

UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO



**FACULTAD DE ESTUDIOS SUPERIORES
ARAGÓN**

INGENIERÍA MECÁNICA ELÉCTRICA

**"DISEÑO TERMO-HIDRÁULICO DEL ABSORBEDOR DE
UN SISTEMA DE ABSORCIÓN BROMURO DE LITIO-
AGUA"**

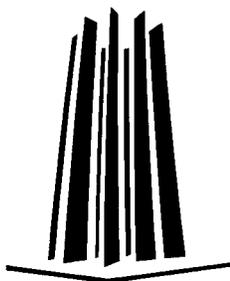
TESIS

**QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:
INGENIERO MECÁNICO ELECTRICISTA
(AREA MECÁNICA)**

**PRESENTAN:
IBARRA MELO JERÓNIMO FABIÁN
PINEDA SUAREZ GENARO**

ASESOR:

M. EN I. DAVID FRANCO MARTÍNEZ





Universidad Nacional
Autónoma de México



UNAM – Dirección General de Bibliotecas
Tesis Digitales
Restricciones de uso

DERECHOS RESERVADOS ©
PROHIBIDA SU REPRODUCCIÓN TOTAL O PARCIAL

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

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

Índice

Introducción	1
Capítulo 1 Conceptos básicos	2
• 1.1 Conceptos básicos de Termodinámica.....	3
• 1.2 Conceptos básicos de Transferencia de Calor.....	10
• 1.3 Conceptos básicos de Aire acondicionado y refrigeración.....	12
Capítulo 2 Transferencia de calor (diseño de equipos)	19
• 2.1 El colector solar.....	20
▪ Funcionamiento.	
▪ Captadores de placa plana.	
▪ Captadores de tubo de vacío.	
• 2.2 El sistema de acumulación.....	26
▪ Tipos de acumuladores en función del intercambio de calor.	
▪ Tipos de acumuladores en función del material.	
▪ Factores de funcionamiento de los acumuladores.	
• 2.3 El intercambiador de calor.....	32
▪ Principales características.	
▪ Intercambiadores de calor usados en instalaciones solares térmicas para agua caliente.	
• 2.4 El generador.....	37
• 2.5 El absorbedor.....	37
Capítulo 3 Sistemas de enfriamiento por absorción	38
• 3.1 Clasificación de los sistemas en base al número de etapas.....	40
▪ Sistema de absorción de simple efecto.	
▪ Sistema de doble efecto: de dos etapas.	
▪ Sistema de triple efecto: tres etapas.	
• 3.2 Clasificación de los sistemas en base a la solución refrigerante.....	42
▪ Agua-amoniaco.	
▪ Amoniaco-Nitrato de Litio.	
▪ Sistema de absorción Amoniaco-Agua-Hidrogeno.	
▪ Sistema de absorción Amoniaco-Tiocionato de Sodio.	
▪ Agua-Bromuro de Litio.	
• 3.3 La tecnología Bromuro de Litio-Agua.....	49
▪ Introducción.	
▪ Requerimientos de las máquinas de bromuro de litio-agua.	
▪ Operación y componentes de las máquinas de agua-bromuro de litio.	

Capítulo 4 Rediseño del absorbedor	58
• 4.1 Condiciones de diseño para el absorbedor.....	61
• 4.2 Calor de disolución.....	63
• 4.3 Circulación de los fluidos en el absorbedor.....	72
• 4.4 Dimensionamiento del absorbedor por tablas.....	78
• 4.5 Dimensionamiento del absorbedor calculando coeficientes de transferencia de calor individuales.....	86
• 4.6 Diseño del absorbedor en base al coeficiente de temperatura calculado.....	100
• 4.7 Comparación entre el equipo existente y el diseño propuesto.....	106
• 4.8 Factibilidad económica.....	107
Conclusiones	111
Anexos	112
Bibliografía	119

INTRODUCCIÓN.

En el presente trabajo se describe el dimensionamiento de un equipo llamado absorbedor, el cual es parte de un sistema de aire acondicionado existente en el centro tecnológico de la FES Aragón que obtiene energía principalmente del sol. En este equipo ya se han hecho algunas modificaciones que buscan incrementar el ahorro de energía en la operación del equipo de aire acondicionado.

El primer capítulo muestra conceptos fundamentales de termodinámica que brindan un repaso conciso para entender de manera clara el funcionamiento de un equipo de aire acondicionado que utiliza energía solar.

En el capítulo 2 se describirá de manera general el funcionamiento de los componentes principales de un sistema de aire acondicionado basado en el principio de refrigeración por absorción (colector solar, sistema de acumulación, intercambiador de calor, generador y absorbedor) haciendo énfasis en las principales características y partes que conforman estos equipos, al mismo tiempo que se explicará de manera muy general las ventajas y desventajas que ofrecen cada uno de ellos como son la forma, materiales de fabricación, mezclas de trabajo (según sea el caso), condiciones en las que se encuentre (climáticas y físicas) para tratar de evitar y minimizar las pérdidas de calor y el desgaste en los materiales como son la corrosión en los metales. Todo esto dará un panorama general de lo que involucra un ciclo por absorción.

En el capítulo 3 se detallan los diferentes ciclos de absorción y clasificación; los ciclos de absorción se clasifican en etapas (siempre efecto, dos etapas y tres etapas) o en base al líquido usado como refrigerante, encontramos sistemas Amoniaco-Agua, Bromuro de Litio-Agua, dentro de las más comerciales y conocidas.

En el capítulo 4 se muestra el método usado para dimensionar un absorbedor, es importante aclarar que el presente trabajo se enfoca únicamente a dimensionar este equipo, el cual se puede considerar como un intercambiador de calor para fines prácticos. Las condiciones, propiedades de estado en cada proceso del ciclo fueron proporcionadas en base a mediciones y pruebas del equipo existente.

El ciclo expuesto tiene la principal ventaja de utilizar energía solar para calentar la solución refrigerante (auxiliado por un método de generación de calor convencional) ahorrando una gran cantidad de, ya sea combustible o electricidad, además de que deja de lado refrigerantes convencionales que son altamente contaminantes.

Se obtendrán los cálculos correspondientes al diseño del absorbedor teniendo en cuenta flujos procedentes del generador y el evaporador como las condiciones iniciales, asimismo, en base a las propiedades deseadas a la salida del absorbedor y al calor a retirar, se determinará la cantidad de agua refrigerante y se presentará una propuesta.

CAPÍTULO 1

CONCEPTOS BASICOS

1.1 CONCEPTOS BÁSICOS DE TERMODINÁMICA.

Sistema.

Es una región encerrada por una frontera específica (que puede ser imaginaria) fija o móvil. Un sistema termodinámico es una región configurada en el espacio y de la que se desea estudiar las transformaciones de energía que ocurren dentro de sus límites. La región que rodea totalmente a un sistema se llama su alrededor o medio circundante. En termodinámica, el modelo principal de análisis se basa en el balance de masa y energía del sistema analizado.

Los sistemas pueden definirse de varias formas; para nuestro objeto se establecerán tres clases.

Un sistema cerrado es aquel en el que no existe intercambio de materia con su alrededor (la masa no atraviesa la frontera).

Un sistema abierto es aquel en el que hay flujo de masa a través de su frontera. En uno u otro sistema puede existir paso de energía a través de sus límites.

Un sistema totalmente aislado es aquel que es completamente impenetrable a su alrededor, es decir, ni masa ni energía puede cruzar su frontera.

Propiedades de la materia.

La materia es un conjunto de partículas llamadas átomos, que en conjunto con otros átomos forma moléculas, sustancias y compuestos con características bien definidas dentro de un límite o frontera.

Las propiedades se pueden clasificar como intensivas o extensivas.

Propiedades intensivas.

Las propiedades intensivas de la materia son aquellas en las que no varía la magnitud al incrementar o disminuir la masa. Tenemos por ejemplo, el volumen, el peso, la longitud.

Propiedades extensivas.

Las propiedades extensivas de la materia son aquellas que varían en magnitud en forma proporcional a la cantidad de materia.

Densidad y volumen específico.

La densidad (ρ) se define como el volumen entre unidad de masa, la densidad depende de la temperatura y la presión, la densidad de la mayor parte de los gases es proporcional a la presión e inversamente proporcional a la temperatura. Por otro lado, los líquidos y sólidos son en esencia sustancias no compresibles y la variación de su densidad con la presión por lo regular es insignificante.

$$\text{Densidad media} = \frac{\text{masa}}{\text{volumen}}, \rho = \frac{m}{v}, \text{ o bien, } \rho \equiv \lim_{\Delta V \rightarrow 0} \frac{\Delta m}{\Delta V}$$

Donde, para evaluar la densidad en un punto, el volumen debe contener suficientes moléculas para ser clasificado como un medio continuo.

El volumen específico V es el volumen entre unidad de masa, o bien, el recíproco de la densidad: $v = \frac{V}{m} = \frac{1}{\rho}$ sus unidades son, por ejemplo, m^3/kg , cm^3/g , pie^3/lb , etc.

En el caso de sustancias homogéneas un medio continuo es una cantidad de materia que implica un gran número de moléculas.

Humedad relativa.

Se entiende como humedad relativa como el porcentaje de humedad que contiene el aire en comparación con la capacidad del aire para retener la humedad. Cuando se menciona que existe una humedad relativa del 50%, lo que ocurre físicamente es que en un volumen determinado de aire (1 metro cúbico por ejemplo) retiene el 50% de la humedad que es capaz de retener.

Medición de la temperatura.

Los detalles de los diversos procedimientos para medir temperatura son muy extensos para describirlos aquí, pero puede dar buena información una breve mención de los más utilizados.

1.- Cambio de volumen. Cuando una sustancia se dilata al elevar su temperatura. Si la magnitud de dilataciones un caso particular se correlaciona con el p.c. y el p.e. del agua, y el cambio de volumen se divide en 100 (o en 180) partes, el instrumento puede emplearse para medir temperatura.

2.- Cambio de presión. Si un gas está confinado a un volumen constante, su presión se incrementará a medida que su temperatura se eleva, y el cambio de presión puede correlacionarse con el de temperatura.

3.- cambio de resistencia eléctrica. La resistividad eléctrica de algunos materiales crece casi en proporción directa a la elevación de temperatura. Por consiguiente, el cambio

medio en la resistencia de un trazo de alambre puede convertirse a una variación de temperatura.

4.- Cambio en potencial eléctrico. El dispositivo que mide una temperatura mediante la generación de fuerza electromotriz (FEM) se llama par termo eléctrico o termopar.

Masa.

Propiedad extensiva de la materia que mide la cantidad de la misma materia dentro de una frontera. Todas las cantidades mecánicas se pueden definir en términos de masa, longitud y tiempo.

Peso.

Propiedad extensiva de la materia que mide la fuerza que ejerce la gravedad sobre dicha materia. Se puede determinar como el producto de la masa por la aceleración de la gravedad, $w=mg$. La gravitación origina un campo de fuerza y un cuerpo situado en este campo se ve sometido a una fuerza de cuerpo. Como ejemplo, el campo de fuerza gravitacional en la luna es mucho menor que en la tierra, el peso de un cuerpo dado es menor ahí.

Peso específico.

El peso específico de una sustancia es la fuerza de gravedad (o peso) por unidad de volumen.

$$\gamma = \frac{W}{V}$$

Dónde:

γ = Peso específico.

W = Peso.

V = Volumen.

El peso de un cuerpo es una fuerza de origen gravitacional, la cual le origina a la masa, m , la aceleración de la gravedad.

$$W = m g$$

Dónde:

m = Masa.

g = Gravedad.

Al sustituir el valor de W de la ecuación 3 en la ecuación 1 se obtiene:

$$\rho = \frac{m}{V}$$

Dónde:

ρ = Densidad.

Entonces tenemos que:

$$\gamma = \rho g$$

Se expresa usualmente en N/m^3 , Kgf/m^3 , lbf/ft^3 , etc. Como el peso específico es a la aceleración local de la gravedad como la densidad a la aceleración normal se tiene que $\gamma/g = \rho/K$.

Presión teórica cinética.

La presión de un gas, si la gravitación u otras fuerzas másicas o de cuerpos son despreciables, la produce el impacto de gran número de moléculas del gas sobre la superficie considerada. La teoría cinética elemental de los gases supone que el volumen de una molécula es despreciable, que las moléculas están distantes entre sí que son despreciables las fuerzas que ejercen una sobre otras, y que dichas partículas son esferas rígidas que experimentan choques elásticos entre si y contra las paredes de un recipiente.

En pocas palabras, en casi todos los sistemas por estudiar existe la suficiente cantidad de moléculas que permite calificar de continuo su movimiento al guna. Los instrumentos medidores de presión (u otros) son sensibles a un número medio estadístico que se aplica al sistema (en reposo); la presión macroscópica.

Los aparatos llamados barómetros miden la presión atmosférica local. Es conveniente fijar un valor de referencia para esta presión, que es (según distintos sistemas de unidades y a $0^\circ C$ o $32^\circ F$):

$$\begin{aligned} 1 \text{ atm} &= 760 \text{ torr} & &= \text{mm Hg} \\ &= 29.92 \text{ plgHg} & &= 30 \text{ plgHg} \\ &= 1.033 \text{ Kgf/cm}^2 & &= 1 \text{ kgf/cm}^2 \end{aligned}$$

$$=14.696\text{ lbf/plg}^2 =14.7\text{ lbf/plg}^2$$

$$=0.1013\text{ MPa}$$

$$=1.0132\text{ bar (bar}=10^5\text{ din/cm}^2)$$

La presión es una de las propiedades termodinámicas por que la podemos medir en forma directa todos los medidores de presión, conocidos como manómetros en general, indican una diferencia de presión denominada presión manométrica, considerada en relación con la atmosférica.

Presión en un fluido.

En un sistema liquido, en el que el movimiento de las moléculas esta considerablemente más restringido que en un gas, las colisiones moleculares originan presión pero no la presión total , puesto que la fuerza másica del campo gravitacional es probable que tenga un efecto.

Absorción.

Proceso físico y químico que ocurren al entrar en c ontacto gases y líquidos o gases y sólidos, e incorporarse el gas a la otra sustancia, pudiéndose separar el gas mediante el proceso inverso y llegar a la condición inicial.

En el caso de la refrigeración, al ponerse en contacto amoniaco gaseoso con agua líquida, ésta absorbe al amoniaco formando una solución líquida de hidróxido de amonio desprendiendo una determinada cantidad de calor. Hay otra pareja líquida refrigerante absorbente que se utiliza en equipos de aire acondicionado, y es la formada por el agua y el bromuro de litio.

Ley cero de la termodinámica.

La ley cero de la termodinámica establece que dos cuerpos en c ontacto a di ferente temperatura presentarán variaciones de la misma hasta que ambos cuerpos obtengan la misma temperatura, el calor se transfiere siempre del cuerpo de mayor temperatura al de menor temperatura hasta alcanzar un equilibrio térmico. La figura 1.1 ilustra esta ley en este caso el tercer cuerpo es un termómetro. Como consecuencia de la ley cero un tercer cuerpo (el termómetro) puede utilizarse para relacionar las temperaturas de dos cuerpos sin tener que ponerlos en contacto uno con el otro, puesto que ambos están relacionados con el termómetro. La escala termométrica es la que permite hacer esa comparación.

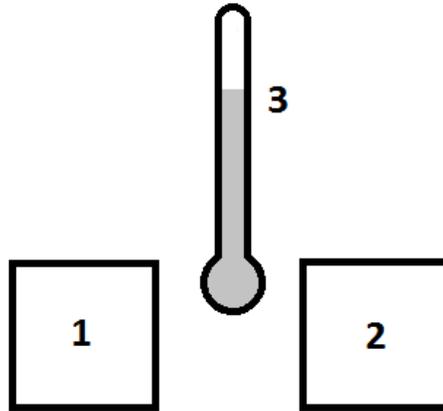


Figura 1.1 equilibrio térmico de dos cuerpos

Primera ley de la termodinámica.

La suma total de la energía del universo es una cantidad constante; esta energía no puede incrementarse, disminuirse, crearse o destruirse.

Las diferentes formas de energía son mutuamente convertibles, y la cantidad de forma de energía que se requiere para producir otra cantidad de otra energía es fija e invariable.

Existen dos tipos de sistemas: de masa fija (en un espacio cerrado) y de masa en movimiento (en un espacio abierto) La primera ley de la termodinámica expresa que la energía se conserva y constituye la aplicación de la ley de conservación de la energía a los sistemas cerrados; es la aplicación de la ley de conservación de la energía a los sistemas abiertos. Primero nos ocuparemos del sistema cerrado.

$$\text{energía final} - \text{energía inicial} = \text{energía agregada al sistema}$$

$$E_2 - E_1 = Q - W$$

Ecuación (1.1)

Caso en el que se suministra calor (+Q), al sistema y se realiza trabajo (-W).

Examinemos los componentes de la energía inicial del sistema E_1 . Como el trabajo y el calor existen únicamente cuando atraviesan la frontera, en un cierto estado del sistema no podrán existir como energía. Las energías cinéticas, potencial e interna si pueden existir de tal manera por tanto,

$$E = U + \frac{mv^2}{2} + mgz$$

Ecuación (1.2)

Y si dividimos entre la masa del sistema, m,

$$e = u + \frac{v^2}{2} + gz \quad J/Kg$$

Ecuación (1.3)

Al resolver un problema siempre es más fácil obtener una solución por unidad de masa, y multiplicar finalmente por la masa del sistema en cuestión.

Considerando el calor y el trabajo en la ecuación de energía haciendo que se produzca un cambio; supóngase que el sistema efectúa un trabajo (W) y recibe un calor (Q), como se indica en la figura (1.2). El pistón se mueve produciendo expansión y realizando un trabajo y el sistema recibe calor de sus alrededores. Si el sistema opera entre los estados inicial y final entonces la primera ley de la termodinámica ecuación (1.1), será

$$Q = E_2 - E_1 + W$$

Los signos de Q y W reflejan el hecho que ambos son positivos desde el punto de vista termodinámico. Una manera de evitar esto sí parece confusa, consiste en efectuar un balance de energía para el sistema.

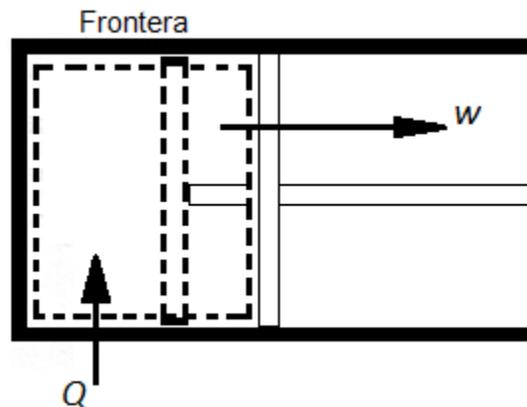


Figura 1.2 representación esquemática de la 1ra ley de la termodinámica.

Segunda ley de la termodinámica.

La segunda ley de la termodinámica se puede expresar de diversas maneras sin embargo, independientemente de la terminología empleada, el propósito de la segunda ley es dar un sentido o dirección a los procesos de transferencia de energía. Al combinarlo con la primera ley obtenemos la información necesaria para analizar tales procesos de transmisión energética. La segunda ley de la termodinámica establece que:

Siempre que se transfiere energía, el nivel de la misma no puede conservarse, y parte de ella tiende a reducirse permanentemente para mantenerla a un nivel inferior cuando

combinando lo anterior con el primer postulado, el principio de conservación de la energía, se obtiene el resultado siguiente:

Siempre que se produce una transferencia de energía esta debe conservarse, pero su nivel no puede permanecer igual, y parte de ella tiene que reducirse en forma permanente a un nivel inferior.

Tercera ley de la termodinámica.

El tercer principio de la termodinámica permite el cálculo de la entropía absoluta. El postulado de Nernst acerca de la tercera ley es:

La entropía absoluta de una sustancia cristalina pura en equilibrio interno total, es nula a la temperatura del cero absoluto [0 °K].

Podemos advertir que la entropía absoluta de una sustancia en cierto estado dos, podría determinarse como sigue:

$$S_2 - S_1 = \int_{T=T_1}^{T=T_2} \frac{\delta Q}{T}$$

Sin embargo,

Ecuación (1.4)

$$S_1 - S_0 = \int_{T=0}^{T=T_1} \frac{\delta Q}{T}$$

Ecuación (1.5)

Pero $s_0=0$, de modo que el valor absoluto s_1 se puede determinar por medio de la ecuación (1.5), el valor absoluto de s_2 puede serlo con la ecuación (1.4). Si s_0 es una constante entonces el valor absoluto de s_2 puede calcularse de la misma manera.

1.2. CONCEPTOS BÁSICOS DE TRANSFERENCIA DE CALOR.

El flujo de calor es un fenómeno transitorio, de manera que su análisis abarca algo más que la simple investigación de los estados de equilibrio. Las leyes de la transferencia de calor obedecen a la primera y a la segunda ley de la termodinámica: la energía se conserva, y el calor debe fluir de lo más caliente a lo más frío.

Modalidades de la transferencia de calor.

Existen tres formas de transmisión térmica: conducción, radiación y convección. A continuación se definen estos términos.

1.- La conducción térmica es la transferencia de calor en el interior de un medio material. En los sólidos y particularmente en los metales, la conducción se debe: (a) al desplazamiento de los electrones libres y (b) a la vibración cristalina (fonónica). A temperaturas bajas, este último fenómeno, que es la vibración de la estructura cristalina de un material, constituye el mecanismo primario de conducción térmica, en tanto que a temperaturas elevadas, lo es el movimiento de los electrones. Independientemente de mecanismo, la energía se transfiere de un átomo (o moléculas) a otro dando por resultado un flujo de energía a través del medio físico. En un gas el mecanismo de la conducción térmica depende de la presión y de la temperatura que interviene obviamente, haciendo aumentar la posibilidad de las colisiones moleculares. En los líquidos el mecanismo de la conducción del calor es una combinación del movimiento electrónico y el efecto de colisión molecular. La conducción en estos materiales depende de la temperatura, y no de la presión.

2.- La radiación térmica es el flujo de energía en forma de ondas electromagnéticas (de ciertas frecuencias), entre dos cuerpos situados a una distancia determinada. Las ondas caloríficas son función de la temperatura en la superficie de un cuerpo, y transfieren calor en forma de radiación.

