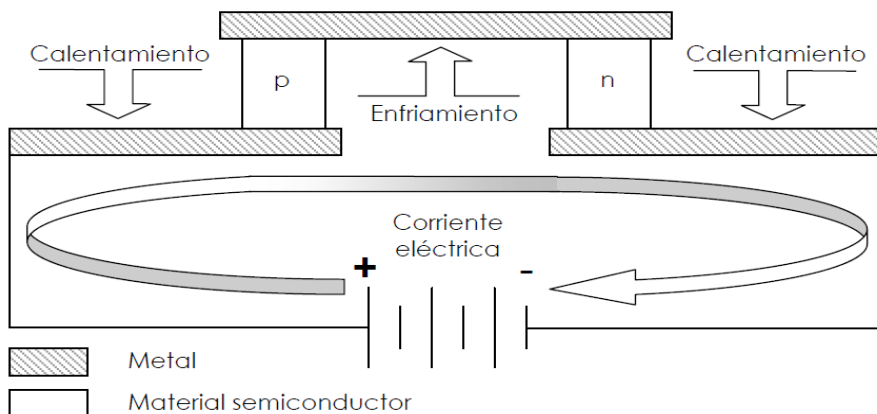


Figura 5. Diagrama esquemático de una junta metal-semiconductor para producir el efecto Peltier.

Existen dos tipos de materiales semiconductores, los semiconductores tipo n y los semiconductores tipo p. El material semiconductor tipo n tiene un exceso de cargas negativas o electrones. La adición de impurezas que provocan una deficiencia de electrones en el material da como resultado un material semiconductor tipo p en el cual las cargas mayoritarias presentes son cargas positivas (ausencia de electrones).

El calentamiento o enfriamiento de las juntas es el resultado de fenómenos básicos de transporte de calor. La bomba de calor termoeléctrica utiliza los cambios de nivel energético de las cargas eléctricas para transportar energía térmica (calor); además, la dirección del flujo de corriente eléctrica determina si una junta dada disipa o absorbe calor. Independientemente del efecto Peltier asociado al funcionamiento de una bomba de calor termoeléctrica, existen dos fenómenos adicionales que ocurren en el circuito y afectan el desempeño de la bomba:

- » El calentamiento Joule que ocurre por efectos de resistencia eléctrica de los semiconductores a la corriente eléctrica.
- » La conducción de calor, fenómeno inevitable debido a la unión física entre los materiales y al gradiente de temperatura presente en los mismos.

Para diseñar un sistema óptimo termoeléctrico, se debe considerar, un material que minimice el calentamiento Joule, una relación geométrica área / longitud adecuada para la junta y el hecho de que el ΔT de operación del refrigerador y el calor (Q) transferido son inversamente proporcionales, esto es que ΔT será óptima cuando $Q=0$ y viceversa.

Este tipo de sistemas se utiliza generalmente para enfriamiento y aunque su COP es menor que el de un refrigerador convencional, tiene la ventaja de ser pequeños y silenciosos, no emplear líquidos, su regulación y control es muy sencillo (proporcional a la corriente eléctrica), responden rápidamente a cambios de polarización invirtiendo la función de la bomba (bomba termoeléctrica de calentamiento-enfriamiento) y por no tener partes móviles son de larga duración. Como inconveniente técnico (bajos COP) y económico (costo de los módulos de juntas termoeléctricas), una aplicación de bomba de calor termoeléctrica solo es adecuada a bajas potencias térmicas (aprox. 30 Watts o menos),

COP del refrigerador termoelectrico. -El COP del refrigerador termoelectrico se encuentra dado por la siguiente ecuación, en la cual W representa la potencia eléctrica empleada y Q el calor removido. Es de notarse que el término Q ya incluye el calor producido en el circuito por el efecto Joule:

$$COP = \frac{Q}{W}$$

La termodinámica de esos sistemas establece que la potencia frigorífica Q depende de la corriente eléctrica continua I , de acuerdo a la relación siguiente:

$$Q_0 = \alpha_{PN} T_E I - \frac{1}{2} R I^2 - K (T_C - T_E)$$

Donde α_{PN} es el coeficiente de fuerza termoelectrica de la unión P-N, T_E la temperatura de la superficie fría y T_C la superficie caliente, R la resistencia del circuito heterogéneo y K la conductividad térmica de los materiales semiconductores. La potencia térmica consumida por el módulo es, de manera general:

$$P = (E + R I) I$$

Donde E es la fuerza contra electromotriz del módulo, (fem de Seebeck).

$$E = \varepsilon_{PN} (T_C - T_E)$$

El coeficiente de eficiencia frigorífica es:

$$COP = \frac{Q_0}{P} = \frac{\alpha_{PN} T_E I - \frac{1}{2} R I^2 - K (T_C - T_0)}{[\alpha_{PN} (T_C - T_E) + R I] I}$$

Este sistema de refrigeración es muy costoso y su uso se ha limitado a aplicaciones de muy bajas potencias de refrigeración.

Sistemas tritermos (tres fuentes de temperatura) de producción de hielo.

Estos sistemas a diferencia de los sistemas convencionales funcionan con energía térmica. Para su funcionamiento requieren por lo menos de tres fuentes de calor (de donde su nombre tritermos):

Una fuente de baja temperatura, T_E donde el calor se extrae del medio a enfriar;

Una fuente de mediana temperatura, T_C donde el calor se cede al medio exterior;

Una fuente a alta temperatura, T_G , donde el calor se suministra para asegurar su funcionamiento.

Clasificación de sistemas tritermos de producción de frío

A. Sistemas donde interviene un ciclo de producción de energía mecánica con motor térmico y un ciclo frigorífico a compresión. Pudiendo ser conducido por un motor térmico a combustión interna (a gas o con combustibles líquidos), a gas caliente (combustión externa, con calentamiento clásico o solar o a vapor (calentamiento clásico o solar).

B. Sistema donde intervienen un motor térmico y un ciclo de refrigeración a aire.

C. Sistemas donde intervienen un módulo termoeléctrico Seebeck y un módulo efecto Peltier.

D. Sistemas a sorción:

Sistemas a absorción (líquido-vapor)

Ciclo con funcionamiento intermitente

Ciclo con funcionamiento continuo

Ciclo de absorción-difusión

Ciclo a resorción

Sistemas a absorción (sólido-vapor)

Ciclo con funcionamiento intermitente

Sistemas a adsorción (intermitentes)

A. Sistemas frigoríficos a eyección.

Sistemas que requieren un pequeño suministro de energía mecánica. Para algunos sistemas es necesario cierta cantidad de energía mecánica la cual sin embargo es pequeña comparada con la energía térmica requerida.

Los sistemas C, D y E, pueden operarse con energía solar.

Coefficientes de eficiencia de los sistemas frigoríficos tritermos.

Desde el punto de vista termodinámico es conveniente considerar un sistema frigorífico tritermos como una máquina constituida por un motor térmico, (MT), funcionando entre dos temperaturas T_H y T_C y una máquina frigorífica, operando entre las temperaturas T_E y T_C^G , de acuerdo a la figura 6.

Por definición el coeficiente de operación está representado de manera general como:

$$COP = \frac{|Q_o|}{|Q_g|} = \frac{\text{efectorefrigerante}}{\text{energíasuministrada}}$$

Si se incluye el trabajo W suministrado por el motor térmico (MT), el cual es absorbido por la máquina frigorífica (MF), se tiene:

$$COP = \frac{|Q_o|}{|W|} \cdot \frac{|W|}{|Q_g|}$$

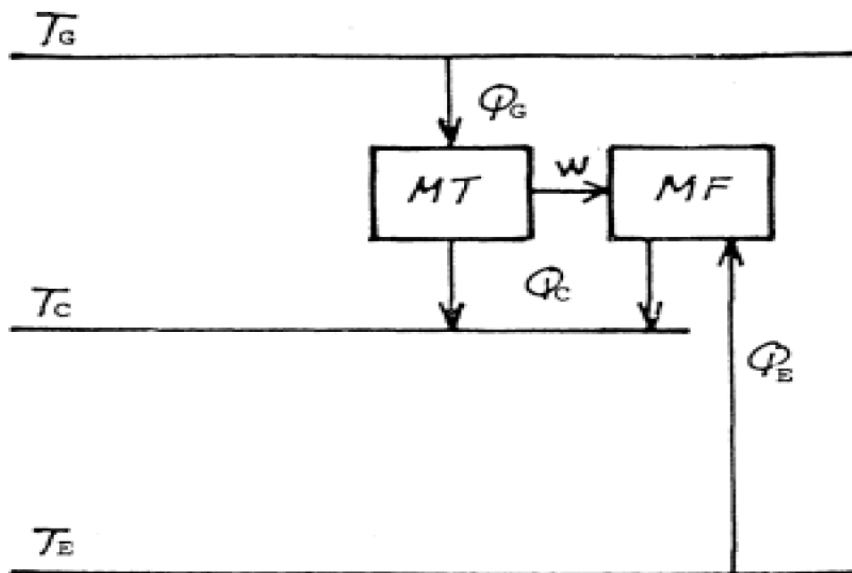


Figura 6. Representación en un diagrama entropía-temperatura.

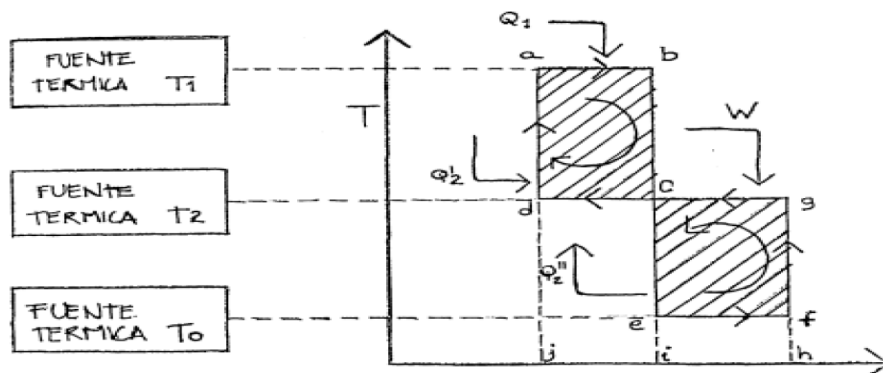


Figura 7. Principio de funcionamiento térmico de una máquina tritermos.

El primer término es el coeficiente de eficiencia del ciclo frigorífico di-termos recibiendo energía mecánica y el segundo el rendimiento del motor térmico productor de trabajo. Por lo tanto la eficiencia de un sistema frigorífico tritermos está representada por la relación siguiente:

$$COP_{SFT} = COP_{MF} COP_{MT}$$

Si las dos máquinas acopladas se consideran perfectas (ideales):

$$COP_{SFT,ideal} = COP_{MF,ideal} COP_{MT,ideal}$$

En temperaturas termodinámicas:

$$COP_{SFT,ideal} = \frac{T_E}{T_C - T_E} \bullet \frac{T_G - T_C}{T_G}$$

2.3. Sistemas de refrigeración por eyección-compresión

Un sistema de refrigeración por eyecto-compresión combina un ciclo de compresión de vapor y un eyector de vapor. El ciclo por eyecto-compresión se puede considerar como un ciclo por compresión de vapor que emplea para su operación un eyector en lugar de un compresor convencional. El refrigerante es succionado y comprimido a presión de saturación en el eyector a partir del empleo de un fluido motor. El fluido motor debe ser un fluido del mayor peso molecular posible, pero en la mayoría de las instalaciones convencionales, por cuestiones prácticas, se emplea el mismo fluido como refrigerante y motor.

Como se puede ver en la figura 8, una bomba de calor por eyecto-compresión está constituida básicamente por dos circuitos térmicos, uno llamado circuito motor ó caliente y otro llamado circuito frío. El circuito caliente tiene como función producir el vapor del fluido de trabajo en el generador de vapor mediante el suministro de una cantidad de calor Q_{GE} para después pasarlo al eyector.

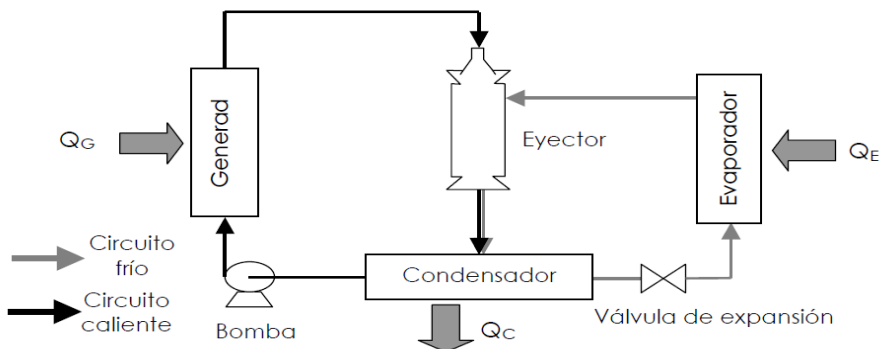


Figura 8. Diagrama esquemático de una bomba de calor por eyección de vapor.

El eyector está constituido por dos toberas una dentro de la otra las cuales tienen una sección convergente, cuello, y una sección divergente. En la sección convergente, el vapor del circuito caliente disminuye su presión y aumenta su velocidad alcanzando un nivel supersónico. Posteriormente en la sección divergente, se produce la expansión del fluido, provocando la succión del fluido frío proveniente del evaporador. El fluido caliente se comprime junto con el fluido frío a través de ondas de choque y salen del eyector. El fluido así formado pasa hacia el condensador donde se licua mediante la extracción de una cantidad de calor Q_C , para separarse después en dos líneas, una que va hacia el generador de vapor y la otra que va hacia el evaporador, donde se vaporiza mediante la absorción de una cantidad de calor Q_E y pasa hacia el eyector dando inicio nuevamente al ciclo.

Un aspecto que cabe resaltar, es que en estos sistemas, el flujo que circula por el condensador es la suma del flujo del generador de vapor y el evaporador; esto es que el flujo que sale del condensador se divide entre los dos circuitos del sistema. Así es que un parámetro importante tanto de diseño como de operación de los sistemas de eyección de vapor es la relación de flujo entre el condensador y el evaporador.

Este tipo de sistemas también puede aplicarse, si se tiene disponible vapor de desecho a altas presiones al pasar directamente hacia el eyector evita el uso del generador. Estos sistemas tienen la ventaja de su simplicidad mecánica y bajo mantenimiento, se usan generalmente para enfriamiento. El fluido frigorífico más comúnmente empleado en

estos sistemas es el agua, aun cuando actualmente se han realizado experimentos de aplicación que incluyen al R-11, R-12 y R-114.

COP del ciclo por eyecto-compresión. El COP para este ciclo está dado por la ecuación, donde τ representa la relación de flujos masa que circula por el circuito caliente ó motor / masa que circula por el circuito frío:

$$COP_{ENF} = \frac{Q_{EV}}{Q_{GE}} = \frac{1}{\tau} \left(\frac{\Delta H_{EV}}{\Delta H_{GE}} \right)$$

Capítulo III. Tecnologías y características de la refrigeración no convencional

3.1. Sistema de refrigeración a sorción

Como se ha visto anteriormente, un ciclo por compresión mecánica de vapor consiste básicamente en un fluido de trabajo (o refrigerante) que circula de forma continua por un ciclo cerrado compuesto por cuatro procesos diferentes: El primero consiste en la condensación isotérmica del fluido a condiciones de temperatura y presión altas, el segundo proceso consta de la expansión isoentálpica del fluido del nivel de alta presión, al nivel de baja presión (comúnmente dicha expansión entrega una mezcla líquido-vapor del fluido de trabajo empleado). El tercer proceso es la evaporación isotérmica del fluido a niveles de temperatura y presión de operación bajas; por último, el cuarto proceso consiste en la compresión (isoentrópica para el caso ideal) del fluido entre los niveles de presión de operación baja y alta. Dichas operaciones se realizan comúnmente en un condensador, una válvula de expansión, un evaporador y un compresor respectivamente.

Aun cuando el ciclo de compresión mecánica de vapor es muy eficiente, la principal desventaja de dicho arreglo es la gran variación en el volumen específico del fluido de trabajo como vapor sobrecalentado a su paso por el compresor. Dicho decremento se traduce en tres grandes inconvenientes:

- La energía requerida por el ciclo para operar (W) debe suministrarse como trabajo mecánico.
- El trabajo mecánico requerido por el ciclo debe de suministrarse en cantidades relativamente grandes.
- La mayoría de los compresores que operan en ciclos de bomba de calor por compresión mecánica son accionados por motores eléctricos; esto es que el alto requerimiento de energía mecánica del ciclo se traduce en un alto consumo de energía eléctrica por el compresor y en un mayor consumo de la fuente energética primaria a partir de la cual se produce dicha potencia eléctrica.

Una forma sencilla de producir un vapor sobrecalentado a alta presión a partir de un vapor saturado a baja presión sin emplear un compresor mecánico (con lo cual obviamente se evitan los problemas del alto consumo energético de trabajo mecánico y electricidad) es el empleo de un sistema por sorción.

Generalidades. Los ciclos de bomba de calor por sorción presentan grandes semejanzas con el ciclo de compresión de vapor, ya que ambos ciclos presentan operaciones análogas de condensación, expansión y evaporación de un componente puro, conocido como fluido de trabajo. La principal diferencia entre los ciclos consiste en el proceso de compresión del vapor saturado a condiciones de sobrecalentamiento; el ciclo de compresión mecánica emplea un compresor en tanto que los ciclos por sorción aprovechan ciertos fenómenos físico-químicos propios de la interacción de dos fases. Dichos fenómenos incluyen los fenómenos de superficie entre las fases, la difusión y transferencia de masa de una fase en otra y las posibles reacciones químicas entre los compuestos que forman las fases (Figura 9).

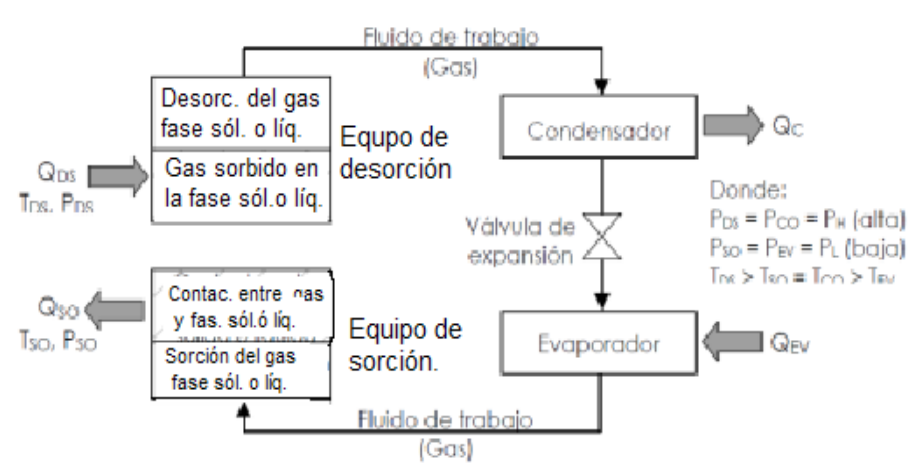


Figura 9. Diagrama esquemático de una bomba de calor por sistema a sorción.

De acuerdo a la figura 9, un ciclo por sorción consta de los tres procesos comunes al fluido de trabajo en la bomba de calor, esto es la condensación (condensador), la expansión (válvula de expansión) y la evaporación (evaporador). Pero, el ciclo por sorción substituye al

compresor por dos procesos propios de los fenómenos de sorción; un equipo de sorción y un equipo de desorción. El equipo de sorción recibe el fluido de trabajo como vapor saturado a baja presión y lo pone en contacto con otra fase o compuesto (un líquido o un sólido); el fluido de trabajo, al entrar en contacto con este líquido o sólido, experimenta un fenómeno de sorción (absorción, adsorción o quimiosorción) y se une al sólido o líquido en cuestión, liberando una cantidad dada de calor Q_{SO} de sorción a condiciones T_{SO} y P_{SO} en el proceso. El equipo de desorción libera (como vapor sobrecalentado) el fluido de trabajo sorbido en el sólido o líquido al adicionar una cantidad de calor Q_{DS} de desorción a condiciones de T_{DS} y P_{DS} . Si P_{SO} es el nivel de baja presión de la bomba de calor y P_{DS} es el nivel de alta presión (donde por supuesto $P_{DS} > P_{SO}$) se tiene un sistema sencillo de bomba de calor por sorción.

En el caso de los sistemas de sorción se deben considerar los siguientes puntos:

- Los fenómenos de sorción así como las condiciones de presión, temperatura y concentración o saturación a las cuales se llevan a cabo, se encuentran regidos por el equilibrio termodinámico existente entre las fases.
- En su arreglo más sencillo, las bombas de calor por sorción operan de forma intermitente para sistemas sólido-gas; esto es debido a la dificultad mecánica asociada al transporte del sólido de un equipo a otro. En ciclos intermitentes el equipo de sorción y el equipo de desorción son el mismo, e intercambian sus funciones de forma periódica (por ejemplo, un recipiente opera como desorbedor, liberando el fluido de trabajo de una cama fija de sólido. Una vez que todo el fluido de trabajo ha sido desorbido y ha circulado por el condensador, válvula y evaporador regresa al mismo recipiente; solo que en este caso opera como equipo de sorción y el fluido de trabajo, a partir de un fenómeno de sorción, se une al sólido presente en la cama del recipiente). Para sistemas líquido-gas, el ciclo puede operar de forma continua al integrarse una bomba y una válvula adicionales que conformaran el circuito secundario de solución entre absorbedor y generador de vapor.
- Los sistemas por sorción operan térmicamente. Esto es que el trabajo requerido por el ciclo para operar es de tipo calorífico. La

bomba no consume trabajo mecánico y el gasto de potencia eléctrica se encuentra restringido a los equipos de medición, control y bombeo.

- d. Los sistemas de bomba de calor por sorción requieren de un consumo de energía calorífica de alto potencial en el desorbedor. En el desorbedor, para poder liberar el fluido de trabajo de la fase a la cual se encuentra unido, se requiere del suministro de calor a un mayor nivel de temperatura que el que se disipa en el condensador. Es por ello que los sistemas por sorción operan a dos niveles de presión y tres de temperatura.
- e. Los sistemas por sorción son: la absorción líquido-gas (o absorción), la absorción sólido-gas (o termoquímica) y la adsorción sólido-gas (o adsorción).
- f. Las diferencias fundamentales son:
- g. El ciclo de vapor consume energía mecánica, mientras que el ciclo de absorción consume energía térmica.
- h. En igualdad de condiciones, por cada unidad de efecto refrigerante, se requiere más energía calorífica en el sistema de absorción que energía mecánica en el sistema de compresión de vapor.
- i. El precio de la energía mecánica es superior al de la energía térmica, que a menudo proviene de una fuente residual prácticamente gratuita.

Tabla 1. Ventajas de los ciclos de absorción vs. Compresión.

	Absorción	Compresión
Consumo eléctrico	X	
Costo inicial		X
Desgaste y mantenimiento	X	
Ruido	X	
Medio ambiente	X	

- a. El ciclo de absorción requiere poco consumo de energía mecánica para el bombeo entre el absorbedor y el generador.

- b. Precisa energía térmica en cantidad considerable para producir la destilación en el generador.
- c. El rendimiento de un ciclo de absorción se denomina COP, coeficiente de operación, y se define como:

$$COP = \frac{\text{Efecto refrigerante}}{\text{Calor al generador}}$$

Tabla 2. Rendimientos de los sistemas de absorción.

Sistema	COP
Agua / BrLi	0,7
NH ₃ / Agua	0,4-0,5

Características de los Refrigerantes y Absorbentes

- a. Los refrigerantes y absorbentes presentan las siguientes propiedades:

Tabla 3. Ventajas y Desventajas de las Sustancias en Sistemas de Absorción.

R-717 AMONÍACO		R-718 AGUA	BrLi SAL. DILUIDA
Estabilidad química	Media	Alta	Alta
Toxicidad	Alta	Nulo	Baja
Disponibilidad	Baja	Alta	Alta
Efectos contaminantes	Baja	Nulos	Nulos
ODP	0	0	0
GWP	0	0	0
TEWI	Bajo	Nulo	Bajo
Calor latente de Vaporización	1.25 MJ/MKg	2.5 MJ/MKg	N/A
Costo	Medio	Bajo	Medio

Tabla 4. Ventajas e inconvenientes de las sustancias en sistemas de absorción.

Refrigerante/ absorbente	Ventajas	Inconvenientes
Agua/LiBr	El refrigerante agua tiene una alta capacidad calorífica.	El sistema no puede enfriar a temperaturas menores del punto de congelación del agua.
	La solución de bromuro de litio no es volátil.	El bromuro de litio es solvente en agua solo limitadamente.
NH ₃ /Agua	Las sustancias no son tóxicas ni inflamables.	El vacío demanda una alta impermeabilidad del sistema.
	El refrigerante amoníaco tiene una alta capacidad calorífica.	Presión muy alta del refrigerante (tuberías más gruesas).
	Aplicaciones de temperaturas muy bajas, hasta -60°C.	Volatilidad del solvente (es necesaria una rectificación).
	Propiedades muy buenas de transferencia de calor y masa.	Toxicidad del amoníaco.

El ciclo de refrigeración por absorción es un caso particular de los sistemas a sorción donde participan por lo general dos fases, sea, entre un líquido y un vapor o entre un sólido y un vapor. De todos los ciclos termodinámicos disponibles para la producción de frío los sistemas tri-termos a sorción son los más utilizados en la aplicación de energías de baja entalpía como la solar o el calor de desecho industrial, en particular los sistemas a absorción líquido-gas y sólido-gas y los de adsorción sólido-gas, tanto en funcionamiento continuo como intermitente.

En este caso se seleccionan los ciclos termodinámicos de absorción líquido-vapor, tanto en funcionamiento continuo como intermitente. El absorbente debe tener ciertas propiedades para poder ser utilizado como fluido en los ciclos de refrigeración por absorción, como las siguientes:

1. El absorbente debe tener una fuerte afinidad por el refrigerante. Cuanto mayor sea esta afinidad, se requiere una menor cantidad, con la reducción pérdidas térmicas durante su calentamiento. Sin embargo, si esta afinidad es demasiado grande, es menester suministrar una gran cantidad de energía para la restitución del refrigerante.
2. La presión de vapor a la temperatura requerida en el generador debe ser despreciable o muy baja, en comparación con la presión de vapor del refrigerante.
3. El absorbente debe permanecer en estado líquido durante todo el ciclo, para evitar el problema de cristalización; la estabilidad química debe ser buena y no debe ser corrosivo, ni tóxico.
4. El calor específico debe ser bajo para evitar las pérdidas, la conductividad térmica debe ser lo más alta posible, la viscosidad y la tensión superficial deben ser bajas para facilitar la transmisión del calor y la absorción.
5. El absorbente debe ser menos volátil que el refrigerante para facilitar su separación en el generador. Si esto no es posible, se requerirá la integración de un rectificador para llevar a cabo esta separación en forma de vapor.

La refrigeración es popularmente definida como el proceso termodinámico de bajar la temperatura de una sustancia por debajo de la temperatura de su entorno y mantener esta sustancia a más baja temperatura. El proceso de refrigeración involucra la transferencia de calor, de la sustancia a enfriarse, a una más baja temperatura (llamados refrigerantes). La pérdida de calor de la primera sustancia hace que su temperatura descienda. Así el calor extraído de la sustancia es el calor sensible. El calor absorbido por el refrigerante, sin embargo, no causará un aumento en su temperatura. Al final, cambiará el estado del refrigerante. Así el calor absorbido por el refrigerante es el calor latente.

A pesar de que el enfriamiento por absorción es conocido desde hace más de cien años, ha sido muy poco investigado después de su invención, pues en aquellos tiempos los recursos energéticos eran abundantes y baratos.

El ciclo de absorción se fundamenta en la gran afinidad del NH_3 “Amoníaco” por el H_2O “Agua”. Los ciclos de absorción se basan en la capacidad que tienen algunas sustancias, tales como el agua y algunas sales como el bromuro de litio, para absorber en fase líquida vapores de otras sustancias como el amoníaco y el agua, respectivamente. Fue el inglés Joseph Priestly quien en 1774 aísla los gases de amoníaco, oxígeno y dióxido de carbono. Podemos considerar este hecho el comienzo del desarrollo científico en el campo de la refrigeración por absorción.