3.- La convección térmica es la transferencia de calor entre una superficie sólida y un fluido se trata de una modalidad combinada y a que el calor en la superficie sólido-fluido se transfiere por conducción mediante las colisiones o choques entre las moléculas del sólido y las del fluido. Como resultado de estas acciones se producen en el fluido un cambio de temperaturas y consecuencias, una variación de densidad, de lo que resulta un movimiento de fluido.

Ocurre un proceso de mezcla de las diversas porciones a alta y baja temperatura en dicho fluido y se transfiere así la energía térmica por transporte de masas por fluido

Leyes de la transferencia de calor.

Existen leyes para la transferencia de calor por radiación y por conducción, que solo tiene base experimental, y como sucede con todas las leyes, no se pueden demostrar; pero, debido a que nada las contradice absolutamente, se tiene por validas en todos los casos. La expresión que corresponde a la transmisión conectiva del calor no es una ley, sino solo una ecuación empírica.

Ley de transferencia de calor por conducción.

La ley de la transferencia de calor por conducción recibe el nombre de ley de Fourier, en honor del científico que la formulo. En ella se establece que el flujo térmico conductivo es producto (a) de la conductividad térmica del material, λ ; (b) del área normal al flujo de calor, A ; y (c) del gradiente de temperatura, dT/dX , a través del área.

Ley de transferencia de calor por radiación.

La ley que corresponde a la transferencia de calor por radiación fue descubierta por dos investigadores: J. Stefan, quien la determino en forma experimental, y L. Boltzmann, quien la dedujo desde el punto de vista teórico, con base en la mecánica estadística. La ley establece que el flujo de calor radiante q_c , correspondiente a un cuerpo negro, es proporcional al área de la superficie, A , multiplicada por la temperatura absoluta de la superficie, elevada a la cuarta potencia, T^4 .

Ley de transferencia de calor por convección.

La transferencia de calor por convección es una combinación de los fenómenos de conducción térmica, movimiento de un fluido y la mezcla de este. Existen dos tipos de convección: la llamada convección libre, en la que los cambios de densidad originan el movimiento de masa en un fluido, y la convección forzada, en la que corresponde al flujo convectivo de calor no tiene el carácter de ley física, sino que es solo una ecuación empírica. El flujo térmico convectivo, q_c , es producto de tres términos.

- 1.- El área de la superficie de contacto entre sólido y fluido, A
- 2.- La diferencia entre la temperatura de la superficie sólida, T_s , y la temperatura del fluido a cierta distancia de dicha superficie, T_∞
- 3.- El coeficiente de convección térmica (por medio), h_c

1.3 CONCEPTOS BÁSICOS DE AIRE ACONDICIONADO Y REFRIGERACIÓN.

Refrigeración.

Es un proceso cíclico el cual se realiza en cuatro pasos, durante el primero el refrigerante que se encuentra en estado líquido a baja presión y temperatura debe evaporarse en un serpentín denominado evaporador así se logra un primer intercambio térmico entre el aire del interior del local más caliente y el refrigerante.

De esa manera en el tercer paso, el refrigerante en estado líquido a alta presión y temperatura vuelve al evaporador mediante una válvula de expansión la cual a consecuencia de su propiedad de capilaridad origina una significativa reducción de presión, provocando una cierta vaporización del líquido que reduce su temperatura, por último retorna a las condiciones iniciales del ciclo.

Se puede emplear agua como medio de enfriamiento para provocar la condensación en vez del aire exterior, la que es enfriada mediante una torre de enfriamiento.

El elemento básico es el compresor del tipo alternativo o a pistón que se utiliza en la mayoría de los casos. También se utilizan compresores rotativos para sistemas pequeños o tipo espiral llamado scroll. En grandes instalaciones se suelen emplear compresores axohelicoidales llamados a tornillo o del tipo centrífugo.

Los métodos de refrigeración más comunes son los de compresión mecánica que consiste en la realización de un proceso cíclico de transferencia de calor en el interior de un edificio al exterior, mediante la evaporación de sustancias denominadas refrigerantes como el freón, aunque en la actualidad están siendo reemplazados por refrigerantes alternativos que no afectan al medio ambiente y la capa de ozono, ya que por mucho tiempo se dio uso a mezclas especiales de gases para los sistemas de refrigeración que anunciaban la protección de la capa de ozono pero afectaban fuertemente el calentamiento global.

Gas perfecto.

Todo aquel gas que obedezca las leyes de Boyle, Charles, Joule y Avogadro, se dice que es gas perfecto.

Ley de Charles.

Cuando un gas perfecto recibe calor a volumen constante, la presión absoluta varía directamente proporcional a la temperatura.

$$\frac{P_1}{T_1} = \frac{P_2}{T_2} = \frac{P_n}{T_n} \dots \dots \dots$$

Dónde:

T = Temperatura absoluta.

Ley de Joule.

Cuando un gas perfecto se expande sin hacer trabajo, su temperatura permanece inalterable, ya que su energía interna permanece también inalterable.

La energía interna de un gas perfecto es en función solamente de la temperatura.

Ley de Avogadro.

Igual volumen de cualquier gas, a la misma presión y temperatura, tiene el mismo número de moléculas.

Humedad absoluta o densidad (d_v).

El peso de vapor de agua expresado en libras o gramos por cada pie cúbico de espacio se llama "humedad absoluta" o "densidad del vapor de agua" y se representa como d_v .

Humedad relativa (ϕ).

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

$$\phi = \left(\frac{P_v}{P_d} \right) \times 100 = \left(\frac{d_v}{d_d} \right) \times 100$$

En donde:

P_v =presión parcial del vapor de agua.

d_v =densidad existente del vapor de agua.

P_d =presión de saturación del vapor de agua.

d_d =densidad del vapor saturado.

Temperatura de rocío (t_w).

La temperatura de rocío indica la cantidad de humedad contenida en el aire. Es la temperatura a la cual el aire se satura cuando se enfría, suponiendo que no hay aumento ni disminución de humedad, y esta expresada en grados Fahrenheit.

La temperatura de rocío no se puede cambiar, si no se aumenta o disminuya la humedad del aire, aunque se aumenta o disminuya el calor.

Si el aire se enfría a una temperatura de rocío se puede disminuir, sustrayendo humedad del aire, o sea, sustrayendo vapor de agua de un peso dado de aire, y se puede aumentar añadiendo vapor de agua a un peso dado de aire.

Temperatura de bulbo seco y de bulbo húmedo.

Temperatura de bulbo seco. La temperatura de bulbo seco es la que se mide con un termómetro ordinario, y es la medida del calor sensible del aire expresado en grados Fahrenheit o centígrados.

Temperatura de bulbo húmedo. La temperatura de bulbo húmedo indica el calor total contenido en el aire y está expresado en grados Fahrenheit o centígrados.

Temperatura de saturación adiabática.

Se requiere calor para evaporar el agua. Cuando se hace circular al aire no saturado sobre una superficie de agua tibia, su humedad empieza a incrementarse hasta saturarse. Para este proceso, el calor latente se suministra de alguna fuente. Parte de este calor proviene, inicialmente, de la misma agua que aun no se evapora, la cual se enfría hasta la temperatura de evaporación y después permanecerá a dicha temperatura, y el calor latente se suplirá de mínima temperatura que se enfría.

La mínima temperatura a la cual el aire se puede enfriar es la temperatura de vaporización del agua conocida como temperatura de vaporización adiabática. Esta temperatura se alcanza cuando el aire se ha saturado totalmente.

El proceso de saturación adiabático se lleva a cabo, aproximadamente, haciendo pasar aire por un atomizador de agua muy fino, o bien, por medio de una caja larga llena de una gasa húmeda a través de la cual se hace pasar el aire.

Sistemas de aire acondicionado solar.

Con el creciente costo del combustible, energías alternativas como la energía solar se volverán más eficientes. La radiación solar es recibida en la atmósfera terrestre con una magnitud de $10,130 \text{ BTU}/\text{ft}^2 \cdot \text{dia}$ (igual a $1,353 \text{ KW}/\text{m}^2$). Sin embargo, a medida que pasa por la atmósfera, la cantidad de radiación solar es reducida por dispersión y absorción. La cantidad de radiación que alcanza el piso puede variar del 85% a casi nada, además, existe una variación estacional considerable, de la radiación solar en un punto sobre la superficie terrestre debido a la variación en el ángulo de inclinación entre el eje de la Tierra y su órbita alrededor del Sol, más comúnmente conocido como las estaciones del año.

La congelación, refrigeración y el acondicionamiento de aire a partir de energía solar puede obtenerse por métodos muy diversos. El método más ampliamente extendido de refrigeración y acondicionamiento de aire emplea un ciclo de compresión de vapor, el ciclo de refrigeración por compresión de vapor requiere una entrada de energía importante en el compresor. En el ámbito de energía solar, si esta energía es eléctrica será generada por un generador fotovoltaico, si es mecánica provendrá de una máquina movida con energía solar térmica.

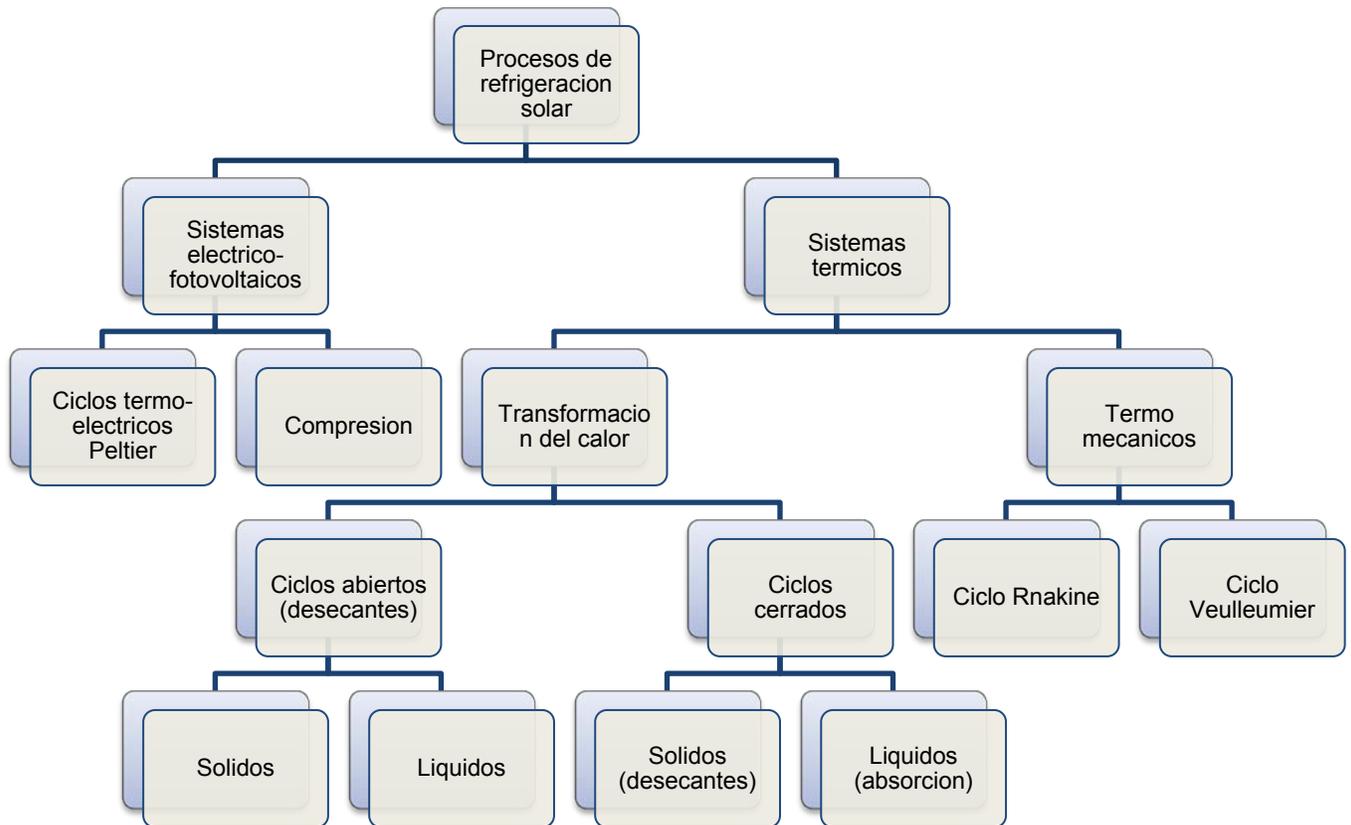


Figura 1.3 procesos de refrigeración solar.

Ya que la energía solar es una forma de energía térmica, puede usarse directamente, después recogerse en colectores solares apropiados, para calentar espacios y agua residenciales y comerciales. Sin embargo, si es usado para propósitos de acondicionamiento o refrigeración, un ciclo de refrigeración (el ciclo de absorción) es más adaptable para alimentación de energía solar.

En un sistema sencillo de refrigeración de compresión de vapor, el refrigerante penetra al condensador como vapor de agua a alta presión y el líquido es condensado hasta ahí. El líquido refrigerante pasa a la válvula de expansión, donde la presión del refrigerante es reducida hasta su valor bajo. El refrigerante a baja presión es vaporizado entonces en el evaporador.

Finalmente, el vapor refrigerante es elevado hasta la presión alta en el compresor de vapor para completar el ciclo.

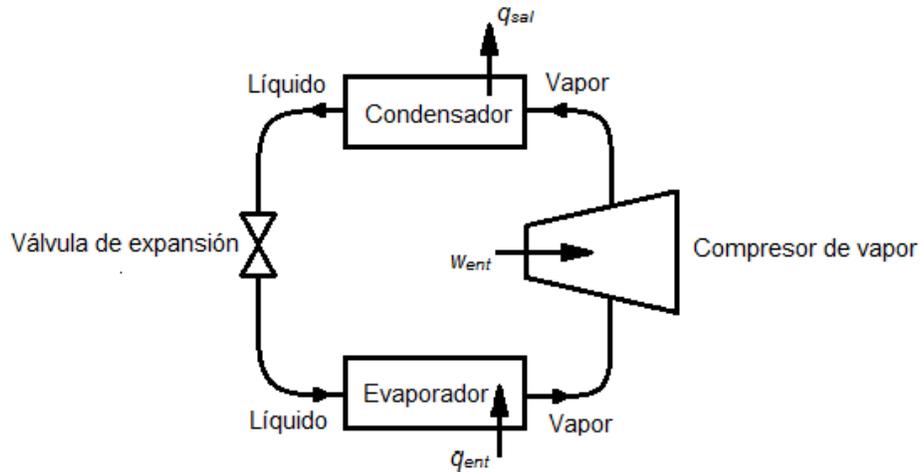


Figura 1.4 sistema sencillo de refrigeración.

En un ciclo de refrigeración de absorción, el compresor es remplazado por un absorbedor, una bomba para líquidos, un generador y una línea de retorno de líquido. Además son empleados tanto un fluido refrigerante como un líquido sorbente portador. La función del solvente portador es para transportar refrigerante disuelto, en forma líquida, desde la región de baja presión a la de alta presión en el ciclo.

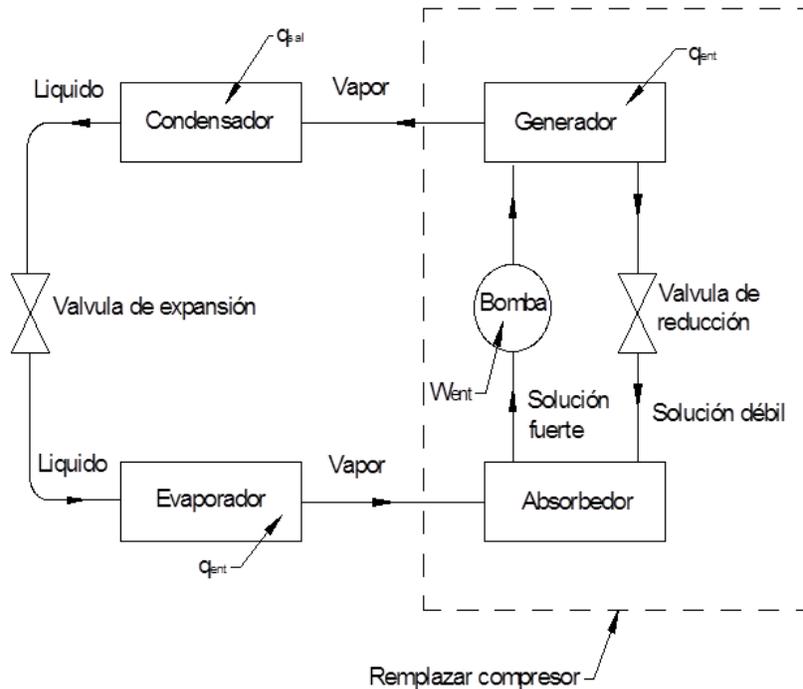


Figura 1.5 sistema sencillo de refrigeración por absorción.

En el absorbedor, el vapor refrigerante a baja presión es absorbido en la solución. Como el proceso de absorción es exotérmico, algo de calor debe ser removido para mantener la temperatura constante. La fuerte solución refrigerante es elevada a alta presión por la bomba. En el generador, se le agrega calor a la solución, extrayendo vapor refrigerante de la solución, ya que a una temperatura dada la cantidad de refrigerante disuelto en el solvente disminuye con el aumento de temperatura. Así, el vapor refrigerante a alta presión deja el generador para entrar al condensador, mientras que una solución débil de refrigerante es regresada al absorbedor. El solvente, que viaja a través del absorbedor, la bomba y el generador, sirve para transformar el refrigerante, en fase líquida, de la presión baja en el vapor a la alta presión en el condensador.

Los ejemplos de combinaciones fluidas usadas en los sistemas de absorción son amoníaco como refrigerante con agua como solvente y agua como refrigerante con bromuro de litio como solvente.

CAPÍTULO 2

TRANSFERENCIA DE CALOR (DISEÑO DE EQUIPOS)

En el presente capítulo se da una descripción de los equipos principales en un sistema de refrigeración solar por absorción operando con la mezcla Bromuro de Litio-Agua, omitiéndose así, la descripción de los equipos utilizados en un sistema de refrigeración convencional, siendo que, el enfoque de este trabajo es orientado al sistema de absorción Bromuro de Litio-Agua.

Otros elementos como válvulas, bombas, tuberías y dispositivos de control no se mencionan debido a que son dispositivos de uso común y su funcionamiento en este sistema no tiene mayor relevancia.

2.1 EL COLECTOR SOLAR TÉRMICO.

Funcionamiento.

La radiación solar es energía que llega en forma de fotones siendo su característica principal su longitud de onda.

Esta radiación viene del Sol en un paquete que tiene diferentes longitudes de onda. La mayor parte de la radiación es tá en la longitud de onda que se corresponde con el espectro visible, es decir, es la radiación que se puede ver.

Cuando se hace pasar radiación solar por un cuerpo pueden ocurrir tres cosas:

- Absorción: que el cuerpo absorba la radiación, con lo que se pierde energía que se convierte en calor.
- Reflexión: que el cuerpo refleje la radiación solar.
- Transparencia: que el cuerpo deje pasar la radiación como un cristal, denominándose en este caso al cuerpo transparente.

Un cuerpo puede ser transparente a una determinada longitud de onda y a otra no. Así el vidrio es transparente para longitudes de onda entre $0,3$ y $3 \mu\text{m}$ (radiación visible) mientras que para el resto es un cuerpo opaco.

Este hecho da lugar al fenómeno denominado efecto Invernadero, que consiste en que la radiación solar atraviesa un vidrio e incide sobre la placa metálica del colector donde se absorbe. Después la placa emite radiación pero con una longitud de onda mayor, entre $4,5$ y $4,7 \mu\text{m}$ (radiación infrarroja), por lo que ahora el vidrio se comporta como material opaco, consiguiéndose así que la radiación emitida por la placa no escape del captador.

El sistema de conversión de la energía solar en térmica se hace mediante una placa absorbente dispuesta sobre un material aislante y sometido a la radiación solar.

La placa actúa como absorbedor de radiación (cuerpo negro) y adquiere una cierta temperatura denominada de equilibrio y, a su vez, emite radiación infrarroja.

La radiación solar sólo consigue modificar el estado de agitación térmica de los componentes moleculares, atómicos y subatómicos del material produciendo aumentos de su energía interna. Si se logra extraer calor de la placa continuamente, se cambia el equilibrio y se estará transmitiendo calor constantemente al fluido.

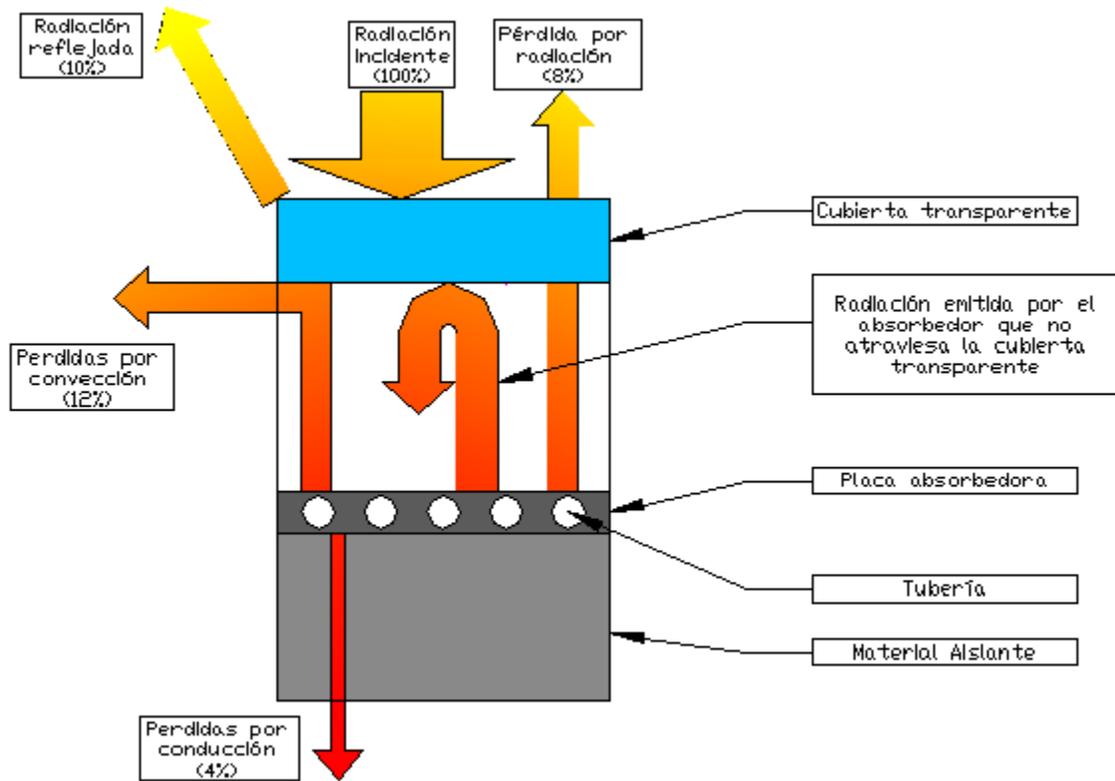


Figura 2.1 Funcionamiento de un colector solar térmico

Captadores de placa plana.

El captador solar de placa plana está formado por los siguientes componentes:

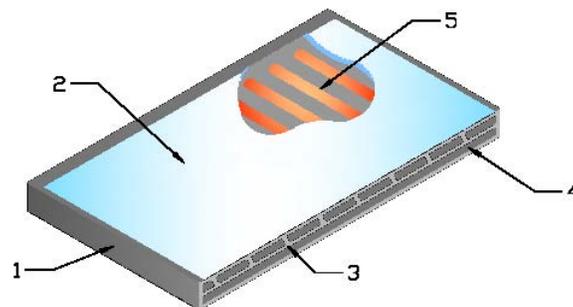


Figura 2.2 Componentes de un captador plano

1. Carcasa
2. Cubierta transparente
3. Absorbedor
4. Aislamiento
5. Tubería

Absorbedor: Recibe la radiación solar, la transforma en calor y la transmite al fluido portador. Se trata de una placa metálica sobre la que se sueldan o embuten tubos por los que circula el fluido caloportador. Generalmente son de cobre o de aluminio. En los casos de captadores solares sin efecto invernadero se utilizan absorbedores de plástico.

El absorbedor lleva un revestimiento que se denomina superficie selectiva y que se caracteriza porque absorbe bien la radiación y emite poca a fin de no tener pérdidas. Esto se consigue con capas de diferentes materiales.

Aislamiento: Protege al absorbedor de las pérdidas térmicas en su parte posterior. Existen varios tipos de aislamiento, pero se ha de tener en cuenta que en verano la instalación puede llegar a adquirir temperaturas del orden de 150 °C y debe resistirlas.

También debe poder resistir el agua por posibles condensaciones en el captador. Además, debe evitarse que pueda producir algún tipo de vapor al calentarse que lo degrade o afecte a la cubierta.

Cubierta transparente: Para que la cubierta transparente del captador sea lo más eficiente posible, ha de provocar el efecto invernadero, reducir las pérdidas térmicas por convección y aislar el colector del agua y aire del medio ambiente.

Para ello, se debe escoger un material, que además de ser bueno para producir el efecto invernadero, tenga un coeficiente de dilatación pequeño, así como una buena resistencia mecánica para que no se rompa por el viento, el granizo o la nieve.

Los materiales normalmente utilizados son el vidrio y el plástico.

Carcasa: Tiene el objetivo de proteger y soportar todos los elementos del captador y adaptarse al edificio o al soporte que sostenga la instalación.

Con el fin de conseguir una larga duración se le debe dar rigidez, facilidad de anclaje, resistencia a los cambios de temperatura, y resistencia a la corrosión.

Además, debe de facilitar la ventilación del interior del colector a fin de evitar condensaciones internas. Normalmente también se diseñan para permitir el desmonte de la cubierta para poder hacer reparaciones y sustituciones.

Tuberías: Pueden ser de dos tipos:

Formadas por una parilla de tubos y dos colectores que constituyen los conductos de distribución:

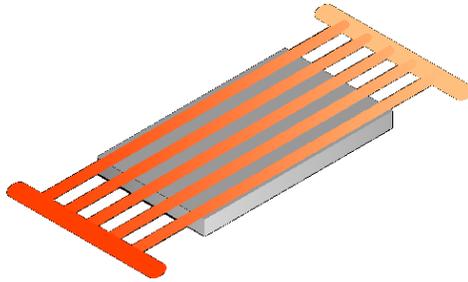


Figura 2.3 Configuración de tubos en paralelo

Formadas por un serpiente:

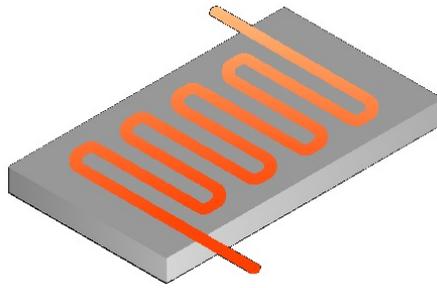


Figura 2.4 Configuración de tubos en serpiente

La distancia de separación entre tuberías paralelas resulta del cálculo de la transmisión del calor al absorbedor, y suele ser entre 10 y 12 cm.

Los tubos deben calcularse para que su pérdida de carga no sea muy elevada, y ha de tenerse en cuenta el posible efecto de la corrosión interna. En general se utiliza tubo de cobre.

Captadores de tubo de vacío.

Debido a que la presión atmosférica produciría fuerzas muy grandes al aplicarse a toda la superficie de la cubierta, y a los problemas técnicos relacionados con el sellado de la carcasa del colector, la construcción de un colector de vacío con la forma de uno convencional de placa plana representa una gran dificultad.

Sin embargo, la técnica de vacío utilizada por los fabricantes de tubos fluorescentes, entre otros, se ha desarrollado hasta el punto de hacer rentable la producción en masa y la comercialización de sus equipos. Mediante la aplicación de la misma tecnología ha sido posible la construcción de los colectores solares de vacío que se comercializan en la actualidad.

Los colectores de tubo de vacío tienen como componente principal un par de tubos concéntricos de vidrio. Uno de los tubos de vidrio actúa como superficie captadora y el otro como cubierta. El aire entre los tubos es parcialmente evacuado. Los colectores de tubos de vacío generalmente incorporan un absorbedor selectivo de alto nivel, como por ejemplo los cermetes de $\text{Mo-AL}_2\text{O}_3$.

El vacío no solo contribuye a la reducción de pérdidas, sino también a minimizar la influencia de las condiciones climáticas (condensación, humedad, etc.) sobre los materiales empleados, evitando su rápido deterioro y por lo tanto, aumenta la durabilidad y el rendimiento global del sistema.

Mediante la aplicación de un vacío ligero, en torno a 0,001 atmósferas, se pueden eliminar las pérdidas por convección.

La forma cilíndrica de los tubos ofrece ciertas ventajas de estos colectores respecto a los de placa plana:

- Permite una incidencia siempre en ángulos rectos de los rayos del Sol respecto a la superficie cilíndrica, minimizando las pérdidas por reflexión.
- Facilita una homogeneidad en la radiación incidente sobre el absorbente que permanece, para los tubos, prácticamente constante desde media mañana hasta media tarde.

Para mantener el vacío entre los dos tubos de vidrio se utiliza un dispositivo de bario. Así durante la fabricación las altas temperaturas provocan que la parte inferior del tubo de vacío aparece con un recubrimiento de bario puro. Esta superficie se encarga de absorber el CO , CO_2 , N_2 , O_2 , H_2O y H_2 generados durante el almacenamiento y operación ayudando a mantener el vacío. La capa de bario también permite un control óptico fácil del estado del vacío pues el color plateado característico en condiciones óptimas se transforma en blanco cuando se rompe el vacío en el tubo.

Tipos de captadores de tubos de vacío.

Existen dos tipos de colectores tubulares de vacío, según sea el método empleado para el intercambio de calor entre la placa y el fluido caloportador:

1 De flujo directo.

2 Con tubo de calor (heat pipe).

1.- Se caracterizan por un tubo de cobre por el que circula el fluido caloportador y que está unido a la placa (absorbedor) con recubrimiento selectivo que absorbe el calor de la radiación solar.

Este conjunto está introducido y sellado dentro de un tubo de vidrio al que se le ha hecho el vacío, lo que conduce a una casi total eliminación de las pérdidas por convección y conducción desde el absorbedor.

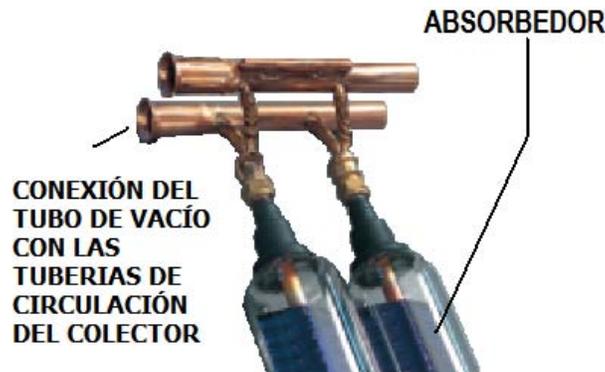


Figura 2.5 Captador de tubo de vacío de flujo directo.

Puede haber diferentes formas de realizar este tipo de captadores:

- Los hay que se caracterizan por tener la tubería soldada a la placa absorbidora dividida en dos mediante una placa de cobre, de manera que por una parte del tubo entra el circuito primario y por la otra sale, calentándose durante el recorrido.

La placa captadora y el tubo del traspaso térmico son sellados al vacío dentro de un tubo de cristal. Esto proporciona un aislamiento excepcional y lo protege perfectamente de los agentes atmosféricos que pueden deteriorarlo o desgastarlo con el tiempo, tales como la humedad y la contaminación.

Este aislamiento asegura una pérdida de calor mínima, lo que supone un altísimo rendimiento, incluso en las condiciones más adversas.

Estos captadores suelen tener entre 20 y 30 tubos, y tienen la ventaja de que su instalación es muy sencilla ya que cada tubo puede ser instalado individualmente, lo que supone un mantenimiento mínimo.

- En otros casos la tecnología se basa en un tubo coaxial por el que circula en uno la impulsión y en el otro el retorno.

Captadores de tubo de vacío con tubo de calor (heat pipe).

Consiste en un tubo hermético cerrado por los dos extremos, sometido a vacío y con una pequeña cantidad de un fluido vaporizante (mezcla de alcohol) en su interior.

1. Cuando se calienta la parte del tubo donde se encuentra el fluido, éste se evapora absorbiendo el calor latente de vaporización.
2. Este vapor se desplaza hasta alcanzar la parte del tubo que se encuentra a menor temperatura produciéndose allí su condensación y la consiguiente liberación del calor latente asociado a este cambio de estado.

3. El líquido retorna por capilaridad o debido a la acción de la gravedad (caso de los captadores solares) y el ciclo de evaporación-condensación se repite.

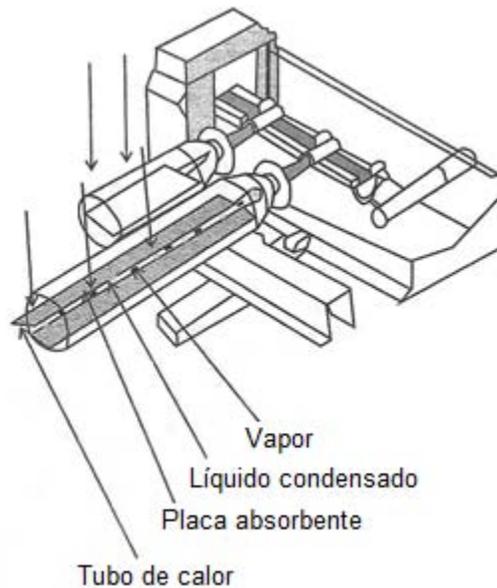


Figura 2.6 captadores de tubo de vacío "heat pipe"

2.2 EL SISTEMA DE ACUMULACION.

Los sistemas de energía solar térmica no son capaces de producir instantáneamente agua caliente para compensar las necesidades de consumo. Por ello es necesario disponer de una acumulación que permita disponer del servicio con independencia de las condiciones de irradiación en cada instante. De este modo el sistema de acumulación es el encargado de almacenar el calor instantáneo transferido desde los colectores térmicos.

Existen dos tipos de acumulador, dependiendo de si lleva intercambiador de calor incorporado o no:

Deposito acumulador: es aquel en el que el intercambiador de calor situado en el exterior del depósito.

Deposito ínter-acumulador: es aquel que alberga el intercambiador de calor en su interior. Puede estar dotado de un serpentín o varios.

Se considera el uso de uno u otro por las condiciones y el tamaño de la instalación solar. Si se trata de instalaciones grandes se recurre a depósitos con sistema de intercambiador externo al mismo.

En el caso que nada más se utilice para el calentamiento de vasos de piscina se prescinde de acumulación, ya que la propia actúa como tal.

Tipos de acumulador en función del sistema de intercambio.

Acumuladores sin intercambiador o de circuito abierto.

Los acumuladores sin intercambiador tienen la única tarea de almacenar el agua, que es calentado o bien en otro acumulador, dispuesto arriba y en serie, o mediante un elemento externo, normalmente un intercambiador de placas. Al no producirse intercambio de calor interno, no existe en el interior ningún elemento de transmisión de calor que produzca el adecuado movimiento interior del fluido.

Acumuladores de intercambio simple.

Estos equipos, resultan preferentes para su empleo en sistemas de producción de agua caliente, por criterios de coste, suelen ser sustituidos, especialmente en aquellas instalaciones en las que se precisen equipos de volumen superior a los 1000 litros, por equipos solo acumulación. Dentro de los ínter acumuladores, podemos encontrarnos normalmente con modelos con serpentín, que suelen tener disposición vertical ya sea simple o doble el intercambiador, o de doble envoltante utilizados preferentemente en equipo termosifón, con configuración horizontal.

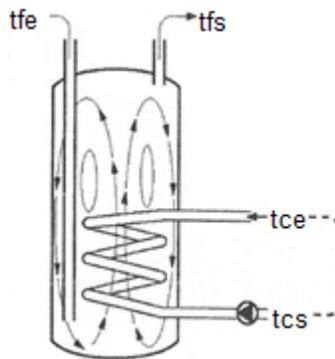


Figura 2.7 Inter-acumulador de simple serpentín.

Inter-acumulador de doble pared.

En los ínter-acumuladores con serpentín, este, al estar en contacto directo y permanente con todo el volumen de agua a calentar, posee unos valores de “convección libre” mucho mayores que en un intercambiador de doble pared, del tipo que aparece en la figura 2.8, donde la transmisión de calor, que se produce por el efecto comúnmente conocido como “baño María”. En este caso de los Inter-acumuladores de doble pared, al encontrarse la superficie de intercambio muy alejada del centro geométrico del acumulador, no se va a favorecer la “convección libre” del fluido.

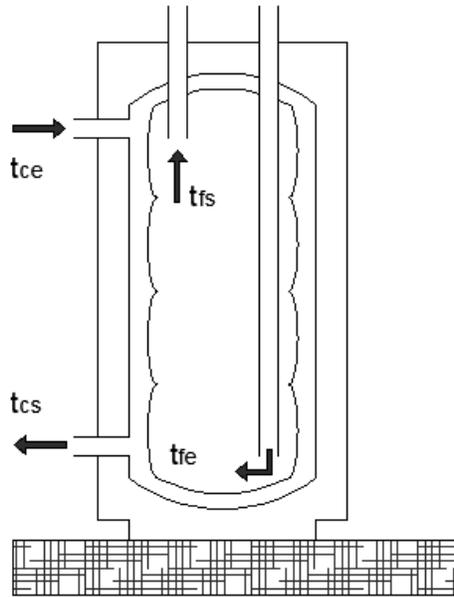


Figura 2.8 Inter-acumulador de doble pared.

Además, la estratificación interior de temperaturas en el inter-acumulador de doble pared es mucho mayor, con las consiguientes oscilaciones en la temperatura de salida de agua caliente, otra desventaja de los inter-acumuladores de doble pared que necesitan un contenido de agua en el circuito primario mucho mayor que en el caso de los inter-acumuladores con serpentín, siendo necesario una gran cantidad de energía para calentar y mantener caliente esa agua.

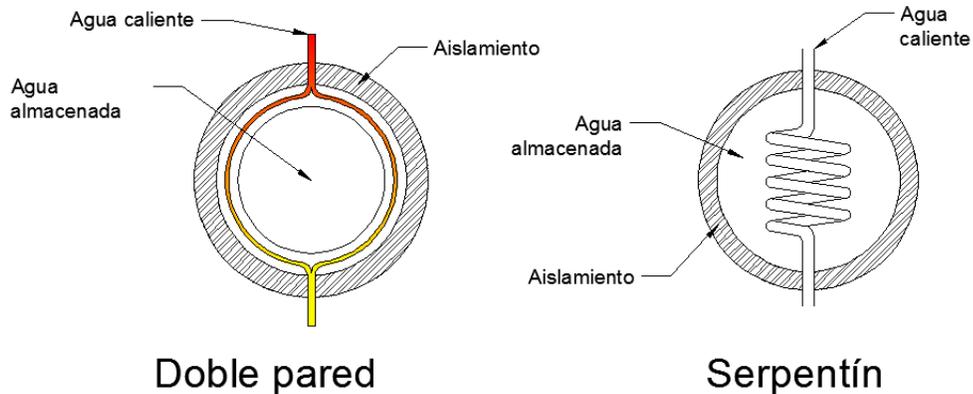


Figura 2.9 Disposición de equipos de doble pared y serpentín.

Por otra parte, desde el punto de vista de las dimensiones del aparato, el inter-acumulador de doble pared ocupa un 25% más de espacio que uno con serpentín, para la misma capacidad de acumulación, debido, a la gran cantidad de agua del circuito primario.

Inter-acumulador con doble intercambio.

Un inter-acumulador de doble intercambio cuenta en su interior con dos elementos de transmisión de calor. Normalmente se trata de dos serpentines, cada uno alimentado, desde el punto de vista energético, por dos fuentes de calor independientes.

Dado que los sistemas de producción con energía solar térmica no podrán ser nunca capaces de cubrir el 100% de la demanda del usuario cada día de l año, estos equipos resultan muy indicados para este tipo de aplicaciones.

Los equipos inter-acumuladores con doble intercambiador suelen ser acumuladores verticales con dos serpentines, en el que el primero es alimentado directamente por el fluido del sistema solar y el segundo por un fluido calentado en un equipo generador convencional de calor perteneciente al sistema de apoyo, típicamente un caldera.

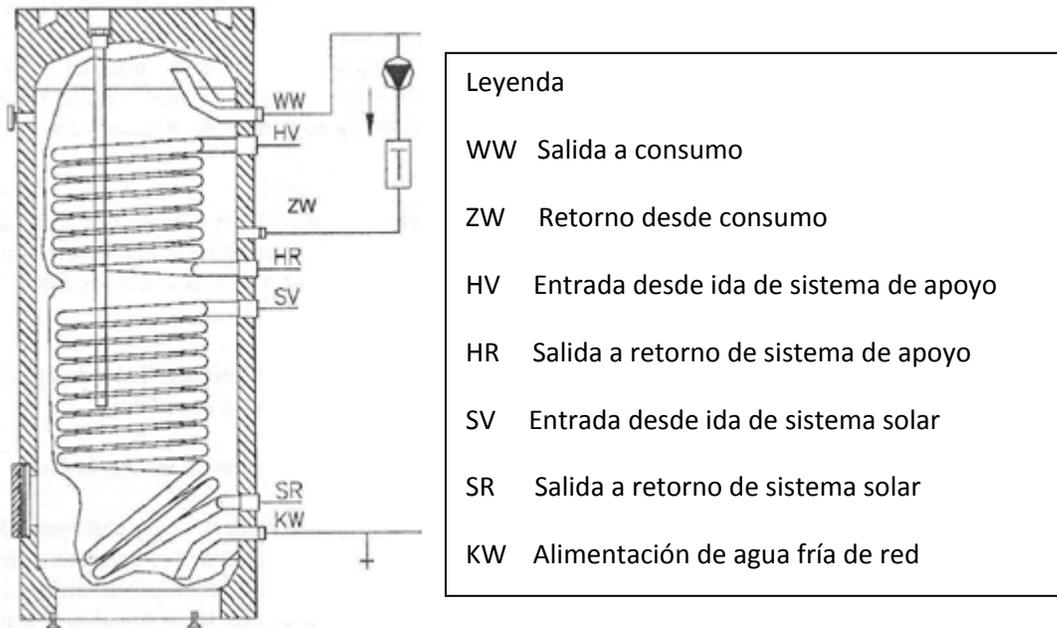


Figura 2.10 Intercambiador de doble serpentín.

Tipos de acumulador en función del material.

Existen en el mercado equipos contruidos con cobre aunque este material se ha comenzado a introducir de forma importante únicamente desde los 90 y, normalmente, su uso se destina a la realización de los serpentines.

Se considera en la práctica que, el empleo de cobre irá dirigido fundamentalmente a la fabricación de los elementos de intercambiador de calor de los inter-acumuladores, ya que esto implica una menor superficie en los mismos.

Acumuladores contruidos en acero con tratamiento vitrificado o esmaltado.

El esmaltado o tratamiento vitrificado del depósito consiste en un compuesto de vidrio que es aplicado en el interior del tanque. A nivel constructivo, se aplica en primer lugar una capa de níquel sobre el acero, para lograr una mayor adherencia de dicho compuesto de vidrio. A continuación se sumerge el equipo en una serie de cubas a temperatura controlada donde se consigue que valla absorbiendo la capa de esmaltado. Por último se somete al acumulador a una fase de horneado y posterior secado, que garantiza la correcta uniformidad del revestimiento sobre toda la superficie.

Acumuladores de acero inoxidable.

El acero más utilizado en los tanques para almacenamiento de agua caliente sanitaria es el acero inoxidable AISI 316, con una aleación de Cromo (17%), Níquel (12%) y Molibdeno (2%). Sin embargo, el proceso de fabricación también es muy importante, pues las temperaturas de soldadura pueden alterar la composición del material, por ello, esta se debe hacer en una atmosfera inerte.