Bien es cierto, que su aplicación para la producción de frío no sería estudiada hasta Faraday. Éste utiliza un tubo en forma de U, en un extremo del cual se aplicaba calor para aumentar la presión, mientras que en el otro se enfriaba. Demuestra que se produce frío al evaporar amoníaco en un extremo del tubo y absorberse en cloruro de plata en el otro extremo.

En los años posteriores aparecen varios estudios con el principio de la refrigeración por absorción, en 1850 se inventa la primera máquina de absorción, en la que se utiliza agua/ácido sulfúrico como absorbente/refrigerante. No obstante, en 1859 se demuestra el principio de funcionamiento de una máquina de refrigeración por absorción con el par amoníaco/agua, patentada esta, en 1860 en Estados Unidos por Trévenot, comenzando su comercialización en 1886. La máquina de absorción se utiliza por primera vez, a gran escala, durante la guerra de secesión norteamericana, cuando los estados del norte cortaron el suministro de hielo natural a los estados de la Confederación.

En 1925 la compañía Servel compra a AB Electrolux los derechos de explotación del refrigerador doméstico, basado en la mezcla amoníaco-agua-hidrógeno, que había sido patentado en 1921 por Platen y Munters. En 1927, Albert Einstein y Leo Szilard, diseñan un nuevo ciclo, cuya patente es asignada a Servel. El refrigerador de absorción entra en el mercado norteamericano con más de 4 millones de aparatos vendidos en 1926. Su producción disminuye drásticamente a partir de 1950 debido a la aparición de los sistemas de compresión mecánica, introducidos inicialmente por Carl Von Linde, que experimentan un espectacular desarrollo gracias a su buen rendimiento, menor tamaño y a la generalización en el uso de la energía eléctrica.

El uso del Bromuro de Litio-agua ($\text{LiBr-H}_2\text{O}$) como par absorbente/refrigerante comienza en los años 30. Sería la empresa Carrier la pri-

mera en patentar una máquina de absorción de $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ en 1945. En la década de los 60 las máquinas de absorción de $\text{LiBr}/\text{H}_2\text{O}$ se desarrollan en base a los ciclos de simple efecto. Estas máquinas son la base de la tecnología de absorción.

Scatchard, Epstein, Warburton & Cody (1947), presentan las propiedades termodinámicas de la mezcla amoníaco-agua, en su trabajo "Thermodynamic properties saturated liquid and vapor of ammonia-water mixtures". Dicho trabajo presenta valores para la presión de saturación de la mezcla binaria en el rango de -51°C hasta 188°C , asimismo, para la entalpía, entropía y disponibilidad (26°C de referencia), para el estado de líquido y vapor saturado.

En 1971, Schulz presenta "Equations of State for the System Ammonia-water for use with Computers". Con una ecuación de estado para la fase vapor, basada en la ecuación virial truncada después del segundo coeficiente virial, y una ecuación de estado para la fase líquida, así como una correlación para descubrir el comportamiento de la energía libre de exceso de Gibbs en la fase líquida. En el equilibrio de fases, utiliza como criterio la igualdad del potencial químico de ambas fases, evalúa la energía libre de Gibbs para cada componente y de la mezcla en las fases vapor y líquido. Las ecuaciones presentadas son recomendadas hasta valores de 450 K y 2.5 MPa.

En 1978, Mingramm & Rodríguez recopilaron en su tesis "Modelo matemático de un generador de un refrigerador por absorción intermitente", las generalidades de los componentes en los sistemas de refrigeración por absorción y realizaron mediciones de manera experimental, obtuvieron las propiedades termodinámicas basado en el trabajo realizado por Schulz con resultados similares al trabajo realizado por Scatchard, et al. (1947), donde hicieron un estudio de las propiedades de transporte para el amoníaco, agua y la mezcla.

En 1981, Sussman, publica "Relations among Thermodynamic properties", donde a partir de la primera y segunda ley de la termodinámica, y con la utilización de la función de Helmholtz y de Gibbs, expresa la relaciones de Maxwell. Estas expresiones, se emplean para el cálculo de las propiedades termodinámicas, como la entalpía y entropía.

En 1981, Asok Chatterjee, publica "Construction of thermodynamic diagrams and tables". En este trabajo, basado en la relaciones de Maxwell, desarrolla la termodinámica y expresa las ecuaciones para el

cálculo de la entropía y la entalpía de un componente puro a partir de datos experimentales, es decir, por medio de relaciones $p-v-T$. Presenta una metodología para la elaboración de diagramas entalpía-temperatura y en el caso de mezclas, los diagramas entalpía-concentración.

En 1981, American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineers, publica en "Fundamentals Handbook" un análisis termodinámico y de la segunda ley a sistemas de refrigeración por absorción que utilizan como fluido de trabajo, agua-bromuro de litio y amoníaco-agua, con el análisis de la implementación de un rectificador en el ciclo de amoníaco-agua. Trata las características de los refrigerantes y absorbentes como: volatilidad, afinidad, presión, estabilidad, corrosión, viscosidad, seguridad y calor latente.

En 1982, Patel y Teja, publican "A new cubic equation of state for fluids and fluid mixtures", presentan una nueva ecuación de estado para fluidos puros, requiere la presión y temperatura crítica, así como de dos parámetros que caracterizan a cada fluido. Por lo que esta ecuación, recomienda buenas predicciones en las propiedades volumétricas de la fase de líquido saturado, sugiere se mantengan los cálculos del equilibrio líquido vapor. Para fluidos no polares, los dos parámetros requeridos son correlacionados con el factor acéntrico. La ecuación Patel-Teja reproduce buenas características de las ecuaciones de estado de Soave y Peng-Robinson para fluidos no polares, tales como, agua, amoníaco y alcoholes. La ecuación de Patel-Teja se expresa de la forma siguiente:

$$P = (RT/(v-b)) - (a(T))/v(v+b) + c(v-b)$$

La ecuación anterior, expresa a la presión como la suma de dos términos, y como se trata de una ecuación de tipo Van der Waals, en el primer término se realiza una corrección en el volumen por medio de la constante b , a partir de la ecuación de gas ideal; y el segundo término corresponde a las fuerzas de atracción ejercida entre moléculas, se declara el valor de a como función de la temperatura. Los valores de b y c son constantes y se especifican para cada fluido.

Las reglas de mezclado son las siguientes:

$$a_m = \sum_i \sum_j x_i x_j a_{ij}; b_m = \sum_i x_i b_i; c_m = \sum_i x_i c_i$$

y

$$a(T) = ((\Omega_a (RT_c)/P_c) \alpha(T_R)); b = (\Omega_b RT_c)/P_c; c = (\Omega_c RT_c)/P_c$$

En 1984, Ziegler, presenta la ecuación de estado de Schulz modificada para rango entre $230\text{ K} < T < 500\text{ K}$, y $0,2\text{ bar} < P < 50\text{ bar}$. Ziegler (2002), toma las expresiones dadas por Funk y Mollier para modificar las ecuaciones de la fase vapor y líquida. Realiza una correlación para determinar los coeficientes de las ecuaciones de los componentes puros, presentados por Haar para el amoníaco y Keenan para el agua, respectivamente. La energía de exceso de Gibbs para la mezcla líquida se expresa por medio de la relación hecha por Redlich and Kister. Presenta de forma gráfica los valores de la entalpía de la mezcla para la fase vapor y líquida.

En 1991, Belmonte Trujano, desarrolla una tesis titulada “Aplicación de ecuaciones de estado cúbica en problemas de equilibrio de fases”. Retoma el método de Tartaglia-Cardano, para resolver ecuaciones cúbicas, se analiza el criterio para el equilibrio de fases de componentes puros y de mezclas binarias, mediante el uso de la ecuación de estado de Soave, y el coeficiente de interacción binaria. Para la evaluación de la entalpía y entropía hace uso de las relaciones de Maxwell y de la ecuación de estado. Por medio de la metodología presentada, se puede utilizar cualquier ecuación de estado cúbica con respecto al volumen, para los componentes puros y para las mezclas con sus respectivos criterios de mezcla.

En 1993, brodowicz, Kazimierz, en su obra “Heat Pumps”, analiza termodinámicamente los ciclos de refrigeración, y presenta de manera anexa la expresión propuesta por Schulz para la energía de exceso de Gibbs de la fase líquida en forma residual.

En 1996 Enrique Torrella en su obra titulada “La producción de frío” trata a las máquinas de absorción, desde su funcionamiento, materiales empleados, y realiza un análisis termodinámico a sistemas de agua-bromuro de litio a partir de ecuaciones que pueden ser programadas en una computadora, así como, un análisis paramétrico para diferentes configuraciones en los ciclos de refrigeración.

En 1997 Groll, publica “Current Status of Absorption/compression Cycle Technology” donde recopila información de diversos autores con más de 40 publicaciones en los últimos 15 años, en el tema de ciclos de compresión y absorción que han trabajado de manera experimental y teórica, se utiliza bien sea diferentes fluidos de trabajo como: R-12, R-22, Amoníaco-agua y agua-bromuro de litio.

Palmer & Shelton (1998), publican "Sensitivity analysis of absorption cycle fluid thermodynamic properties". En este artículo realiza un análisis termodinámico a dos ciclos de refrigeración por absorción por medio de la ecuación de estado de Peng-Robinson, el modelo de gas y solución ideal (Ley de Raoult), y datos experimentales, para la mezcla amoníaco-agua. Entonces, se realiza una comparación de los métodos mencionados en el equilibrio líquido vapor. Considera un coeficiente de interacción binaria constante, el cual, al utilizarlo en la ecuación de Peng-Robinson, se tienen valores aproximados a los valores experimentales (Electrolux) para el equilibrio líquido vapor, en cambio, cuando el coeficiente de interacción binaria se considera como cero, los valores se desvían más del caso experimental.

Ibrahim, Barntt & Balamuru (1997), publican "Improving the Performance of Ammonia-Water Absorption Cycle Using Salt Additives and Membranes". En este trabajo se propone un nuevo diseño para bajas temperaturas de la fuente calorífica, el uso de la sal aditiva en los ciclos, es para cambiar el equilibrio químico y hacer más efectiva la separación de las moléculas de amoníaco de la solución acuosa. El ciclo de absorción utiliza una membrana para el proceso de separación, como ósmosis inversa, diálisis o electrodiálisis.

En el 2000 Shun Fun pública "Second Law Analysis of Multi-stage lithium Bromide/water Absorption Heat Transformer", que realiza un análisis de segunda ley en conjunción con la primera ley de la termodinámica. Las propiedades termodinámicas son evaluadas con un modelo computacional y realiza un análisis paramétrico en el coeficiente de operación y la eficiencia exergética, para ciclos de una, dos y tres etapas a diferentes condiciones de operación.

El desarrollo de la tecnología de absorción sufre un importante declive en Estados Unidos en los primeros 70 años. Uno de los motivos es el desarrollo de compresores, motores y sistemas de control que consiguen hacer mucho más competitivas las máquinas de compresión mecánica. Pero el motivo principal ha resultado ser la preocupación política existente a raíz de la crisis del petróleo de 1973 que se temía que existiesen recortes en la disponibilidad de gas natural; algo que posteriormente no sucede. Sin embargo en otros países, principalmente asiáticos (Japón, China y Corea), la absorción tiene un importante desarrollo en el mercado de la refrigeración, en el cual ya gozaba de una gran preponderancia. En China su desarrollo se ve reforzado por la carencia de una infraestructura eléctrica.

En los últimos 35 años se ha asistido a un nuevo resurgir de la tecnología de absorción, debido al encarecimiento del precio del petróleo y a las consecuencias ecológicas derivadas de su uso y explotación.

Este resurgir está fundamentado en la posibilidad de estos sistemas de accionarse directamente con energía solar o calores residuales, se reduce de este modo las emisiones de CO_2 ligadas al decremento de la demanda de energía eléctrica (Izquierdo, et al., 1991). A esto se une el hecho de que los fluidos de trabajo de estas máquinas son compuestos naturales, se evitan así los efectos negativos sobre el medio ambiente en contraposición a los refrigerantes utilizados por las máquinas de compresión mecánica CFC's y HCFC's, que destruyen el ozono atmosférico.

En este campo existen también los sistemas GAX que operan con la mezcla amoníaco-agua que se pueden ver en el trabajo del 2005 "Ciclo de absorción GAX", mezcla que presenta la ventaja de poder utilizar temperaturas de evaporación por debajo de los 0°C . Sin embargo los COP obtenidos son inferiores a los de las máquinas de doble efecto de $\text{LiBr-H}_2\text{O}$ (Ziegler, 2002).

También ha cobrado mucha importancia en los últimos 30 años el accionamiento de sistemas de absorción mediante energía solar, lo que se conoce popularmente como frío solar. Este tipo de sistema puede ayudar a la reducción del consumo eléctrico en los grandes picos que se producen en verano debido a la utilización de los sistemas de aire acondicionado. Se han realizado muchos estudios en este campo dentro de los cuales está el de Kim, et al., (2008).

También se ha de destacar la generalización del uso de máquinas de absorción en instalaciones de cogeneración para optimizar el consumo de calor, dando lugar a lo que se conoce como trigeneración: calor, frío y energía eléctrica. Las plantas de refrigeración por absorción usadas en la trigeneración suelen tener potencias desde 100 kW hasta varios Megavatios.

Otros autores como Bruno, Vidal, Estevez & Coronas (2005), auguran un nuevo desarrollo de los sistemas de cogeneración/absorción para aplicaciones residenciales y comerciales de pequeño tamaño debido a la aparición de nuevas tecnologías en generación distribuida, como son las micro turbinas de gas y las pilas de combustible.

En los últimos años se ha incrementado el interés en desarrollar máquinas de absorción que puedan ser integradas en el sector residencial y en el automovilístico. Las razones para este resurgimiento son de índole medioambiental y de ahorro energético. Una desventaja de las máquinas de absorción sigue recayendo en su elevado peso y dimensiones, y especialmente en un alto coste de inversión inicial.

Toda clasificación sobre un grupo determinado de elementos se efectúa en función de un criterio definido. Sobre las máquinas de absorción, no existe una clasificación unificada, ni siquiera unos criterios que coincidan de forma general.

Entre los fabricantes de máquinas de absorción es corriente utilizar indistintamente como “efecto” y “etapa”. Toda clasificación sobre un grupo determinado de elementos se efectúa.

-Efecto: hace referencia al generador de la máquina; dispositivo donde se produce el vapor refrigerante mediante ebullición.

P.e.: simple efecto = 1 generador; doble efecto = 2 generadores; etc.

-Etapa²: hace referencia al absorbedor de la máquina; elemento donde se produce la absorción del vapor refrigerante.

P.e.: simple etapa = 1 absorbedor; doble etapa = 2 absorbedores; etc.

Los principales criterios a la hora de clasificar las máquinas de absorción son los siguientes:

En función del número de efectos (o generadores):

- De simple efecto: máquina de absorción con un solo generador.

- De doble efecto: máquina de absorción con dos generadores.

- De triple efecto: máquina de absorción con tres generadores.

En función del par refrigerante-absorbente utilizado por la máquina:

- H₂O/LiBr: el refrigerante es agua y el absorbente, bromuro de litio.

- NH₃/H₂O: el refrigerante es amoníaco y el absorbente, agua.

Por su parte, Marcos, Izquierdo, Lizarte, Palacios & Infante Ferreira (2009), identifican el término etapa (“stage”) como una descripción de la configuración física del ciclo. Efecto está reservado para describir el nivel de rendimiento del ciclo resultante.

- $\text{LiNO}_3/\text{H}_2\text{O}$: el refrigerante es nitrato de litio y el absorbente, agua.

- $\text{NaSCN}/\text{H}_2\text{O}$: el refrigerante es tiocianato sódico y el absorbente, agua.

En función del número de etapas (o absorbedores):

- De simple etapa: máquina de absorción con un absorbedor.

- De doble etapa: máquina de absorción con dos absorbedores.

- De triple etapa: máquina de absorción con tres absorbedores.

En función del sistema de condensación:

- Condensada por agua: el fluido que provoca la condensación del refrigerante es agua. Llevan asociadas una torre de refrigeración.

- Condensada por aire: el fluido que provoca la condensación del refrigerante es aire.

En función de la fuente de calor que suministra la potencia calorífica a la máquina.

- De tipo directo o “llama” directa: utilizan el calor aportado por los productos de la combustión, para calentar la disolución procedente del absorbedor y llevarla al punto de ebullición.

Se utiliza, para tal fin, un quemador de un combustible fósil (líquido o gaseoso).

- De tipo indirecto: reciben el calor necesario a través de un elemento intermedio: un intercambiador de calor. El fluido caliente puede proceder de un fluido térmico, de la recuperación de calor de una fuente residual, de una instalación de energía solar, o de una caldera de gas.

Un caso particular es el de las máquinas de absorción de efecto mitad, que presentan dos generadores y dos absorbedores; pero que se denominan de este modo (efecto mitad) porque su COP es aproximadamente la mitad del de las máquinas de simple efecto.

Según Tozer (2005), si se denomina al COP en simple efecto, resulta que el COP de la máquina de efecto mitad es: $COP = Q_{evap.} / Q_{gen.}$. Se parte de una mezcla de Amoníaco-Agua, el porcentaje de la cual depende de la temperatura de trabajo del generador. A esta mezcla Amoníaco-Agua del generador la denominaremos solución débil, pues su capacidad de absorber amoníaco es débil.

Esta mezcla de Amoníaco-Agua es separada mediante una destilación fraccionada, de lo que se obtiene vapor de Amoníaco por un lado y una solución fuerte (por su fuerte afinidad por el amoníaco) por otro lado.

Este proceso se realiza en el generador, al cual se le aplica una energía térmica procedente de una fuente de calor, que puede ser solar, biomasa, biogás, GLP, keroseno, eléctrica, vapor, agua caliente u otras. El vapor de amoníaco arrastra consigo restos de agua que al llegar al fraccionador se desprenden por condensación, puesto que el fraccionador, se encuentra a una temperatura inferior a la del generador debido a una convección natural por aire.

El vapor de amoníaco se transporta a un condensador, el cual tiene la función de transformar el vapor de amoníaco saturado, en líquido de Amoníaco saturado, bajando su temperatura. Este proceso se realiza mediante una convección forzada de líquido.

La solución fuerte que queda en el generador, circula a través de un intercambiador de calor para bajar su temperatura, y posteriormente fluye hacia el absorbedor, para que vuelva a absorber el amoníaco que se le extrajo.

El amoníaco líquido que se encuentra en el condensador, es transportado al evaporador, donde experimenta una caída de presión, y donde se encuentra el circuito, al que ha de extraer energía. Para ello el evaporador esta comunicado con el absorbedor, donde se encuentra la solución fuerte. Gracias a la afinidad del amoníaco con la solución fuerte, este al evaporarse debido a la absorción de calor tiene el poder de desplazarse hacia el absorbedor, donde se encuentra la solución fuerte.

Puesto que la evaporación necesita un aporte energético, el amoníaco emplea la energía que le proporciona el circuito que se ha de refrigerar, lo que produce una caída de temperatura en este circuito externo.

Una vez evaporado el amoníaco, este fluye hacia el absorbedor en el cual se encuentra la solución fuerte; cuando se produce el contacto físico, la mezcla se transforma en solución débil, que experimenta un incremento de temperatura debido a la reacción química exotérmica que se produce.

Esta solución débil que se encuentra en el absorbedor es bombeada al generador, aumenta su presión y pasa por el intercambiador de calor donde incrementa su temperatura para aproximarla a la del generador, el mismo ha de ser inyectado para su posterior destilación fraccionada y así completar el ciclo.

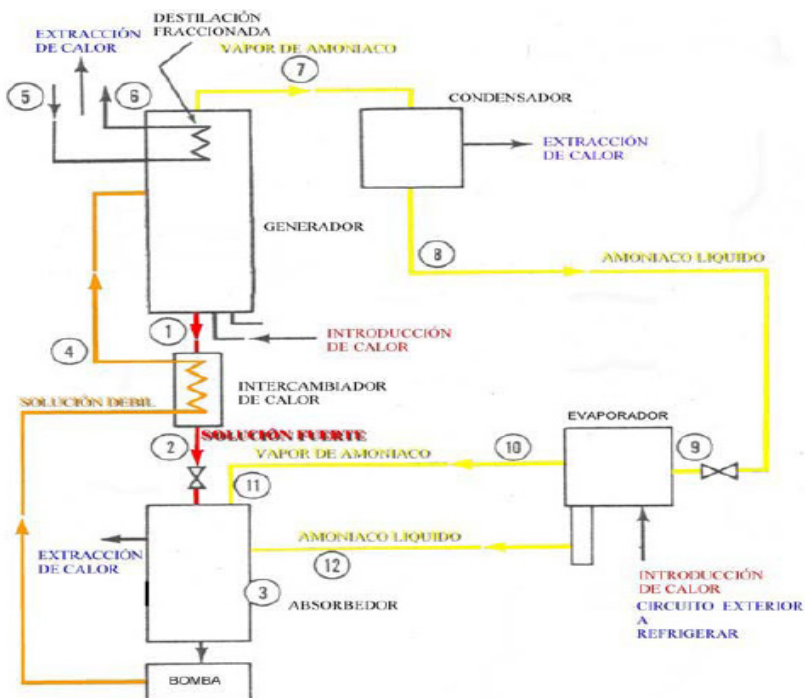


Figura 10. Esquema de un sistema de refrigeración por absorción.

Fuente: Villanueva Sierra (2004).

3.2. Características de los Refrigerantes y Absorbentes

Existen varios tipos de sistemas de refrigeración por absorción, las principales diferencias que existen entre ellos son el tipo de refrigerante, puesto que el mecanismo de funcionamiento es el mismo. El más utilizado es la mezcla Bromuro de Litio-Agua. También se utilizan diferentes tipos de Salmueras y el aquí expuesto Amoníaco-Agua.

La mezcla Bromuro de Litio-Agua tiene, entre otros problemas, los rangos limitados de temperatura a los que puede trabajar debido a los problemas de cristalización del fluido. Además el alto coste energético que supone la obtención del Bromuro de Litio.

Las salmueras son muy económicas pero su eficiencia es muy limitada.

El amoníaco presenta problemas de toxicidad, pero grandes ventajas como expondremos a continuación.

Las refrigeradoras por absorción se clasifican por el número de etapas a las que se somete el ciclo.

Así pues, se tienen refrigeradoras por absorción de simple etapa, de doble etapa e incluso de triple etapa.

Este tipo de máquinas de refrigeración se utilizan principalmente en instalaciones que desarrollan grandes potencias frigoríficas. Fue desarrollado por Sir John Leslie, quien utiliza el ácido sulfúrico como absorbente y el agua como refrigerante

Los primeros sistemas de refrigeración por absorción desarrollados se remontan al año 1845, cuando Edmund Carré diseña y vende una máquina que operaba con agua y ácido sulfúrico para el enfriamiento de agua potable. Seis años más tarde, en 1851, su hermano Ferdinand Carré diseña con éxito el primer equipo comercial de refrigeración por absorción de amoníaco-agua.

Aunque en los años subsiguientes, se introducen numerosas mejoras halladas de forma empírica, no es hasta en 1913 cuando se obtiene una primera base teórica. En ese año, el trabajo de Edmund Altenkirch sienta los principios de la termodinámica de las mezclas binarias para absorción. A partir de este momento se inicia el desarrollo de los equipos de absorción, y es cuando empiezan aparecer los primeros listados de posibles mezclas de trabajo para estos ciclos.

Después de la segunda guerra mundial, con el uso del par agua-bromuro litio, se inicia la época dorada de los equipos de absorción. Se introducen en el mercado equipos destinados tanto para aplicaciones domésticas como unidades de gran capacidad. Como ejemplo de ello, Carrier vende la primera unidad de gran potencia (530 kW) en 1945, mientras que Trane desarrolla el primer equipo hermético en 1959. Aunque los COP de estos ciclos eran relativamente bajos en aquel entonces, alrededor del 0.65, estos equipos gozaban de una gran aceptación debida principalmente al bajo precio del gas y a la falta de regularidad en el suministro eléctrico. Tanto era así, que en el segmento de las grandes potencias, estos equipos acaparaban el 25% del mercado norteamericano durante los años 60.

Tras la crisis del petróleo en los años 70, y con el apogeo de la energía nuclear en esas fechas, se produce en los Estados Unidos un declive por el interés de los equipos de absorción, y los desarrollos se centran en equipos de compresión de vapor accionados eléctricamente. En contrapartida, Japón al ser un país con escasos recursos naturales, y ante la disponibilidad del gas licuado procedente del sudeste asiático, sigue apostando por la climatización a gas. Tanto es así, que en Japón en el 1975, y por primera vez, los equipos de absorción superan en número a los equipos eléctricos instalados, y una década más tarde, los equipos de absorción dominan el 80% del mercado de las grandes potencias en este país.

Los cálculos de este equipo refrigerador se basan en:

Termodinámica: Estudio de los procesos térmicos que se producen a lo largo del ciclo. (Flujos energéticos).

Química: Estudio de los diferentes estados de los elementos (sólido, líquido y gaseoso).

Estudio de las composiciones en las mezclas. Estudio de los efectos de las presiones y las temperaturas.

Fluido mecánico: Estudio de las presiones a lo largo del circuito. Estudio de los rozamientos y los regímenes de transporte de fluido.

Física: Ley de la conservación de la energía. Energías entrantes = Energías salientes. 3ª Ley de Newton.

Sistema de Adsorción. -En el Ciclo básico, que aparece reflejado en la

Figura 11, se considera que el calor total que el colector solar (o cualquier otro medio de aporte de energía térmica) hace llegar al sistema es:

$$Q_T = Q_{AB} + Q_{BD} \quad (15)$$

La energía de refrigeración conseguida con este sistema va a venir dada por la siguiente ecuación:

$$Q_{enf} = (x_A - x_D) \cdot M_{cz} \cdot (L - (h_{cond}(x=0) - h_{evap}(x=0))) \quad (16)$$

Calor latente de evaporación, que es determinado como la diferencia entre la entalpía de vapor saturado ($x = 1$) y la de líquido saturado ($x = 0$) a la temperatura de evaporación.

El coeficiente de operación vendrá dado por:

$$COP = \frac{Q_{enf}}{Q_T} \quad (17)$$

La simulación del comportamiento del ciclo básico de refrigeración por adsorción en EES, permite analizar la influencia que ejerce cada una de las temperaturas características del sistema en el comportamiento de este, o con qué par de materiales se obtiene un mayor coeficiente de operación.

Un aumento de la temperatura de condensación, T_{cond} , provoca una disminución del coeficiente de operación, debido a que al aumentar esta temperatura, aumenta la presión del sistema y provoca que la cantidad de adsorbato desorbida sea menor, lo cual lleva a una disminución del COP.

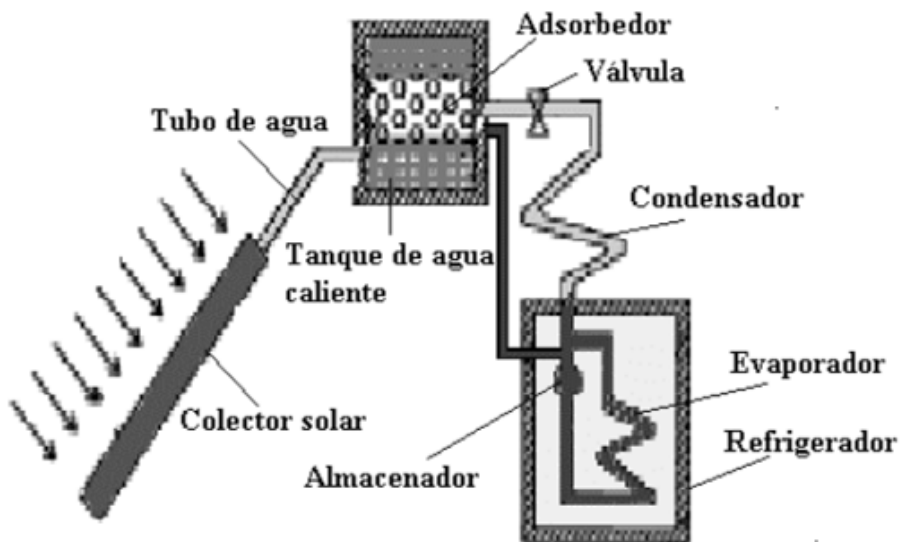


Figura 11. Sistema solar: Agua caliente + Refrigerante La temperatura de evaporación, T_{evap} , por el contrario, va a hacer que aumente el coeficiente de operación cuando ella aumenta.