El problema del acero inoxidable es el costo, comparado con acumuladores de otros materiales. Uno de los principales inconvenientes son los procesos de soldado que son bastante complicados, a fin de evitar alteraciones en el material.

Factores de funcionamiento de los sistemas de acumulación.

Existen una serie de factores de funcionamiento que influyen fuertemente sobre el comportamiento real del sistema de acumulación:

a) Ubicación y condiciones de montaje.

Se deberá ubicar siempre que sea posible lo más cerca posible del campo de colectores y de los puntos de consumo, así como dentro de un local interior aislado, para evitar pérdidas de calor y minimizar el coste del aislamiento del equipo.

b) Capacidad de estratificación.

La capacidad de estratificación se refiere a la capacidad de distribución vertical de temperatura de agua en función de su densidad, favoreciendo el rendimiento.

Se favorece la estratificación utilizando depósitos de acumulación verticales y evitando las mezclas en el interior durante el proceso de calentamiento.

c) Mezcla.

El proceso de mezcla, contrario a la estratificación, se debe a la alta velocidad del agua al entrar y/o salir del depósito de acumulación y siempre va a resultar perjudicial para las presentaciones de la instalación. Para evitar esto se incorpora elementos difusores que reduzcan la fuerza con la que entra el agua fría de la red al depósito de acumulación.

d) Circulación interior.

Es imprescindible presentar una especial atención en el diseño de las conexiones de entrada y salida del depósito de acumulación, para evitar la circulación del fluido por caminos preferentes que provocan calentamientos desiguales y mala estratificación.

e) Conexiones.

Para aprovechar lo más posible la energía captada y evitar la pérdida de la estratificación por temperatura en los depósitos, la situación de las tomas para las diferentes conexiones se mencionan a continuación:

Conexión de entrada de agua caliente procedente del intercambiador.

La conexión de agua fría del acumulador hacia el intercambiador o los captadores se realizarán por la parte inferior.

En el caso de varias aplicaciones dentro del mismo depósito se toma en cuenta los niveles térmicos de forma que la alineación con los retornos para aplicaciones que requieran un mayor nivel térmico

Equipar con una placa deflectora en la entrada de retorno de agua para evitar que la velocidad residual no destruya la estratificación en el acumulador.

f) Pérdidas de calor.

Se evitarán los puentes térmicos través de las conducciones hidráulicas y de los apoyos que utilicemos para ubicar el depósito de acumulación.

g) Corrosión.

La velocidad con la que se produce la corrosión se suele indicar por la pérdida de peso por unidad de superficie en la unidad de tiempo.

Especificaciones de los equipos de acumulación.

En general, puede considerarse que los depósitos de acumulación son del mismo tipo que los utilizados para producción de agua caliente sanitaria en sistemas convencionales, por lo tanto podrán emplearse acumuladores de las características y tratamientos:

- Acumuladores de acero vitrificado de volumen inferior a 1.000 litros.
- Acumuladores de acero con tratamientos epóxicos.
- Acumuladores de acero inoxidable.
- Acumuladores de cobre.
- Acumuladores no metálicos que soporten la temperatura máxima del circuito, cumplan las normas vigentes, que sean des tinadas para tal aplicación y es te autorizada su utilización por las compañías de suministro de agua potable.
- Acumuladores de acero negro (solo en circuitos cerrados, sin agua de consumo).

2.3 EL INTERCAMBIADOR DE CALOR

El intercambiador es un dispositivo de transferencia de calor entre dos fluidos, en los que no ocurre mezcla entre los fluidos de trabajo.

Este dispositivo será seleccionado de tal forma que resista la presión máxima de trabajo de la instalación, así mismo se debe tener en cuenta la afinidad química de los materiales del intercambiador con el fluido de trabajo.

Los factores principales a considerar en la selección de un intercambiador de calor son:

- La potencia térmica.
- La pérdida de carga.
- Factor de ensuciamiento.
- Efectividad (rendimiento térmico)

Los intercambiadores se pueden clasificar según su construcción y su operación:

Según su construcción:

- Carcasa y tubo.
- Plato.

Y según su operación:

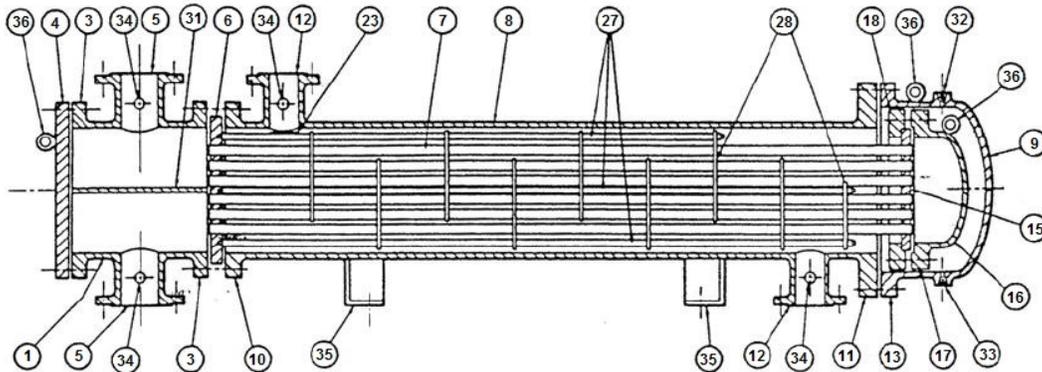
- Flujo paralelo. Ambos fluidos circulan en la misma dirección.

-Contraflujo. Los fluidos circulan en direcciones opuestas.

-Flujo cruzado. Los fluidos circulan en forma perpendicular entre ellos.

Existen equipos que combinan varias de estas características para ser más eficientes, así como accesorios que facilitan la instalación, mantenimiento, medición de parámetros como velocidad, temperatura y presión, dependiendo de las necesidades de cada aplicación. Existen más clasificaciones para estos equipos, sin embargo no requerimos adentrarnos en ellas pues para nuestra aplicación, entre más sencillo sea el equipo, más funcional y accesible será.

Por cuestiones de manufactura, se prefieren los intercambiadores de carcasa y tubo, y por eficiencia se elige el contraflujo. Equipos más complejos en construcción colocan desviadores de flujo a lo largo de la carcasa con el fin de aumentar la transferencia de calor aunque esto modifica la velocidad y presión del fluido.



- | | |
|---|---|
| 1.- Cabezal estacionario canal. | 19.- Anillo de cizalla dividida. |
| 2.- Cabezal estacionario casquete. | 20.- Brida de apoyo dividida. |
| 3.- Pestañan de c abezal e stacionario c anal o casquete. | 21.- Cubierta del cabezal flotador, exterior. |
| 4.- Cubierta de canal. | 22.- Faldón de l ámina d e cierre t ubular de l flotador. |
| 5.- Tobera de canal estacionario. | 23.- Brida del prensaestopas. |
| 6.- Lamina estacionaria de tubo. | 24.- Empaque. |
| 7.- Tubos. | 25.- Anillo seguidor de empaque. |
| 8.- Casco. | 26.- Anillo de cierre hidráulico. |
| 9.- Cubierta del casco. | 27.- Bielas y esparcidores. |
| 10.- Brida d el c casco, e xtremo del cabezal estacionario. | 28.- Desviadores transversales o placas de apoyo. |
| 11.- Brida d el c casco, e xtremo del c abezal posterior. | 29.- Desviador de choque. |
| 12.- Tobera del casco. | 30.- Desviador longitudinal |
| 13.- Brida de la cubierta del casco. | 31.- Separación de paso. |
| 14.- Junta de expansión. | 32.- Conexión de ventila. |
| 15.- Lamina del cierre tubular del flotador | 33.- Conexión de drenaje. |
| 16.- Cubierta del cabezal flotante. | 34.- Conexión de instrumentos. |
| 17.- Brida del cabezal flotador. | 35.- Albardilla de soporte. |
| 18.- Dispositivo de apoyo del cabezal flotador. | 36.- Talón elevador. |

Figura 2.11 Intercambiador de calor de carcasa y tubos, con múltiples pasos con sus componentes.

Intercambiadores de calor usados en instalaciones solares térmicas para agua caliente

Existe una gran variedad de intercambiadores de calor, pero en dispositivos solares se utilizan principalmente aquellos diseñados para fluidos de trabajo Líquido-Líquido, entre los cuales encontramos:

- 1.- Intercambiadores envolventes o de capa.
- 2.- Intercambiadores de serpentín.
- 3.- Intercambiadores de tubos concéntricos.
- 4.- Intercambiadores de placas.

- Los intercambiadores envolventes o de capa son dispositivos que se encuentran dentro de los depósitos de acumulación, principalmente usados en instalaciones solares de agua caliente sanitaria (ACS). El dispositivo consiste en una capa termo-conductora que separa el fluido del depósito principal de un segundo fluido con el que se pretende realizar un intercambio de calor.

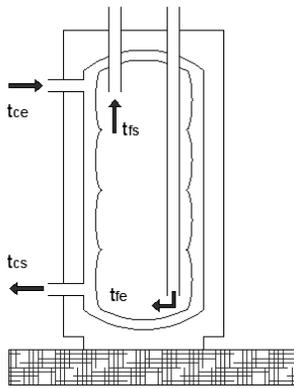


Figura 2.12 Esquema representativo de un acumulador con intercambiador de placas.

- Los intercambiadores de serpentín al igual que los intercambiadores envolventes o de capa, se encuentran al interior de otro dispositivo, en nuestro caso, dentro del sistema de acumulación. Este tipo de intercambiadores están formados por un tubo curvado en forma de espiral, de serpentín, o por una serie de tubos en "U".

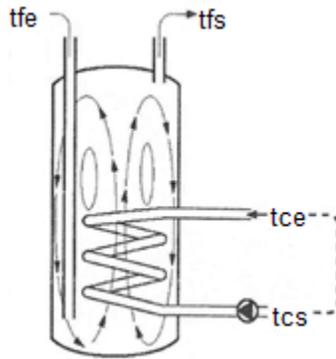


Figura 2.13 Esquema representativo de un acumulador con intercambiador de serpentín.

- Los intercambiadores de tubos concéntricos, a diferencia de los dos anteriores, se encuentra como un dispositivo aparte por estar fuera del acumulador. El flujo de los líquidos dentro de los tubos ha de ser contracorriente a fin de lograr una mejor eficiencia en la transferencia de calor.

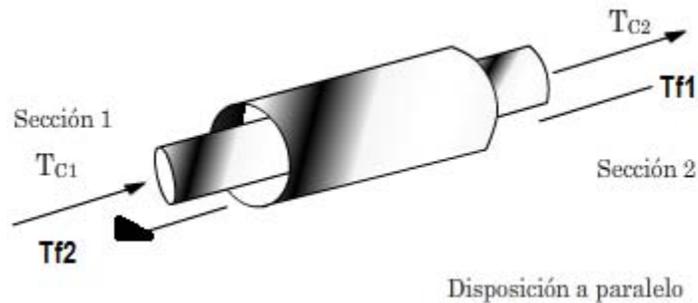


Figura 2.14 Esquema representativo de un intercambiador de tubos concéntricos con flujo a contracorriente.

- Los intercambiadores de placas, igualmente son dispositivos de transferencia de calor externos, tienen la ventaja debido a su forma, de ser más eficientes en la transmisión de calor, sin embargo, las pérdidas de presión son mayores.

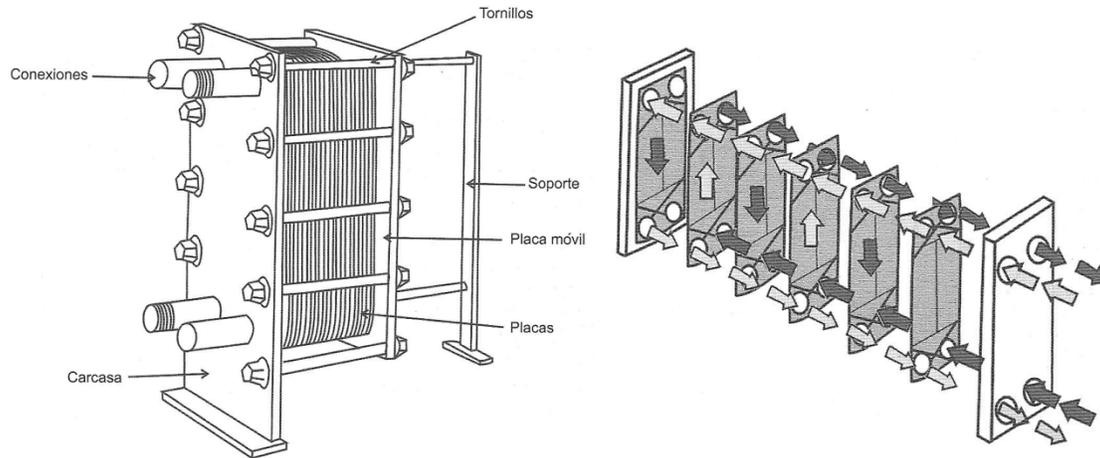


Figura 2.15 esquema representativo de un intercambiador de placas.

2.4 EL GENERADOR.

Equipo constituido por un haz de tubos en el que se calienta la solución líquida de la mezcla Bromuro de Litio-agua, procedente del absorbedor, con el fin de llevar al punto de ebullición. Al llegar al punto de ebullición, el vapor de agua se separa de la solución, quedando la mezcla con una mayor concentración de sal de Bromuro de Litio.

El calor del generador se puede obtener mediante dos formas:

- Mediante un quemador de llama directa usando fuentes de energía convencionales
- Mediante un intercambiador de calor (con vapor o agua caliente)

2.5 EL ABSORBEDOR.

En el absorbedor llega la solución de Bromuro de Litio concentrada proveniente del generador así como vapor de agua proveniente del evaporador. En este equipo, la solución de bromuro de litio absorbe el vapor de agua, este proceso genera calor, el cual debe ser eliminado del sistema.

La forma de eliminar el calor del proceso se realiza mediante la circulación de agua de refrigeración a través de tubos de cobre dentro del mismo absorbedor, comúnmente esa agua de refrigeración es conducida a una torre de enfriamiento evaporativa. En un ciclo amoníaco-agua esa refrigeración se haría con un radiador equipado con ventiladores.

Por último, la solución concentrada de bromuro de litio es enviada al generador mediante el uso de una bomba.

CAPÍTULO 3

SISTEMAS DE ENFRÍAMIENTO POR ABSORCIÓN.

Se podría señalar que las máquinas frigoríficas de absorción se integran dentro del mismo grupo de producción de frío que las convencionales de compresión, ya que la refrigeración se consigue mediante la evaporación de un líquido a baja presión. Por lo que respecta a las máquinas de absorción, las funciones del compresor son realizadas por diferentes dispositivos.

Los sistemas de enfriamiento por absorción, que en ciertos casos particulares resultan muy ventajosos, no son tan populares como el sistema convencional de compresión. Sin embargo, en la actualidad se fabrican aparatos de absorción de grandes capacidades, que se usan generalmente en aire acondicionado.

El principio de la refrigeración por absorción se basa, por lo general, en aprovechar la propiedad que puede tener una sustancia para absorber otra; por ejemplo, el agua tiene gran afinidad con el amoníaco y al absorberlo lo evapora y ese calor latente necesario para la evaporación o toma del calor sensible del espacio por refrigerar, con el consiguiente abatimiento de temperatura; de la misma manera, el bromuro de litio al absorber el agua produce el mismo efecto y reduce la temperatura.

El absorbedor ocupa una parte de la misma cámara de evaporación, con la que es tá directamente comunicado. A él llega la solución de absorbente concentrada procedente del generador.

El funcionamiento de la máquina de absorción es tá basado en un conocido fenómeno físico, según el cual la tensión de vapor de una sustancia puede ser disminuida añadiendo una segunda sustancia que forma con la primera una solución.

Al aumentar la cantidad de absorbente añadido, se incrementa este efecto.

La solución absorberá, pues, los vapores de refrigeración que provienen del evaporador y en este continuarán, por lo tanto, la ebullición, con lo que se obtendrá el efecto frigorífico deseado.

En las máquinas de $\text{BrLi-H}_2\text{O}$ el refrigerante es agua y la absorción es efectuada por una solución de agua y bromuro de litio.

El punto de ebullición de la sal que a la temperatura ambiente se encuentra en estado sólido es tan elevado que hace que se comporte como una sustancia no volátil.

Una característica del sistema de absorción es que se requiere muy poco trabajo mecánico o ninguno para hacer la unidad. En vez de la gran cantidad de energía mecánica consumida por el compresor de un sistema de compresión de vapor. El costo principal de funcionamiento es el costo de la energía térmica consumida en el generador.

3.1 CLASIFICACIÓN DE LOS SISTEMAS EN BASE AL NÚMERO DE ETAPAS.

Los Sistemas de refrigeración por absorción se pueden clasificar, en función del número de etapas que tienen lugar en el generador de calor.

- Sistema de simple efecto: una etapa.
- Sistema de doble efecto: de dos etapas.
- Sistema de triple efecto: tres etapas.

Sistema de absorción de simple efecto.

Un sistema de refrigeración por absorción de simple efecto es más simple y común usado en estos sistemas. Hay dos configuraciones dependiendo si los tipos de fluidos de trabajo son más volátiles. La figura (3.1) muestra un sistema de simple efecto usando absorbente no volátil como el LiBr/H₂O. Se suministra calor al generador para evaporar el refrigerante, en el condensador y absorbedor el calor es rechazado a los alrededores y en el evaporador se extrae calor del espacio a enfriar. El intercambiador de calor llamado comúnmente economizador permite que la solución del absorbente sea calentada en vez de entrar al generador utilizando el calor de la solución caliente que sale del generador.

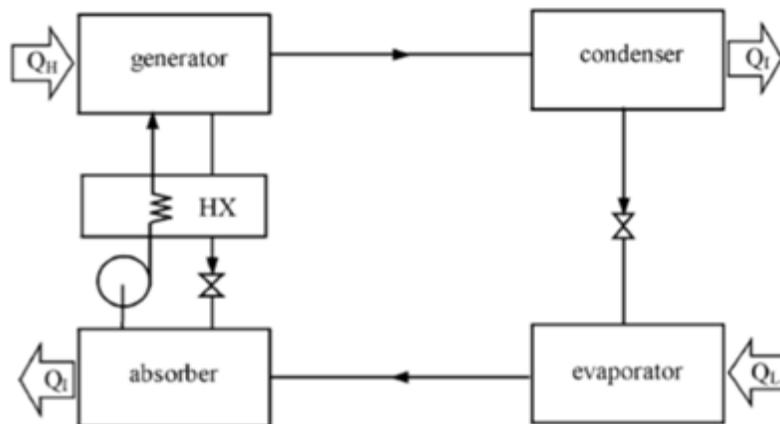


Figura 3.1 Sistema de absorción de simple efecto.

Cuando el absorbente es volátil como en el H₂O /NH₃, el sistema requiere de un componente extra llamado rectificador, el cual purifica el refrigerante antes de entrar al condensador. Sin el rectificador el agua se condensa y se acumula dentro del evaporador causando que el rendimiento del sistema baje debido a que el refrigerante ya no es puro en esta sección.

Sistema de doble efecto: de dos etapas.

El objeto principal de los ciclos de efecto alto es incrementar el rendimiento del sistema cuando una fuente de calor a temperatura es disponible. Por el término de multi-efecto se entiende que el ciclo debe ser configurado de tal manera que el calor rechazado de un estado de temperatura alta es usado como la entrada de calor de un estado de temperatura baja para generación de adicional efecto de enfriamiento en el estado de baja temperatura.

Un sistema de absorción de doble efecto es considerado como una combinación de dos sistemas de absorción de simple efecto. Para una unidad de entrada de calor de una fuente externa, el efecto de enfriamiento producido de un refrigerante generado del generador del primer efecto es $1 \times \text{COP}_{\text{simple}}$. Para cualquier sistema de simple efecto, puede asumirse que el calor rechazado del condensador es aproximadamente igual a la capacidad de enfriamiento obtenido. Por lo que el calor suministrado igual a la capacidad de enfriamiento obtenido. El calor suministrado al segundo generador es $1 \times \text{COP}_{\text{simple}}$. El efecto de enfriamiento producido por el generador de segundo efecto es $(1 \times \text{COP}_{\text{simple}}) \times \text{COP}_{\text{simple}}$; por lo tanto el COP de un sistema de absorción de doble efecto es $\text{COP}_{\text{simple}} = \text{COP}_{\text{simple}} + (\text{COP}_{\text{simple}})^2$.

Entonces de acuerdo al análisis un sistema de doble efecto tiene un COP de 0.96 cuando el correspondiente sistema de simple efecto tiene un COP de 0.6. La figura (3.2) muestra un sistema de absorción de doble efecto usando $\text{H}_2\text{O}/\text{NH}_3$, análogamente en la figura se muestra un sistema de triple efecto y con este esquema se entiende cómo quedarían conformados sistemas de efectos mayores.

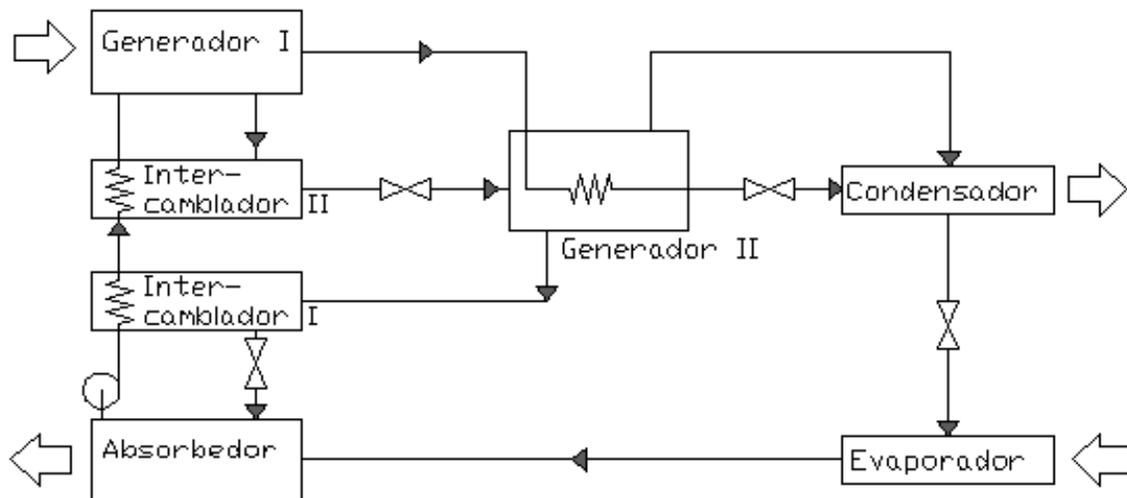


Figura 3.2 Ciclo de absorción de doble efecto $\text{H}_2\text{O}/\text{LiBr}$.