Esta temperatura viene determinada por la temperatura de refrigeración que se quiere obtener en el sistema en cuestión, y será unos grados inferiores a esta. La temperatura de adsorción, T_A , al igual que la temperatura de condensación hace que el COP disminuya al aumentar esta. Ambas vienen determinadas por el ambiente.

El COP aumenta cuando la temperatura de desorción aumenta, pero va a llegar un momento en el que se va a hacer máximo y va a comenzar a decrecer ligeramente, lo cual es debido a que al superar cierta temperatura el adsorbato puede sufrir alteraciones en sus características.

Si no se tienen en cuenta los resultados obtenidos con el par zeolita-agua, pues es un par de materiales con unas características muy diferentes a las que presentan el resto de pares estudiados, el mayor COP lo ofrece el par formado por la fibra de carbón activo NTACF-metanol. Las temperaturas aproximadas a las que se obtiene el COP máximo son: $T_{cond} = 30^\circ\text{C}$, $T_A = 25^\circ\text{C}$, $T_{evap} = 0^\circ\text{C}$ y $T_D = 112^\circ\text{C}$,

se obtiene un COP = 0,716. Con el par zeolita-agua se puede llegar a obtener hasta un COP = 0,8240 con Tcond = 35 °C, TA = 2°C, T_{evap} = 2°C y TD = 162°C.

El adsorbente debe tener una elevada capacidad de adsorción, lo cual se consigue con un área superficial específica grande. Es decir, cuanto mayor número de poros tengamos en la superficie del material adsorbente y mayor sea la variedad de tamaños, más adecuado va a resultar el material para ser utilizado como adsorbente. Esta característica va a determinar la accesibilidad del adsorbato en la superficie de adsorción.

Entre los materiales que se usan como adsorbente hay que destacar dos tipos: aquellos que poseen una distribución de tamaños de poro uniforme, como son las fibras de carbón activado y aquellos que poseen una distribución de tamaños de poro no uniforme y siguen una distribución normal de Gauss, como es el caso de los carbones activados y las zeolitas de los cuales existe una gran variedad. Aunque estos son los materiales más empleados se pueden utilizar también otros como son los geles de sílice.

Como adsorbato, los materiales que son utilizados principalmente, son el metanol. Formando par de adsorción con los carbones activados y las fibras de carbón activado, y el agua formando par de adsorción con las zeolitas. Actualmente existen básicamente dos expresiones para calcular la cantidad de adsorbato retenido por el adsorbente:

Dubinin-Radushkevich:

$$x = x_0 \cdot \exp\left(-k\left(\frac{\varepsilon}{\beta}\right)^2\right) \quad (1)$$

Dubinin-Astakhov:

$$x = x_0 \cdot \exp\left(-\left(\frac{\varepsilon}{E}\right)^n\right) \quad (2)$$

Donde:

x - masa de adsorbato adsorbida (kg adsorbato/kg adsorbente)

x_0 - capacidad límite de adsorción (kg adsorbato/kg adsorbente)

k, n - constantes determinadas por la estructura del adsorbente

E = coeficiente de afinidad determinado por el par adsorbente/adsorbato

$\mathcal{E}$ = energía potencial de adsorción

E = trabajo característico de adsorción

La energía potencial de adsorción, $\mathcal{E}$ se obtiene por:

$$\mathcal{E} = R \cdot T \cdot \ln \left(\frac{P_0}{P} \right) \quad (3)$$

Siendo P_0 la presión de saturación específica, si en esta ecuación se sustituyen las presiones por fugacidades, para ajustar más los resultados a la realidad, se tiene:

$$\mathcal{E} = R \cdot T \cdot \ln \left(\frac{f_0}{f} \right) \quad (4)$$

Si se sustituye la ecuación (4) en la de Dubinin-Radushkevich, se obtiene la ecuación:

$$x = x_0 \cdot \exp \left(-k \left(\frac{\mathcal{E}}{\beta} \right)^2 \right) = x_0 \cdot \exp \left(-B \left(\frac{T^2}{\beta^2} \ln^2 \left(\frac{f_0}{f} \right) \right) \right) \quad (5)$$

En la que B es una constante que engloba al resto de constantes, y depende del tamaño de poro.

Con la ecuación (5), para obtener unos resultados más ajustados a la realidad, se deben utilizar valores de las constantes x_0 y B diferentes para cada tamaño de poro, y la ecuación tendrá la siguiente forma:

$$x = \sum_j x_{0j} \cdot \exp \left(-B_j \left(\frac{T^2}{\beta^2} \ln^2 \left(\frac{f_0}{f} \right) \right) \right) \quad (6)$$

Se considera que los tamaños de poro siguen una determinada distribución y que la integral de cero a infinito de esta distribución ha de ser igual a 1 (Dubinin-Radushkevich):

$$\int_0^\infty f(B) dB = 1 \quad (7)$$

y además:

$$x = \int_0^\infty x(T, p, B) \cdot f(B) dB \quad (8)$$

En materiales con una distribución de tamaño de poro uniforme, se utiliza la ecuación de Dubinin-Astakhov, se considera que para todos los tamaños hay el mismo número de poros. Así pues, la distribución será de la forma:

$$f(B) = \frac{1}{B_2 - B_1} \quad (9)$$

Se considera que B2 es el tamaño de poro máximo y B1 el tamaño mínimo y que además, la diferencia entre ambos es muy pequeña (Figura 12). Si se introducen la ecuación (9) y la ecuación de Dubinin-Astakhov en la ecuación (8) y se hacen las transformaciones necesarias, se obtiene la ecuación que va a describir el mecanismo de adsorción para materiales con una distribución de tamaños de poro uniforme:

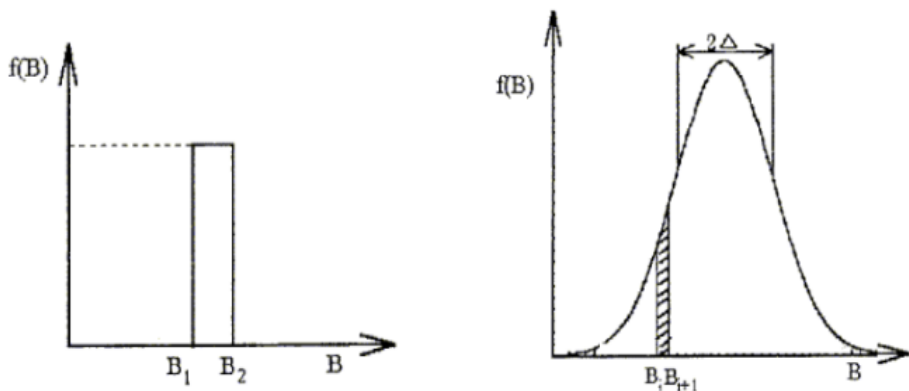


Figura 12. a) Distribución uniforme.

b) Distribución no uniforme.

$$x = x_0 \cdot \exp \left[- \left(\frac{R \cdot T \cdot \ln(f_0 / f)}{E_x} \right)^n \right] \quad (10)$$

Donde x_0 , E y n , distintos para cada material, se obtienen experimentalmente o de la bibliografía.

La ecuación 10 es válida cuando además de distribución de tamaño uniforme tenemos adsorbatos débilmente polares como en el par fibras de carbón activo-metanol.

En materiales con una distribución de tamaño de poro no uniforme, se considera que los tamaños de poro de los materiales sigue una distribución gaussiana normal (Figura 12), de forma que:

$$f(B) = \frac{1}{\sqrt{2\pi}\Delta} \cdot \exp \left[- \frac{(B - B_0)^2}{2\Delta^2} \right] \quad (11)$$

Si se introducen las ecuaciones de Dubinin-Radushkevich en la ecuación 8 y 11, donde se consideran las variables intermedias “ y ” y “ γ ” para simplificar los cálculos y después de las modificaciones matemáticas oportunas, se llega a la ecuación (14) que describe el mecanismo de adsorción para materiales con una distribución de tamaño de poro no uniforme.

$$y = \left(\frac{T}{\beta} \right)^2 \ln^2 \left(\frac{f_0}{f} \right) \quad (12)$$

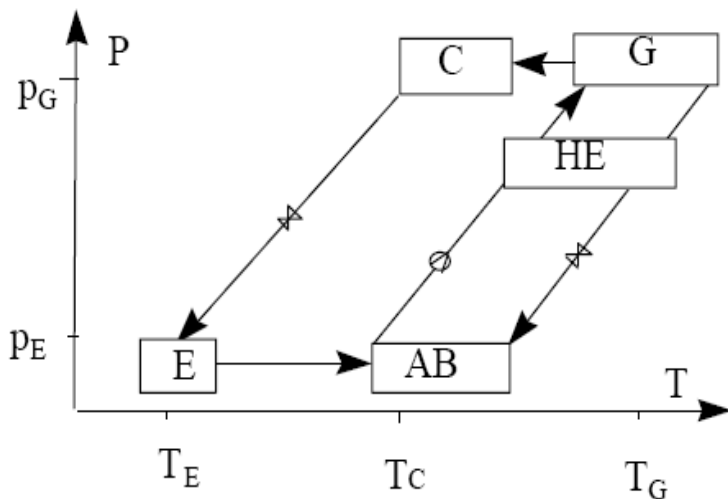
$$\gamma = y - \frac{B_0}{\Delta^2} \cdot \frac{\Delta}{\sqrt{2}} \quad (13)$$

$$x = x_0 \cdot \exp(-B_0 \cdot y) \cdot \exp\left(\frac{y^2 \cdot \Delta^2}{2}\right) \cdot \frac{[1 - \operatorname{erf}(\gamma)]}{2} \quad (14)$$

Donde $\operatorname{erf}(y)$ es la función de error, x_0 , B_0 y Δ son coeficientes determinados experimentalmente u obtenidos de la bibliografía y diferentes para cada material. La ecuación 14 resulta apropiada para estudiar los pares formados por carbón activo-metanol y zeolita-agua.

3.3. Principio de funcionamiento de los equipos de absorción

Los equipos de absorción, al igual que los de compresión de vapor, se basan en el principio de condensación y evaporación de un refrigerante a diferentes presiones. La principal diferencia entre estos ciclos reside en el proceso en el cual dicho fluido se trasvasa desde la zona de baja presión a la zona de alta presión. En el caso de los ciclos de compresión de vapor dicho trasvase se debe a la acción mecánica de un compresor. En el caso de un sistema de absorción, el refrigerante vaporizado en la zona de baja presión es absorbido por una solución que tiene afinidad fisicoquímica por dicho fluido y conocido como absorbente. La mezcla líquida resultante es bombeada a la zona de alta presión, donde el refrigerante es extraído de nuevo de la solución mediante la aportación de calor. En la Figura 13 se muestran los principales componentes de un ciclo de absorción de simple efecto situados sobre un diagrama genérico de Presión-Temperatura-Composición.



C-Condensador. HE-Intercambiador de calor. G-Generador. E-Evaporador. AB-Absorbedor.

T_E -Temperatura del Evaporador. T_C - temperatura del Condensador. T_G - Temperatura del Generador.

Figura 13. Principales componentes de un ciclo de absorción de simple efecto en el Diagrama PT.

Como se observa en Figura 13, un ciclo básico de absorción de simple efecto está formado por los siguientes componentes:

Condensador- El refrigerante vaporizado procedente del generador es condensado, cediendo su calor de cambio de fase a otro fluido externo, ya sea aire o agua.

Válvula de expansión- En la válvula de expansión se produce la caída de presión desde el nivel de presión más alto perteneciente al condensador, hasta el nivel de presión más bajo presente en el evaporador. En los equipos de agua/bromuro de litio, como la diferencia de presiones entre el condensador y el evaporador es pequeña, alrededor de 5 kPa, se suele emplear simplemente trampas de líquido y orificios. En el caso de equipos que operan con la mezcla amoníaco/agua, la gran diferencia de presiones entre dichos componentes hace

necesario el uso de dispositivos similares a los utilizados en los equipos de compresión de vapor.

Evaporador- En este componente, el refrigerante procedente de la válvula de expansión se evapora tomando calor del medio que le rodea, ya sea aire o bien otro fluido como agua, salmuera. En este punto hay que distinguir claramente cuando el refrigerante se halla en el interior del evaporador en estado puro o no. Si el refrigerante es puro, la presión de operación en dicho componente será la que corresponda a su temperatura de saturación, mientras que si aparecen restos de absorbente, como sucede en las máquinas de amoníaco/agua, la presión de operación irá disminuyendo a medida que la acumulación de absorbente en su interior sea cada vez más significativa. Es por ello que en los equipos de amoníaco es importante la rectificación de la corriente de refrigerante.

Absorbedor- En este dispositivo se pone en contacto la fase vapor del evaporador con la solución procedente del generador, con el fin de que el refrigerante se absorba en la solución. A su salida se obtiene una solución concentrada en refrigerante, la cual es de nuevo impulsada hacia el generador por medio de una pequeña bomba. Como el proceso de absorción es exotérmico, la energía liberada debe ser transferida a una corriente externa para no detener dicho proceso de absorción. La corriente externa suele ser el mismo medio que el del condensador.

Generador- En éste elemento se produce la evaporación parcial de la mezcla refrigerante/absorbente, de forma que el líquido restante rico en absorbente retorna al absorbedor y el vapor generado se condensa y expande hasta el evaporador. En el caso de la mezcla agua/bromuro de litio, el flujo de vapor está compuesto por agua pura, pues la separación refrigerante/absorbente es total. En el caso de la mezcla amoníaco/agua, debido a que la diferencia de temperaturas de saturación no es suficiente, suele ser necesario rectificar la mezcla por medio de una condensación parcial o por medio de una columna de destilación, para que no llegue absorbente al evaporador.

Intercambiador de calor solución-solución- Este intercambiador de calor, conocido también con el nombre de economizador, permite mejorar el rendimiento del ciclo debido a la disminución de la carga térmica en el generador y en el absorbedor. Su ausencia implicaría,

que en el generador habría que calentar la solución desde la temperatura de operación del absorbedor hasta la ebullición, mientras que en absorbedor se debería enfriar la solución desde la temperatura del generador hasta la temperatura del absorbedor, para poder iniciar el proceso de absorción.

A partir de la configuración básica indicada en la Figura 13, se han superpuesto otros componentes con el fin de mejorar el rendimiento térmico y reducir las irreversibilidades internas del ciclo. La localización de estos componentes depende del fluido de trabajo utilizado. Así los equipos que operan con agua/bromuro de litio, debido a que operan a niveles de presión muy bajos, junto a la limitación por cristalización de la sal obligan la superposición de nuevos componentes en el eje de las presiones. Como consecuencia los ciclos de doble efecto que operan con dicho fluido requieren tres niveles de presión diferentes. En cambio, para sistemas de amoníaco/agua, al operar ya con presiones considerables en la configuración de simple efecto, el incremento de eficiencia se dirige a la inclusión de componentes en la dirección de la solubilidad, debido a que dicho par de trabajo tiene miscibilidad total.

Los refrigerantes más utilizados, además de los CFCs, que tienen prohibida su comercialización desde Enero de 1996, son los HCFCs como el R22 (prohibido en algunas aplicaciones) y R123, los HFCs R304a, R404A, R 407C y R410A. También se utilizan refrigerantes inorgánicos como el amoníaco R717 y el agua R718. Existen varios ciclos frigoríficos pero los más utilizados son los de compresión mecánica y los de absorción.

Los refrigerantes utilizados por el ciclo de compresión mecánica trabajan a presiones superiores a la atmosférica. Por esta razón, en gran parte acaban fugándose y son transportados hasta la estratosfera donde la radiación ultravioleta rompe los enlaces de cloro, y dan lugar a la conocida reacción de destrucción de la molécula de ozono. Además son opacos a la radiación infrarroja emitida por la Tierra, impiden la transmisión de esta energía al espacio exterior, incrementan el efecto invernadero y provocan un aumento de la temperatura de la superficie de nuestro planeta. En virtud del Protocolo de Montreal y la Reglamentación Europea los refrigerantes CFC11 y CFC12 se están sustituyendo por el HCFC123 y el HFC134a, respectivamente. Ha comenzado la sustitución del HCFC22, aunque debido a la extensa

gama de aplicaciones de este refrigerante no se ha encontrado un único sustituto. Se está trabajando con los HFCs R404A, 407C y 410A.

El uso de la energía en máquinas de absorción se evalúa a través del Coeficiente de Eficiencia Energética (C.E.E.) también denominado Coeficiente de Operación (COP). Hay que señalar que este coeficiente está más próximo a la eficacia que a la eficiencia por utilizar fundamentalmente energía primaria calorífica y no eléctrica como las máquinas convencionales. A través de este parámetro se compara el efecto útil del ciclo con la energía consumida para producirlo. En el caso de máquinas frigoríficas, como la descrita, el COP se define como el cociente entre la potencia frigorífica obtenida en el evaporador (Q_{evap}) y la potencia suministrada al generador (Q_g) más la electricidad suministrada a la bomba de la disolución (W_{elec}). A su vez la electricidad consumida por la bomba es el cociente entre la potencia suministrada a la disolución (W_b) y el rendimiento de conversión de la energía eléctrica a energía mecánica η_b .

$$W_{elec} = \frac{W_b}{\eta_b} \quad (18)$$

El calor suministrado al evaporador es la carga térmica (kW) del local que se desea climatizar.

La expresión del COP despreciando el consumo de energía eléctrica frente a la energía aportada al generador será,

$$COP = \frac{\dot{Q}_{EVAP}}{\dot{Q}_G} \quad (19)$$

Pero si se tiene en cuenta el consumo eléctrico de la máquina entonces la expresión es,

$$COP_{REF} = \frac{\dot{Q}_{EVAP}}{\dot{Q}_G + \dot{W}_{elec}} = \frac{\dot{m}_r \cdot (h_4 - h_2)}{\dot{m}_r \cdot (h_1 - h_8) + \dot{m}_d \cdot (h_8 - h_7) + \dot{W}_{elec}} \quad (20)$$

Por otra parte, la potencia desarrollada por la bomba de la disolución puede expresarse en forma de potencia calorífica, determinando el calor que es necesario emplear para producir la electricidad que mueve la bomba,

$$\dot{Q}_b = \frac{\dot{W}_{elec}}{\eta_{ce}} \quad (21)$$

Siendo η_{ce} el rendimiento de la conversión de calor a electricidad del sistema de generación termoeléctrica.

Por tanto el COP queda como:

$$COP_{REF} = \frac{\dot{m}_r \cdot (h_4 - h_2)}{\dot{m}_r \cdot (h_1 - h_8) + \dot{m}_d \cdot (h_8 - h_7) + \dot{Q}_b} \quad (22)$$

En máquinas que trabajen como bombas de calor el efecto útil se obtiene tanto del condensador como del absorbedor por lo que se calcula el COP como:

$$COP_{BC} = \frac{\dot{Q}_{ABS} + \dot{Q}_{COND}}{\dot{Q}_G + \dot{W}_b} = \frac{\dot{Q}_{ABS} + \dot{Q}_{COND}}{\dot{Q}_G + \dot{Q}_b} \quad (23)$$

Y se relaciona con el ciclo frigorífico según:

$$COP_{BC} = \frac{\dot{Q}_{ABS} + \dot{Q}_{COND}}{\dot{Q}_G + \dot{Q}_b} = \frac{\dot{Q}_G + \dot{Q}_{EVAP}}{\dot{Q}_G + \dot{Q}_b} = 1 + \frac{\dot{Q}_{EVAP}}{\dot{Q}_G + \dot{Q}_b} = 1 + COP_{REF} \quad (24)$$

Desde que se ha comenzado a aplicar fuentes de energía de alta temperatura sobre el ciclo de simple efecto, este ha sido objeto de varias modificaciones para maximizar su eficiencia energética. Esto se ha conseguido mediante el empleo de intercambiadores que recuperan el calor sobrante en el absorbedor o en el generador. A estos ciclos se les denomina AHX (Absorber Heat eXchange) y GAX (Generador Absorber eXchange) (Figura 14)

Este valor se estima alrededor de 0,38.

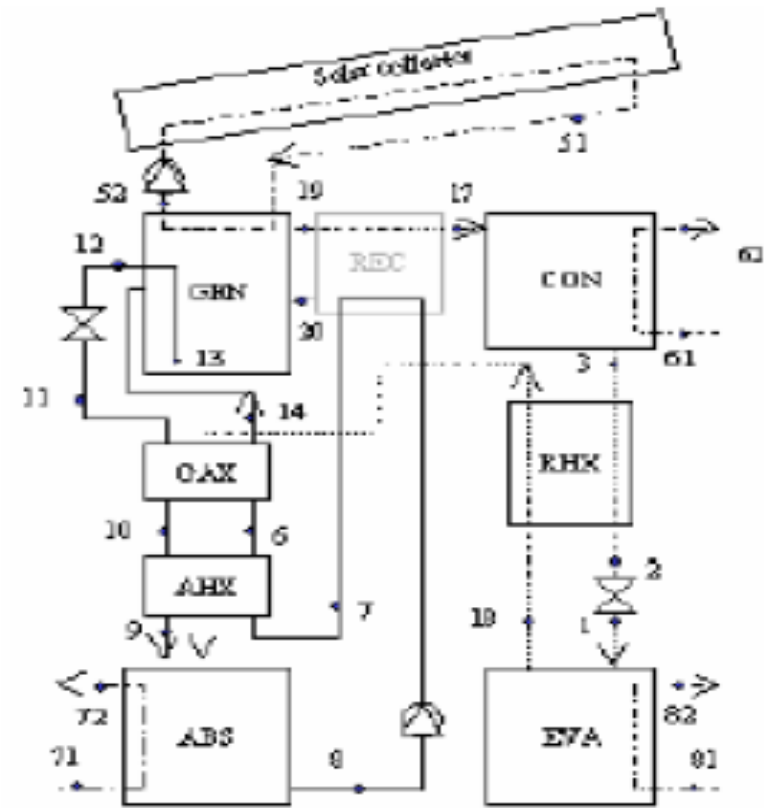


Figura 14. Ciclo de absorción GAX.

Fuente: Kim & Infante Ferreira (2005).

Existen diversas variantes de ciclos de absorción, generalmente ideadas para operar a un nivel térmico más bajo, o para superar al ciclo de simple efecto en alguna característica determinada como, por ejemplo, conseguir una mayor eficiencia. Las más destacadas son el ciclo de efecto mitad y el ciclo de doble efecto.

Ciclo de efecto mitad -El ciclo de efecto mitad se emplea cuando la fuente térmica disponible es de baja temperatura (4), del orden de 65-

80°C. Este nivel de temperaturas es tan bajo que apenas permite el funcionamiento de un sistema de simple efecto. El sistema de efecto mitad presenta tres niveles diferentes de presión. La presión alta y la baja operan del mismo modo que en simple efecto. La presión intermedia es aquella a la que el generador de baja presión proporciona vapor refrigerante al absorbedor de alta presión. Aquí el vapor es absorbido de nuevo por la disolución, y esta es enviada al generador de alta temperatura donde se produce una nueva ebullición. El refrigerante vapor cierra el ciclo a través del condensador y evaporador para regresar al absorbedor de baja presión.

Este puede ser el caso de colectores solares planos.

Está claro que la principal ventaja de los ciclos de efecto mitad es que la temperatura a la que trabajan es inferior a cualquier otro. Sin embargo este tipo de ciclos, precisamente por trabajar con un nivel térmico tan bajo, presentan el inconveniente de tener un COP muy bajo, del orden de la mitad del que tienen las de simple efecto Tozer (2005).

Ciclo de doble efecto.-Una máquina de absorción de doble efecto se compone de dos generadores de vapor (el de alta y el de baja temperatura), dos recuperadores de calor de la disolución, un condensador y un subenfriador de líquido, dos válvulas de expansión, el evaporador y el absorbedor. Los ciclos de doble efecto, como poseen dos generadores, realizan dos separaciones de vapor a partir de un aporte inicial de calor externo, de manera que se consigue un aumento notable en el COP de la máquina respecto a las de simple efecto.

Pero ello implica un nivel térmico superior a las de simple efecto en el generador de alta temperatura, con el fin de que el vapor producido en este generador sea a su vez capaz de producir vapor refrigerante en el generador de baja temperatura.

El rango de temperaturas con el que trabaja el generador de alta temperatura en el ciclo de doble efecto se encuentra entre 150°C y 180°C (Henning, 2007). Su valor depende de la temperatura ambiente, de la carga térmica a cubrir y del tipo de condensación con el que opere: por agua o por aire.

El coeficiente de operación se define del mismo modo que para las máquinas de simple efecto (ecuación 19):

$$COP = \frac{\dot{Q}_{EVAP}}{\dot{Q}_G} \quad (25)$$

En este caso el calor aportado a la máquina será el suministrado al generador de alta temperatura:

$$\dot{Q}_G = \dot{Q}_{GA} \quad (26)$$

Por otro lado, el efecto útil producido en el evaporador lo podemos desdoblar en dos:

El efecto producido por la contribución del refrigerante producido en el generador de alta temperatura.

$$(\dot{Q}_{EVAPGA}) \quad (27)$$

Y el efecto producido por la contribución del refrigerante producido en el generador de baja temperatura.

$$(\dot{Q}_{EVAPGB}) \quad (28)$$

Sustituyendo esto en la expresión del COP se obtiene,

$$COP = \frac{\dot{Q}_{EVAP}}{\dot{Q}_G} = \frac{\dot{Q}_{EVAPGA} + \dot{Q}_{EVAPGB}}{\dot{Q}_{GA}} = COP_{EVAPGA} + COP_{EVAPGB} \quad (29)$$

Si incluimos el consumo eléctrico el COP queda,

$$COP = \frac{\dot{Q}_{EVAPGA} + \dot{Q}_{EVAPGB}}{\dot{Q}_{GA} + \dot{W}_{elec}} \quad (30)$$

El hecho de que la máquina de doble efecto utilice para su funcionamiento otra fuente de calor de más elevado nivel térmico ($\cong 150^\circ\text{C}$), tiene como consecuencia un aumento del COP en un sumando igual a, que no es otro que el efecto útil resultado de emplear un segundo generador.

Clasificación de las máquinas de absorción de doble efecto.

Antes de comenzar a describir este tipo de máquinas de absorción se presenta una clasificación de las mismas, en base a dos criterios de los cuales han derivado 4 tipos distintos:

- Por la distribución del caudal de la disolución hacia los dos generadores:

Las opciones que se presentan son básicamente dos: flujo paralelo y flujo serie.

- Por el sistema de condensación empleado:

En este caso las dos opciones son: condensación por agua y condensación por aire.

Flujo en paralelo. -Una de las más importantes decisiones a tomar cuando se trata de diseñar una máquina de absorción de doble efecto es el modo de distribuir la disolución que circula desde el absorbedor hacia los dos generadores. En este tipo de configuración la disolución procedente del absorbedor se divide en dos circuitos; uno hacia el generador de alta temperatura y otro hacia el de baja. Las máquinas de doble efecto con distribución de flujo paralelo desarrollan un COP mayor que las de flujo en serie. Este tipo de configuración presenta mayores beneficios desde el punto de vista termodinámico y de transferencia de calor que la configuración serie, si bien necesita mayor complejidad en el sistema de control.

Flujo en serie. -En la configuración serie todo el caudal de disolución es conducido, en primer lugar, al generador de alta temperatura y, posteriormente, al de baja temperatura.

Por otro lado el generador de alta temperatura debe alcanzar una temperatura lo suficientemente elevada para proporcionar el calor necesario al generador de baja el cual haga hervir la disolución.

Por otra parte, tanto las máquinas de doble efecto paralelo como las de distribución en serie se pueden dividir en dos tipos según el sistema de condensación: condensadas por agua y condensadas por aire.

Condensadas por agua.-Las máquinas condensadas por agua son aquellas que utilizan el agua para condensar el vapor refrigerante pro-

ducido en el generador de baja temperatura, así como para refrigerar la disolución en el absorbedor. Este tipo de sistema de condensación lleva asociado una torre de enfriamiento donde se evacua a la atmósfera el calor absorbido. La condensación por agua es la mayoritariamente empleada por las máquinas de absorción hasta la fecha, por sus buenas prestaciones. Si bien en los últimos años, debido a la estricta reglamentación sobre las torres de refrigeración, cada vez están apareciendo más trabajos de investigación sobre máquinas condensadas por aire.

Condensadas por aire. -Las torres de refrigeración, aparte del problema de su ubicación debido a su gran volumen, presentan el inconveniente de su exhaustivo mantenimiento pues en ellas es muy frecuente la aparición de la bacteria denominada *Legionella* (la legislación al respecto es muy estricta). Además son unas de las principales responsables de que la tecnología de la absorción no haya conseguido implantarse en el mercado doméstico.