Sistema de triple efecto: tres etapas.

Un ciclo de triple efecto opera a cuatro niveles de presión. El calor de condensación del estado de alta presión es usado para la separación del refrigerante en el estado de baja presión.

Cabe mencionar que el aumento en el COP no es directamente proporcional al número de efecto. Cuando el número de efectos incrementa, el COP de cada efecto no será mayor que para un sistema de simple efecto. Además que un alto número de efectos conduce a un sistema más complejos; por lo que el ciclo de doble efecto es el único disponible, comercialmente.

3.2 CLASIFICACIÓN DE LOS SISTEMAS EN BASE A LA SOLUCIÓN REFRIGERANTE.

Los sistemas de refrigeración por absorción también pueden clasificarse en función de las sustancias empleadas. Agua-amoniaco.

- Amoniaco-Nitrato de Litio.
- Sistema de absorción Amoniaco-Agua-Hidrogeno.
- Sistema de absorción Amoniaco-Tiocionato de Sodio.
- Agua-Bromuro de Litio.

Sistema de absorción amoniaco-agua.

Amoniaco (NH_3)-**Agua** (H_2O) en el cual el refrigerante es el amoniaco y el absorbente es el agua. Se caracteriza por no dañar en el ambiente y puede trabajar a temperaturas de menos 60°C , sus propiedades de transferencia de calor y masas de calor son aptas para la aplicación frigorífica y su costo es muy bajo. Los sistemas amoniaco-agua son muy usados en refrigeradores domésticos y en sistemas comerciales e industriales donde la temperatura en el evaporador se mantiene cerca o baja de 32°F . La combinación amoniaco-agua es excepcionalmente buena satisface algunos de los criterios más importantes pero tiene algunas pequeñas fallas. La absorbente agua tiene una gran afinidad por el vapor amoniaco y los dos son mutuamente solubles en un rango muy amplio de condiciones de operación. Ambos fluidos son altamente estables y son compatibles con casi todos los materiales que se encuentran en los sistemas de refrigeración. Una excepción notable es con el cobre y sus aleaciones, los cuales como ya antes se mencionó, no son adecuadas para usarse con los sistemas de amoniaco. El refrigerante amoniaco tiene un calor latente de valor alto, pero es ligeramente toxico, lo cual limita su uso en aplicaciones de aire acondicionado y las presiones de operación son relativamente altas.

Probablemente la principal desventaja del sistema amoniaco-agua es el hecho de que el absorbente (agua) es razonablemente volátil, de modo que si el vapor refrigerante volátil,

(amoníaco) al salir del generador por lo general contiene cantidades apreciables de vapor de agua, las cuales al pasar a través del condensador hacia el evaporador y reducir el efecto refrigerante por tener refrigerante no vaporizado en el evaporador.

Por esta razón, la eficiencia del sistema amoníaco-agua puede mejorarse usando un analizador y un rectificador cuya función es la de eliminar el vapor de agua a la salida del generador antes que llegue al condensador. Como los vapores de amoníaco y agua viniendo del generador, suben pasando a través del analizador, estos son enfriados y el vapor de agua que tiene la temperatura de saturación mayor, se condensa y drena regresándose al generador, mientras que el vapor de amoníaco continúa subiendo y sale por la parte superior del analizador. Después el vapor de amoníaco pasa por el rectificador o condensador de reflujo, donde el resto del vapor de agua y una cantidad pequeña de vapor de amoníaco, se condensa y drena, regresándose a través del analizador en la forma de solución de reflujo débil, siendo este último necesario para que el analizador funcione adecuadamente. El enfriamiento en el condensador de reflujo por lo general se efectúa con una parte de agua del condensador y es totalmente limitado a fin de controlar la cantidad de líquido de reflujo que pasa por el analizador.

El esquema de la siguiente figura (3.3) muestra un equipo de refrigeración por absorción, que usa amoníaco y solución agua-amoníaco. En el absorbedor se suministran una solución de amoníaco no saturada, que absorbe el amoníaco del evaporador hasta que la solución se satura. Este proceso se lleva a cabo a la presión del evaporador. Durante la absorción se genera calor, que a su vez se disipa en el agua de enfriamiento.

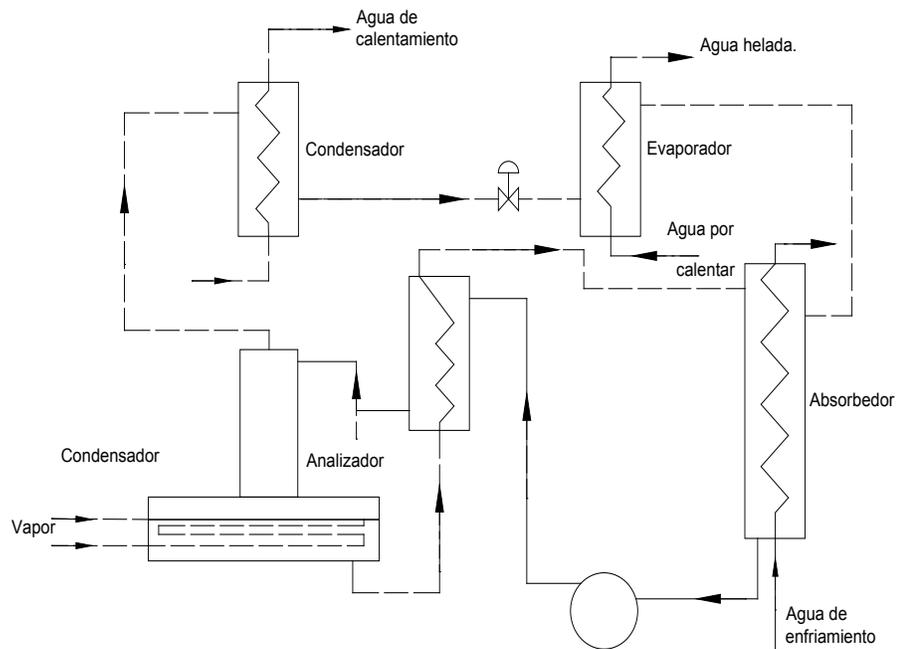


Figura 3.3 Equipo de refrigeración por absorción amoníaco-agua.

El agua saturada se bombea a través de un cambiador de calor al generador, que opera a la presión del condensador. Se suministra calor al generador y el amoníaco se evapora y se separa de la mezcla, hasta que el agua queda a la presión y temperatura de saturación.

El vapor de amoníaco pasa del generador al condensador donde se condensa, y ya en forma líquida pasa al evaporador a través de la válvula de expansión.

El agua del generador (agua caliente) pasa al cambiador de calor, donde se enfría, y al absorbedor de nuevo el amoníaco del evaporador.

La energía suministrada consiste en la energía cedida por la pequeña bomba de solución pesada y por la energía calorífica necesaria para hacer hervir y evaporarse al amoníaco en el generador.

- En el sistema por absorción hay los siguientes sistemas.
- Amoníaco del generador hasta el absorbedor
- Solución saturada (pesada) de agua-amoníaco del absorbedor al generador.
- Solución ligera (Agua) del generador al absorbedor.
- Vapor y condensado.
- Agua de enfriamiento.

El vapor que se desprende del generador (vapor de amoníaco) va acompañado, por lo general, de vapor de agua, que al enfriarse un poco se condensa y se separa. El analizador tiene esta función, haciendo que el calor este en contacto con el agua fría y se condense.

Amoníaco (NH₃)-Nitrato de Litio (LiNO₃) en donde el refrigerante es el amoníaco y absorbente el nitrato de litio. El refrigerante tiene una alta capacidad calorífica, no se requiere rectificación, no es dañino al ambiente, y es posible alcanzar temperaturas más bajas que con el amoníaco-agua. Sin embargo no posee buenas capacidades de transferencia de calor y masa, puede llegar a cristalizarse a bajas concentraciones, es corrosiva al estar en contacto con el aire y el costo de LiNO₃ es relativamente alto.

Sistema de absorción amoníaco-agua-hidrogeno.

Esta tecnología es descendiente de las patentadas por los Suecos Platen y Munters en 1921. Desde aquel los primeros modelos siempre se han encontrado en el mercado refrigeradores domésticos basados en esta tecnología. Estos sistemas tienen su mercado pues no necesitan ninguna corriente eléctrica para funcionar.

Sistema de absorción amoníaco-tiocionato de sodio.

El sistema de amoníaco agua tiene la desventaja de que parte del agua se evapora junto con el amoníaco y cada cierto tiempo de debe volver a introducir el agua en el recipiente grande que contiene la solución amoníaco-agua. Es deseable eliminar el agua lo que puede conseguirse utilizando soluciones concentradas de sales de amoníaco líquido. La presión de vapor del amoníaco líquido se puede reducir a temperatura ambiente; de diez atmosferas a una atmosfera, y las sales tienen presiones de vapor despreciables incluso a altas temperaturas.

Las sales de amoníaco son muy solubles pero en disolución son muy corrosivas para los depósitos de hierro aunque se pueden utilizar recipientes de aluminio. El tiocionato de sodio es la mejor sal para ser disuelta en amoníaco para la refrigeración y enfriamiento solares. Estas soluciones muestran propiedades termodinámicas convenientes con altas solubilidades baja presiones de vapor y grandes calores de vaporización. Son baratas químicamente estables e inertes y se puede utilizar en recipientes de acero. Tienen grandes conductividades calóricas y bajas viscosidades.

Bromuro de litio-agua.

Los sistemas Bromuro de Litio-Agua se usan extensamente en aire acondicionado y en otras aplicaciones de temperatura a alta pero con agua como refrigerante, estos no son apropiados en aplicaciones donde la temperatura del evaporador sea menor a 32°F.

El bromuro de litio, cuando no está en solución es una sal higroscópica y su salmuera tiene gran afinidad con el vapor de agua. Sin embargo, una desventaja de la combinación de agua-bromuro de litio es que el absorbente no es completamente soluble en el agua bajo todas las posibles condiciones que ocurren en el sistema y deben tomarse precauciones especiales en el diseño y operación de estos sistemas para evitar las condiciones que provocan la precipitación y cristalización del absorbente.

Una de las principales ventajas del sistema Bromuro de Litio-Agua, es que el absorbente no es volátil de tal manera que no se tiene mezcla de absorbente con el refrigerante (agua) al salir del generador por lo tanto no se necesita tener analizador ni rectificador.

Debido a que el agua es refrigerante las presiones de operación son muy bajas, pudiendo ser menores a la atmosférica. Por ejemplo, suponiendo una temperatura en el operador de 40°F, las presiones en el evaporador y en el condensador son de 0.248 pig Hg absoluta y 1.93 pig de Hg absolutas, respectivamente. Con este pequeño diferencia de presión entre los lados de alta y baja presión ordinariamente no se necesita tener válvulas reductoras de presión entre los lados de alta y baja presión, debido a que las pérdidas de presión a través de las tuberías de conexión y en las toberas por lo general proporcionan el diferencial de presión necesario.

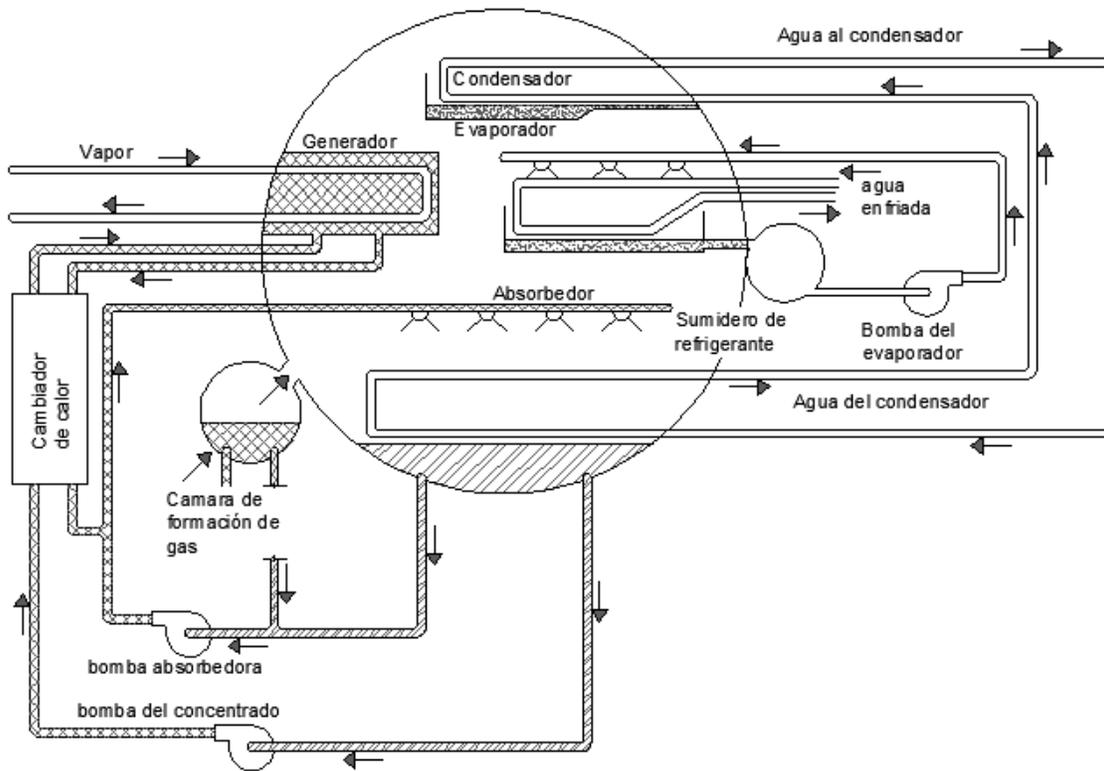


Figura 3.4 Sistema de absorción agua litio bromo

Este sistema es similar al sistema por compresión. Los dos se enfrían por evaporación de líquido refrigerante solo que en el sistema bromo-litio se usa agua como refrigerante por lo cual solo se utiliza cuando no se requieren temperaturas menores a 32°F.

Como absorbedor se usa el bromuro de litio. La presión de evaporación de una solución acuosa de bromuro de litio es muy baja y si el agua y dicha solución se colocan juntas en un sistema cerrado lógicamente el agua se evapora.

El esquema de la figura (3.5) muestra los elementos de un sistema por absorción de bromuro de litio, desarrollado por la Carrier Corp.

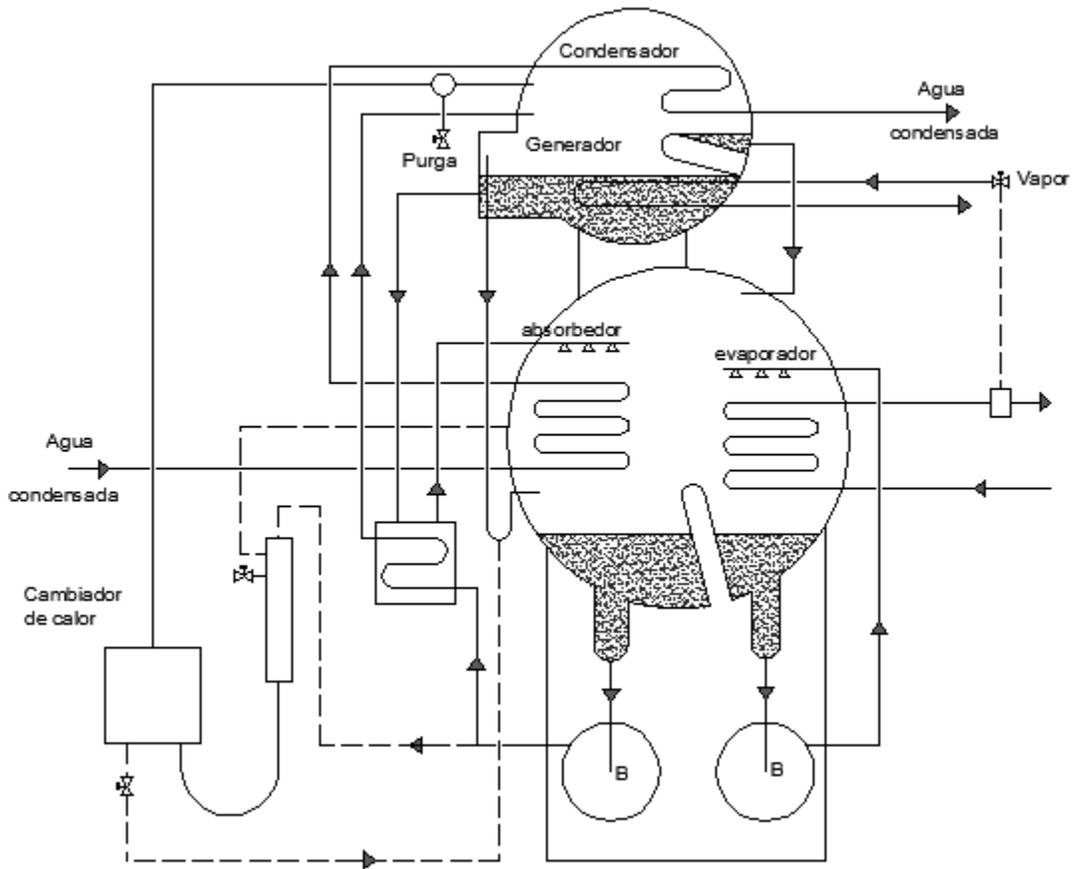


Figura 3.5 Equipo de refrigeración por absorción.

- A. Considérense dos recipientes cerrados en uno hay una absorbente, como bromuro de litio y en el otro agua. A si como la sal absorbe la humedad del ambiente, el bromuro de litio tiene gran afinidad con el agua y la absorbe del evaporador, el calor latente de evaporación lo toma del calor sensible del agua que queda en el recipiente y la enfría, produciéndose un efecto de refrigeración. Para utilizar este efecto, se usa un serpentín con el que se enfría el líquido que finalmente se requiere enfriar.
- B. En un ciclo real la sustancia absorbente va perdiendo su capacidad para absorber conforme la solución se va debilitando. Para mantener la concentración de la solución en un punto adecuado, se bombea un generador en donde se evapora el exceso de humedad, y la solución absorbente se retorna al propio absorbedor.
- C. El vapor una vez separado de la solución se condensa y se regresa al evaporador.

Se usa un cambiador de calor para precalentar la solución que sale del absorbedor. El sistema de agua de enfriamiento es para condensar el vapor de agua y la solución de bromuro de litio en absorbedor.

Estas máquinas están constituidas por los elementos anteriormente descritos y dispuestas de modo que forman un conjunto de dos cuerpos o de un solo cuerpo.

El agua actúa como refrigerante mientras que el bromuro de litio es el agente absorbente.

- El empleo de esta disolución está limitado.
- A temperaturas de evaporación positivas. Por la formación de cristales en la disolución para concentraciones comprendidas entre el 65% y 70% de bromuro de litio y temperaturas de 48° C a 105° C. Por lo que ningún componente de la máquina puede trabajar en esta zona, por el riesgo de obstrucción de los circuitos.

Otro de los inconvenientes de estas disoluciones, es su carácter altamente corrosivo en presencia de oxígeno por lo que es necesario utilizar inhibidores de corrosión.

El absorbedor y condensados operan a una presión entorno 1/10 de la atmosférica mientras el evaporador y absorbedor trabajan a 1/100 de la presión ambiente, condiciones en las que la evaporación del agua en el evaporador tiene lugar a unos 5° C por lo que este ciclo se adapta bien a aplicaciones no industriales esencialmente en la obtención de agua enfriada para climatización, con CEE en el rango 0.7 (para aumentarlo a de recurrirse a sistemas de doble o triple efecto, en cuyo caso alcanza valores próximos a 1 y 1.6 respectivamente).

Es corriente recurrir al rociado de los serpentines, en evaporador y absorbedor (mediante bombeo a través de difusores) para mejorar la capacidad.

Los dispositivos de expansión suelen ser simple orificios calibrados.

El control del sistema se efectúa empleando como variable la temperatura de entrada del medio condensante, ya que esta resulta crítica para garantizar las prestaciones.

3.3 LA TECNOLOGÍA BROMURO DE LITIO-AGUA.

Introducción.

Esta tecnología es la más apropiada y comercial para el funcionamiento con energía solar por requerir temperaturas de regenerador menos altas. El ciclo más básico, de efecto simple se muestra a continuación.