Los sistemas condensados por aire presentan la gran ventaja de poder funcionar prescindiendo de la torre de refrigeración. Esta es la razón por la cual cada vez más la investigación en su desarrollo se está convirtiendo en un tema de máximo interés.

Absorbente. -El absorbente en la disolución es el bromuro de litio una sal de color blanco con gran afinidad por el agua. El punto de fusión del LiBr se encuentra en 535°C y el punto de ebullición del orden de 2200°C , su presión de vapor extremadamente baja. Es miscible con el agua hasta concentraciones elevadas (75%) y se diluye con gran facilidad.

Es de destacar que se están dedicando ingentes esfuerzos en investigación para el desarrollo de esta tecnología con nuevos fluidos de trabajo que puedan resultar más convenientes que los usados hasta ahora.

Balances de masa y energía. -En la figura 17 se muestra el esquema de una máquina de Bromuro de Litio/agua de simple efecto condensada por agua. En este esquema aparecen numerados los diferentes estados por los que pasan, tanto la disolución como el refrigerante. Mediante la aplicación del primer principio de la Termodinámica y el principio de conservación de la masa a todos los componentes de la máquina se obtienen los balances de energía y masa en cada uno de los componentes:

Generador.-El generador es un intercambiador de calor que se ocupa, como su propio nombre indica, de generar vapor refrigerante. Sobre este componente se suministra energía en forma de calor, q_G , suministrada por el foco que se encuentra a una temperatura T_G .

Este calor puede proceder de la combustión de combustibles fósiles, calores residuales, o incluso calor renovable obtenido de la conversión de la energía solar, la biomasa, el calor de origen geotérmico, etc. Esta transferencia de calor al circuito de la disolución de LiBr/H₂O provoca la ebullición de una parte del agua contenida en ella.

Admitiendo que el refrigerante en el estado 1 (Figura 15) es refrigerante puro se deriva que por cada md kg de disolución con los que se alimenta el generador, se separan mr kg de disolvente, retornando $(m_d - m_r)$ kg al absorbedor.

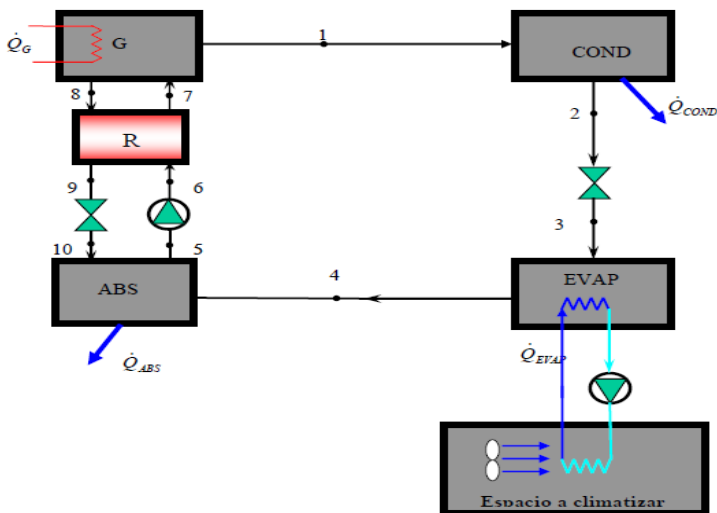


Figura 15. Esquema de una máquina de Bromuro de Litio/agua de simple efecto condensada por agua.

Un balance de energía y de masa en este componente permite encontrar las siguientes relaciones,

$$Q_G + m_d \cdot h_7 - m_r h_1 - (m_d - m_r) h_8 - Q_p = 0 \quad (31)$$

Siendo

$$m_d = m_7 \text{ y } m_r = m_1.$$

Además Q_p

y es el calor transferido por el generador al ambiente. Como se considera que el generador es adiabático, esto implica que $= 0$,

$$Q_p = 0, \quad (32)$$

Y despejando queda,

$$Q_G = m_r (h_1 - h_8) + m_d (h_8 - h_7) \quad (33)$$

Por otra parte, si se realiza un balance de masa de refrigerante en el generador,

$$m_d \cdot X_{r_ABS} = (m_d - m_r) \cdot X_{r_G} + m_r \quad (34)$$

Si se denomina a la concentración de absorbente en el absorbedor X_{ABS} y en el generador X_G se puede escribir la siguiente relación entre el caudal de disolución y el de refrigerante (r),

$$R = \frac{m_d}{m_r} = \frac{X_G}{X_G - X_{ABS}} \quad (35)$$

Esta ecuación representa la relación entre el caudal de la disolución que circula entre el absorbedor y el generador, y el caudal de refrigerante producido en el generador.

Considerando el caudal de refrigerante producido, igual a 1 kg/s permite calcular el caudal de disolución bombeado por cada kg/s de refrigerante producido en el generador:

$$R = m_d = \frac{X_G}{X_G - X_{ABS}} \quad (36)$$

El caudal de refrigerante real que circula por la máquina se obtiene a través de la relación entre la carga térmica del local, Q_G , y el calor específico de evaporación,

$$\dot{m}_r = \frac{Q_{EVAP}}{q_{EVAP}} \quad (37)$$

Siendo el caudal de disolución bombeado entre el absorbedor y el generador igual a,

$$\dot{m}_d = R \cdot \dot{m}_r \quad (38)$$

Absorbedor.-El absorbedor es el componente crítico de la máquina, ya que el correcto funcionamiento de la máquina depende de su buena capacidad para absorber el vapor refrigerante procedente del evaporador. Para ello debe optimizarse conjuntamente la transferencia de masa y de calor, pues la capacidad de absorción de refrigerante está íntimamente ligada a la temperatura de absorción.

El absorbedor se alimenta, por un lado con el caudal de disolución ($\dot{m}_d - \dot{m}_r$) con entalpía h_{10} procedente del generador y, por otro lado, con el vapor refrigerante $\dot{m}_r$ procedente del evaporador. Del absorbedor se extrae el caudal de disolución diluida $\dot{m}_d$ con entalpía h_5 .

El balance de energía es,

$$-Q_{ABS} + \dot{m}_r h_4 - \dot{m}_d h_5 + (\dot{m}_d - \dot{m}_r) \cdot h_{10} - Q_P = 0 \quad (39)$$

Como el absorbedor se considera adiabático las pérdidas por calor al ambiente se eliminan y la expresión queda:

$$Q_{ABS} = \dot{m}_r \cdot (h_4 - h_{10}) + \dot{m}_d \cdot (h_{10} - h_5) \quad (40)$$

Condensador.-El condensador es el componente donde se efectúa el cambio de fase del vapor refrigerante procedente del generador. El balance de energía en el condensador es:

$$-Q_{COND} + m_r \cdot (h_1 - h_2) - q_p = 0 \quad (41)$$

Como ha ocurrido con los anteriores componentes, también el condensador es considerado adiabático, luego se desprecian las pérdidas de calor al ambiente, quedando el balance energético:

$$Q_{COND} = m_r \cdot (h_1 - h_2) \quad (42)$$

El calor normalmente se transfiere a un foco térmico que no es otro que la atmósfera. Para que eso pueda producirse, la temperatura del fluido exterior que circula por el condensador debe ser menor a la temperatura de condensación, T_{COND}

Evaporador.-A este intercambiador accede la mezcla bifásica procedente de la válvula de expansión. A través de él circulan conjuntamente el vapor, que no produce efecto frigorífico alguno, y el líquido que, al hervir a la presión de evaporación transfiere su calor latente al fluido exterior que circula por el evaporador. El balance de energía en el evaporador es:

$$Q_{EVAP} + m_r \cdot (h_3 - h_4) - q_p = 0 \quad (43)$$

Considerando adiabático el evaporador el balance finalmente queda:

$$Q_{EVAP} = m_r \cdot (h_4 - h_3) \quad (44)$$

Recuperador de calor de la disolución.-Este componente se utiliza para precalentar la disolución antes de acceder al generador aprovechando la mayor temperatura de la disolución concentrada que retorna del generador. El recuperador produce dos efectos beneficiosos: además de acercar la disolución diluida al punto de ebullición que alcanzará en el generador, enfría la disolución concentrada en su retorno al absorbedor. Se diseña para trabajar con una eficiencia, ξ , que

se define como el cociente del calor ganado por la disolución fría entre el máximo calor que en teoría se podría transferir. El calor ganado por la disolución fría es,

$$Q_R = m_d \cdot (h_7 - h_6) \quad (45)$$

Mientras que el máximo calor que se podría transferir teóricamente sería,

$$Q_{\max} = m_d \cdot (h_8 - h_6) \quad (46)$$

La eficiencia, ξ , será por tanto,

$$\xi = \frac{h_7 - h_6}{h_8 - h_6} \quad (47)$$

El intercambiador de calor de la solución y el subenfriador de líquido no son esenciales para la operación del ciclo, pero permiten ahorrar energía haciendo más eficiente el funcionamiento del sistema, es decir aumentan el COP. La principal desventaja del sistema es el hecho de que el agua es volátil. Cuando el amoníaco evaporado es llevado fuera de generador, también contiene algo de vapor de agua, esto es indeseable porque el agua puede congelarse a lo largo de la tubería.

También cuando el agua entra al evaporador eleva la temperatura de evaporación.

Accesorios.-Los accesorios son todos aquellos equipos que sirven para auxiliar el proceso de refrigeración en un sistema por ejemplo las válvulas de estrangulación, de expansión bomba de disolución e intercambiadores de líquidos y gases.

Válvula de estrangulación -En esta válvula se efectúa la reducción de presión de la disolución concentrada desde la presión en el generador a la presión del absorbedor. Es asimismo una reducción isoentálpica,

$$h_9 = h_{10} \quad (48)$$

Válvula de expansión.-En esta válvula se efectúa la transformación del

refrigerante en estado líquido saturado a la salida del condensador en una mezcla bifásica a la presión y temperatura de evaporación. Este proceso es isoentálpico e irreversible, lo cual implica un aumento en la entropía del fluido. Esta irreversibilidad provoca que parte del refrigerante se transforme en vapor; vapor que pierde su capacidad de producir frío. El balance de energía en ésta válvula es,

$$h_2 = h_3 \quad (49)$$

Bomba de la disolución.-La misión de esta bomba es hacer circular la disolución desde el absorbedor hasta el generador. El balance energético en la bomba será:

$$-w_b = m_d \cdot (h_6 - h_5) \quad (50)$$

Eficiencia del sistema. -La eficiencia de operación del sistema de refrigeración es medida por el coeficiente de operación conocido como COP:

COP = Coefficient Overall of Performance.

$$COP = \frac{\text{calor absorbido por el refrigerante a evaporarse}}{\text{calor suministrado al refrigerante} + \text{trabajo de la bomba}} = \frac{Q_E}{Q_G + W_B} \quad (51)$$

Con Q_E y Q_G los calores de evaporación y de generación del refrigerante y W_B el trabajo suministrado por la bomba.

3.4. Sistema básico de refrigeración por absorción

Suposiciones teóricas de operación para el cálculo del COP.

Con el objeto de evaluar el comportamiento termodinámico de estos ciclos es necesario hacer algunas suposiciones. Para este se utiliza la nomenclatura establecida en la figura 16.

1. Las temperaturas del condensador, evaporador, absorbedor, generador y el rectificador son uniformes en todos los componentes.
2. La alta presión de sistema es la presión de equilibrio que corresponde a la temperatura y concentración en el condensador. El generador y el rectificador se encuentran a la misma presión.

3. La presión baja en el sistema corresponde a la presión de equilibrio a la temperatura y concentración a la entrada de evaporador (líquido saturado). El absorbedor se encuentra a la misma presión.
4. La solución concentrada saliendo de absorbedor en el estado 8 se considera como líquido saturado a la temperatura y concentración del absorbedor.
5. La solución diluida sale del generador en el estado 11 y está a la temperatura y presión del generador y se encuentra en equilibrio (líquido saturado).
6. La concentración de vapor en el estado 14 está determinado por la temperatura y la presión del generador, mientras que la concentración del líquido en el estado 15 está determinada por la temperatura y presión del rectificador.
7. El estado 1 se encuentra como un vapor en equilibrio a alta presión y concentración del refrigerante (99%).
8. El estado 2 se considera como un líquido saturado en equilibrio a la temperatura y presión de condensador.
9. El estado 5 y 6, es un fluido como vapor de refrigerante sobrecalentado a la temperatura y presión del evaporador. La purga de líquido que abandona el evaporador está a la presión de este y tiene una mayor temperatura que la de evaporación.
10. Las entalpías de los estados que no se encuentran en equilibrio son iguales a los correspondientes estados en equilibrio a las mismas temperaturas y concentraciones.
11. Las efectividades de los intercambiadores de calor Q_i y Q_{sc} están definidas como:

$$\eta_i = \frac{h_{11} - h_{12}}{h_{11} - h_{12-9}}$$

$$\eta_{sc} = \frac{h_5 - h_{5'}}{h - h_{5'-2}} \quad (52)$$

Donde h_{12-9} es la entalpía del líquido de la solución a la concentración en el estado 12 y a la temperatura del estado 9. Similarmente para h_{5-2} .

12. El intercambio de calor de sistema con sus alrededores se considera despreciable.
13. Las caídas de presión debidas a la fricción a lo largo de sistema no son considerables.
14. Las propiedades termodinámicas de fluido de trabajo son conocidas en formas de ecuaciones de estado y representadas en tablas o gráficas.

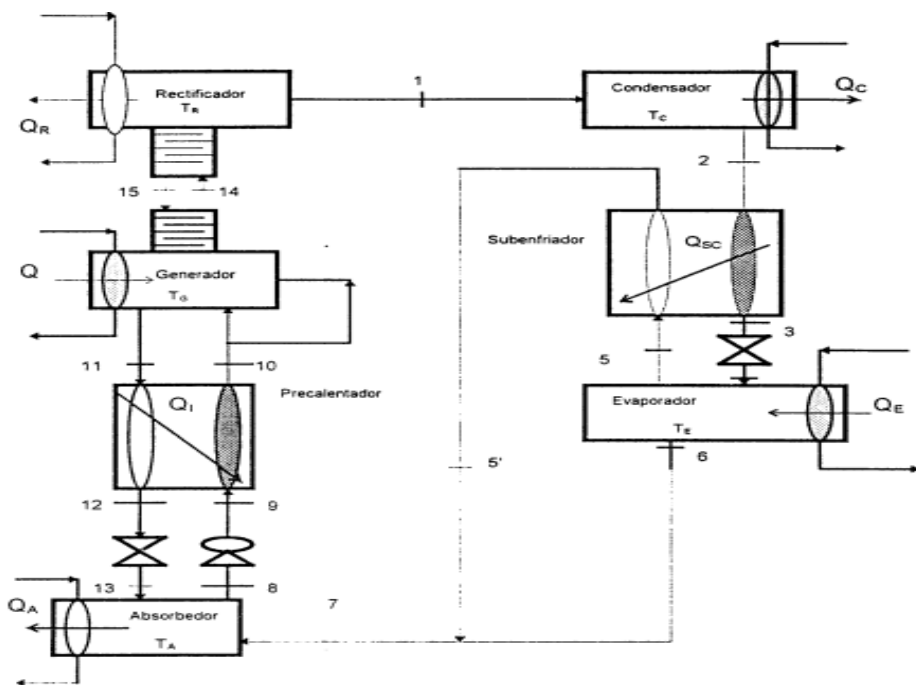


Figura 16. Representación esquemática de un ciclo continuo de refrigeración por absorción de una etapa.

Sistemas absorbente-refrigerante utilizados -Existe una gran cantidad de disoluciones que son utilizadas para la producción de refrigeración ya sea con el objetivo de conservación de alimentos, producción de alimentos, medicamentos, etc. o la climatización de locales para diferentes fines.

Sistema Amoniaco-Agua. -El ciclo de refrigeración por absorción con amoníaco-agua, permite por medio de la evaporación del amoníaco obtener temperaturas de enfriamiento hasta cercanas a los -60°C y es muy utilizado para los procesos de congelación, refrigeración, etc.

Ciclo continuo-Descripción del ciclo continuo de un sistema de refrigeración por absorción.

El dibujo esquemático del ciclo de absorción en funcionamiento continuo, se ilustra en la figura 17.

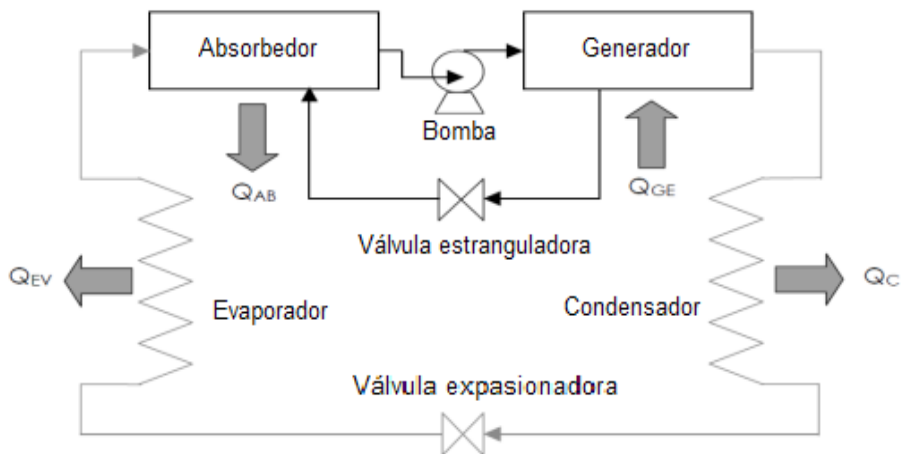


Figura 17. Ciclo de absorción a funcionamiento continuo.

El refrigerante en forma de vapor de baja presión entra al absorbedor, donde es absorbido por el absorbente. La solución que sale del absorbedor contiene una concentración alta en refrigerante, la cual es llamada solución concentrada. Esta solución es bombeada hasta el generador a la presión correspondiente.

La solución concentrada entra al generador con presión alta y baja temperatura en donde se le suministra calor, esto eleva la temperatura de la solución y de aquí en adelante la cantidad de refrigerante que el absorbente puede retener es reducida. Ahora el refrigerante es manejado como vapor y llevado fuera del generador.

La solución resultante después de la generación contiene una baja concentración de refrigerante, la cual se conoce como solución di-

luida. La solución regresa al absorbedor pasando a través de una válvula de expansión la cual tiene como función provocar una caída de presión para lograr mantener una diferencia de presiones entre el generador y el absorbedor.

El refrigerante en forma de vapor con una alta presión y una alta temperatura saliendo del generador y entrando al condensador, donde la reducción en la temperatura provoca la condensación del vapor. Posteriormente el refrigerante líquido pasa a través de una válvula de expansión la cual le reduce bruscamente la presión hasta alcanzar la presión de evaporación. Ya en el evaporador el refrigerante líquido extrae calor del medio que lo rodea (aire o líquido), provocando su enfriamiento.

El refrigerante en forma de vapor saturado sale del evaporador y regresa al absorbedor para ser reabsorbido por la solución diluida, completando el ciclo. Rectificación de los vapores del absorbente. -El propósito de la columna de rectificación es eliminar el vapor del absorbente. Este proceso puede reducir la cantidad del vapor del absorbente hasta alcanzar una concentración deseada de refrigerante. Como una aproximación se puede considerar que a la salida del rectificador la concentración del refrigerante es cercana al 100%, lo que representa un caso ideal.

Sistema básico de ecuaciones. -El sistema básico de ecuaciones está basado en los balances de masa y de energía, del refrigerante en circulación, donde se consideran las ecuaciones de estado establecidas en cada uno de los puntos del ciclo de refrigeración. Estos balances se establecen para cada uno de los diferentes componentes del sistema.

Una vez establecidos los diferentes balances, se procede a la evaluación de la eficiencia termodinámica a través del concepto del coeficiente de operación COP. Existen diferentes planos termodinámicos donde se pueden representar los ciclos termodinámicos de refrigeración por absorción: El plano $\log P$ - $1/T$ de Oldham y el plano H-X de Merkel/Bosnjakovic. -Plano Termodinámico de Oldham.

El plano termodinámico más utilizado y el más práctico para un primer estudio de un ciclo de refrigeración por absorción es el de Oldham, donde se tiene como ordenada $\log P$ y como abscisa $1/T$, (Figura 20) sobre este plano se puede representar el ciclo cerrado de una máqui-

na frigorífica por absorción, ya que es posible de manera muy simple, relacionar la presión, la temperatura y la concentración. Al relacionar la presión con la temperatura se obtienen las curvas de presión de vapor tanto para el refrigerante puro como para las soluciones a diferentes concentraciones, siendo líneas rectas.

La pendiente de estas curvas con respecto a la línea de ebullición del refrigerante puro se define por el valor del calor de disolución que caracteriza el grupo binario. Si la disolución del refrigerante se acompaña de una disipación de calor, es decir que el calor de disolución es positivo, la pendiente de las líneas de ebullición de la solución es más grande que la del refrigerante puro y viceversa. Si el calor de disolución es nulo todas las curvas de presión de vapor, tienen la misma pendiente. En la mayoría de los sistemas absorbente-refrigerante, el calor de disolución es positivo.

En la figura 18, la representación del ciclo, las transformaciones del refrigerante líquido así como las de la solución son líneas continuas y las transformaciones del vapor del refrigerante son líneas discontinuas. En este plano la absorción se realiza entre (4) y (1) y la generación entre (2) y (3), la condensación en (5) y la evaporación en (6).

El ciclo que sigue el solvente es (3-2-1-4) donde la absorción se realiza entre los puntos (1) y (4) y la generación entre (3) y (2); X_2 es la concentración de la solución más concentrada del ciclo particular y X_1 la de la solución diluida, desarrollándose el ciclo en una diferencia de concentraciones finita ($X_2 - X_1$).

Plano termodinámico de Merkel/ Bosnjakovic. -El diagrama de Merkel permite un estudio completo de la máquina a absorción, ya que ofrece los balances térmicos de los diferentes componentes del ciclo por medio de la lectura directa de las diferencias de entalpia. El eje de las abscisas esta graduado en concentraciones de la fase líquida (X) y el eje de las ordenadas en entalpías (i).

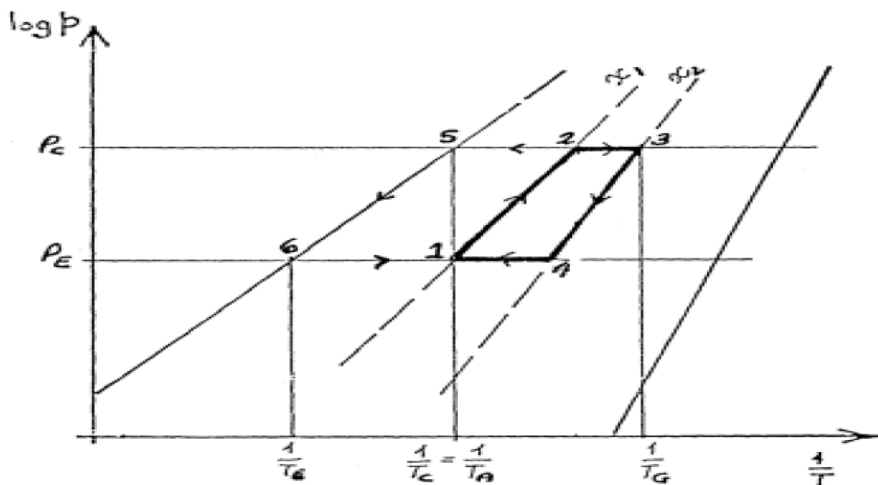


Figura 18. Representación de un ciclo de refrigeración por absorción en un diagrama de Oldham.

El diagrama de Merkel contiene en la parte inferior, una red de isotermas e isobaras al igual que curvas de igual concentración de la fase vapor en equilibrio con la fase líquida. En la parte superior de las curvas de referencia permiten, partiendo de un punto de equilibrio determinado en la parte inferior, definir las características de la fase vapor.

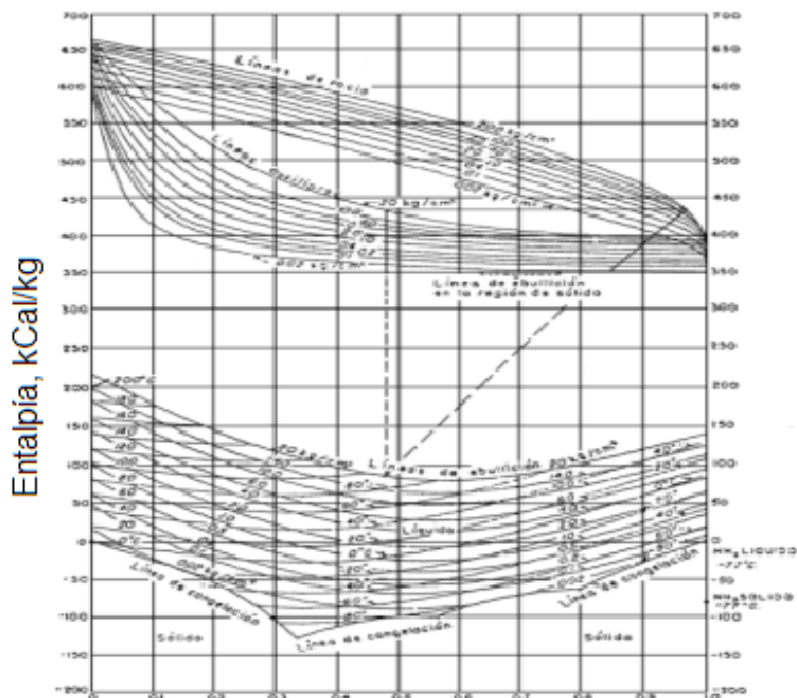
El empleo del plano $(h - X)$ para cálculos térmicos está basado en el concepto de fase, la cual representa una cantidad de mezcla en un cierto estado de presión y de temperatura caracterizado por una masa, su concentración y su entalpia. La figura 19, representa un diagrama $(h - X)$.

Una fase C puede resultar ser la suma o la diferencia de dos fases A y B, donde se puede comprobar que:

$$M_A \pm M_B = M_C$$

$$M_A X_A \pm M_B X_B = M_C X_C \quad \text{y} \quad (53)$$

$$M_A h_A \pm M_B h_B = M_C h_C \quad (54)$$



Concentración de la solución en kg de NH_3 /Kg de solución

Figura 19. Diagrama de Merkel/Bonsjakovic.

En la figura 19 se representa el balance de materia, el de energía y del componente clave o refrigerante. Lo que se traduce sobre el plano (H-X), por la aplicación de la regla de los momentos, de acuerdo con la representación de la figura 20.

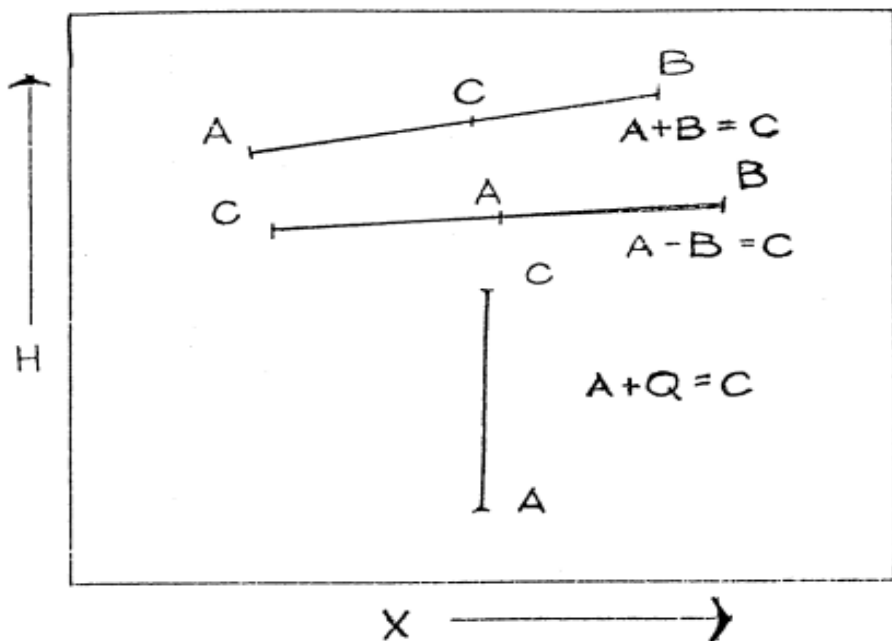


Figura 20. Regla de momentos sobre plano termodinámico.