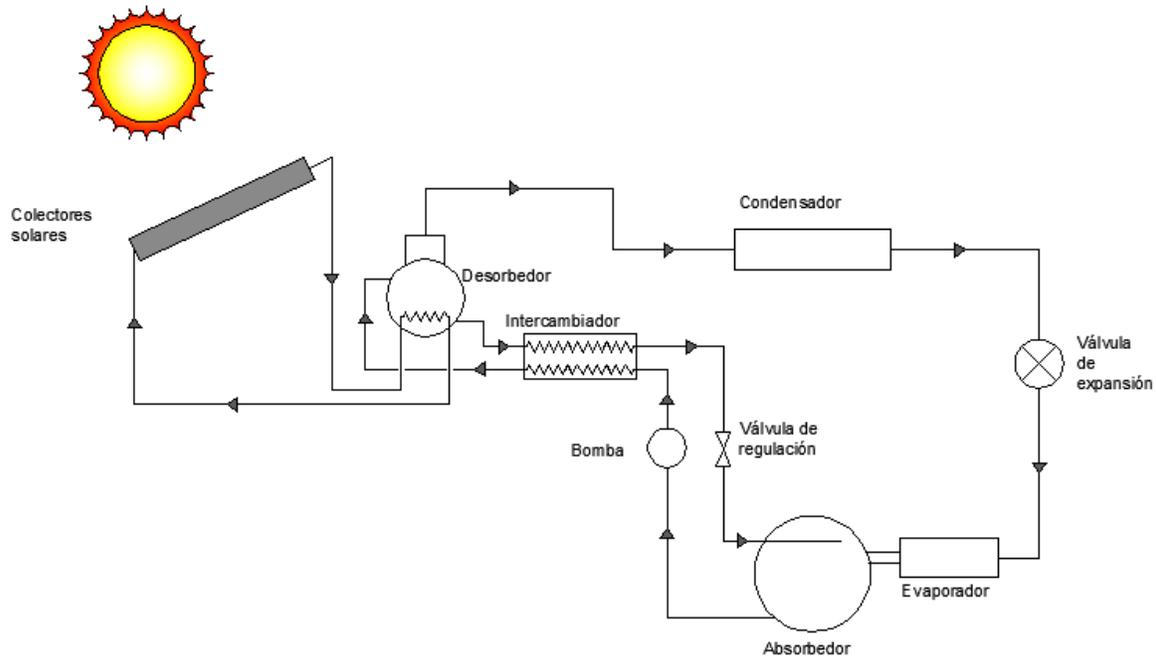


Figura 3.6 Ciclo básico de un sistema de absorción por bromuro de litio-agua

El circuito de la solución se realiza entre el generador (desorbedor) y el absorbedor. El líquido es bombeado desde las bajas presiones en el absorbedor hasta las altas presiones en el desorbedor. Las posiciones de los componentes indican la temperatura relativa, la presión y la fracción de masa. Por lo tanto, en primera aproximación, se puede considerar que toda la máquina se encuentra entre dos niveles de presión. La realidad es que existen pérdidas de presión debidas al flujo a través de los diversos componentes y los cambios de altura. En la aproximación más sencilla se considera la máquina como un dispositivo de dos presiones en el que sólo ocurren cambios importantes de presión en las válvulas de restricción y en la bomba.

La solución líquida se bombea al desorbedor donde se le suministra energía mediante fuentes exteriores como energía solar térmica. La temperatura requerida es impuesta por las propiedades del fluido de trabajo y la operación de los componentes de la máquina. El calor suministrado a la solución provoca la ebullición y evaporación del

componente más volátil, en este caso el agua, que realiza las funciones de refrigerante. La sal de bromuro de litio es esencialmente no volátil y la volatilidad es infinita a efectos prácticos. La tendencia a escapar de las moléculas de bromuro de litio es tan pequeña bajo las condiciones encontradas en el desorbedor que se considera que el vapor generado es prácticamente agua pura.

El proceso en el desorbedor es una evaporación parcial. El vapor generado en el desorbedor fluye al condensador, la solución líquida remanente sale del desorbedor y retorna al absorbedor, naturalmente esta solución es más concentrada en sal que la que sale del absorbedor. La solución concentrada de retorno al absorbedor pasa por un intercambiador de calor y cede energía a la solución que saliendo del absorbedor se dirige hacia el desorbedor. Este intercambio ocurre entre dos flujos de líquido e implica únicamente transferencia de calor sensible. El objetivo de este intercambiador interno de energía es reducir las necesidades de energía externa utilizando energía obtenible en la propia máquina, que de otra manera sería desechada. El intercambiador de calor en el circuito de la solución es un componente clave del sistema, por lo que tiene un importante impacto en el diseño de las máquinas de absorción.

La cesión de energía de la solución que retorna al absorbedor hace que llegue a la válvula de expansión subenfriada. El paso a través de la restricción hace que parte del líquido se evapore. El flujo de dos fases entra en el absorbedor donde la solución concentrada entra en contacto con el vapor procedente del evaporador. El proceso de absorción sucede si el absorbedor es enfriado por un sumidero externo, como una torre de refrigeración. Mientras el vapor es absorbido la fracción de masa del líquido se reduce a los niveles que se encuentran en la entrada del desorbedor.

El ciclo del refrigerante de una máquina de absorción tiene idéntica función que el correspondiente en una máquina de compresión de vapor. El vapor fluye del desorbedor al condensador donde es licuado cediendo energía a una fuente. En la instalación típica, absorbedor y condensador ceden energía a la misma fuente. El líquido subenfriado que deja el condensador circula por la válvula de laminación descendiendo su presión. Debido al elevado calor latente del agua, la calidad del vapor que se genera en el proceso es relativamente baja comparada con los refrigerantes comunes utilizados en los sistemas de compresión de vapor. El refrigerante ahorra básicamente e incorpora al evaporador. La evaporación tiene lugar acompañada por la transferencia de energía del ambiente del evaporador por lo que todo el refrigerante fluye al absorbedor en forma de vapor.

Requerimientos de las máquinas de agua-bromuro de litio.

La energía solar.

El sol es una fuente inagotable de energía debido a las reacciones nucleares. La energía irradiada por el Sol procede de la fusión de átomos de deuterio para dar átomos de helio. El sol irradia en un segundo más energía que la consumida por la humanidad en toda su historia. Una parte de esta energía llega a la Tierra en forma de radiaciones electromagnéticas. La Tierra recibe en el exterior de su atmósfera una potencia total de $1.73 \times 10^{14} \text{ KW}$.

Irradiancia y constante solar.

La potencia de la radiación solar que se recibe en un instante determinado sobre un metro cuadrado de superficie se conoce como irradiancia solar (I_s) y se expresa en Wm^{-2} . Para una distancia media Tierra-Sol el valor de la irradiancia de un plano exterior a la atmósfera y perpendicular a los rayos del Sol se conoce como constante solar (S_s).

El valor determinado por la NASA indica que la constante solar es $1,353 \text{ Wm}^{-2} (\pm 1.6 \%)$. A la Tierra solo llega aproximadamente $1/3$ de la energía total interceptada por la atmósfera, y de ella el 70% llega al mar.

Aprovechamiento de la energía solar.

Energía solar pasiva (utilización directa).

Energía solar térmica pasiva utilizada mediante la incorporación de acristalamientos y otros elementos arquitectónicos con elevada masa y capacidad de absorción térmica.

La utilización cada vez más intensa de energía en los edificios conduce a un deterioro del medio ambiente y a una dependencia cada vez mayor de los países suministradores de fuentes de energía. En respuesta a ello, en la década de los 70's aparecieron en Estados Unidos los primeros edificios solares pasivos de nuestra época, iniciándose un proceso de transformación en el modo de entender la arquitectura y las edificaciones y su relación con el medio ambiente que, en la actualidad, va ganando adeptos día a día.

Se entiende por arquitectura solar pasiva o bioclimática a un tipo de arquitectura que persigue controlar y optimizar el comportamiento energético de las edificaciones, y reducir con ello, su impacto ambiental, a partir de unos criterios de diseño basados en la obtención del máximo partido de los elementos constructivos y funcionales propios del edificio, teniendo en consideración y aprovechando al máximo las características climáticas del emplazamiento donde se ubica.

Calefacción y refrigeración solar pasiva.

El objetivo de los sistemas de calefacción solar pasiva consiste en capturar el calor del Sol en los componentes del edificio y liberarlo en los periodos en los que el Sol está ausente. Además, mientras se realiza la absorción, el calor solar está también disponible para mantener el edificio térmicamente confortable (cálido pero no sobrecalentado).

Los sistemas de calentamiento solar pasivo pueden agruparse dentro de tres categorías, en función del modo en que se realiza la captación y almacenamiento de la radiación solar, las cuales son los sistemas de ganancia directa, sistemas de ganancia indirecta y sistemas de ganancia aislada.

Los sistemas de ganancia directa utilizan el habitáculo de colector solar, de absorbedor de calor y de sistema de distribución, permiten aprovechar entre un 60 y un 75% de la energía solar que incide sobre los acristalamientos. La mayoría de los sistemas de ganancia directa se realizan a base de ventanas, claraboyas y lucernarios.

Los sistemas de ganancia indirecta o de almacenamiento directo almacenan la energía entre el sol y el habitáculo, la masa térmica recibe la radiación solar, la absorbe y almacena y, posteriormente, la cede al resto del edificio. Estos sistemas permiten aprovechar entre un 30 y un 45% de la energía solar que incide sobre los acristalamientos.

Por último, los sistemas de ganancia aislada, sistemas semidirectos o sistemas independientes (tales como invernaderos, lechos de rocas) captan la energía en un espacio que está térmicamente aislado del edificio o se encuentran separados de este. De la energía que incide sobre la superficie de captación, se aprovecha entre un 15 y un 30%.

Sistemas de refrigeración pasiva.

Los sistemas pasivos de refrigeración se apoyan en cuatro principios: reducción al máximo de la entrada de calor procedente del exterior; minimización de las aportaciones internas de calor, debidas a ocupantes y a los equipamientos; evacuación del calor excedente del edificio y refrigeración de los locales.

Entre las técnicas empleadas para refrescar el ambiente interior de las construcciones destacan la refrigeración evaporativa, los sistemas de enfriamiento nocturno y los sistemas de intercambio térmico con el terreno.

La refrigeración evaporativa consiste en hacer circular una corriente de aire en contacto con una masa de agua, de modo que la evaporación del agua produce una disminución de las temperaturas de ambos. La temperatura menor que puede alcanzarse por este procedimiento es igual a la temperatura de bulbo húmedo del aire, que varía en función de la humedad relativa del aire: cuanto menor sea esta, menor será la primera. Esta técnica

puede materializarse en forma de estanques y fuentes interiores y en patios, cubiertas inundadas, aspersión de agua en las cubiertas, etc.

Los sistemas de enfriamiento nocturno aprovechan, por un lado el enfriamiento por radiación nocturna (originada por la radiación térmica de las superficies del edificio hacia el exterior) y, por otro, la menor temperatura del aire nocturno (ventilación inducida nocturna), o la combinación de ambos.

Por último, los sistemas de intercambio térmico con el terreno o intercambiadores geotérmicos, que pueden utilizarse tanto para refrigerar como para calentar según la época del año que se trate, utilizan el terreno como fuente o sumidero de calor. Para ello, se hace circular aire por el interior de un conducto enterrado en el terreno una longitud suficiente para que se produzca un enfriamiento o un calentamiento de aire, según convenga, motivado por la diferencia de temperaturas existente entre el aire y el terreno (el cual se mantiene bastante uniforme a lo largo del año, e inferior a la temperatura del aire en verano y superior en invierno, especialmente a varios metros de profundidad).

Energía solar activa.

Energía solar fotovoltaica (transformación en electricidad)

Es la transformación de la radiación solar en electricidad mediante el uso de células fotovoltaicas integrantes de métodos solares.

En el presente trabajo no se analizara nada relacionado al tema.

Energía solar térmica.

La energía solar térmica se consigue mediante la instalación de elementos materiales para la captación y acumulación de la radiación solar. Permite una gran cantidad de usos como la obtención de agua caliente sanitaria (ACS), climatización de piscinas, apoyo a sistemas de calefacción, producción de frío, y la generación de energía eléctrica (mediante ciclos termodinámicos).

Cada instalación es específica requiere una determinada temperatura de aplicación, en función de esa temperatura, las instalaciones se clasifican en:

Sistemas de aprovechamiento de baja temperatura.

Sistemas de aprovechamiento de media temperatura.

Sistemas de aprovechamiento de alta temperatura.

Sistemas de aprovechamiento de baja temperatura: son aquellos en los que el fluido no alcanza el punto de ebullición. Entran en esta gama las aplicaciones que utilizan agua caliente para uso doméstico o de climatización.

Estas instalaciones tienen como componente principal los captadores planos, llamados también colectores o paneles solares, el colector solar es el elemento activo de elevación de la temperatura del líquido que circula por él, y también poseen un medio de almacenamiento del líquido calentado para utilizarlo en periodos diferentes a los de la conversión térmica.

Sistemas de aprovechamiento de media temperatura: estos sistemas se utilizan para generar vapor a altas temperaturas para procesos industriales, para producir energía eléctrica, para desalar el agua de mar y también para la producción de frío.

Dependiendo de la aplicación, será la temperatura del sistema, oscilando entre la temperatura límite de los sistemas de baja temperatura (80-90 °C) y los 250-400 °C. En estos sistemas los captadores utilizados no son planos, los más utilizados son los captadores cilindro-parabólico.

Sistemas de aprovechamiento de alta temperatura: son sistemas que trabajan con temperaturas superiores a las que utilizan los sistemas de media temperatura (250-400 °C). Instalaciones industriales destinadas a la generación de vapor para la producción de energía eléctrica. Su funcionamiento es en parte similar al de cualquier central termoeléctrica o nuclear, con la diferencia que el calor se recibe directamente del sol.

Generalmente todas estas instalaciones solares tienen incorporado un dispositivo que permite almacenar una cierta cantidad de energía en forma de calor para compensar las fluctuaciones que pueda presentar la radiación solar.

Operación y componentes de las máquinas de agua-bromuro de litio.

En instalaciones con ciclo de absorción reales, se añade un intercambiador de calor al sistema. En este intercambiador de calor, entre el generador y el absorbedor, la solución fuerte, fluyendo del absorbedor al generador, es calentada al mismo tiempo enfriando la solución débil regresando al absorbedor.

Ya que la energía solar debe ser colectada y almacenada unas horas antes de usarse, debido a la ocurrencia de las nubes y por la operación nocturna, las instalaciones basadas en el suministro de energía solar contendrán colectores solares, unidades de almacenamiento de energía y una fuente de energía auxiliar.

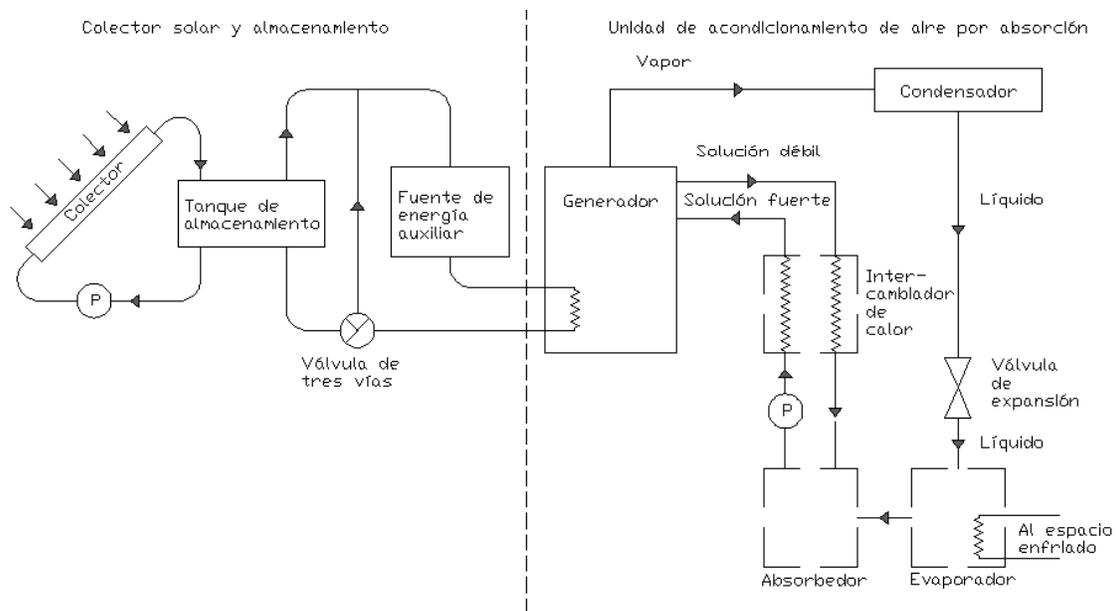


Figura 3.7 Esquema general de un sistema de enfriamiento con energía solar.

Componentes de las instalaciones.

Sistema de captación: encargado de captar y convertir la radiación solar en energía térmica aumentando la temperatura del fluido de trabajo.

Intercambiador de calor: permite transferir el calor del fluido de trabajo que circula por un circuito primario al agua que hay en el circuito secundario.

Sistema de acumulación: almacena la energía térmica producida en forma de agua para poder utilizarla en periodos en los que en la demanda excede la capacidad de producción.

Sistema de energía auxiliar: encargado de abastecer la demanda completa de agua caliente en caso de no poder hacerse por vía solar. Debe considerarse como un sistema convencional de calentamiento de agua.

Condensador: recibe el vapor de agua del generador y lo condensa, cediendo calor al agua de una torre de enfriamiento u otro método de refrigeración.

Evaporador: El agua de aspersión se evapora en el equipo donde la presión es muy baja, y así extrae el calor del agua que circula en un serpentín. El agua que se enfría en el serpentín se distribuye al equipo de acondicionamiento de aire, según se necesite.

Válvula de expansión: produce una significativa reducción de presión del refrigerante, provocando una cierta vaporización del líquido, que reduce su temperatura, y así enviarlo al evaporador.

Absorbedor: Almacena la solución concentrada con Bromuro de litio, donde el vapor del refrigerante es absorbido y enviado al generador mediante una bomba.

Generador: aquí se calienta la solución hasta una temperatura a la cual se evapora algo de agua, que tiene menor punto de ebullición que el Bromuro de Litio. La solución vuelta a concentrar se regresa entonces al absorbedor. Se usan vapor o agua caliente como fuentes de calor en el generador.

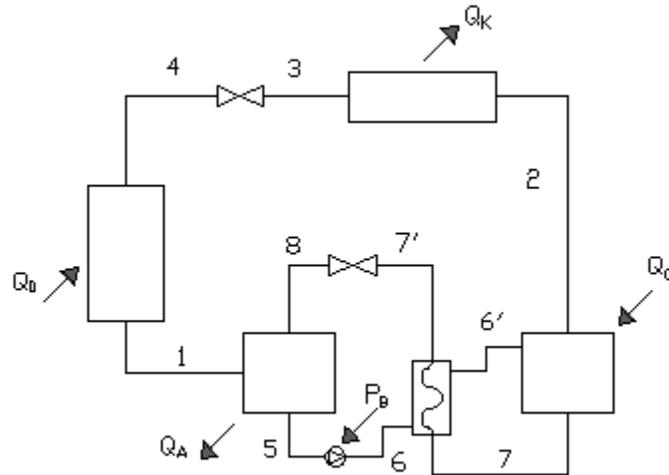


Figura 3.8 Esquema básico de una maquina frigorífica de absorción.

La solución rica en refrigerante penetra en el generador (pto. 6), en el que se calienta por adición de una potencia térmica, provocando con ello la separación de vapores de refrigerante, prácticamente puros en su salida (pto. 2), los cuales son condensados en un intercambiador por cesión de calor a un agente externo, con lo que se obtiene un caudal líquido de refrigerante a alta presión (pto. 3).

El paso a través de un expansor produce la laminación hasta la baja presión (y por tanto baja temperatura) y una vaporización parcial de este, con lo que a la salida del elemento de estrangulación (pto 4) existen las fases líquida y vapor. La parte líquida se encuentra en condiciones de absorber calor en el evaporador de la instalación, mediante su ebullición, con lo que a la salida de este intercambiador (pto 1) el estado es de vapor saturado o recalentado.

Los vapores producidos en el evaporador (pto 1) son aspirados por el absorbedor debido a la afinidad química que tienen, produciéndose una solución rica en LiBr (pto 5) a baja presión, por lo que para recuperar el refrigerante, esta solución es comprimida hasta el nivel de presión que se tiene en el generador, proceso que tiene lugar en la bomba de la solución (pto 6). En estas condiciones se introduce al generador, en el que por adición de calor tiene lugar la separación: por un lado vapores de refrigerante (pto 2) y por otro lado la solución líquida pobre en refrigerante (pto 7) que se lleva nuevamente al absorbedor para aprovechar su afección por los vapores de refrigerante puro, dado que esta solución pobre se encuentra a alta presión, debe expandirse (pto 8) previamente a su entrada en el absorbedor, para llegar a la presión de trabajo en este equipo.

CAPÍTULO 4

REDISEÑO DEL ABSORBEDOR.

Se requiere un sistema de aire acondicionado por absorción de Bromuro de Litio alimentado con energía solar térmica auxiliada por un sistema de generación de calor convencional, el ciclo se indica en la siguiente figura:

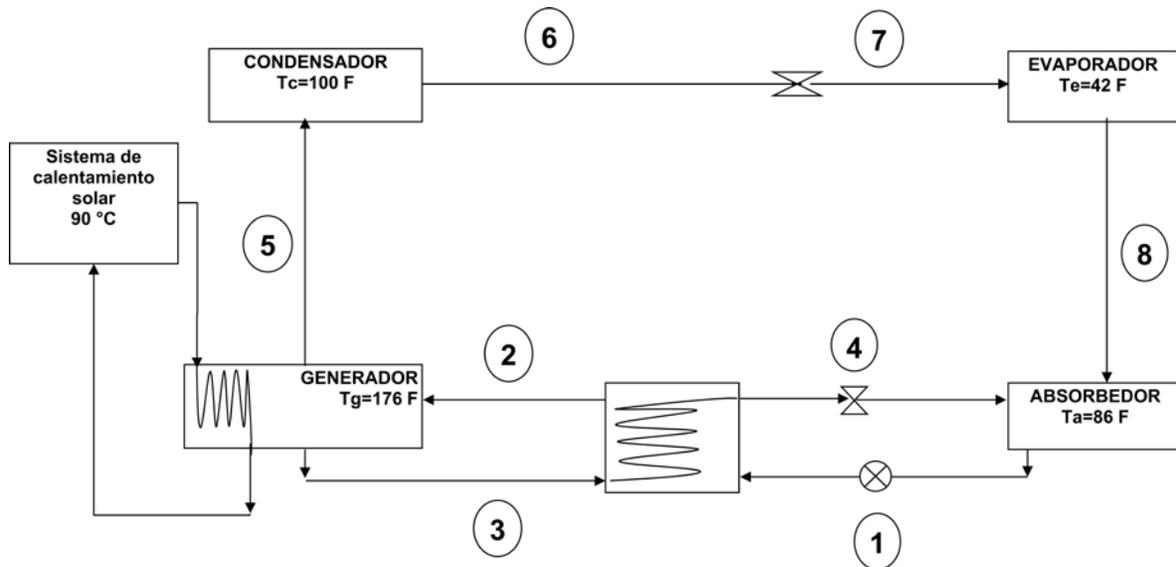


Figura 4.1 Ciclo de refrigeración por absorción solar para el equipo rediseñado.

La nueva capacidad del equipo será de 1.5 Toneladas de refrigeración, se harán las modificaciones necesarias para alcanzar dicha capacidad, desde el sistema de captación, tuberías y cada equipo que compone el ciclo.

punto diagrama	ESTADO	Tipo de corriente	presión (mmHg)	presión (bar)	Temperatura (F)	T (°C)	% Br Li
1	SOLUCIÓN	fría	6,8	0,0090659	86	30,00	0,54
2	SOLUCIÓN	fría			153	67,22	0,54
3	SOLUCIÓN	caliente	42	0,0559954	171	77,22	0,6
4	SOLUCIÓN	caliente			99	37,22	0,6
5	H2O SUP. VAP.	caliente			176	80,00	
6	H2O SAT LIQUIDA	fría	42	0,0559954	100	37,78	
7		fría					
8	H2O SAT VAPOR	caliente	6,8	0,0090659	42	5,56	

Figura 4.2 Propiedades de estado en cada proceso del ciclo, parte 1 (Durán Lara & Santiago Castillo, 2010).

punto diagrama	entalpía (BTU/lb)	entalpía (kJ/kg)	flujo (Kg/min)	equipo	calor (BTU/min)	Calor (Kw)
1	-76,168		1,345849802	EVAPORADOR	300	5,2755
2	-44,023		1,345849802			
3	-35,287		1,211264822	GENERADOR	373,2945652	6,56438493
4	-71		1,211264822			
5	1136,6	2643,7316	0,13458498	ABSORBEDOR	356,5256917	6,26950429
6	68	158,168	0,13458498			
7			0,13458498	CONDENSADOR	316,7786561	5,57055267
8	1080	2512,08	0,13458498			

Figura 4.3 Propiedades de estado en cada proceso del ciclo, parte 2 (Durán Lara & Santiago Castillo, 2010).

La energía ganada en el generador y evaporador debe ser la misma que la energía cedida en el absorbedor y condensador:

$$Q(\text{evaporador}) + Q(\text{generador}) = Q(\text{absorbedor}) + Q(\text{condensador})$$

Calor entrada (BTU/min)	Calor cedido (BTU/min)
673,2945652	673,3043478

Se han dado los detalles de todo el ciclo, sin embargo únicamente nos centraremos en el equipo absorbedor, el cual es diseñado de forma equiparable a un intercambiador de calor de carcasa y tubos.

4.1 CONDICIONES DE DISEÑO PARA EL ABSORBEDOR

El sistema de aire acondicionado tiene una capacidad total de 1.5 toneladas de refrigeración, las propiedades del refrigerante a través de cada componente del equipo ya fueron establecidas.

Al absorbedor ingresan dos fluidos, el refrigerante (Vapor de agua) que proviene del evaporador y la solución concentrada de Bromuro de Litio procedente del generador, ambos dan como resultado una solución diluida de Bromuro de Litio a la salida del absorbedor: Los valores de los fluidos de entrada (8 y 4) y salida (1) son:

(8) Flujo procedente del evaporador.

-vapor saturado

$$T_{VS} = 42^{\circ}F = 5.56^{\circ}C$$

$$P_{VS} = 6.8 \text{ mmHg} = 0.9066 \text{ KPa}$$

$$\dot{m}_{VS} = 0.134585 \text{ Kg/min}$$

$$h_{VS} = 1080 \text{ BTU/lb} = 2512.08 \text{ KJ/Kg.K}$$

(4) Flujo precedente del generador.

-Solución concentrada de *LiBr*.

$$T_{SC} = 99^{\circ}F = 37.22^{\circ}C$$

$$P_{SC} = 42 \text{ mmHg} = 5.5995 \text{ KPa}$$

$$\dot{m}_{SC} = 1.211265 \text{ Kg/min}$$

$$h_{SC} = -71 \text{ BTU/lb}$$

$$\%LiBr = 60\%$$

(1) Flujo de salida del absorbedor.

-Solución diluida de *LiBr*

$$T_{SF} = 86^{\circ}F = 30^{\circ}C$$

$$P_{SF} = 6.8 \text{ mmHg} = 0.009066 \text{ bar} = 0.9066 \text{ KPa}$$

$$\dot{m}_{SF} = 1.34585 \text{ Kg/min}$$

$$h_{SF} = -76.168 \text{ BTU/lb}$$

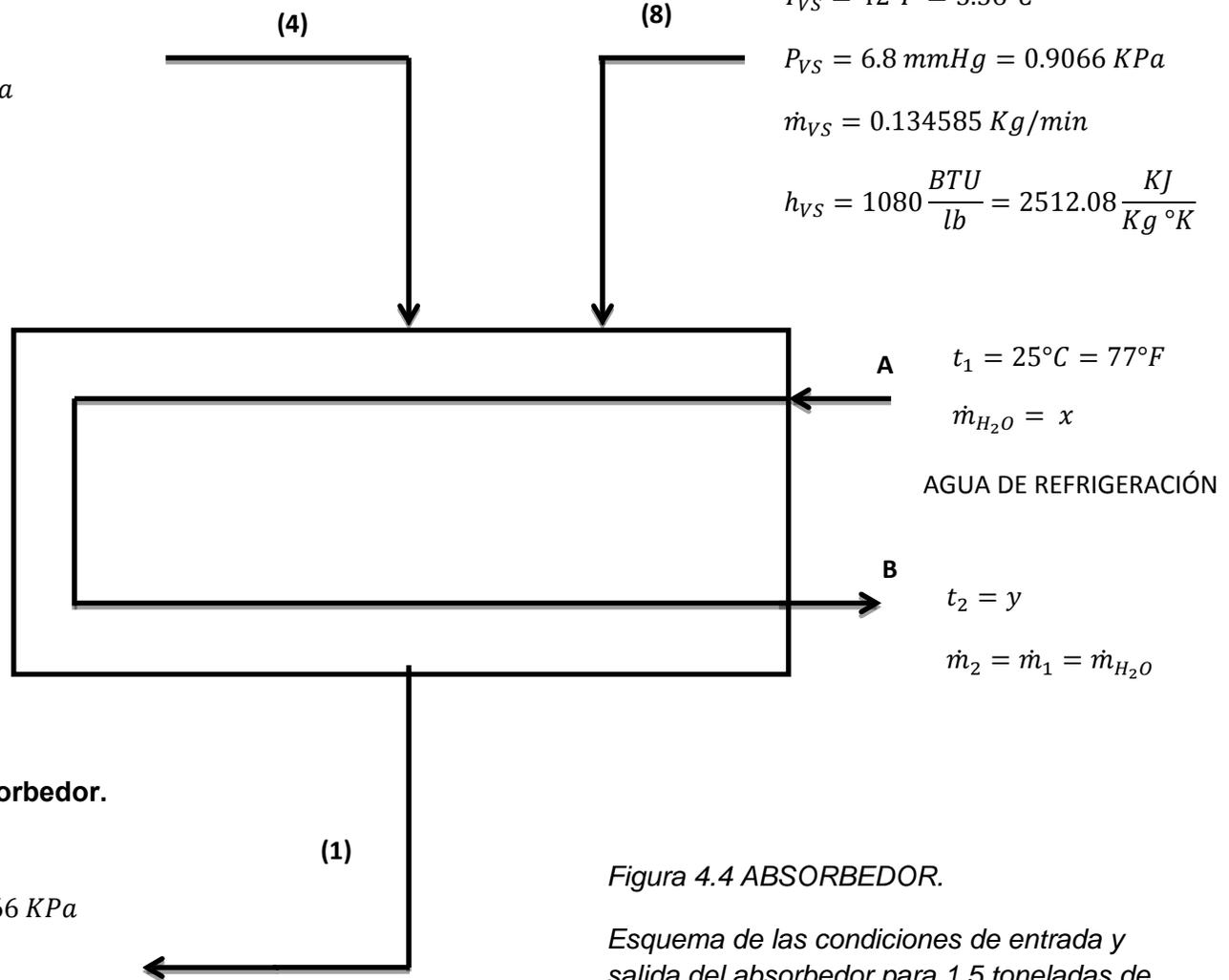
$$\%LiBr = 54\%$$

Flujo precedente del generador.

$T_{SC} = 99^{\circ}F = 37.22^{\circ}C$
 $P_{SC} = 42 \text{ mmHg} = 5.5995 \text{ KPa}$
 $\dot{m}_{SC} = 1.211265 \text{ Kg/min}$
 $h_{SC} = -71 \text{ BTU/lb}$
 $x = 60\%$

Flujo precedente del evaporador.

$T_{VS} = 42^{\circ}F = 5.56^{\circ}C$
 $P_{VS} = 6.8 \text{ mmHg} = 0.9066 \text{ KPa}$
 $\dot{m}_{VS} = 0.134585 \text{ Kg/min}$
 $h_{VS} = 1080 \frac{\text{BTU}}{\text{lb}} = 2512.08 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^{\circ}K}$



Flujo de salida del absorbedor.

$T_{SF} = 86^{\circ}F = 30^{\circ}C$
 $P_{SF} = 6.8 \text{ mmHg} = 0.9066 \text{ KPa}$
 $\dot{m}_{SF} = 1.34585 \text{ Kg/min}$
 $h_{SF} = -76.168 \text{ BTU/lb}$
 $\%LiBr = 54\%$

Figura 4.4 ABSORBEDOR.

Esquema de las condiciones de entrada y salida del absorbedor para 1.5 toneladas de refrigeración

Criterios de diseño

El equipo absorbedor será calculado de la misma forma en que se menciona un intercambiador de calor, se tomará en cuenta el calor de disolución puesto que la concentración de Bromuro de litio se encuentra en porcentajes de concentración de masa considerablemente altos, más del 50%. Determinamos entonces el calor de disolución.

4.2 CALOR DE DISOLUCIÓN.

Para determinar el calor de disolución usaremos el método usado en el libro "Principios Básicos y cálculos en Ingeniería Química".¹ Para una dilución de dos fluidos en diferentes concentraciones.

Se necesitan datos de entalpía por mol de Bromuro de Litio, por tanto, convertimos el producto en moles de LiBr y de Agua.

De tabla periódica:

LiBr → *Peso atómico*

Br = 79.909

Li = 6.939

LiBr = 86.848

H₂O → *Peso atómico*

H(x2) = 1.00797

O = 15.9994

H₂O = 18.01534

Calculamos los flujos de entrada y salida de las soluciones que se mezclarán, de kg/min a kg/hr.

Flujo de solución concentrada = $m_{sc} = 1.211265 \text{ kg/min} = 72.6759 \text{ kg/hr}$

Flujo de vapor de agua = $m_{vS} = 0.134585 \text{ Kg/min} = 8.0751 \text{ Kg/hr}$

Flujo de solución diluida = $m_{SF} = 1.34585 \text{ Kg/min} = 80.751 \text{ Kg/hr}$

¹ Principios Básicos y Cálculos en Ingeniería Química. 6ª Ed. David M. Himmelblau págs. 478-488

Para obtener la fracción molar de cada compuesto, tenemos que:

Para la solución concentrada @ 60%:

Obtenemos el porcentaje de cada compuesto presente en la solución.

$$\text{Flujo LiBr} = 72.6759 \text{ kg/hr} (0.60) = 43.60554 \text{ Kg/hr}$$

$$\text{Flujo H}_2\text{O} = 72.6759 \text{ kg/hr} (0.40) = 29.07036 \text{ Kg/hr}$$

Dividiendo el porcentaje de cada compuesto entre su propio peso molecular obtenemos sus respectivos kilogramos-mol.

$$\text{Kg mol LiBr} = \frac{43.0554 \text{ Kg/hr}}{(86.848)} = 0.50209031 \text{ Kg mol}$$

$$\text{Kg mol H}_2\text{O} = \frac{29.07036 \text{ Kg/hr}}{(18.01534)} = 1.613644816 \text{ Kg mol}$$

$$0.50209031 \text{ Kg mol} + 1.613644816 \text{ Kg mol} = 2.115735 \text{ kg mol}$$

Por último determinamos la fracción molar.

$$\text{Fracción molar LiBr} = \frac{0.50209 \text{ kg mol}}{2.115735 \text{ kg mol}} = 0.23731$$

$$\text{Fracción molar H}_2\text{O} = \frac{1.613645 \text{ kg mol}}{2.115735 \text{ kg mol}} = 0.762687$$

Componente	Kg/hr	Peso molecular	<i>Kg mol</i>	Fracción molar
<i>LiBr</i>	43.60554	86.848	0.50209	0.237331
<i>H₂O</i>	29.0736	18.01534	1.613645	0.76269
Total	72.6759	-	2.115735	1

Para la solución concentrada @ 54%:

Obtenemos el porcentaje de cada compuesto presente en la solución.

$$\text{Flujo LiBr} = 80.751 \text{ kg/hr} (0.54) = 43.60554 \text{ Kg/hr}$$

$$\text{Flujo H}_2\text{O} = 80.751 \text{ kg/hr} (0.46) = 37.14546 \text{ Kg/hr}$$

Dividiendo el porcentaje de cada compuesto entre su propio peso molecular obtenemos sus respectivos kilogramos-mol.

$$Kg\ mol\ LiBr = \frac{43.0554\ Kg/hr}{(86.848)} = 0.50209031\ Kg\ mol$$

$$Kg\ mol\ H_2O = \frac{37.14546\ Kg/hr}{(18.01534)} = 2.06187949\ Kg\ mol$$

$$0.50209031\ Kg\ mol + 2.06187949\ Kg\ mol = 2.5639698\ kg\ mol$$

Por último determinamos la fracción molar.

$$Fracción\ molar\ LiBr = \frac{0.50209\ kg\ mol}{2.5639698\ kg\ mol} = 0.19582523$$

$$Fracción\ molar\ H_2O = \frac{2.06187949\ kg\ mol}{2.5639698\ kg\ mol} = 0.80417464$$

Componente	<i>Kg/hr</i>	Peso molecular	<i>Kg mol</i>	Fracción molar
<i>LiBr</i>	43.60554	86.848	0.50209	0.19583
<i>H₂O</i>	37.14546	18.01534	2.06188	0.80417
Total	80.751	-	2.56397	1

Una vez obtenidas las fracciones molares, calculamos la razón molar $H_2O/LiBr$ correspondiente a ambos flujos:

$$Solucion\ de\ Bromuro\ de\ Litio\ al\ 60\% = \frac{1.613645}{0.50209} = 3.21386$$

$$Solucion\ de\ Bromuro\ de\ Litio\ al\ 54\% = \frac{2.06188}{0.50209} = 4.10659$$

Seguendo el método mostrado en el capítulo 5.6 del libro “Principios Básicos y cálculos en Ingeniería Química”.² requerimos valores de calor de disolución para las soluciones de Bromuro de Litio a las concentraciones indicadas, de la tabla (Heats of Solution of Inorganic Compounds in Water, Perry)³ :

Formula	Calor de disolución de compuestos en agua (Kcal/g mol)	Incremento en cada paso (Kcal/g mol)	Calor de Formación (Kcal/g mol)
<i>LiBr</i>	+11.54	-	-
<i>LiBr · H₂O</i>	+5.30	-	-
<i>LiBr · 2H₂O</i>	+2.05	-	-
<i>LiBr · 3H₂O</i>	-1.59	-	-
<i>LiBr · nH₂O</i>	-	-	-

Para calcular el incremento en cada paso, obtenemos la diferencia de calor de disolución del Bromuro de Litio por cada mol de agua, en este caso:

$$LiBr \cdot H_2O = 5.30$$

$$LiBr \cdot 2H_2O = 2.05$$

$$(LiBr \cdot 2H_2O) - (LiBr \cdot H_2O) = 2.05 - 5.30 = -3.25$$

$$LiBr \cdot 3H_2O = -1.59$$

$$(LiBr \cdot 3H_2O) - (LiBr \cdot 2H_2O) = -1.59 - 2.05 = -3.64$$

El valor correspondiente al calor y energía libre de formación de compuestos inorgánicos para el Bromuro de Litio (de la tabla 2-200 del Manual del Ingeniero Químico de Perry) es:

LiBr	c	-83.75 kcal/mol
	aq,400	-95.40 kcal/mol

Considerando que la solución con la que trabajaremos es una solución acuosa, usaremos el valor correspondiente, quedando:

² Principios Básicos y Cálculos en Ingeniería Química. 6ª Ed. David M. Himmelblau págs. 478-488

³ Heats of Solution of Inorganic Compounds in Water, Perry, Tabla 2-224

Formula	Calor de disolución de compuestos en agua (Kcal/g mol)	Incremento en cada paso (Kcal/g mol)	Calor de Formación (Kcal/g mol)
<i>LiBr</i>	+11.54	-	-95.40
<i>LiBr · H₂O</i>	+5.30	-5.30	-
<i>LiBr · 2H₂O</i>	+2.05	-3.25	-
<i>LiBr · 3H₂O</i>	-1.59	-3.64	-
<i>LiBr · nH₂O</i>	-	-	-

En nuestro diseño, necesitamos conocer el calor de formación de la solución LiBr al 60% y 54% , el número de moléculas de agua por molécula de Bromuro de Litio fue determinada mediante la razón molar:

Formula	Calor de disolución de compuestos en agua (Kcal/g mol)
<i>LiBr</i>	-
<i>LiBr · H₂O</i>	+5.30
<i>LiBr · 2H₂O</i>	+2.05
<i>LiBr · 3H₂O</i>	-1.59
<i>LiBr · 3.214H₂O</i>	-
<i>LiBr · 4.107H₂O</i>	-

Graficando los valores conocidos y calculando la ecuación característica de la curva, obtenemos:

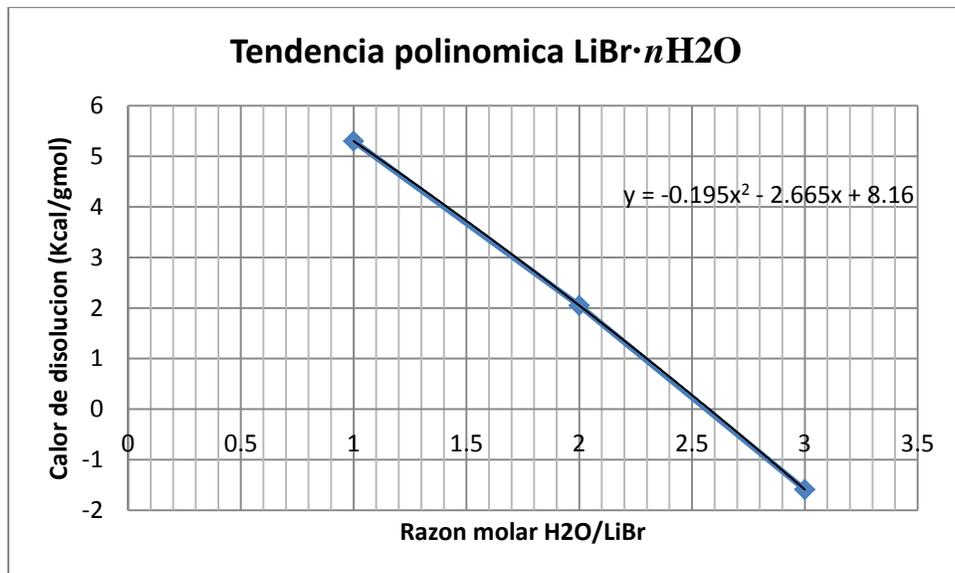


Figura 4.5 Diagrama Calor de disolución – Razón molar Agua/Bromuro de litio.

La ecuación característica del comportamiento del calor de disolución de la mezcla en función de la razón molar es:

$$y = -0.195x^2 - 2.665x + 8.16$$

Con esta ecuación determinamos que:

Para una razón molar de $LiBr \cdot 3.214H_2O$

$$y = -0.195(3.214)^2 - 2.665(3.214) + 8.16$$

$$y = -2.0143 - 8.5653 + 8.16$$

$$y = -2.4196 \text{ (Kcal/gmol)}$$

Para una razón molar de $LiBr \cdot 4.107H_2O$

$$y = -0.195(4.107)^2 - 2.665(4.107) + 8.16$$

$$y = -3.2892 - 10.9451 + 8.16$$

$$y = -6.0743 \text{ (Kcal/gmol)}$$

Calculado el calor de disolución, determinamos el incremento de calor de formación para las concentraciones que tenemos:

$$LiBr \cdot 3H_2O = -1.59$$

$$LiBr \cdot 3.214H_2O = -2.4196$$

$$(LiBr \cdot 3.214H_2O) - (LiBr \cdot 3H_2O) = -2.4196 - (-1.59) = -0.8296$$

$$LiBr \cdot 3.214H_2O = -2.4196$$

$$LiBr \cdot 4.107H_2O = -6.0743$$

$$(LiBr \cdot 4.107H_2O) - (LiBr \cdot 3.214H_2O) = -6.0743 - (-2.4196) = -3.6547$$

Con estos valores obtenemos el calor de formación para las soluciones de Bromuro de Litio a 60% y 54% sumando el calor de formación de la solución Bromuro de Litio acuosa más el incremento de calor en cada paso:

Formula	Calor de disolución de compuestos en agua (Kcal/g mol)	Incremento en cada paso (Kcal/g mol)	Calor de Formación (Kcal/g mol)
<i>LiBr</i>	+11.54	-	-95.40
<i>LiBr · H₂O</i>	+5.30	-5.30	-100.7
<i>LiBr · 2H₂O</i>	+2.05	-3.25	-103.95
<i>LiBr · 3H₂O</i>	-1.59	-3.64	-107.59
<i>LiBr · 3.214H₂O</i>	-2.4196	-0.8296	-108.4196
<i>LiBr · 4.107H₂O</i>	-6.0743	-3.6547	-112.0743

Para realizar los balances de energía, es necesario conocer el calor específico de la solución de Bromuro de Litio- Agua a diferentes concentraciones, con la gráfica de calor específico / % LiBr determinamos los datos que requerimos (del libro Specific Heat of Aqueous Lithium Bromide Solutions del libro ASHRAE Fundamentals handbook (2001)):

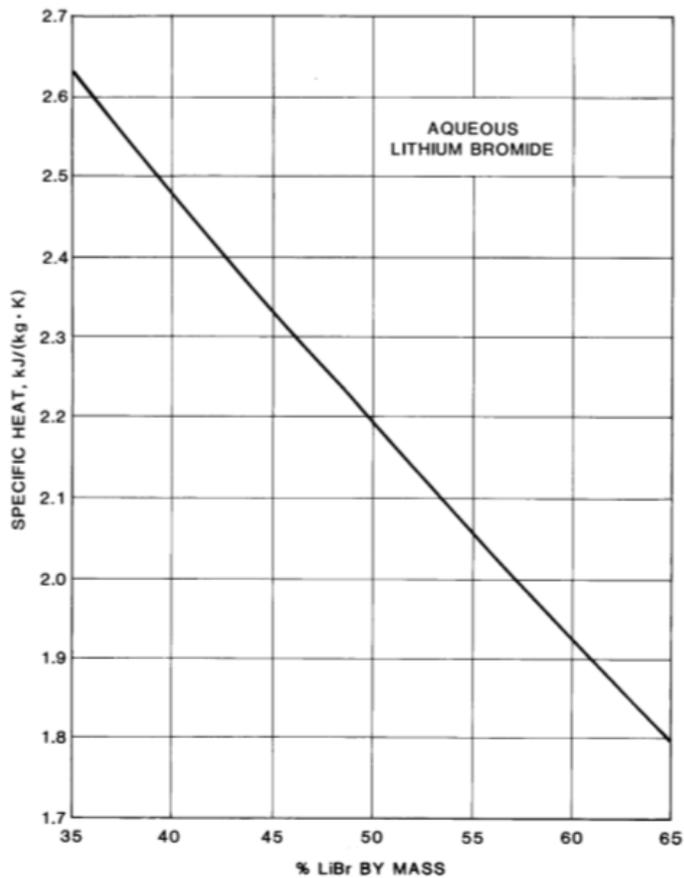


Figura 4.6 Calor específico de soluciones acuosas de Bromuro de litio.