Entalpía-concentración-temperatura

En la figura 21, se representan los puntos correspondientes a las diversas fases.

- Representa la fase a la salida del absorbedor, es decir la solución concentrada.
- Representa la solución concentrada a la salida del intercambiador de calor.
- Representa la fase a la entrada del absorbedor, es decir la solución diluida. Representa la solución diluida antes de entrar al intercambiador.
- Representa el estado del amoníaco puro en el rectificador.
- Representa el vapor saturado de amoníaco, considerando su concentración del 100%.

- f. Representa el líquido concentrado de retorno del rectificador al generador.
- g. Representa el vapor del refrigerante entrando en el rectificador.
- h. Representa el estado del amoniaco líquido puro bajo la presión de condensación.
- i. Representa el estado del refrigerante puro vaporizándose bajo la presión de evaporación.

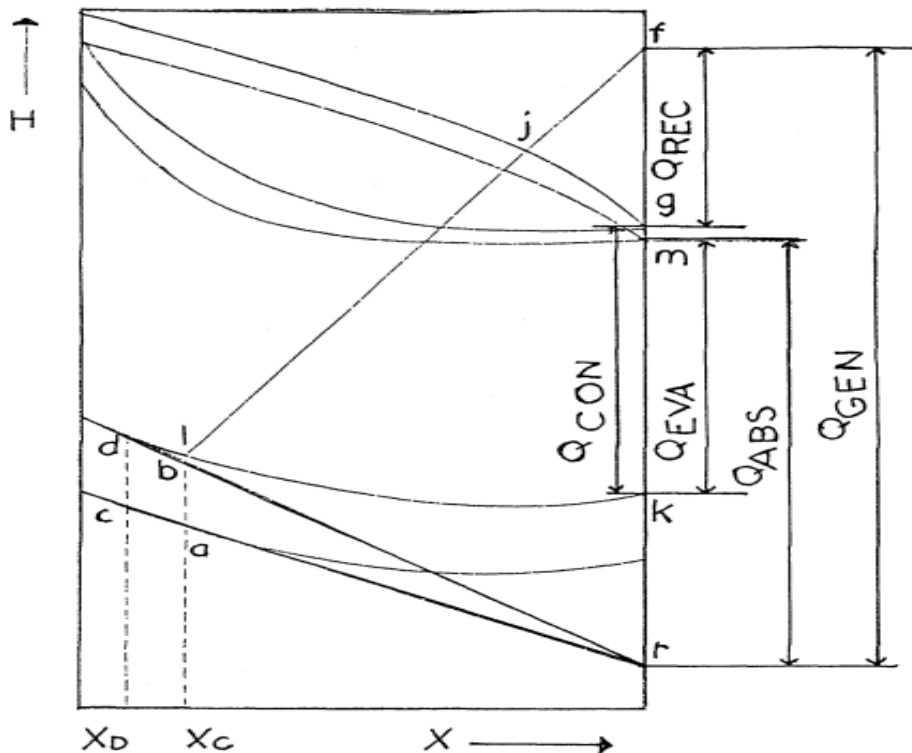


Figura 21. Representación de las fases en un plano Entalpía-concentración-temperatura.

Para calcular un refrigerador por absorción, se requiere de tres datos base:

- La temperatura más baja que es necesario obtener en el evaporador (T_E).

- La temperatura del generador (T_G).
- La temperatura de enfriamiento ($T_C = T_A = T$).

Con el plano (H - X) es posible determinar las presiones y concentraciones de las soluciones concentrada y diluida así como las diferentes cantidades de calor involucradas en cada transformación.

La presión tanto en el generador como en el condensador ($P_C = P_A$) se determina por la temperatura de saturación correspondiente a la condensación, (100% refrigerante).

La presión tanto en el absorbedor como en el evaporador ($P_E = P_D$), se determina por la temperatura de saturación correspondiente a las condiciones en el evaporador.

Con la intersección de la isoterma T_A y la isobara P_A , se calcula la concentración de la solución concentrada en equilibrio (X_A). Esta fase está representada por el punto (a). De la misma forma, la intersección de la isoterma T_D y la isobara P_D determina la concentración de la solución al final de la generación (X_D), representada por el punto (d).

La interacción de la isobara P_C con la concentración X_D , determina las condiciones en el punto (c), correspondiente al estado de la solución diluida a la salida del intercambiador.

La circulación específica de la solución concentrada (f), referida a 1 kg de vapor, desde el absorbedor al generador, se determina con la relación siguiente:

$$f = \frac{X_R - X_D}{X_C - X_D} \quad (55)$$

La circulación específica de la solución diluida (f'), que fluye al absorbedor se determina con la siguiente relación:

$$f' = f - 1 = \frac{X_R - X_C}{X_C - X_D} \quad (56)$$

Método Gráfico de cálculo. -Aplicando las reglas anteriores sobre la adición o substracción de fases y escribiendo los balances en los di-

versos componentes del ciclo, se puede determinar gráficamente las cantidades de calor que intervienen en el ciclo completo. Por simplificación se supone una rectificación completa del vapor del absorbente y se supone que $X_R = 1$.

De acuerdo a la figura 23, se obtiene:

$$a + Q_G = c + g + Q_R$$

$$a - c = g + Q_R - Q_G \quad (57)$$

Siendo $a - c = r$, se tiene que $X_R = X_G = 100\%$, el punto r se obtiene prolongando hasta $X = 100$.

Donde:

$$a - c = b - d = r$$

Se deduce (b) trazando dr , tomando la intersección con la vertical de la abscisa X_C .

Balance en el rectificador:

Siendo (j) el gas entrante y proveniente del generador, y (1) el líquido regresando al generador. Podemos colocar (j) sobre el plano termodinámico $H - X$, al suponer que $X = X_b$, es decir que la fase líquida proveniente del rectificador al generador es la de la solución concentrada en equilibrio con (j).

$$j = g + Q_R + l \quad (58)$$

Siendo:

$$j - l = f = g + Q_R$$

$$\text{con } X_f = X_G = 100$$

(j) se determina gracias a las líneas de construcción de equilibrio y (f) se obtiene de (lj) a la intersección con $X_R = 100$. Se deduce del balance:

$$Q_R = f - g \quad (59)$$

Del primer balance se obtiene:

$$Q_G = g - t + Q_R \quad (60)$$

$$Q_G = f - t$$

Balance en el condensador

$$Q_C + k = g \quad (61)$$

Dónde:

$$Q_C = g - k$$

Balance en el absorbedor

$$Q_A + a = m + c \quad (62)$$

El gas entrante es vapor saturado frío a la presión P_A su punto representante (m) se localiza sobre el diagrama de forma simple, teniéndose:

$$Q_A = m - (a - c) \quad (63)$$

$$Q_A = m - t$$

3.5. Balance de un sistema de refrigeración por absorción

Ejercicio de un Sistema de Refrigeración Industrial por Absorción con $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$

Se desea calcular una instalación de una potencia de refrigeración de 30TR para enfriar salmuera con una temperatura de entrada de -4°C y -9°C de salida.

Datos iniciales para la realización del ejercicio:

Temperatura de la fuente (biogás/solar térmica) $t_{\text{fuente}} = 120^\circ\text{C}$

Temperatura del agua de enfriamiento a la entrada del absorbedor $t_{\text{a. enf.}} = 28^\circ\text{C}$

Temperatura a la entrada del evaporador (Temp. Evap. del NH_3)

$t_{\text{evap. NH}_3} = -15^\circ\text{C}$ Punto 9

Temperatura a la salida del evaporador (Temp. de calent. del vapor de NH_3)

$t_{\text{evap NH}_3 \text{ por calentamiento}} = -10^\circ\text{C}$ Punto 10

Temperatura del líquido a la salida del condensador

$t_{\text{salida del cond.}} = 38^\circ\text{C}$ Punto 8

Temperatura de la disolución en el generador (es $10^\circ\text{C} < t_{\text{fuente}}$)

$t_{\text{evap. disol. gen.}} = 110^\circ\text{C}$ Punto 7

Temperatura de la disolución en el absorbedor (es $5^\circ\text{C} > t_{\text{a. enf.}}$)

$t_{\text{disol. absorb.}} = 33^\circ\text{C}$ Punto 1

Temperatura a la salida de la bomba

$t_{\text{sal. bomba}} = 33,5^\circ\text{C}$ Punto 2

Temperatura a la salida del Intercambiador de líquido

$t_{\text{sal. Interc. Lq.}} = 70^\circ\text{C}$ Punto 3

Temperatura de la disolución débil a la salida del generador

$t_{\text{sal. disol. débil gen.}} = 95^\circ\text{C}$ Punto 4

Temperatura a la salida del intercambiador de líquido y a la entrada del absorbedor

$t_{\text{sal. interc. lq. y ent. absorb.}} = 70^\circ\text{C}$ Puntos 5 y 6

Temperatura de la disolución líquida a la salida del separador

$t_{\text{disolución a la salida del separador}} = 95^\circ\text{C}$ Punto 11

Temperatura del vapor a la salida del separador

$t_{\text{vapor sal. sep.}} = 100^\circ\text{C}$ Punto 12

Presión en el evaporador y el absorbedor.

$P_o = 180.58 \text{ kPa (2.67 bar)}$

Presión en el generador, separador y condensador

$P = 956 \text{ kPa (9.56 bar)}$.

Absorbedor:

En el sistema de refrigeración por absorción con amoníaco-agua el absorbedor, constituye el equipo térmico principal al ser el mayor acumulador de disolución y por producirse en el mismo la asimilación del amoníaco por el agua, proceso en el cual ocurre una reacción exotérmica, la cual aumenta la energía interna de la disolución dentro del tanque acumulador del absorbedor.

Generador:

En el generador, el calor adicionado a la solución amoníaco-agua es utilizado para lograr la desorción del amoníaco por el agua, pero ocurre que el cambio de fase está acompañado por el aumento de temperatura de la disolución, debido a los diferentes puntos de ebullición de las sustancias que componen la mezcla para una presión dada.

En estos sistemas de $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, la relación inicial de la mezcla debe estar comprendida en el rango de 35 a 60% de amoníaco al 99% de concentración en agua destilada, para garantizar la absorción y desorción del amoníaco en el agua.

De los experimentos realizados se han obtenido los rangos óptimos de trabajo de cada uno de los equipos que componen los sistemas de refrigeración por absorción con $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ los cuales se muestran a continuación:

Tabla 5. Rangos óptimos de trabajo de cada uno de los equipos que componen los sistemas de refrigeración por absorción con $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$.

Equipamiento	Temperatura	Presión
Generador	100-105°C	10-12 bar
Condensador	35-40°C	9,5-10,5 bar
Evaporador	-10 a -15°C	1,7 a 2,7 bar
Absorbedor	30-35°C	2-3 bar

Absorción con par agua/sales bromo-litio. -En este caso, el refrigerante es el agua y la solución de transporte, la sal de bromuro de litio (Br-Li). El agua no puede condensar o evaporar por debajo de 0,0°C, por lo que no puede ser empleada en equipos de producción de frío de baja temperatura.

Utilizando agua como refrigerante, se trabaja a presiones inferiores a la atmosférica (vacío) para las temperaturas habituales de climatización, lo cual obliga a diseños de máquinas muy compactas para minimizar las pérdidas de carga en tuberías.

Bajo ciertas condiciones de operación, se puede producir la cristalización del Bromuro de Litio. Esto hace que se deba detener el equipo hasta su posterior fusión. Para evitarlo se debe prestar especial atención a las variables críticas. Este fenómeno hace que la diferencia de temperaturas entre el absorbedor y el evaporador no pueda ser muy alta, motivo por el que se utilizan torres de enfriamiento, para disipar el calor, pues el empleo de aire produciría temperaturas de absorción demasiado elevadas, en comparación con las de evaporación habituales.

En un sistema de simple efecto, que utiliza fuentes de calor del orden de los 90°C a 115°C , por ejemplo agua caliente o sobrecalentada, obteniéndose COP desde 0,67, y también esquema de doble efecto que incrementa el COP, pasando a 1,2 y más.

En primer lugar, en recinto cerrado y con presión absoluta muy baja (vacío) el agua líquida se evapora tomando el calor del agua que circula por el serpentín, enfriándola.

En segundo lugar, el vapor de agua obtenido por la evaporación del agua, tiene gran afinidad por la solución concentrada de Br Li , se absorbe en la solución diluyéndola y para facilitar el proceso de absorción se enfría mediante serpentín de agua procedente de la torre.

Refrigerantes -El agua es el líquido con mayor calor latente de evaporación y condensación que existe en la naturaleza. Esta característica es especialmente relevante en instalaciones de climatización de gran tamaño, ya que el caudal de refrigerante que circula por el sistema es menor que cuando se utiliza cualquier otro refrigerante. Tiene el inconveniente de que la temperatura de evaporación debe ser superior a 0°C , lo cual le impide trabajar en refrigeración. Por esta razón las máquinas de absorción de $\text{LiBr/H}_2\text{O}$ trabajan con temperaturas de evaporación superiores a 0°C , entre 4 y 10°C .

Como la presión de vapor absoluta a estas temperaturas está comprendida entre 400 y 900 Pa, el volumen específico en el evaporador es muy grande, del orden de $200 \text{ m}^3/\text{kg}$. Por el contrario el condensa-

plazado por un absorbedor, un generador y una bomba. El objetivo de estos tres equipos es aumentar la presión del refrigerante hasta alcanzar la deseada en el condensador. Aparte de esta diferencia, ambos sistemas son similares. El vapor refrigerante a baja presión que abandona el evaporador, pasa al absorbedor, donde se disuelve en una solución diluida de refrigerante.

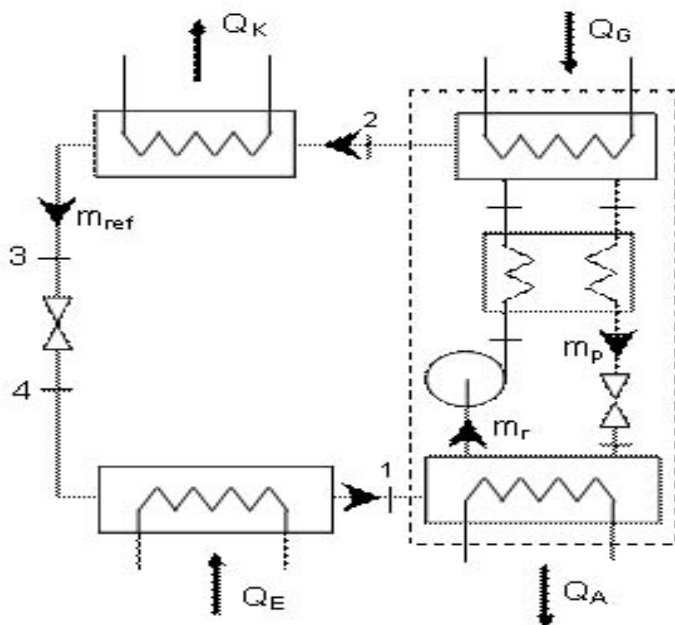


Figura 27. Diagrama de funcionamiento de una instalación simple de refrigeración por absorción.

En los sistemas de absorción se emplea frecuentemente como refrigerante el amoníaco (NH_3) con una concentración del 99% disuelto en agua.

La solución concentrada formada en el absorbedor es bombeada al generador, en el cual por medio de la adición de calor se libera vapor de refrigerante y se produce una presión satisfactoria en el condensador, la solución diluida resultante se devuelve al absorbedor.

El trabajo de los transformadores de calor de absorción se basa en la utilización de los procesos exotérmicos y endotérmicos de las mezclas. En estas instalaciones por lo general, se utilizan dos sustancias: el agente de trabajo y la sustancia absorbente. Las cuales tienen diferentes normales de ebullición y que tienen la propiedad de formar. Si se les mezcla adiabáticamente, una mezcla con una temperatura de ebullición diferente a las de las sustancias que se mezclaron.

Para aumentar el potencial térmico en los transformadores de calor de absorción se utiliza la energía externa, la cual se suministra en forma de calor.

El proceso de aumento de presión del agente de trabajo se realiza en los transformadores de calor de absorción utilizando lo que se ha dado en llamar compresor térmico, compuesto de dos intercambiadores (Absorbedor y generador) y una bomba.

Los transformadores pueden trabajar por dos esquemas diferentes: elevación o desintegración.

Como se trabaja según el esquema de elevación en la instalación se realiza el aumento del potencial térmico que se suministra a bajo nivel de temperatura TB^* hasta mayor nivel de temperatura TM . Para realizar el trabajo se utiliza una fuente de energía en forma de calor que se suministra en las instalaciones a alto nivel de temperatura TA^* .

Si trabajamos según el esquema de desintegración, a la instalación se le suministra calor a una temperatura media TM .

Este calor se divide en el transformador en dos flujos, uno de elevado potencial con temperatura TA y otro de bajo potencial con temperatura TB . En ambos esquemas se cumple que:

$$TB < TM < TA$$

Evaporadores: En las instalaciones de refrigeración el refrigerante absorbe calor del medio que se trata de enfriar en equipamientos dispuestos para bajar la temperatura. Los evaporadores en los cuales se efectúa el enfriamiento se clasifican frecuentemente, atendiendo al medio enfriado; el cual puede ser agua, aire o salmuera. En cualquier caso es esencial para obtener un funcionamiento satisfactorio, que el refrigerante quede distribuido adecuadamente en el evaporador.

3.6. Selección de la capacidad de refrigeración

Para determinar la capacidad de un sistema de refrigeración por absorción se parte de la potencia frigorífica que se desea producir, energía de alimentación del generador y sus rangos de temperaturas de trabajo.

Datos iniciales:

Temperatura del fluido que proporciona energía al generador.

Temperatura del fluido que extrae energía del condensador.

Temperatura del fluido a refrigerar.

Potencia frigorífica necesaria.

Concentración del NH_3 :

Balance de un sistema de refrigeración por absorción amoníaco-agua para la climatización con una capacidad de refrigeración de 30 TR.

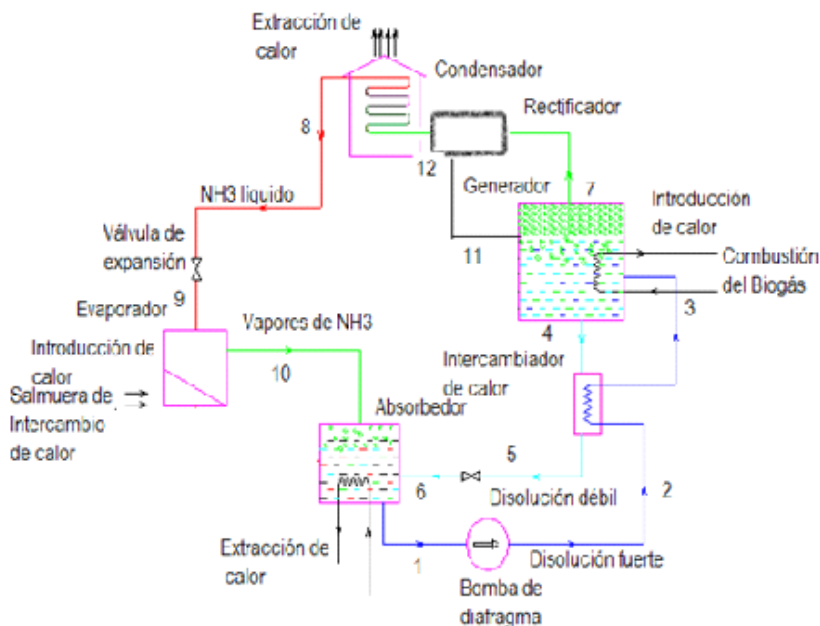


Figura 28. Esquema del sistema de refrigeración industrial por absorción amoníaco-agua de simple efecto.

Tabla 6. Balance de Energía y Masa.

Componentes del Sistema	Balances de Energías	Balances Globales de masa
Bomba de diafragma	$m_1 (h_1)=m_2 (h_2)$	$m_1=m_2$
Intercambiador de Calor	$m_2 (h_2)+Q \text{ interc. Calor}= m_3 (h_3)$	$m_2=m_3$
Generador de Calor	$m_3 (h_3) + m_{11} (h_{11}) + Q \text{ gen.} = m_7 (h_7) + m_4 (h_4)$	$m_3 + m_{11} = m_7 + m_4$
Rectificador	$m_7 (h_7) = m_{11} (h_{11}) + m_{12} (h_{12}) + Q \text{ Enfriam}$	$m_7 = m_{11}+ m_{12}$
Condensador	$m_{12} (h_{12}) = m_8 (h_8) + Q \text{ Condens.}$	$m_{12} = m_8$
Evaporador	$m_9 (h_9) +Q \text{ Evap.} = m_{10} (h_{10})$	$m_9 = m_{10}$
Absorbedor	$m_{10} (h_{10}) + m_6 (h_6) + Q \text{ Reac. Exot.} =m_1 (h_1)$	$m_{10} + m_6 = m_1$

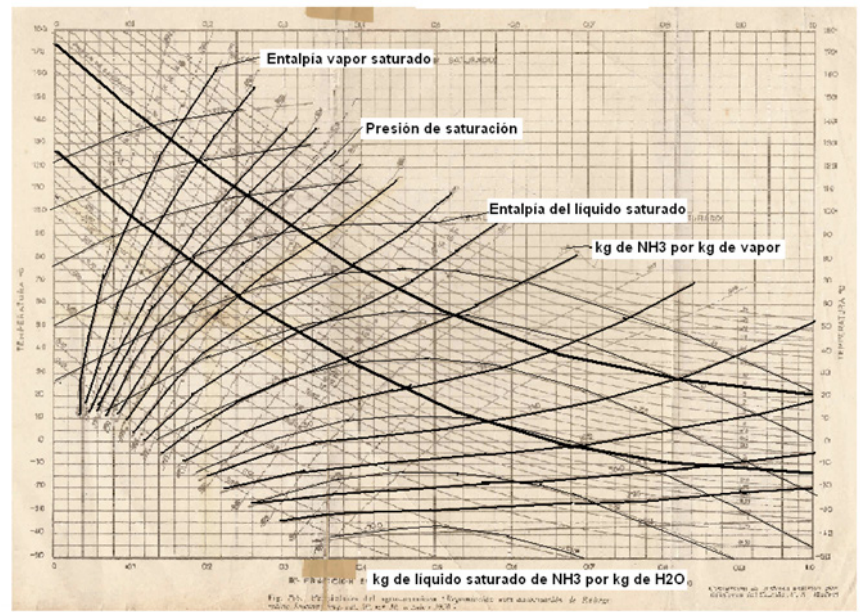


Figura 29. Representación de las curvas de estado de la solución amoníaco-agua.

Fuente: American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineer (2002).

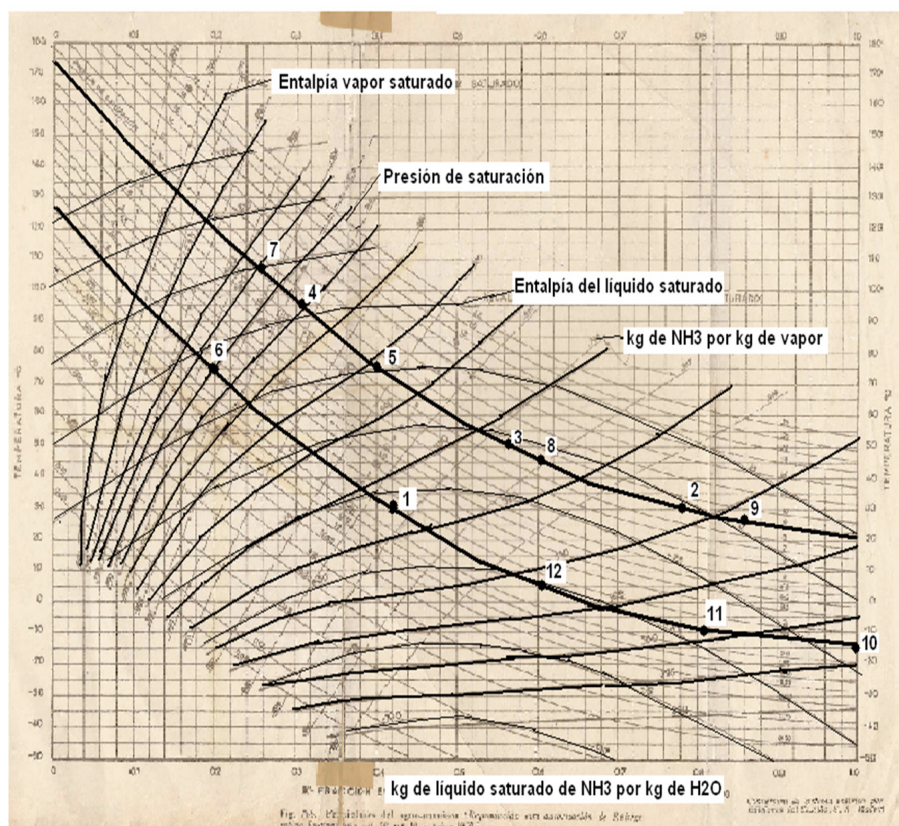


Figura 30. Diagrama con los puntos del proceso de la solución amoniacal, temperatura/fracción.

Fuente: American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineer (2002).

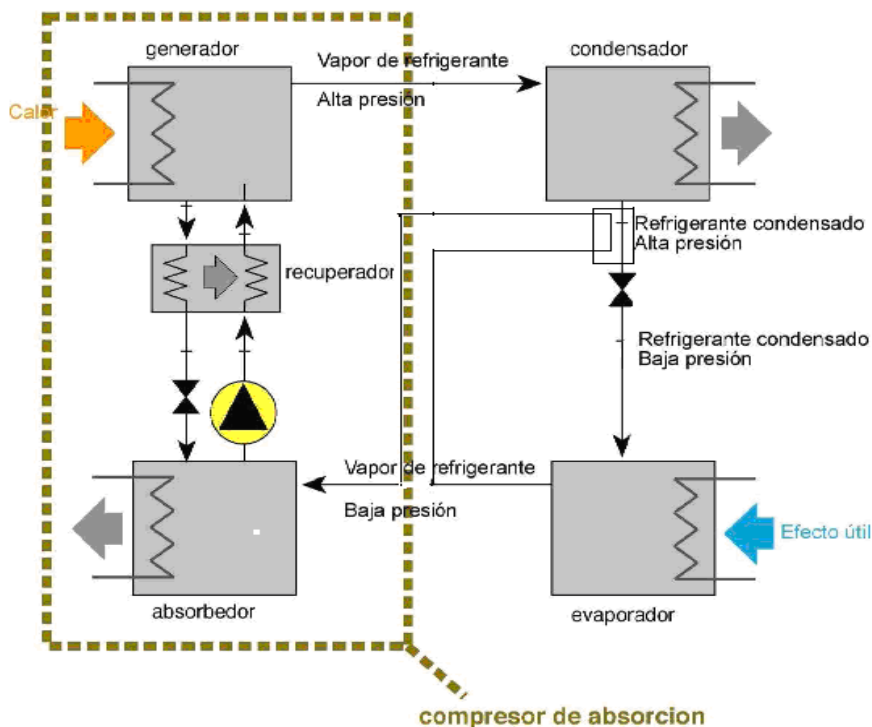


Figura 31. Esquema de sistema de refrigeración por absorción.

Fuente: Cerezo, et al. (2009).

3.6.1. Metodología de Cálculo

Metodología para realizar el cálculo térmico con los parámetros de trabajo óptimo de cada uno de los equipos que componen el sistema de refrigeración por absorción con amoníaco-agua.

Se hacen coincidir las líneas de temperaturas de los diferentes equipos con su presión de trabajo y obtenidos los diferentes puntos de intercepción, se halla el valor de la entalpía y concentración correspondientes para cada uno de ellos.

A continuación se muestra un ejemplo de cómo se localiza cada punto del sistema. Es de destacar que luego de determinado el punto en la curva de presión para cada punto, estos tienen sus propias caracte-

rísticas de estado en el sistema, por lo que para determinar los valores de entalpía y concentración correspondientes, hay que conocer el estado en que se encuentra la mezcla en cada componente del sistema. Ya que una característica de este proceso es que el calor latente ocurre con cambios de temperatura debido a que se trata de dos sustancias de diferentes propiedades mezcladas.

Seguidamente como se determinan los valores de cada uno de los puntos del 1 al 12 del proceso en un sistema de refrigeración por absorción.

Punto 1

Para determinar la entalpía de la solución fuerte a la salida del absorbedor, se halla la intersección de la línea de temperatura (33°C) con la curva de presión (2.67 bar) se obtiene el punto (1) desde el cual se busca la curva de entalpía del líquido saturado correspondiente, que es de -30 kcal/kg . Para encontrar la concentración de la disolución fuerte a la salida del absorbedor, se halla el valor promedio entre las concentraciones de la parte líquida y de vapor de la mezcla, o sea se baja una línea vertical hasta la horizontal inferior de concentraciones de líquido, se obtiene un valor para el punto (1) de $0,420 \text{ kg de NH}_3/\text{kg de H}_2\text{O}$, valor que es sumado con el valor de la concentración de la mezcla en la curva de vapor saturado que es de $0,984 \text{ kg de NH}_3/\text{kg de vapor}$ por lo que el valor promedio de la mezcla será igual a $(0,420 + 0,984)/2 = 0,702 \text{ kg de NH}_3 \text{ en kg de disolución}$.

Punto 2

Para determinar los valores a la salida de la bomba, de la disolución fuerte correspondiente al punto (2) se procede de igual forma a la antes expuesta, Debe observarse que antes y después de la bomba la entalpía tiene muy poca variación al tratarse de un proceso isoentálpico. Por lo que la entalpía del líquido saturado es de $-29,4 \text{ Kcal/kg}$ y su concentración se obtiene del promedio de las concentraciones del líquido y el vapor $(0,422 + 0,986) = 0,704 \text{ kg de NH}_3 \text{ en kg de disolución}$.

Punto 3

Nuevamente para determinar los valores de entrada al generador se intercepta la línea de temperatura (70°C) con la curva de presión

(9,56), se obtiene el punto 3. Para alcanzar la entalpía se busca la curva de entalpía del vapor saturado que es de (343 kcal/kg) la cual multiplicada por la concentración en kg de NH_3 en líquido correspondiente que es de 0,424 obtenida al bajar la vertical desde el punto 3 hasta la concentración de líquido, se logra la entalpía correspondiente de la disolución fuerte a la entrada del generador, la cual va a ser igual a $347 \times 0,424 = 147,284$ 144,01 kcal/kg y su concentración se adquiere del promedio de las concentraciones del líquido y el vapor $(0,424 + 0,990) = 0,707$ kg de NH_3 en kg de disolución.

Punto 4

Para determinar los valores de la solución débil a la salida del generador (punto 4) se realiza el mismo procedimiento interceptando la horizontal de temperatura 95°C con la curva de presión de 9,56 bar, con este punto se obtiene la entalpía del vapor saturado en la curva de entalpía del vapor saturado que es de 370 kcal/kg. Bajando desde el punto 4 hasta la intersección con la horizontal de la fracción de amoníaco en líquido saturado, se obtiene la concentración que es de 0,622 kg de NH_3 en kg de H_2O .

Punto 5

Para determinar los valores de la solución débil a la salida del intercambiador (punto 5) se procede de igual forma con temperatura de 70°C y presión de 9,56 bar la entalpía es de 33 kcal/kg en la curva de líquido saturado. Para hallar la concentración se desciende por la vertical hasta la horizontal de la fracción de amoníaco en líquido saturado, se obtiene la concentración de 0,440 kg de NH_3 en kg de H_2O .

Punto 6

Para determinar los valores de la solución débil a la entrada del absorbedor (punto 6) se halla primero el punto 5 para la temperatura de 70°C y presión de 2,67 bar con el mismo procedimiento anterior, se tiene en cuenta de que se trata de un proceso con cambio de presión, sin cambio de fase, es decir isoentálpico por lo que la entalpía coincide con la de el punto 5 siendo de 33 Kcal/kg. Si se baja desde el punto 6 hasta la horizontal de la fracción de amoníaco en líquido saturado, se obtiene la concentración de 0,180 kg de NH_3 en kg de H_2O .

Punto 7

Para determinar los valores del vapor saturado a la entrada del generador (punto 7) se busca la intersección de la línea de temperatura (110°C) con la curva de presión (9.56 bar) y se obtiene el punto (7) desde el cual se busca la curva de entalpía del vapor saturado correspondiente, que es de 384 kcal/kg. Para hallar su concentración se busca la curva de concentraciones del vapor saturado que es de 0,90 kg de amoníaco en kg de vapor.

Punto 8

Para determinar los valores del líquido saturado a la salida del condensador (punto 8) igualmente se busca la intersección de la línea de temperatura (38°C) con la curva de presión (9.56 bar) se obtiene el punto (8) desde el cual se busca la curva de entalpía del líquido saturado correspondiente, que es de -8 kcal/kg. Para determinar la concentración del punto 8 se halla el promedio de las concentraciones de la fracción líquida y de vapor de la forma siguiente: desde el punto 8 bajando hasta la fracción de amoníaco en líquido saturado se obtiene la concentración de 0.685 y buscando la curva de kg de amoníaco por kg de vapor obtenemos la concentración de 0.999. Con estos valores se halla la concentración correspondiente al punto 8 de la forma siguiente: concentración punto 8 = $(0.685 + 0.999)/2 = 0.842$ kg de NH_3 en kg de disolución.

Punto 9

Para determinar los valores de entalpía y concentración del líquido saturado a la salida de la válvula de expansión, con temperatura de -15°C y presión de 2,67 bar encontramos el punto 9 desde el cual buscamos la entalpía en la curva de líquido saturado la que es -17 Kcal/kg. Para determinar la concentración se busca la curva de kg de amoníaco en kg de vapor correspondiente al punto 9 que es $= 0,990$ kg de NH_3 /kg de vapor.

Punto 10

Para determinar el valor de entalpía del vapor saturado a la salida del evaporador, interceptamos la temperatura de -10°C con la curva de presión de 2,67bar encontrando el punto 10 desde el cual hallamos la curva de entalpía del vapor correspondiente, la cual es igual a 312 Kcal/kg. Para obtener la concentración del punto 10 bajamos hasta la fracción del amoníaco en agua, la cual tiene un valor de 0,94.

Punto 11

Con el mismo procedimiento anterior se determina el valor de entalpía del vapor saturado a la salida del evaporador punto 11 con la temperatura 95°C y la presión 9,56 bar, Desde este punto se busca la curva de entalpía del vapor saturado que es de 370 Kcal/kg. Para determinar la concentración de este punto se realiza el mismo procedimiento que en el punto 8 es decir se primero se halla la fracción de amoníaco en líquido saturado que es de 0,62 y la de kg de NH₃ por kg de vapor, que es de 0,938. Para determinar la concentración es necesario hallar el promedio de las misma, es decir, que la concentración del punto 11 es igual a $(0,62 + 0,938)/2 = 0,778$.

Punto 12

Por último para determinar los valores del líquido a la salida del separador se halla la intercepción de la línea de temperatura 100°C con la curva de presión 9,56 bar se obtiene así el punto 12 al cual le corresponde una entalpía del vapor saturado de 377 Kcal/kg y una concentración de 0,920 en la curva de kg de NH₃ por kg de vapor.

Tabla 7. Propiedades termodinámicas y flujos másico.

ESTADO	PRESIÓN Psia.	TEMPE- RATURA °C	CONCEN- TRACIÓN Kg mNH ₃ /kg mezcla	ENTAL- PIA K c a l / k g mezcla	FLUJO MA- SICO kg m/seg
1	2.67	33	0.702	-30	1.23
2	2.67	33.5	0,704	-29,4	1.23
3	9.56	70	0,707	147,284	1.23
4	9.56	95	0,622	370	0.85
5	9.56	70	0,440	33	0.85
6	2.67	70	0.180	33	0.85
7	9.56	110	0,900	384	0.37
8	9.56	38	0,842	-8	0.37
9	2.67	- 15	0,990	-17	0.37
10	2.67	-10	0,940	302	0.37
11	9.56	95	0,778	370	0.37
12	9.56	100	0,920	377	0.37

Para calcular los flujos térmicos de los componentes de la máquina determinamos las siguientes magnitudes:

Multiplicidad de circulación:

$$R = (\xi_{\text{Rec}} - \xi_{\text{Vap.Gen}}) / (\xi_7 - \xi_{\text{S.Abs}}) = (0.92 - 0.90) / (0.90 - 0.702) = 0.0505$$

Calor extraído del rectificador por el aire

$$q_r = (1 + R) \times i_7 - i_{12} - R i_9 = (1 + 0.0505) \times 384 - 370 - 0.0505 \times -17 = 34,25 \text{ kCal/kg}$$

La entalpía de la solución fuerte en el intercambiador será:

$$i_3 = i_1 + (q_{ic}/f)$$

Donde:

q_{ic} - Es el calor extraído a la solución débil en el intercambiador de calor.

$$q_{ic} = (f - 1)(i_4 - i_5) = (2.11 - 1)(370 - 33) = 374.07 \text{ kCal/kg}$$

El valor de i_3 , se puede obtener por la ecuación:

$$i_3 = i_1 + (q_{ic}/f) = -30 + 177.28 = 147.284 \text{ kCal/kg}$$

El calor consumido en el generador será:

$$q_g = f(i_4 - i_3) + R(i_7 - i_3) + (i_7 - i_4) = 2.11(370 - 147.284) + 0.0505(384 - 147.284) +$$

$$(384 - 370) = 495.885 \text{ kCal/kg}$$

El calor extraído en el condensador:

$$q_c = i_{12} - i_8 = 370 - (-7) = 377 \text{ kCal/kg}$$

El calor extraído en el absorbedor:

$$q_a = i_{10} - i_6 + f(i_6 - i_1) = 302 - 33 + 2.11(33 - (-30)) = 411.93 \text{ kCal/kg}$$

El calor entregado al evaporador:

$$q_e = i_{10} - i_9 = 302 - (-17) = 329 \text{ kCal/kg}$$

La entalpía del vapor saturado i_{10} fue por el diagrama.

El balance térmico para 1kg de vapor será:

Calor extraído kCal/kg = Calor entregado kcal/kg

$$q_o = 1335,18 \quad q_r = 143,36$$

$$q_g = 2075,53 \quad q_c = 1577,93$$

$$q_{\text{extraído}} = 3410,71 \quad q_a = 1682,28$$

$$q_{\text{entregado}} = 3403,51$$

$$\Delta q = 7,19$$

Como se puede apreciar, los valores obtenidos tienen muy alta aproximación.

El coeficiente de refrigeración de la máquina será:

$$\xi = q_o / q_g = 1335 \times 18 / 2075,53 = 0,64$$

La cantidad de calor que se requiere: ($30TR = 37970,56 \text{ kJ/hr}$)

$$D = Q_o / q_o = 37970,56 / 1335 \times 18 = 284,39 \text{ kJ/hr}$$

De tal forma para este valor. La cantidad de solución que entra al hervidor será:

$$F = f \times D = 2,11 \times 284,39 = 600,06 \text{ kg/hr}$$

El calor entregado al evaporador es:

$$Q_o = q_o \times D = 1335 \times 18 \times 284,39 = 379711,84 \text{ kJ/kg}$$

El calor entregado al hervidor:

$$Q_g = q_g \times D = 2075,53 \times 284,39 = 590259,98 \text{ kJ/kg}$$

El calor extraído del condensador es:

$$Q_c = q_c \times D = 1577,93 \times 284,39 = 448747,51 \text{ kJ/kg}$$

El calor extraído del absorbedor:

$$Q_a = q_a \times D = 1682,28 \times 284,39 = 478423,61 \text{ kJ/kg}$$

El calor extraído del rectificador:

$$Q_r = q_r \times D = 143,36 \times 284,39 = 40770,15 \text{ kJ/kg}$$

Balance térmico de la máquina.

$$Q_o + Q_g = Q_c + Q_R + Q_a$$

$$379711,84 + 590259,98 \approx 448747,51 + 40770,15 + 478423,61$$

$$969971,82 \text{ kCal/kg} \approx 967941,27 \text{ kJ/kg}$$

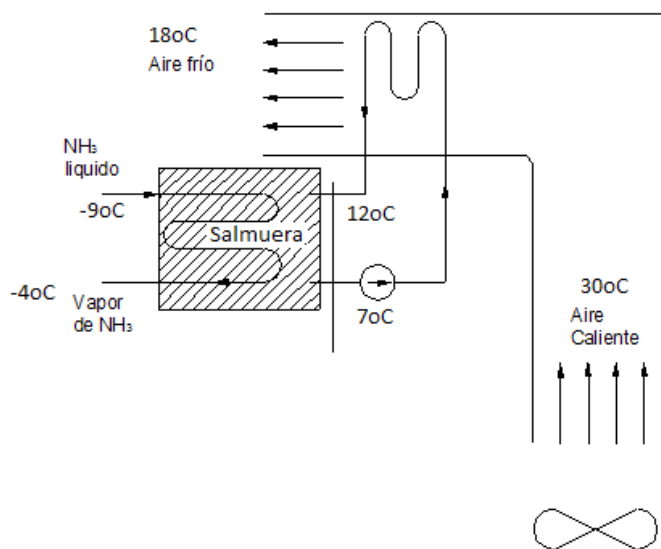


Figura 32. Esquema de enfriamiento de aire para la climatización de locales.

Balance energético.

$$\Sigma \text{ Energías entrantes} = \Sigma \text{ Energías salientes}$$

$$\text{Salida condensador} = Q_1 = m_1 \times h_g$$

Refrigeración condensador = $Q_c = m_1 \times (h_7 - h_8)$

Solución fuerte = $Q_{wa} = (X - 1) \times m_1 \times h_1$

Retorno solución débil = $Q_f = X \times m_1 \times h_4$

Absorbedor:

Σ Energías entrantes = Σ Energías salientes

Vapor de amoníaco desde evaporador = $Q_{10} = m_1 \times h_{10}$

Solución fuerte desde generador = $Q_2 = (X - 1) \times m_1 \times h_2$

Solución débil = $Q_3 = X \times m_1 \times h_3$

• COP: Potencia frigorífica / Energía saliente generador / condensador

Rendimiento: $\Re = \text{Potencia frigorífica} / \text{Energía fuente calorífica} + \text{Energía eléctrica}$

3.7. Mantenimiento, regulación y control

- Revisar la selección de las válvulas termostáticas de expansión, para que trabajen entre límites de presión más próximos.
- Revisar el aislamiento de tuberías y equipos, valorando adecuadamente la importancia de la barrera de vapor como posible fuente de pérdidas.
- Mantener limpios los filtros de las líneas de refrigerante líquido.
- Reparar las fugas de agua o salmuera.
- Comprobar y ajustar periódicamente la purga continua en las torres, para evitar pérdidas de agua y productos químicos.
- Establecer un buen programa de mantenimiento preventivo.
- Comprobar, ajustar y equilibrar las instalaciones.
- Favorecer la instalación de equipos centralizados.
- Valorar la conveniencia de los sistemas de enfriamiento rápido, desde el punto de vista energético.

En cuanto a la congelación por aire, cuyo consumo energético es el más importante, debe valorarse sobre todo el consumo de ventiladores, que es un factor importante que debe tratar de reducirse.

Considerar la posibilidad de utilizar las horas nocturnas para la generación de frío.

En el caso de tener producciones de frío a distintas temperaturas, se instalarán circuitos independientes a cada una de ellas.

Considerar la posibilidad de elevar la temperatura de evaporación hasta valores compatibles con la calidad de los productos, o con los procesos de enfriamiento.

Si se posee una central generadora de vapor a alta presión, estudiar la posible utilización de turbinas de vapor para accionar los equipos mecánicos.

En el tratamiento de aguas, no utilizar mayor cantidad de productos químicos que los necesarios.

Regulación y Control

- Comprobar con frecuencia el calibrado de los aparatos de regulación.
- Automatizar las instalaciones con control manual.
- Mantener los aparatos de control de temperatura fuera del alcance de personas no autorizadas.
- En las cámaras de conservación, comprobar que los relojes programadores funcionan correctamente y mantienen los ventiladores parados, cuando se elimina el agua de desescarche, y se enfrían los evaporadores.
- En los evaporadores con desescarche eléctrico, montar un termostato de control de desconexión de las resistencias.

Capítulo IV. Eficiencia energética y fuentes renovables de energía

4.1. La energía como vía para el desarrollo sostenible

Aunque en diferente grado de intensidad, el hombre desde siempre ha cambiado deliberadamente el entorno, para resolver sus necesidades inmediatas y futuras. Sólo el avance en el conocimiento ha generado una toma de conciencia en la sociedad. Este hecho produce una total aceptación de responsabilidad para con el medio ambiente, hasta ahora descuidado y transformado.

En el ámbito energético, cuya interrelación con el medio ambiente posee connotaciones negativas en la opinión pública, se investiga con el propósito de garantizar la respuesta adecuada a las preocupaciones de la sociedad ejemplificadas en problemas tan complejos como el cambio climático, el empobrecimiento de la capa de ozono estratosférico, la acidificación del suelo, la prevención de accidentes o la gestión de residuos. No obstante, la distribución de los consumos de energía primaria, refleja el escaso desarrollo y la falta de implantación de tecnologías de producción energética, y por tanto, el impacto ambiental antropogénico en el ámbito energético, todavía hoy es un gran problema.

Se hace necesario hacer un trabajo educativo en la población con el objetivo de crear una cultura de ahorro de energía, con el logro del vertimiento de los desechos en tres tipos de contenedores diferenciados por colores, que podrían ser negro (sólidos), azul (plásticos) y rojo (desechos alimenticios), estos facilitarían la selección de los residuos domésticos lo que contribuiría a un trabajo más eficiente del sistema.

Es bueno tener en cuenta que la basura o desechos generados por la población contienen tanto sustancias muy importantes para la producción de bio-gas como son los desechos de alimentos, es decir, tanto materias orgánicas como materias inorgánicas o sea sólidos metálicos y sustancias no degradables, como son los plásticos que pudieran ser utilizados para una caldera de vapor junto a papeles, cartones, etc. (materiales combustibles) en países del 1er mundo existen plantas

térmicas que generan hasta cerca de 20 Mw con los desechos de una ciudad. Desde luego que en cualquier caso es necesario hacer una selección de los desechos, tanto de los metales ferrosos (para fundición) con la utilización electro-imanes para seleccionar los metales en ferrosos y no-ferrosos, como de los plásticos que se pueden también reciclar y con seguridad se haría rentable el sistema.

Desarrollo -En este contexto las denominadas tecnologías renovables representan en general y por su propia naturaleza una opción ventajosa. Además el carácter de las fuentes primarias renovables, en general dispersas e inagotables, hace que presenten menores necesidades de transformación y transporte y ello explica también sus menores efectos globales. Si es cierto que tecnológicamente falta un mayor desarrollo que disminuya algunos de los posibles impactos actuales, como podrían ser los impactos paisajísticos en la energía eólica, los materiales utilizados para la captación de energía solar, la optimización rigurosa en los procesos de combustión de biomasa, etc., no obstante, se debe tener en cuenta de modo global y sin dejar ningún tipo de duda al respecto hechos favorables como son la reducción de emisiones de CO_2 , reducción del efecto invernadero, así como la reducción de emisiones a la atmósfera de compuestos que provocan lluvias ácidas, lo que logra disminuir notablemente la generación de residuos nocivos tanto para el hombre como para el medio ambiente, reducir la emisión de compuestos que acidifican los suelos y las aguas y en general, paliar los impactos medio ambientales que conlleva la generación de energía.

Las emisiones de contaminantes atmosféricos constituyen un tema de interés creciente tanto por sus consecuencias medio ambientales, relacionadas con la calidad del aire, como por sus implicaciones tecnológicas, si se considera la combustión el proceso que las genera.

Son los combustibles fósiles la mayor fuente generadora de energía con una producción mundial en torno al 85%: carbón (24%), petróleo (39%) y gas natural (22%).

Aunque cualquier opción para la generación de electricidad tiene repercusiones sobre el medio ambiente son los combustibles fósiles hoy día, los que producen la mayor cantidad de emisiones. Durante las fases de combustión y post combustión las principales emisiones que se liberan del proceso son: gases y vapores en elevada concentra-

ción, materia en forma de partículas, compuestos orgánicos y elementos traza.

Los gases están formados principalmente por gases de efecto invernadero: dióxido de carbono (CO_2), metano (CH_4), dióxido de nitrógeno (NO_2) y compuestos halogenados. Gases precursores de la lluvia ácida: dióxido de azufre (SO_2) y los óxidos de nitrógeno (NO_x); además de oxígeno (O_2) y vapores de agua.

El término biomasa hace referencia a la materia orgánica que se produce en las plantas verdes mediante el proceso de foto síntesis, así como en la originada en los procesos de transformación de la primera, entrando en consideración tanto los que se producen de forma natural, como de forma artificial. La formación o transformación de la materia orgánica ha de ser reciente, lo que excluye del término a los combustibles fósiles (carbón, petróleo y gas natural), cuya formación tuvo lugar hace millones de años.

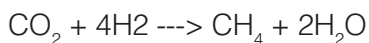
El modo más directo para extraer y aprovechar la energía contenida en la biomasa es por medio de un proceso de combustión, de tal modo que su energía química se transforme en energía térmica. Este modo de proceder es adecuado siempre que la biomasa tenga buenas propiedades como combustible. Sin embargo, no siempre se puede hacer un uso directo de la misma.

Los diferentes tipos de tratamientos que se suelen utilizar se pueden clasificar en tres grupos:

1. Procesos de extracción.
2. Procesos termoquímicos.
3. Procesos bioquímicos.

Los metanógenos son microorganismos procariontes, más específicamente archaeas, que viven en medios estrictamente anaerobios y que obtienen energía mediante la producción de gas natural, el metano (CH_4). Gracias a esta característica, este tipo de organismo tiene una gran importancia ecológica, pues interviene en la degradación de la materia orgánica en la naturaleza, y en el ciclo del carbono. Los metanógenos son un grupo filogenéticamente heterogéneo en donde el factor común que los une es la producción de gas metano y sus cofactores únicos.

La característica que identifica al metano genas es su metabolismo productor de metano (CH_4). Generalmente esta reacción se realiza a partir de bióxido de carbono (CO_2) y de hidrógeno (H_2), donde el CO_2 es un aceptor de electrones que es reducido gracias a los electrones suministrados por H_2 . De forma simplificada, la reacción de este proceso, puede ser escrita de la siguiente manera:



Pero existen otras formas de realizar la metano génesis según los sustratos que se encuentren en el medio, por ejemplo se puede efectuar a partir del formato (HCOO^-), del monóxido de carbono (CO), del piruvato (CH_3COOCOH), del metanol (CH_3OH) y del acetato (CH_3COO^-), entre otros.

Estas diversas reacciones, no suceden espontáneamente, por el contrario, la flecha de la reacción es en realidad, una especie de resumen de múltiples reacciones que tienen lugar dentro del metanogenas. Y para que estas reacciones se realicen necesitan ciertas coenzimas exclusivas del metano genas, que se dividen en dos tipos, el primero contiene a los portadores C_1 que transportan los carbonos desde el sustrato inicial hasta el metano. En este tipo de portadores encontramos al metanofurano, a la tetrahydrometanopterin, coenzima M (CoM). El otro tipo de coenzimas exclusivas son las coenzimas redox que suministran los electrones necesarios para la reducción de CO_2 a CH_4 y que intervienen en las diferentes etapas de la metano génesis las cuales son el Factor 420 (F420), la 7-mercaptoheptanoil-treonina fosfato o coenzima B (CoB), el complejo enzimático metil-reductasa así como la coenzima F430.

Capítulo V. Evaluación económica de los ciclos de absorción

5.1. Análisis de diagramas

Comparando los ciclos de absorción, con los equipos de compresión mecánica, las diferencias de COP conforme la temperatura de evaporación desciende se reducen. A tal efecto en la figura 33 se muestra el COP frente a la temperatura de evaporación, de un ciclo de compresión, en comparación con un ciclo de absorción de simple efecto de amoníaco/agua, para temperaturas inferiores a 0°C en el evaporador. Se puede apreciar como para temperaturas inferiores a -25°C el rendimiento de los equipos de compresión mecánica baja considerablemente, lo que haría comparable el rendimiento de los dos tipos de tecnologías.

Para mostrar los resultados de las evaluaciones económicas que deciden el uso o no de las máquinas de absorción de amoníaco/agua, se muestran los resultados obtenidos por Hudson (2002), que evalúa la viabilidad de los equipos de absorción de amoníaco/agua en refrigeración. En la figura 34 se muestran los resultados de este estudio, donde se muestra una estimación de costes de operación para diferentes costes de la tonelada de vapor, en comparación con las máquinas de compresión.

Se puede apreciar que existe una zona de rendimiento económico que depende del coste de la energía de accionamiento y de la temperatura de evaporación de la instalación, para la cual las máquinas de absorción llegan a tener costes de operación inferiores. Además de estos costes, también debe de tenerse en cuenta que, dado que el rendimiento de las máquinas de compresión baja considerablemente, la potencia de los compresores se eleva, y por tanto, también el coste de adquisición de los compresores.

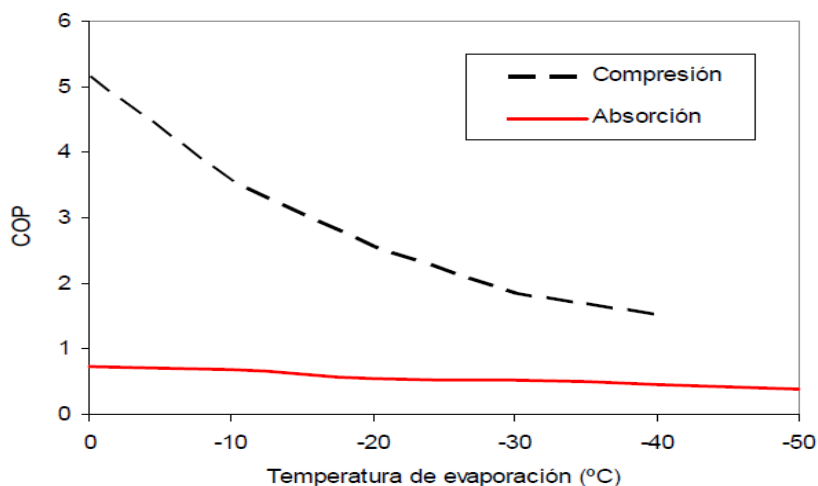


Figura 33. Diagrama comparativo del COP de las máquinas de absorción frente a las máquinas de compresión mecánica.

Fuente: Hudson (2002).

(Temperatura condensación y absorción 35°C, Temperatura generador 150°C).

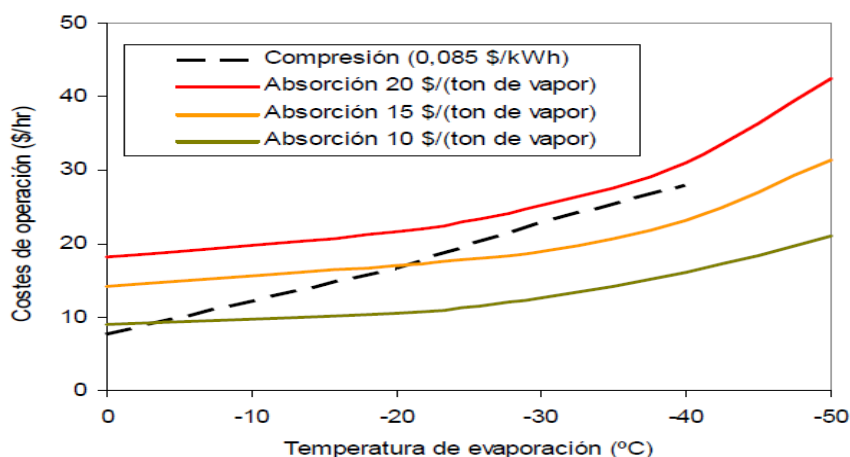


Figura 34. Comparación de costes de operación de una máquina de amoníaco de una potencia de 500 kW de potencia instalada para equi-

pos de compresión mecánica de vapor, en función del coste energético de la fuente de activación térmica de la máquina de absorción.

Fuente: Hudson (2002).

Para potencias grandes el coste mayor de los equipos de absorción se puede compensar por un menor coste de la energía de activación. En las máquinas de absorción el coste específico (€/kW) aumenta cuando se reducen las potencias, y este hecho plantea un inconveniente al uso de este tipo de tecnologías en sectores como el residencial, que se caracteriza por demandas de frío pequeña y aire acondicionado.

Si la energía disponible no lleva asociado costes de operación, como en el caso de energía solar térmica o energía residual (a excepción del coste de bombeo), las máquinas de absorción vuelven a establecerse como alternativa económica.

Actualmente no existe ningún equipo de absorción comercial de pequeña potencia, con amoníaco/agua como mezcla refrigerante/absorbente, activado por energía térmica de baja temperatura. Como ejemplo de estimación económica de equipos de absorción se ha escogido el trabajo de Rafferty (1998), que estudió los plazos de retorno de equipos de absorción de agua/ bromuro de litio, de baja potencia de la compañía Yazaki con la utilización de fuentes de calor residual, en comparación con un sistema rooftop en las mismas condiciones.

En la figura 35 se representa el plazo de retorno simple de diferentes máquinas de absorción con diferentes potencias (1 tonelada de refrigeración = 3.516 kW), en función del precio de la energía eléctrica, se considera que la máquina de absorción aprovecha calor de una corriente térmica sin ningún coste asociado. Como se puede apreciar también en el caso de que estas máquinas sean activadas con fuentes de calor residual, el plazo de retorno se acorta conforme se eleva la potencia instalada.

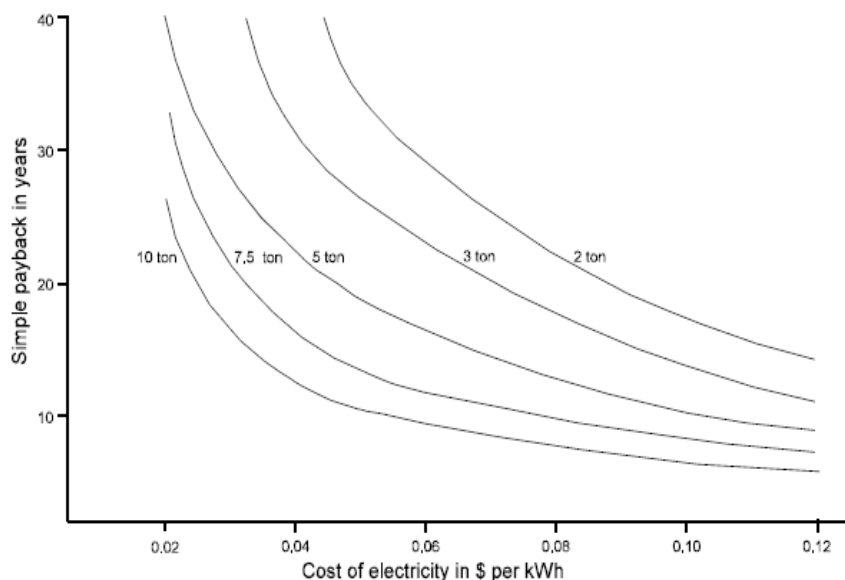


Figura 35. Plazo de retorno simple, en comparación con los equipos de compresión mecánica.

Fuente: Rafferty (1998).

Cálculo Técnico-Económico

Amortización:

Para determinar la amortización de la instalación se utiliza:

$$S_a = \alpha_{\text{amort}} \times K$$

$$S_a = \alpha_{\text{amort}} \times K$$

Donde :

α_{amort} - Es el valor en pesos de amortización por hora de la instalación (0,07÷0,09)

K - Es la cantidad de horas de trabajo de la instalación de absorción por año.

Sustituyendo obtenemos

$$S_a = (0,08)(7560) = \$ 604,80$$

Mantenimiento ligero:

$$S_{\text{man.lig.}} = \beta \times S_a$$

Donde:

B - es el coeficiente de gastos de mantención para este tipo de instalación (0,40 ÷ 0,70).

Sustituyendo:

$$S_{\text{man.lig.}} = \beta \times S_a = 0,55 \times 604,80 = \$ 332,64$$

Salario promedio:

$$S_{\text{sal.prom.}} = K_p / C_{\text{cal}} \times Q_o \times S_s =$$

$$S_{\text{sal.prom.}} = K_p / C_{\text{cal}} \times Q_o \times S_s = 5 \times 4 \times 5 \times 1200 = \$ 27000,00$$

Consumo de calor:

$$C = 61980 \text{ kCal} = 259497,86 \text{ kJ}$$

Costo de producción del calor:

$$S_c = P_c \times C = 0,6 \times 259497,86 = \$ 15569,87$$

Consumo de Biomasa:

$$G_B = 0,0243 \text{ Ton/hr}$$

Gastos improductivos:

$$S_{\text{improd}} = \Phi (S_a + S_{\text{ml}} + S_{\text{sp}}) =$$

$$S_{\text{improd}} = \Phi (S_a + S_{\text{ml}} + S_{\text{sp}}) = 0,05 \times (584 + 321 + 27000) = \$ 1395,25$$

Gastos de explotación anual:

$$S_{\text{anual}} = S_a + S_{\text{ml}} + S_{\text{sp}} + S_c =$$

$$S_{\text{anual}} = S_a + S_{\text{ml}} + S_{\text{sp}} + S_c =$$

$$604.80 + 332.64 + 27000.00 + 15569.87 = \$43,507.31$$

Capítulo VI. Requisitos generales

6.1. Medidas de seguridad

Para facilitar la identificación de las tuberías, estas se pintarán con los colores que se indican en la tabla 8.

Tabla 8. Colores de identificación de las tuberías de refrigeración.

Utilización	Colores
Tuberías de baja presión (gas o líquido)	Azul celeste
Tubería de alta presión (gas)	Rojo
Tuberías de baja presión (líquido)	Amarillo
Tubería de aceite	Carmelita
Tubería de agua	Verde

Para detectar las fugas de refrigerante, en el caso de amoniaco, se utiliza papel indicador, tubo indicador u otro medio apropiado, se requiere el trabajador protegido con los medios adecuados y en buen estado.

1. Se paraliza el trabajo de la instalación frigorífica en los recibidores, condensadores, enfriadores de aire, separadores de aceite y purgadores de gases incondensables cuando:
 - Se detecten fisuras, adelgazamiento considerable de las paredes, escapes y sudoración o las costuras soldadas.
 - Las piezas de fijación de las tapas y registros de mano se encuentren incompletas o en mal estado.
 - Si está defectuoso el indicador de nivel.
 - Los manómetros no funcionen correctamente.

- No posean válvulas de seguridad o se detecte el mal estado de estas.
 - No se pone en marcha la instalación hasta tanto estén eliminadas las causas que originan la paralización y previa autorización del Jefe de Mantenimiento.
2. Las soldaduras y otros trabajos de reparación y mantenimiento de la instalación se realizan solamente después de que estén paralizados y desconectados los sectores donde se realiza el trabajo. Quedando libre de R-717 y conectando la ventilación mecánica de emergencia. Además, se toma, en cada caso, las medidas de seguridad establecidas para estos casos.
 3. El personal está obligado, durante el tiempo de trabajo, a tener el traje, las botas de goma, así como los respiradores contra NH_3 y los guantes, cerca de su puesto de trabajo; cada careta tendrá no menos de dos filtros de reserva.

Requisitos de seguridad del sistema eléctrico

1. Todos los dispositivos de seguridad automáticos de las instalaciones han de tener un circuito cerrado de salida, o contacto cerrado, en estado normal de los parámetros de control.
2. Los conductores eléctricos deben estar instalados como mínimo a una altura de 2 m por encima del equipo más alto. Estos cables se fijan y se protegen de manera que no existan riesgos de que caigan sobre la estructura.
3. Los conductores eléctricos utilizados en canales subterráneos han de ser del tipo multi-conductor debidamente entubados y aislados.
4. Utilización de fusibles de capacidad adecuada al sistema eléctrico, se prohíbe la sustitución por otros no equivalentes, así como el uso de puentes de alambres.
5. Al efectuar reparaciones en los circuitos eléctricos se toman las siguientes medidas:
 - Se desconecta el circuito o instalación de toda fuente de energía eléctrica.

- Se quitan los fusibles.
 - Se coloca una señal en el interruptor que alerte el peligro y la prohibición de conectar la línea; este aviso solo lo puede retirar la persona que lo ha colocado.
1. En el frigorífico las puertas de entrada y salida deben aparecer señalizadas por un sistema de iluminación de emergencia, independientemente de otro que garantice la evacuación del personal en caso de falla del fluido eléctrico.
 2. No se ha de utilizar un mismo dispositivo para la regulación y protección simultánea de más de un equipo en la instalación.
 3. Todos los motores, compresores, equipos, controles y partes metálicas del sistema eléctrico, han de estar conectados a tierra con resistencias eléctricas menores de 4Ω (ohm).
 4. Los bancos de transformadores que se instalen a nivel de terreno deben de tener una cerca o valla metálica a su alrededor, que los proteja de equipos pesados y limite el acceso de personas y animales. Se coloca la cerca o valla a una distancia mínima de 2 m de los bancos.
 5. El área cercada de los bancos de transformadores debe estar cubierta con gravilla con un grosor de 10 cm. El área exterior de los mismos ha de permanecer libre de materiales, combustible y maleza en una zona de terreno de 2 m como mínimo, alrededor de la cerca.
 6. En los tableros de distribución o central de fusibles, no se permiten interruptores de cuchillas o descubiertas en su frente, ni receptáculos de fusibles y otros circuitos eléctricos que estén expuestos. Las cubiertas de los tableros tienen que ser de metal.
 7. Al desconectar eléctricamente la instalación se ponen en marcha inmediatamente los ventiladores de emergencia.
 8. Los motores y dispositivos eléctricos de conmutación de los ventiladores en la sala de máquinas, serán a prueba de explosión.

9. Los niveles de iluminación para los distintos objetos de obra de la instalación tienen que cumplir lo establecido en la NC 19-01-11:81 SNPHT. Iluminación. Requisitos generales higiénicos sanitarios.
10. Se desconecta el circuito eléctrico de las bombas y compresores, en caso que falte el fluido eléctrico, se ha de registrar la incidencia y el tiempo de duración en el libro de operaciones.

Requisitos de seguridad para la ventilación

1. En la sala de máquinas, cuarto de carga de baterías y pizarras eléctricas, es obligatorio la existencia de un sistema de ventilación mecánico que garantice lo establecido en la NC 19-01-03:80 “SNPHT. Aire de la zona de trabajo. Requisitos higiénico-sanitarios generales”.
2. Las instalaciones cumplen lo establecido en la NC 19-04-13:82 “SNPHT. Sistemas de ventilación. Requisitos generales de seguridad”.

Requisitos de seguridad para la prevención de Incendios

1. Se colocan carteles que indiquen la prohibición de fumar en las áreas siguientes:
 - Cámaras frigoríficas
 - Almacenes
 - Salas de máquinas
 - Local de carga de baterías
2. La instalación frigorífica tiene que disponer de un sistema de agua contra incendios.
3. La edificación de la instalación frigorífica han de permanecer protegida con un sistema de pararrayos.
4. Las luminarias colocadas en el interior de las cámaras frigoríficas están protegidas contra golpes y serán a prueba de explosión.

Para instalaciones de NH_3

1. La instalación ha de poseer el Plan de Evacuación, según la NC 96-24:82 "PCI.
2. Evacuación de personas. Requisitos generales".
3. Todas las salidas de emergencia tienen sus respectivos indicaciones y no pueden estar cerradas con candados, ni obstaculizadas con paneles u otros objetos.
4. En la instalación no hay indicios de llamas, ni objetos, cuya temperatura sea mayor que la temperatura de inflamación del NH_3 , 903 K (630°C).
5. La comunicación con los compartimientos vecinos a la sala de máquinas ha de ser establecida mediante puertas compactas que se cierren por sí mismas y que posean una resistencia al fuego de no menos de 1h y cumplir las orientaciones de la NC 96-02-01:87 "PCI. Resistencia al fuego de las construcciones".
6. No se puede almacenar keroseno, gasolina u otros líquidos fácilmente inflamables y combustibles en la sala de máquinas y cámaras frigoríficas.
7. No se almacenan botellas de R717 dentro de la sala de máquinas, ni en lugares expuestos a los rayos solares.
8. No se transporta NH_3 con sustancias que formen mezclas explosivas como el oxígeno, aire comprimido, bencina y otros.
9. No se manipulan sustancias químicas corrosivas o nocivas en las áreas de la instalación, de acuerdo con la clasificación de la NC 19-01-02:85 "SNPHT. Sustancias nocivas. Clasificación y requisitos generales de seguridad".

6.2. Situación actual y perspectivas

La calidad de vida de nuestra sociedad actualmente se ve amenazada por una serie de problemas reales de los cuales no se puede escapar, tales como el efecto invernadero, el cambio climático, la desertificación, el agotamiento de los recursos naturales, la disminución de la capa de ozono, el déficit de energía limpia, el calentamiento global y la contaminación.

Velar por el bienestar de las futuras generaciones es un deber social

que se debe cumplir, mediante la promoción de un conjunto de tareas encaminadas a garantizar un uso racional de la energía, se crea una cultura de ahorro de los recursos energéticos y el cuidado del medio ambiente en toda la población. Es necesario incorporar el factor ambiental en las políticas globales y en los planes sectoriales de desarrollo regional y local, además de implementar la aplicación de programas e instrumentos de gestión energética y medio ambiental desde los primeros niveles educacionales para lograr la conservación y el uso racional de los recursos.

Se hace necesario el conocimiento de los sistemas, tecnologías y equipos para la transformación y utilización eficiente de la energía como herramienta básica del uso racional de la energía en los diferentes sectores del desarrollo nacional, así como los especialistas que sean capaces de proyectar, diseñar y evaluar de forma eficiente equipos y sistemas energéticos, además de crear, desagregar y/o adaptar tecnologías en base a la investigación sistematizada, se conjuga para ello la gran capacidad científica técnica a la realidad nacional y se observa estrictamente las normas y conceptos del desarrollo sustentable y el minucioso cuidado del medio ambiente.

El necesario crecimiento de la economía nacional es un factor que inevitablemente lleva a un aumento del consumo energético influido por un aumento de la oferta energética disponible. Ello se traduce en la ocurrencia de mayores conflictos ambientales derivados de la generación, distribución y uso de la energía. El desafío de incorporar variables de sustentabilidad en el desarrollo del sistema energético, requiere conciliar el abastecimiento de la creciente demanda de energía, con una protección efectiva del Medio Ambiente. Esto implica avanzar en la equidad intergeneracional, que permita asegurar el derecho de las generaciones venideras por vivir en un medio ambiente sano y libre de contaminación, y al mismo tiempo, no frenar el justo anhelo de alcanzar mejores niveles en la calidad de vida y de un mayor progreso para las actuales generaciones de nuestro país.

Hacer un uso eficiente de la energía surge en este escenario, como un requisito ineludible de todos los actores del mercado energético: productores, consumidores, reguladores y es una solución concreta que contribuye a un balance equitativo interno entre la generación necesaria, el aumento del nivel de vida y el compromiso ineludible de proteger el medio ambiente, a mejorar la competitividad de la economía, disminución de impactos ambientales derivados de una menor producción y consumo de energía, y a reducir a lo estrictamente necesario las expansiones que naturalmente requiere el sistema energético nacional.

Capítulo VII. Aspectos fundamentales a tener en cuenta en equipos de absorción

7.1. Tendencias futuras en los equipos de absorción

Si logramos optimizar la relación existente entre el consumo de energía y la producción y servicios alcanzados obtendremos una determinada eficiencia energética. Esto se puede alcanzar por medio de la implementación de diferentes medidas e inversiones a nivel tecnológico, de gestión y de creación de una cultura energética a nivel de la comunidad. El país requiere del concurso de profesionales idóneos, competentes y capaces de resolver los problemas asociados al transporte, generación energética, construcción, manufactura, Pesca, agricultura, medicina, biotecnología y otros.

El crecimiento económico del país previsto para los próximos años y por tanto el aumento sostenido de la producción y del bienestar de la población, requiere de mayores consumos energéticos limpios. El uso racional de la energía y la diversificación energética representa para el país un mecanismo de independencia política, de mejora para la balanza de pagos, reducción de los niveles de impacto ecológico y una gran oportunidad para la innovación tecnológica de los sectores productivos.

El uso más eficiente de los hidrocarburos, la electricidad y demás recursos energéticos nacionales constituyen una alternativa para mejorar la capacidad de ahorro de petróleo y reducir las necesidades de capital en la ampliación de la estructura energética.

El desarrollo actual y perspectiva de la industria y el sector de los servicios requieren de acciones encaminadas a reducir costos, proteger el medio ambiente y aumentar la competitividad de las empresas, ante una economía tan abierta y tan globalizada.

Es de prioridad para el país la generación de energía limpia, evitar seguir consumiendo derivados del petróleo para la generación de energía por su alta contaminación ambiental. Por ello es fundamental formular proyectos energéticos a partir de la biomasa que reemplacen definitivamente las centrales de generación térmica en el país. La pro-

tección del medio ambiente es una exigencia de la sociedad, reflejada en los acuerdos internacionales como el protocolo de Kyoto para la reducción de emisiones.

Por consiguiente, estamos obligados a adaptar los procesos productivos actuales a las nuevas recomendaciones, lo que conlleva la necesidad de disponer de profesionales altamente calificados para promover, liderar y poner en práctica sus conocimientos en la solución de problemas relacionados con el tema. La experiencia acumulada hasta la fecha permite plantear metas cualitativas y cuantitativas superiores en función de dar solución a los crecientes problemas que impone el desarrollo sustentable.

Los desarrollos que se están llevando actualmente se centran en el incremento del rendimiento y el rango de operación por una parte, y por otra, en la reducción del peso y volumen de dichos aparatos. Entre los diferentes desarrollos que se han realizado, cabe destacar el ciclo GAX, el ROTEX y el proyecto CLIMABGAS con fluidos orgánicos.

Ciclo GAX. En este ciclo se propone mejorar las prestaciones del simple efecto de amoníaco-agua, con un ciclo intermedio entre uno de simple y doble etapa. En la Fig.36, se muestra el esquema de dicho ciclo.

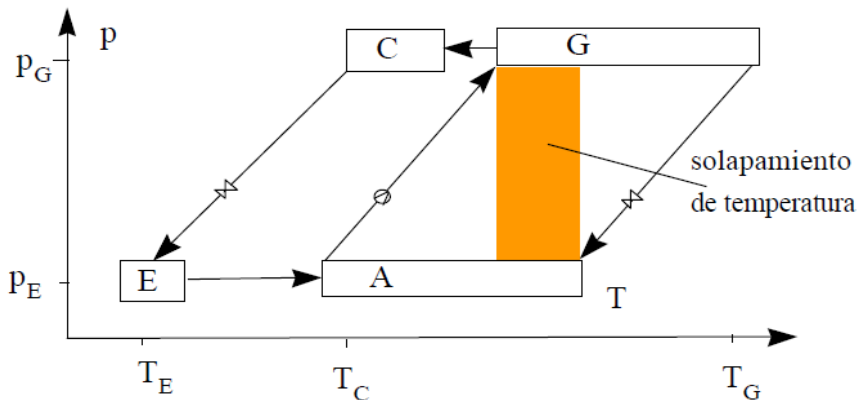


Figura 36. Diagrama esquemático de un ciclo GAX, en un diagrama PTX.

Cuando la temperatura del generador G es suficientemente elevada se puede producir un solapamiento de temperaturas entre el genera-

dor y el absorbedor. Este solapamiento puede ser utilizado internamente para transferir calor desde el absorbedor hacia el generador, se reduce así la demanda energética externa de este último y en consecuencia aumenta el rendimiento del ciclo.



Figura 37. Equipo Carrier GAX.

Tabla 9. Características técnicas del prototipo Carrier GAX.

Desarrollo de una bomba de calor de absorción a gas Miquel Nogués (mayo 2001)

Modelo	3TON
Potencia frigorífica (kW) a T amb.=35°C	10.5
Potencia calefacción a T amb.=8°C	21

COP refrigeración	0.9
COP calefacción	1.8
Consumo Eléctrico (kW)	–
Dimensiones externas (mm)	1092 x 864 x 1219

Las compañías Carrier y Robur han estado desarrollando por separado pequeñas unidades bombas de calor con la tecnología GAX. En la figura 40 se muestra el aspecto del prototipo propuesto por Carrier en 1995 y sus características se detallan en la tabla 10. Otro de los desarrollos se deben a la empresa Energy Concepts de EE.UU. que tiene inició las pruebas de demostración de su equipo VX GAX, en el próximo año 2002, con un COP en refrigeración de 0.78 y un COP en calefacción de 1.58.

Equipo ROTEX. Dicho equipo se basa en el concepto de intensificación por campos centrífugos. Este concepto es introducido por la compañía británica ICI en los años 70, tras la constatación del aumento de los coeficientes de transferencia de calor y de materia, debido a las fuerzas gravitatorias generadas por rotación.

Años más tarde, 1993, las compañías British Gas, Caradon PLC, Lennox Industries, Gas Natural y Fagor electrodomésticos forman un grupo de interés económico europeo, conocido por INTEROTEX con el fin de llevar hasta la comercialización un equipo de absorción de doble efecto. Los principales objetivos de este grupo eran desarrollar un equipo de alta eficiencia, tanto para ser utilizado como medio de refrigeración en verano como en modo de bomba de calor en invierno. Aparte de estos requisitos energéticos durante la fase de diseño, también se considera otros aspectos como equipo compacto, bajo coste de fabricación, libre de mantenimiento y posibilidad de disipación de calor mediante un sistema seco.

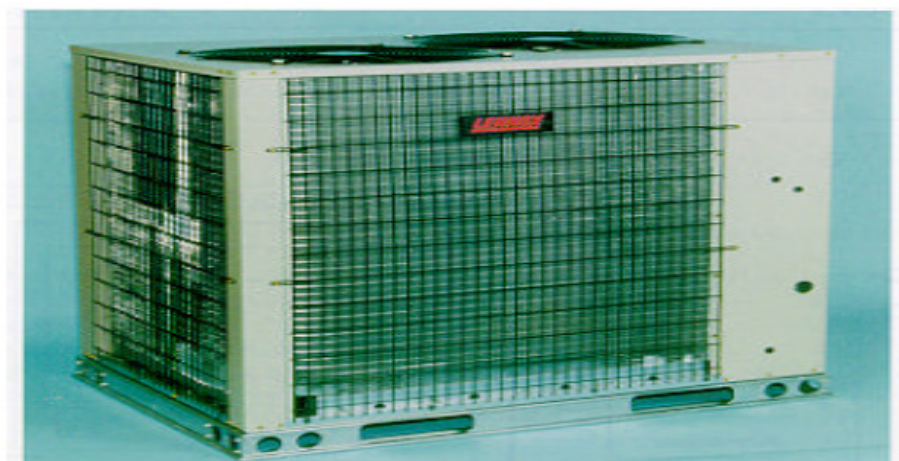


Figura 38. Aspecto exterior del equipo Interotex de 3 TR.

Tabla 10. Características técnicas del Interotex de 3 Ton.

Modelo	3 TON
Potencia frigorífica (kW)	10.5
Potencia calefacción	> 10.5
COP refrigeración	0.75
COP calefacción	1.6
Consumo Eléctrico (kW)	
Refrigeración	–
Calefacción	–
Dimensiones externas (mm)	1220 x 833 x 856
Peso en operación (kg)	215

Para cumplir con los requisitos anteriores, se decide utilizar el agua como refrigerante, mientras que el absorbente estaba formado por una mezcla de hidróxidos de Sodio, Potasio y Cesio. El principal interés de esta mezcla de trabajo era el incremento de la temperatura de cristalización respecto al par agua-bromuro de litio. Este hecho permite la operación del absorbedor y el condensador del ciclo a las tem-

peraturas adecuadas para ser utilizado como medio de calefacción en invierno o bien disipar el calor en verano mediante aero-refrigeradores, sin problemas de cristalización. La limitación de esta mezcla se debe a la temperatura de congelación del agua, lo que limita su aplicación como bomba de calor. Así, para temperaturas por debajo de 0°C, el equipo debe operar como una simple caldera.

En la figura 38 se muestra el aspecto de la unidad y en la tabla 10 las principales características técnicas del prototipo de Interotex de 3 TR, con este equipo se ha pretendido realizar un conjunto de pruebas de funcionamiento en diversos países del sur de Europa, entre ellos España. Dichos ensayos han sido subvencionados a través del programa de demostración europeo Thermie. Bomba de calor CLIMABGAS. La mayor parte de las limitaciones impuestas por los fluidos actuales de los equipos de absorción pueden superarse mediante el empleo de mezclas de fluidos orgánicos.

Así refrigerantes como el metanol o el trifluoroetanol (TFE) en combinación con absorbentes como el tetraetilenglicoldimetileter (TEGDME) presentan una buena afinidad química, una diferencia de temperaturas de ebullición de más de 200°C, una excelente solubilidad en todas proporciones, no son corrosivos y presentan una buena estabilidad térmica hasta temperaturas de 200°C.

Así pues, las buenas expectativas creadas en los anteriores estudios, justifican que en 1997 el Grupo de Ingeniería Térmica Aplicada de la Universitat Rovira i Virgili en colaboración con las empresas Clariant Ibérica S.A., Gas Natural SDG S.A., Alfa Laval S.A. emprendieran un proyecto para desarrollar un equipo de absorción-compresión con fluidos orgánicos para aplicaciones de climatización para potencias entre 25 y 100 kW.

Este proyecto está subvencionado por el Plan Nacional de Investigación Científica y Desarrollo, y cofinanciado con fondos FEDER junto con las empresas colaboradoras. En el año 2000, la empresa Pedro Gil S.A. se adhiere como empresa colaboradora de dicho desarrollo.

Debido a que las propiedades de transporte de dichos fluidos son bastante deficientes, la primera fase del proyecto se centra en el proceso de absorción de dichas mezclas mediante intercambiadores de placas, con el fin de obtener un sistema compacto y eficiente.

7.2 Características Técnicas

Las propiedades químicas y termofísicas de una mezcla de trabajo determinan las condiciones de operación a las que puede operar un equipo de absorción. Así, por ejemplo, el par Agua-BrLi, que es la mezcla más ampliamente utilizada por la mayor parte de equipos de absorción en climatización tiene limitada la temperatura de operación del evaporador, a un valor próximo a los 5°C debido al punto de congelación del agua.

Además, la temperatura de operación de trabajo del absorbedor no puede ser excesivamente elevada a causa de la cristalización de la solución. Dichas limitaciones en la temperatura provocan que el salto térmico entre el evaporador y el absorbedor, ronde como máximo los 30°C. Esto implica el uso de torres de refrigeración para la evacuación de calor en el absorbedor, e imposibilita la operación en modo de bomba de calor durante el invierno. Si bien es cierto, que se comercializan equipos de Agua- BrLi que pueden cubrir demandas térmicas tanto de frío como de calor, la operación en modo calefacción se limita al traspaso de energía térmica del generador directamente al circuito de calefacción, sin aportar ninguna mejora respecto al uso de una simple caldera.

A pesar del escaso margen de operación de dichos equipos estos gozan de una buena aceptación en el mercado de la climatización, a causa de sus buenos rendimientos térmicos en modo de refrigeración, así como la nula toxicidad y carga medioambiental de la mezcla. Por este motivo se han realizado numerosos estudios con el fin de ampliar el margen de temperaturas de operación. Como la mayor limitación se encuentra en la temperatura de operación del absorbedor, los esfuerzos se han centrado para desplazar la curva de cristalización de la disolución hacia puntos de mayor temperatura, con la adición de otras sales que contienen el ion Li, a la propia disolución de Agua-BrLi.

Como muestra de ello son los estudios con sales cuaternarias realizados por Bruno, et al. (2005), en el trabajo "Modelling and thermal analysis of ammonia water-sodium hydroxide absorption refrigeration cycles." International Sorption Heat, no. Pump Conference, proponen una mezcla ternaria de hidróxidos sódico, potásico y de cesio como alternativa al par Agua-BrLi. La curva de cristalización de esta mezcla se encuentra desplazada de tal forma, que es factible operar con una

temperatura en el absorbedor cercana a los 50°C, poder operar a alta temperatura en el generador (200°C) y proporcionar unos rendimientos térmicos similares a la anterior mezcla. No obstante, su aplicación práctica por el momento se ha visto limitada a causa de los problemas de materiales debidos a la corrosión que origina dicha disolución a las temperaturas de operación del generador.

Los equipos de absorción con la mezcla de Amoniaco-Agua suelen utilizarse para cubrir las demandas térmicas en el rango de temperaturas donde las unidades de Agua-BrLi no son operativas. Este hecho se debe a que para unas mismas condiciones de operación, la solución salina presenta unos mejores rendimientos térmicos que la mezcla amoniaco-agua; ya que ésta última precisa de un sistema de rectificación, para reducir el contenido del absorbente en el evaporador.

Por otra parte, desde el punto de seguridad, al ser el amoníaco un producto tóxico, y teniendo en cuenta que en el interior del equipo la presión es superior a la atmosférica, su uso en los equipos de climatización se halla restringido en algunos países como Japón. En otros países como Estados Unidos, Italia,... dicha mezcla goza de una buena aceptación, se comercializa con éxito equipos de absorción destinados al sector residencial con este sistema. A nivel de medianas potencias los equipos de amoniaco-agua se utilizan como bombas de calor, aunque sólo para calefacción.

7.3. Mercado de los equipos de absorción

Una de las principales virtudes de los equipos de absorción se encuentra en su capacidad de operación sin generar ningún tipo de vibración ni de ruido, y de ahí su amplia aceptación como medio enfriador de bebidas en las habitaciones de los hoteles. No obstante, su cuota de mercado en el sector de la climatización varía enormemente de un país a otro.

Mientras que en Estados Unidos y los países europeos la demanda de dichos equipos es más bien escasa, en Japón los equipos de absorción están ampliamente consolidados, alcanzando en 1985, el 80% del mercado de las enfriadoras de agua de gran potencia.

En otros países, como China, Corea o India, la demanda de tales equipos está creciendo actualmente de forma extraordinaria tanto para aplicaciones domésticas como industriales. Como prueba de ello, en

la Figura 39 se muestra la evolución de la producción anual de enfriadoras de agua por absorción en China.

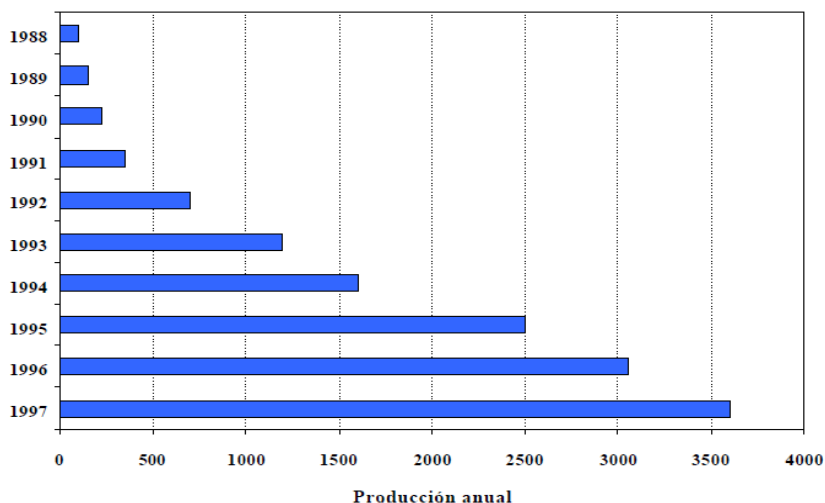


Figura 39. Evolución anual del número de enfriadoras de agua por absorción instaladas en China.

Fuente: Wall (1997).

La diferencia en el crecimiento de la demanda en dichos países comparada con los países europeos se explica básicamente por su deficiente infraestructura eléctrica y por la disponibilidad de gas a precios muy asequibles. Por otra parte, en Europa, la demanda de equipos de absorción se centra mayoritariamente en el sector industrial como sistema de aprovechamiento de residuos térmicos generados en los diferentes procesos, y muy particularmente en las plantas de cogeneración.

A diferencia del sector de las grandes potencias, donde empresas como Carrier, Trane o York comercializan un número considerable de modelos tanto de simple efecto como doble efecto de bromuro de litio para cubrir las demandas térmicas de hasta 5MW en el sector comercial y residencial. Al tener una demanda considerablemente menor el número de modelos existentes en el mercado es muy reducido.

En Europa Robur comercializa la mayor parte de las unidades de absorción de amoníaco-agua de simple efecto destinadas al sector resi-

dencial. Se trata de enfriadoras de aire de llama directa cuya principal ventaja reside en la utilización del aire exterior para la condensación y disipación de calor en el absorbedor (disipación seca). En 1997, Robur vende más de 3000 unidades de llama directa, de los cuales 1200 corresponden al mercado italiano. En la figura 43 puede verse el aspecto del equipo Robur AYC-60 y sus características técnicas se detallan en la tabla 10.

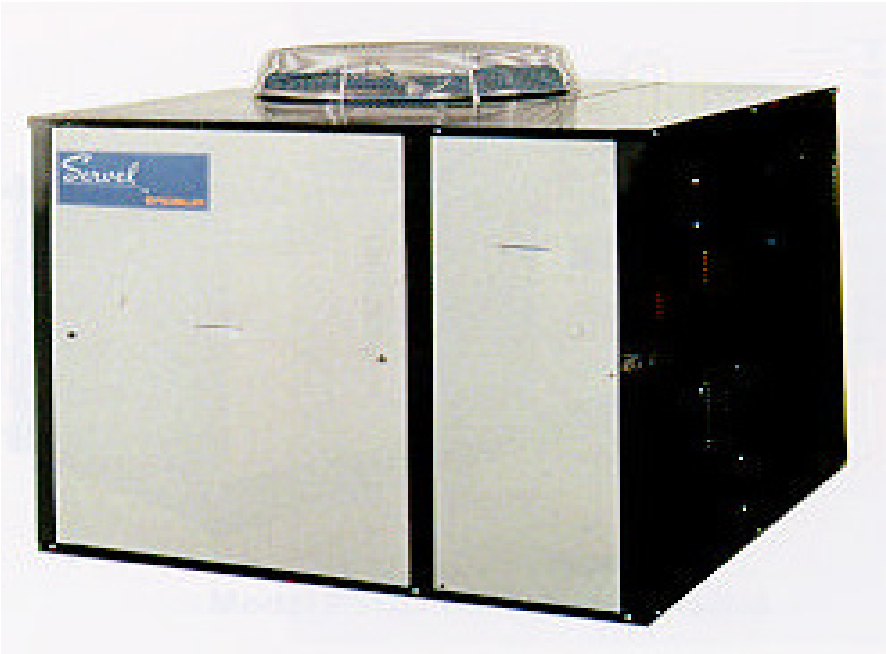


Figura 43. Aspecto exterior del equipo Robur AYC-60.

Tabla 10. Características técnicas del equipo Robur AYC-60.

Modelo no.	AYC 60-140/165
Potencia frigorífica, a 35°C (kW)	17.5
Potencia calefacción (kW)	32.8 / 38.7
COP en refrigeración a plena carga	0.48
Eficiencia en calefacción (%)	82 / 80.5
Consumo eléctrico (kW)	
Refrigeración	1.275

Calefacción	0.415
Dimensiones (mm)	1232 x 851 x 1073
Peso en operaciones (kg)	351

Por otra parte, también para potencias pequeñas, Yazaki comercializa enfriadoras de agua-LiBr de simple y doble efecto. Para aplicaciones de baja potencia, existen tres modelos de simple efecto activados con agua a 90°C y potencias frigoríficas de 17,5; 26,4 y 35 kW. No obstante, en Europa únicamente se comercializa el modelo de 35 kW WFC-10.

El principal inconveniente de estos equipos viene por la limitación de la baja temperatura de operación del absorbedor/condensador debido a los problemas de cristalización de la solución salina. Por este motivo, resulta imprescindible el uso de torres de refrigeración para la eliminación de dicho calor, y en consecuencia, se requieren tratamientos químicos específicos para la eliminación de las bacterias como la Legionella de las aguas de los circuitos de refrigeración. En la figura 44 puede verse el aspecto del equipo Yazaki WFC-10 y sus características técnicas en la tabla 11.



Figura 44. Equipo Yazaki WFC-10.

Tabla 11. Características técnicas del equipo Yazaki WFC-10.

Modelo no.	AYC 60-140/160
Potencia frigorífica, a 35°C (kW)	17.5
Potencia calefacción (kW)	32.8/38.7
COP en refrigeración a plena carga	0.48
Eficiencia en calefacción (%)	82/80.5
Consumo eléctrico (kW)	
Refrigeración	1.275
Calefacción	0.415
Dimensiones (mm)	1232 x 851 x 1073
Peso en operación (kg)	351

7.4. Problemática actual

Aunque la introducción de los equipos de climatización eléctricos en el sector residencial tiene un gran interés desde el punto de vista energético, su uso masivo ha provocado la aparición de dos grandes problemas: uno medioambiental y el otro de infraestructura para la generación y distribución de dicha energía eléctrica.

Problemática Medioambiental. Desde el punto de vista medioambiental, las emisiones de los fluidos comúnmente empleados hasta la última década en dichos equipos, los clorofluorocarbonos (CFC), han sido consideradas como los causantes del deterioro de la capa de ozono de nuestro planeta. Además, dichas emisiones también favorecen el efecto invernadero y en cierta medida, el incremento de la temperatura media global del planeta.

A pesar de que hoy en día, ya no se comercializan equipos de climatización que contengan CFC, los fluidos alternativos más utilizados en la actualidad, los hidrofluorocarbonos (HFC), aún tienen un impacto medioambiental significativo, al menos desde el punto del efecto invernadero. En la tabla 12, se indica la capacidad de absorción de radiación infrarroja de algunos de los HFC propuestos como sustitutivos de los CFC, respecto al dióxido de carbono a lo largo de 100 años.

Este índice se conoce en términos anglosajones como GWP (Global Warming Potential).

Tabla 12. Índice GWP, para algunos de los nuevos refrigerantes propuestos.

HFC	GWP (100 años)
R134a	1,200
R407C	
R410A	

Fuente: Oellrich, Murthy & Balakrishnan (1994).

Además el creciente interés por los aspectos medioambientales derivados de los equipos de climatización y de refrigeración, ha hecho necesario incorporar otro índice para incluir no solo el efecto invernadero propio del fluido en cuestión, sino también las características del equipo. El índice propuesto es el TEWI (Total Equivalent Warming Potential) el cual evalúa la contribución al efecto invernadero como la suma de la cantidad de refrigerante que ha sido emitido debido a las fugas en el circuito, a la cantidad que refrigerante que no ha podido ser reciclado y la emisión indirecta de CO₂ debido a la energía consumida por el equipo a lo largo de su vida. De forma analítica, dicho índice se evalúa a partir de la ecuación propuesta por la British Refrigeration

Association:

$$TEWI = GWP \times L \times n + GWP \times m \times (1-mR) + n \times E \times b \quad (1.1)$$

Donde:

GWP = índice GWP para el refrigerante en cuestión

L = masa de refrigerante emitida anualmente debido a fugas en el equipo

n = años de vida útil del equipo

m = masa total de refrigerante que alberga el equipo

mR = fracción de la masa total de refrigerante del equipo que ha sido reciclada

E = cantidad de energía consumida anualmente por el equipo

b = cantidad de CO_2 emitido para la obtención de una unidad energética Miquel Nogués (Mayo 2001)

7.5. Trigeneración

El concepto de Coefficient of Performance (COP), en refrigeración es sinónimo de eficiencia energética en el evaporador. COP se define como la relación entre la cantidad de refrigeración obtenida y la cantidad de energía que se requiere aportar para conseguir esta refrigeración (American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineer, 1981). En este cómputo no se incluyen los consumos auxiliares de energía eléctrica necesarios para el funcionamiento de bombas y ventiladores. En equipos de compresión mecánica, con compresores centrífugos y de tornillo se consiguen en la actualidad COP entre 4,5 y 5,5 kWf/kWe.

Sin embargo, en los ciclos termodinámicos, no convencionales, de absorción/adsorción son muy inferiores. En máquinas de absorción de una etapa, con Bromuro de Litio, no se superan COP de 0,7 y lo mismo sucede en las máquinas de adsorción. En las de absorción de doble etapa se alcanzan valores de hasta 1,4. En ciclos de baja temperatura amoníaco/agua se consiguen valores de COP de 0,5 y pueden alcanzarse máximos de 0,8.

Puede sorprender, a primera vista, que estas diferencias tan espectaculares no hayan relegado a las tecnologías no convencionales. La explicación está en que el coste de producir el trabajo mecánico necesario para obtener un kWf de refrigeración por ciclo de compresión mecánica de vapor es, normalmente, superior al coste necesario para recuperar la cantidad de calor a aplicar para obtener el mismo kW en un ciclo de absorción o de adsorción.

El coste de la energía primaria es el factor que determina la posible competitividad de los sistemas de absorción y adsorción frente a los de compresión mecánica. Por ejemplo: Si comparamos un sistema de refrigeración por compresión con un COP esperable de 5,5, y un sistema de absorción de doble etapa con un COP de 1, en una aplicación en la que se dispone de una fuente de calor recuperable cuyo coste por kW recuperado es de 1 unidad mientras que el coste de la energía eléctrica necesaria para hacer funcionar las máquinas de compresión

es de 6 unidades, es evidente el interés de utilizar el sistema de absorción, simplemente a partir de los costes de las energías, sin tener en consideración otras posibles ventajas.

Resulta, por tanto, evidente que “siempre que exista la posibilidad de utilizar energías térmicas desechables, gratuitas, o de muy bajo costo, procedentes de energías renovables, o efluentes de procesos industriales o de sistemas de cogeneración, la aplicación de sistemas de absorción para la producción frigorífica será competitiva e interesante”. (Chacón, 1983)

Para comprender mejor el funcionamiento de un ciclo de absorción, o de adsorción, aplicable a las plantas de trigeneración, describiremos previamente un ciclo de refrigeración por compresión mecánica, de uso más extendido y, por tanto más conocido a todos los niveles técnicos.

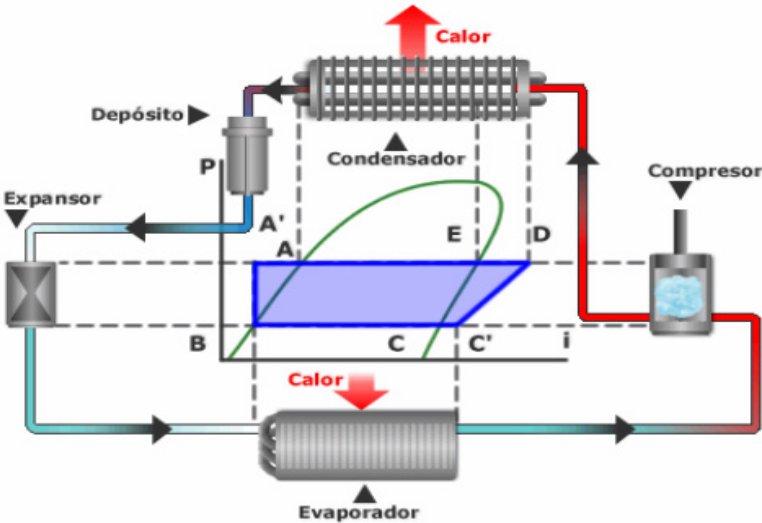


Figura 45. Esquema de un sistema de refrigeración convencional.

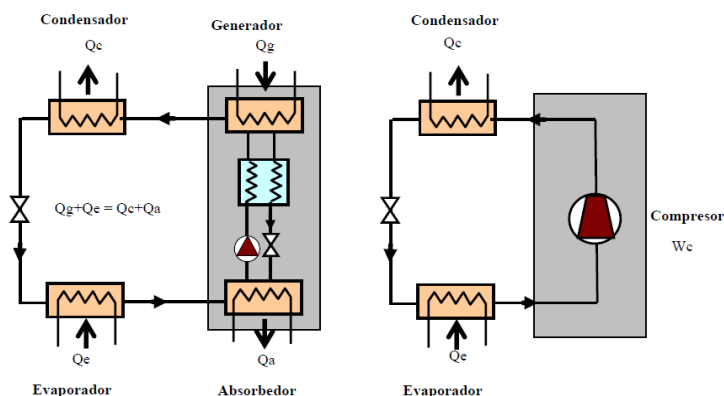
En un ciclo de compresión mecánica los vapores del agente frigorígeno que se producen en el evaporador de la máquina dan lugar a la producción frigorífica. Tales vapores son aspirados por un compresor que ejerce las funciones de transportar el fluido y de elevar su nivel de entalpía. El vapor comprimido a alta presión y con un elevado nivel térmico se entrega a un intercambiador de calor, el condensador,

para que ceda su energía a otro fluido, que no es utilizable para la producción frigorífica, y cambie de estado, pasando a ser líquido a alta presión y temperatura, y por lo tanto tampoco utilizable para la producción frigorífica.

Este líquido relativamente caliente se fuerza a pasar a través de un dispositivo en el que deja parte de la energía que contiene, por fricción mecánica fundamentalmente, y a partir del cual entra en una zona en la que la presión se mantiene sensiblemente más baja (debido a que el compresor está aspirando de ella), que la presión de saturación que correspondería en el equilibrio a la temperatura a la que se encuentra el agente frigorígeno en estado líquido.

Este desequilibrio entre las presiones y temperaturas de saturación y las reales a las que el refrigerante se encuentra, origina la evaporación parcial del líquido, que toma el calor latente de cambio de estado de la masa del propio líquido, enfriándola hasta la temperatura de saturación que corresponde a la presión a la que se encuentra, punto en el que la evaporación se interrumpe. El refrigerante en estado líquido a baja temperatura entra en el evaporador, donde se evaporará, cerrando así el ciclo frigorífico.

En los siguientes apartados comparamos este ciclo de compresión con los no convencionales, de absorción y adsorción.



Similitud entre el refrigerador por absorción y el convencional por compresión

Figura 46. Esquema de los sistemas de refrigeración por absorción y convencional por compresión.

La solución transportada, antes de llegar al absorbedor, se hace pasar por un intercambiador de calor, al que aporta calor que se aprovecha para calentar la solución diluida procedente de la bomba y con destino al generador, con el consiguiente aprovechamiento energético y mejora del COP.

La trigeneración o producción simultánea de energía para la producción o los servicios, calor y refrigeración, puede ser utilizada en las nuevas centrales eléctricas, centrales azucareras y termoeléctricas del país, dando cumplimiento a los puntos 246 y 247 de los lineamientos del VI Congreso del PCC.

Nomenclatura

ASHRAE: American Society of Heating, Refrigerating and Air Conditioning Engineer.

CFC: Clorofluorocarbono

COP: Coeficiente de operación

c_p : Calor específico a presión constante [kJ/kg.K]

h_{fg}: Calor latente de condensación, [Cal/kg, kJ/kg]

F: superficie de intercambio

FCS: Fuente de Calor Secundaria

GAX: Intercambiador Absorbedor-Generador

GLP: Gas Licuado del Petróleo

HCFC: Hidroclorofluorocarbono

HFC: Hidrofluorocarbono

H: Entalpía específica (kJ/kg)

P: Presión kPa

Q: Flujo térmico específico [kJ/m².h]

Q: Cantidad de Calor [kJ/kg]

Q_p : Potencia calorífica [kW]

RA: Refrigeración por Absorción

Re: Número de Reynolds

T: Temperatura [°C]

To: Temperatura absoluta del Ambiente de Referencia, [K]

TA: Temperatura Alta

TB: Temperatura baja

TM: Temperatura Media

TV: Turbina de Vapor

TIR: Tasa Interna de Retorno

TR: Tonelada de refrigeración

S: Entropía [kJ/kgK]

S_{anual} : Gastos de explotación anual [\$]

U: Coeficiente global de transferencia de calor [Cal/(h.m².°C), kW/(m².K)]

Símbolos griegos:

Δ : Diferencia de temperaturas,[°C,K]

x: Concentración de la solución [kg/kg]

ϵ Efectividad térmica del calentador, [%]

ρ : Densidad [kg/m³]

R: Factor de correlación

t t: de estudio

Subíndices

O: Estado de referencia [30°C y 1 atm]

En: Entrada

sal: Salida

op: Operación

CO: Condensador o Ambiente de Referencia.

Referencias bibliográficas

- American National Standards Institute. (1993). Seguridad de Refrigeración. New York: ANSI.
- American Society of Heating. (1981). Refrigerating and Air Conditioning Engineer. Fundamentals Handbook. Atlanta: ASHRAE.
- Asok Chatterjee, M. V. (1981). Construction of thermodynamic diagrams and tables. Module D2.6. Georgia: American Institute of Chemical Engineers.
- Belmonte Trujano, J. (1991). Aplicación de ecuaciones de estado cúbica en problemas de equilibrio de fases. México: Universidad Nacional Autónoma de México.
- Berestneff, A. A. (1946). Absorption Refrigeration System. Syracuse: Delaware Application.
- Bruno, J. C., Vidal, A., Estevez, X., & Coronas, A. (2005). Modelling and thermal analysis of ammonia-water-sodium hydroxide absorption refrigeration cycles. Denver: International Sorption Heat Pump Conference.
- Cerezo, J. Bourouis M., Valles M., Coronas, A., & Best, R. (2009). Experimental study of an ammonia-water bubble absorber using a plate heat exchanger for absorption refrigeration machines. Applied Thermal Engineering, 29(5), 1005-1011. Recuperado de <http://www.sciencedirect.com/science/article/pii/S1359431108002305>
- Chacón, A. D. (1983). Utilización del Sistema de Absorción en Reactor Nuclear VVER-440. Cienfuegos: CEN Juragua.
- Ellington, M. B., et al. (1957a). Densidad de las disoluciones acuosas de bromuro de litio. Virgili: Universitat Rovira.
- Ellington, M. B., et al. (1957b). Calor específico en función de la concentración. Virgili: Universitat Rovira.
- Groll, E. A. (1997). Current Status of Absorption/Compression Cycle Technology. Transactions, 103(1), 1-13.
- Henning, H. M. (2007). Estudio del rango de temperatura del generador en el ciclo de doble efecto amoníaco-agua. International Journal of Refrigeration, 30, 508-531.
- Hudson, D. (2002). Viabilidad de los equipos de absorción de amoníaco/agua en refrigeración. Transactions, 108(3), 3-22.
- Ibrahim, O. M. Barntt, S. M. & Balamuru, V. G (1997). Improving the performance of ammonia-water absorption cycles using salt additives and membranes. Transaction, 103(1), 439-443

- Izquierdo Millan, M., Turet Claparols, J., & Poveda Ciorraga, M. (1991). Climatización de Edificios con Gas Natural. Sistemas de Absorción. Montajes e Instalaciones, 21 (237), 79-85. Recuperado de <http://bddoc.csic.es:8080/detalles.html?id=65161&bd=I-CYT&tabla=docu>
- Kim, B. H., & Infante Ferreira, C.A. (2008). Analytic modelling of steady state single-effect absorption cycles. International Journal of Refrigeration, 31, 1012-1020. Recuperado de <https://www.scribd.com/document/79349114/Tesis-Doctoral-Refriger>
- Libotean, S. N. (2008). Caracterización termo física de la mezcla ternaria amoniaco-nitrato de litio-agua para aplicaciones de refrigeración por absorción. Virgili: Universitat Rovira.
- Marcos, J. D., Izquierdo, M., Lizarte, R., Palacios, E., & Infante Ferreira, C.A. (2009). Experimental boiling heat transfer coefficients in the high temperature generator of a double effect absorption machine for the lithium bromide-water mixture. International Journal of Refrigeration, 32(4), 627-637. Recuperado de https://www.researchgate.net/publication/239343013_Experimental_boiling_heat_transfer_coefficients_in_the_high_temperature_generator_of_a_double_effect_absorption_machine_for_the_lithium_bromidewater_mixture
- McNeely, L. A. (1979a). Diagrama de Dühring de las disoluciones Li-Br-H₂O. Recuperado de http://www.eere.energy.gov/de/thermally_activated/tech_basics.html
- McNeely, L. A. (1979b). Diagrama de Merkel de las disoluciones Li-Br-H₂O. Recuperado de <http://www.energytechpro.com/Demo-EM/Images/AbsorptionCycle.jpg>
- Mingramm, G., & Rodríguez, R. (1978). Modelo matemático de un generador de un refrigerador por absorción intermitente.
- Oellrich, L.R., Murthy, S.S., & Balakrishnan, A.R. (1994). Alternative to CFCs for refrigerant applications. Scientific Research and Technological Development, 25.
- Palmer, S.C., & Shelton, S. V. (1999). Analysis of absorption cycle fluid thermodynamic properties. *Journal of Energy Resources Technology*, 121(2), 137-141.
- Patel, N. C., & Teja, A. S. (1982). A new cubic equation of state for fluids and fluid mixtures. Chemical Engineering Science, 37(3), 463-473. Recuperado de https://www.researchgate.net/publication/256140586_A_New_Cubic_Equation_of_State_For_Fluids_and_Fluid_Mixtures
- Rafferty, K. (1998). Plazo de retorno simple. Atlanta: ASHRAE.

- Scatchard, G., Epstein, L. F., Warburton, J., & Cody, P. J. (1947). Thermodynamic properties--saturated liquid and vapor of ammonia-water mixtures. *Refrigeration Engineering. Journal of the Amsterdam School of Real Estate*, 53(5), 413-419.
- Schulz S. (1971). Equations of State for the System Ammonia-water for use with Computers. *13th International Congress of Refrigeration*. Washington, D.C: ASHRAE.
- Shun Fun, L. (2000). Second Law Analysis of Multi-stage lithium Bromide/water Absorption Heat Transformer. Atlanta: ASHRAE.
- Shun Fun, L. (2000). Second Law Analysis of Multi-stage lithium Bromide/water Absorption Heat Transformer. Atlanta: ASHRAE.
- Sussman, M.V. (1981). Relations among Thermodynamic properties. Module D2. 2. Georgia: American Institute of Chemical Engineers.
- Torrella, E. (1996). La producción de frío. Valencia: Universidad Politécnica de Valencia.

Índice

Contenido

Prólogo	6
Introducción	7
Capítulo I. Refrigerantes	13
1.1. Selección y propiedades de los refrigerantes	13
1.2. Métodos de producción de frío basados en la evaporación de un refrigerante	15
1.3. Mezcla de refrigerantes	18
Capítulo II. Operación de los Sistemas de Refrigeración	20
2.1. Máquina frigorífica a compresión	20
2.2. Sistemas de frigoríficos termoeléctricos	22
2.3. Sistemas de refrigeración por eyección-compresión	31
Capítulo III. Tecnologías y características de la refrigeración no convencional	34
3.1. Sistema de refrigeración a sorción	34
3.2. Características de los Refrigerantes y Absorbentes	51
3.3. Principio de funcionamiento de los equipos de absorción	59
3.4. Sistema básico de refrigeración por absorción	75
3.5. Balance de un sistema de refrigeración por absorción	87
3.5.1 Principio de funcionamiento	91
3.6. Selección de la capacidad de refrigeración	94

3.6.1. Metodología de Cálculo	97
3.7. Mantenimiento, regulación y control	105
Capítulo IV. Eficiencia energética y fuentes renovables de energía.	107
4.1. La energía como vía para el desarrollo sostenible.....	107
Capítulo V. Evaluación económica de los ciclos de absorción	111
5.1. Análisis de diagramas	111
Capítulo VI. Requisitos generales	116
6.1. Medidas de seguridad	116
6.2. Situación actual y perspectivas	120
Capítulo VII. Aspectos fundamentales a tener en cuenta en equipos de absorción	122
7.1. Tendencias futuras en los equipos de absorción	122
7.2 Características Técnicas	128
7.3. Mercado de los equipos de absorción	129
7.4. Problemática actual	133
7.5. Trigeneración	135
Nomenclatura.....	140
Referencias bibliográficas	142

El libro tiene el objetivo de servir como material teórico básico a estudiantes de Ingeniería en especialidades afines así como para los cálculos necesarios de refrigeración y climatización en los trabajos prácticos y tesinas de cursantes de diplomados en los módulos de aplicación de la energía renovable para la refrigeración y la climatización. La obra puede ayudar a mejorar la calidad de la educación debido a que hasta el momento no contamos con ningún libro dedicado a la refrigeración por absorción en específico, y no tenemos conocimiento de ninguna obra que contenga la metodología de cálculo del sistema de refrigeración por adsorción y su correspondiente diagrama de temperatura vs entalpía. El contenido del libro abarca variados aspectos como son entre otros: principios de la refrigeración; operación de los sistemas de refrigeración y temas como Refrigerantes y Tecnologías no convencionales. El material ilustrado tiene el objetivo de facilitar su comprensión con ejemplos de cálculos realizados para sistemas con diferentes capacidades de refrigeración y asistidos por diferentes fuentes de energías térmicas. La obra ha sido utilizada como referencia en la elaboración de un proyecto en China para el diseño y construcción de un sistema de refrigeración por adsorción de 30 toneladas de refrigeración no convencional por el I+D de RC.

EDITORIAL



ISBN: 978-959-257-472-4