54% de LiBr en masa = 2.08 KJ/Kg.K

60% de LiBr en masa = 1.93 KJ/Kg.K

Con los datos obtenidos es posible calcular cual es la energía que debemos retirar del proceso debido a la reacción y que la mezcla resultante salga con los valores que requerimos para el proceso planteado.

$$\text{Solución @ 60\% } -108.4119 \frac{\text{Kcal}}{\text{gmol}} \left(\frac{4.187 \text{ KJoules}}{1 \text{ Kcal}} \right) = -453.9332 \text{ KJ/gmol}$$

$$\text{Solución @ 54\% } -112.0726 \frac{\text{Kcal}}{\text{gmol}} \left(\frac{4.187 \text{ KJoules}}{1 \text{ Kcal}} \right) = -469.2480 \text{ KJ/gmol}$$

Siguiendo el método planteado por el autor David M. Himmelblau, determinamos el incremento de entalpia para cada solución.

Corriente	$g - mol$	$\Delta H_f(\text{KJ/g} - mol)$	$T(^{\circ}\text{C})$	$\Delta H(\text{KJ/Kg})$	$\Delta H(\text{J})$
H_2O_{VAP}	1.6136	-	5.56	0	-
LiBr 60%	0.5021	-453.9332	37.22	$\int_{5.56}^{37.22} C_p dT$	-
LiBr 54%	2.1157	-469.2480	30	$\int_{5.56}^{30} C_p dT$	-

Calculamos el incremento de entalpia de la solución en función de las temperaturas de entrada y salida:

$$\text{LiBr @ 60\% } \int_{5.56}^{37.22} 1.93 dT = 1.93T \Big|_{5.56}^{37.22} = 1.93(37.22) - 1.93(5.56)$$

$$\text{LiBr @ 60\% } = 62.59 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^{\circ}\text{K}}$$

$$\text{LiBr @ 54\% } \int_{5.56}^{30} 2.08 dT = 2.08T \Big|_{5.56}^{30} = 2.08(30) - 2.08(5.56)$$

$$\text{LiBr @ 54\% } = 50.84 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^{\circ}\text{K}}$$

Una vez obtenido los resultados, llenamos la tabla correspondiente para calcular el calor de disolución:

Corriente	$g - mol$	$\Delta H_f(KJ/g - mol)$	$T(^{\circ}C)$	$\Delta H(KJ/Kg - mol)$	$\Delta H(J)$
H_2O_{VAP}	1.6136		5.56	0	0
LiBr 60%	0.5021	-453.9332	37.22	$\int_{5.56}^{37.22} C_p dT = 62.59$	
LiBr 54%	2.1157	-469.2480	30	$\int_{5.56}^{30} C_p dT = 50.84$	

El incremento de entalpia se calcula:

$\Delta H @ 60\%$

$$(-453.9332)(0.5021) + (0.5021)(0.06259) = -227.888 \text{ KJ}$$

$\Delta H @ 54\%$

$$(2.1157)(-469.2480) + (2.1157)(0.05085) = -992.680 \text{ KJ}$$

El calor de disolución es la diferencia de la entalpia de entrada y la de salida:

$$Q = \Delta H_{salida} - \Delta H_{entrada} = (-992.680 \text{ KJ}) - (-227.888 \text{ KJ}) = -764.792 \text{ KJ}$$

El signo negativo indica que el calor sale del sistema, asimismo el proceso ocurre en un lapso de 1 hora, por lo que el valor se puede indicar como KJ/hr.

$$Q = -764.792 \frac{\text{KJ}}{\text{hr}} = -724.88295288 \frac{\text{BTU}}{\text{hr}}$$

4.3 CIRCULACIÓN DE LOS FLUIDOS EN EL ABSORBEDOR

Como se comentó anteriormente, usaremos un intercambiador del tipo carcasa y tubos por lo que es importante determinar qué solución circula a través de los tubos y que flujo circula a través de la carcasa, los criterios que diseño son:

-Fluido más corrosivo: Por cuestiones de costo por mantenimiento, es más conveniente transportar el fluido corrosivo por el lado de los tubos, es más barato cambiar tubos que todo el equipo (carcasa).

-Fluido más sucio: Considerando que es más fácil limpiar los tubos que la carcasa es preferible transportarlo por el lado de los tubos.

-Fluido con mayor presión: Debido al espesor necesario para contener la presión, por cuestiones económicas se hacen circular el fluido de mayor presión por el lado de los tubos.

-Fluido de mayor gasto: Generalmente se hace circular por el lado de los tubos.

-Fluido de mayor temperatura: Generalmente circula por el lado de la carcasa.

Ciertamente hay criterios con mayor jerarquía o mandatorios, el fluido de mayor gasto y mayor temperatura son los criterios a considerar en primera instancia.

En nuestro equipo absorbedor, el flujo de mayor temperatura es el procedente del evaporador y generador, el flujo de mayor gasto se considera que es el agua para la refrigeración.

La solución bromuro de litio-agua no es corrosiva y en nuestro proceso se encuentra a una menor presión que el agua de refrigeración.

Si bien, la solución bromuro de litio-agua puede considerarse un fluido más sucio que el agua de refrigeración, este criterio no es mandatorio por lo tanto determinamos que el arreglo seguirá siendo el mismo:

Flujo por el lado de la carcasa: Vapor y solución de bromuro de litio-agua.

Flujo por el lado de los tubos: Agua de refrigeración.

Una vez determinado que solución circula por el lado de la carcasa y cual por el lado de los tubos, consideraremos que:

-La temperatura del agua de enfriamiento a la entrada es a temperatura ambiente, aproximadamente de 25°C (77°F) y sale a 31.67 °C (89°F).

-Aunque en la realidad son dos fluidos de entrada que se mezclan, por practicidad se usaran los valores del flujo de mayor caudal.



Figura 4.7 Temperaturas de entrada y salida del Absorbedor.

Calculo de la medida logarítmica de diferencia de temperatura (LMTD)

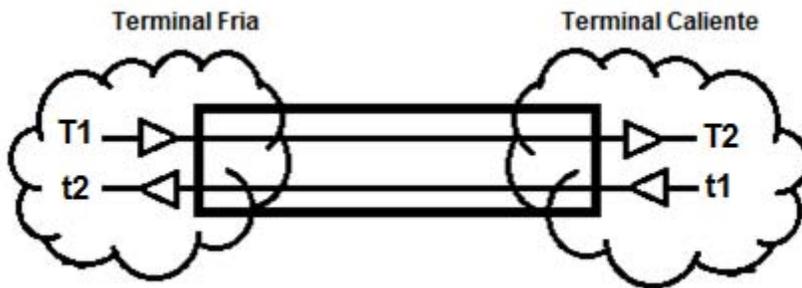


Figura 4.8 Terminales caliente y fria en flujo contracorriente.

$$LMDT = \frac{\Delta T_h - \Delta T_c}{\ln\left(\frac{\Delta T_h}{\Delta T_c}\right)}$$

Dónde:

Para un flujo contracorriente.

ΔT_h = Diferencia de temperaturas en la terminal caliente.

ΔT_c = Diferencia de temperaturas en la terminal fría.

$$\Delta T_h = T_1 - t_2$$

$$\Delta T_c = T_2 - T_1$$

$$\Delta T_h = T_1 - t_2 = 99^\circ F - 82.4^\circ F = 16.6^\circ F$$

$$\Delta T_c = T_2 - t_1 = 86^\circ F - 77^\circ F = 9^\circ F$$

$$LMDT = \frac{16.6 - 9}{\ln\left(\frac{16.6}{9}\right)} = 12.41469$$

$$LMDT = 12.41469$$

Factor de corrección de MLDT

Un diseño óptimo de un intercambiador de calor nos indica que el factor de diferencias de temperatura no debe ser menor de 0.75.

El factor de diferencia de temperatura de la podemos determinar con tablas de factor de corrección MLDT para intercambiadores de calor según su arreglo.

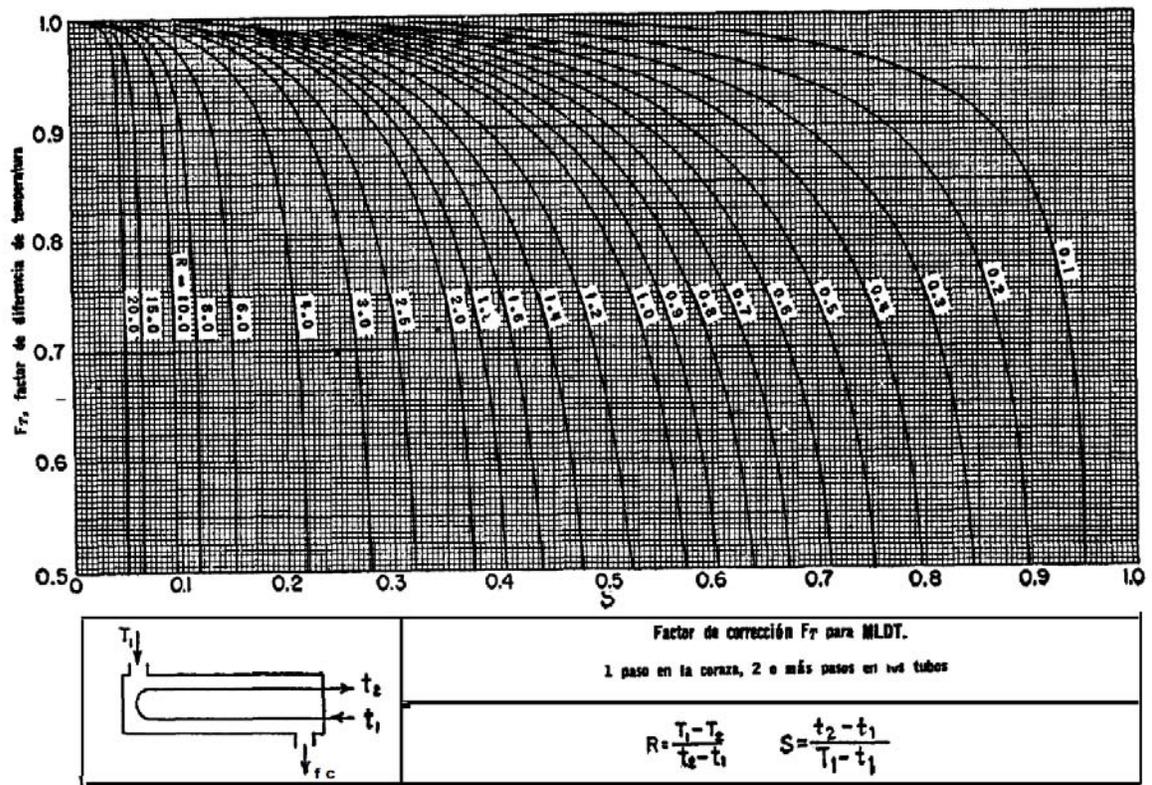


Figura 4.9 Factores de corrección MLTD para intercambiadores 1-2

Dónde:

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_1 - t_2}$$

$$S = \frac{t_1 - t_2}{T_1 - t_1}$$

$$T_1 = 99 \text{ } ^\circ F$$

$$T_2 = 86 \text{ } ^\circ F$$

$$t_1 = 77 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$t_2 = 82.4 \text{ } ^\circ\text{F}$$

$$R = \frac{T_1 - T_2}{t_1 - t_2} = \frac{99 \text{ } ^\circ\text{F} - 86 \text{ } ^\circ\text{F}}{82.4 \text{ } ^\circ\text{F} - 77 \text{ } ^\circ\text{F}} = \frac{13}{5.4} = 2.40741$$

$$S = \frac{t_1 - t_2}{T_1 - t_1} = \frac{82.4 \text{ } ^\circ\text{F} - 77 \text{ } ^\circ\text{F}}{49 \text{ } ^\circ\text{F} - 77 \text{ } ^\circ\text{F}} = \frac{5.4}{22} = 0.24545$$

Aplicando los valores “R” y “S” a la figura 4.9, obtenemos que:

F_T = Factor de corrección

$$R = 2.40741$$

$$S = 0.24545$$

$$F_T = 0.915$$

Al ser $F_T 0.915 > 0.75$, el arreglo 1 paso en la carcasa, 2 pasos por los tubos es nuestra primera opción de diseño.

La diferencia de temperatura corregida se calcula multiplicando la diferencia de temperatura media logarítmica (LMDT) por el factor de corrección (F_T).

$$\Delta T_{\text{corregida}} = F_T \times LMDT$$

$$\Delta T_{\text{corregida}} = 0.915 \times 12.41469 = 11.35944 \text{ } ^\circ\text{F}$$

Temperaturas calóricas.

La temperatura calórica es aquella usada en cálculos de intercambiadores, como la temperatura a la cual las propiedades físicas de las sustancias se pueden considerar como las propiedades constantes a lo largo del intercambiador.

Sabemos que algunas propiedades de la materiales varían en función de la temperatura, un ejemplo muy visible es la viscosidad en productos derivados del petróleo, donde al ser tan común el uso de intercambiadores de calor se han creado graficas que brindan factores de corrección para determinar las temperaturas calóricas.

Existen algunas reglas para estimar las propiedades usadas en problemas de transferencia de calor cuando existe escases de datos físicos, los ejemplos más comunes se dan en el enfriamiento o calentamiento de soluciones ya que se requieren esquemas de propiedad vs temperatura tanto para combinaciones de soluto y solvente como para las diferentes concentraciones.

En nuestra aplicación, para determinar las temperaturas calóricas basta con calcular la temperatura media de cada flujo.

$$T_c = T_2 + 0.5(T_1 - T_2)$$

$$t_c = t_1 + 0.5(t_2 - t_1)$$

Dónde:

T_c = Temperatura calórica del fluido caliente.

t_c = Temperatura calórica del fluido frío.

$$T_c = 86^\circ F + 0.5(99^\circ F - 86^\circ F) = 92.5^\circ F = 33.611111^\circ C$$

$$t_c = 77^\circ F + 0.5(82.4^\circ F - 77^\circ F) = 79.7^\circ F = 26.5^\circ C$$

Flujo de agua de refrigeración.

Obteniendo el calor que desea retirar del equipo absorbedor y los valores de temperatura deseados en la entrada y salida del agua de refrigeración, podemos determinar el flujo de agua:

Si sabemos que:

$$Q_{sal} = (\dot{m}_{H_2O})(Cp_{H_2O})(\Delta T_{H_2O})$$

Despejando el flujo másico, tenemos:

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{Q_{sal}}{(Cp_{H_2O})(\Delta T_{H_2O})}$$

Dónde:

(Q_{sal}) Calor por retirar del absorbedor

$$Q_{sal} = - \left(356.5256917 \frac{BTU}{min} \times 60 \right) - 724.88295288 \frac{BTU}{hr} = -22116.42435 \frac{BTU}{hr}$$

(ΔT_{H_2O}) Diferencia de temperatura a la entrada y a la salida del absorbedor

$$(\Delta T_c) = 82.4^\circ F - 77^\circ F = 5.4^\circ F$$

(Cp_{H_2O}) Calor específico del agua a la temperatura calórica, $79.7^\circ F$

$$(Cp_{H_2O}) = 0.996725 \frac{BTU}{lb^\circ F}$$

Sustituyendo valores.

$$\dot{m}_{H_2O} = \frac{22116.42435 \frac{BTU}{hr}}{(0.996725 \frac{BTU}{lb \cdot ^\circ F})(5.4 \text{ } ^\circ F)} = \frac{22116.42435 \frac{BTU}{hr}}{5.382315 \frac{BTU}{lb}} = 4109.091413 \frac{lb}{hr}$$

Arreglo de tubos y espaciamento entre tubos (pitch)

Existen varios arreglos en los tubos para intercambiadores de calor:

Arreglo en Cuadro. Arreglo en Triangulo. Arreglo en Cuadro Rotado.



Figura 4.10 Arreglo de tubos para intercambiadores de calor

De igual manera existen ventajas y desventajas entre un arreglo y otro, dichas condiciones nos ayudan a determinar que arreglo usar:

El arreglo en triangulo permite una mayor transferencia de calor.

El arreglo en triangulo permite ocupar menos espacio.

La caída de presión es menor en un arreglo cuadro.

El arreglo en cuadro permite una limpieza más fácil.

Por transferencia de calor y espacio se elige el arreglo en triangulo, además de que la caída de presión se puede reducir aumentando el espaciamento entre tubos.

4.4 DIMENSIONAMIENTO DEL ABSORBEDOR POR TABLAS

Coeficiente global de transferencia de calor.

En primera instancia, tomaremos un valor aproximado del coeficiente total para intercambiadores de tablas.

Para intercambiadores de calor, tenemos que:

$$Up \text{ total en } \frac{BTU}{hr \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}$$

Fluido Caliente	Fluido Frio	Up Total
Agua	Agua	250 - 500
Soluciones Acuosa	Soluciones Acuosa	250 - 500
Sustancias Orgánicas Ligeras	Sustancias Orgánicas Ligeras	40 - 75
Sustancias Orgánicas Medias	Sustancias Orgánicas Medias	20 - 60
Sustancias Orgánicas Pesadas	Sustancias Orgánicas Pesadas	10 - 40
Sustancias Orgánicas Pesadas	Sustancias Orgánicas Ligeras	30 - 60
Sustancias Orgánicas Ligeras	Sustancias Orgánicas Pesadas	10 - 40

Figura 4.11 Valores aproximados de los coeficientes totales para diseño. Los valores incluyen un factor de obstrucción total de 0.003 y caída de presión permisible de 5 a 10 lb/in² en la corriente que controle.

Las sustancias orgánicas ligeras son fluidos con viscosidad menores a 0.5 centipoises.

- Las sustancias orgánicas medias son fluidos con viscosidades menores de 0.5 a 1.0 centipoises.
- Las sustancias orgánicas pesadas son fluidos con viscosidad mayores a 1.0 centipoises.

Para el absorbedor, determinamos que:

Fluido Caliente	Fluido Frio	Up total
Soluciones Acuosas	Agua	250 - 500

Es recomendable usar el valor del límite superior.

$$U_p = 500 \frac{BTU}{hr \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}$$

Para diferenciar los valores por tablas de los valores calculados, usaremos el subíndice “sup” ya que no tenemos la certeza de que el valor sea exacto.

$$U_{sup.} = U \text{ supuesto por tablas}$$

Área supuesta de transferencia de calor.

$$A_{sup.} = \frac{Q_{sal}}{U_{sup.} \times \Delta T_{corr}}$$

Dónde:

$$A_{sup.} = \text{Área supuesta de transferencia de calor (ft}^2\text{)}$$

$$Q_{sal} = \text{Calor retirado } \left(\frac{BTU}{hr} \right)$$

$$U_{sup.} = \text{Coeficiente global de transferencia de calor por tablas } \left(\frac{BTU}{hr \cdot ft^2 \cdot ^\circ F} \right)$$

$$\Delta T_{corr} = \text{Incremento de temperatura corregida (}^\circ F\text{)}$$

Sustituyendo valores.

$$Q_{sal} = 22116.42435 \frac{BTU}{hr}$$

$$\Delta T_{corr} = 11.35944 \text{ }^\circ F$$

$$U_{sup} = 500 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{ }^\circ F$$

$$A_{sup} = \frac{22116.42435 \text{ BTH/hr}}{500 \text{ BTU/hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot \text{ }^\circ F \times 11.35944 \text{ }^\circ F}$$

$$A_{sup} = 3.893928636 \text{ ft}^2$$

Lado de los tubos

Diámetro exterior de tubos.

Por practicidad se selecciona un diámetro convencional por fabricantes de tubos para intercambiadores de calor, que van de $\frac{1}{2}$ " a $1\frac{1}{2}$ ". En nuestra aplicación usaremos tubos de $\frac{1}{2}$ ".

Fabricantes de intercambiadores han hecho recomendaciones para la velocidad máxima de flujo en función de la viscosidad del fluido.

$\mu t(ctp)$	$v(ft/seg)$
> 1500	2
1000 - 100	2.5
100 - 35	5
35 - 1	6
< 1	8

Figura 4.12 Velocidad máxima recomendada en la boquilla del intercambiador de calor.

De igual manera se recomienda la velocidad del fluido dentro de los tubos sea del 20% al 40% mayor que la velocidad de la boquilla.

Velocidad máxima recomendable de agua de refrigeración recomendada en el lado de los tubos.

$$8 \text{ ft/s} (1.4) = 11.2 \text{ ft/s}$$

Se puede manejar un rango de velocidad hasta 11.2 ft/s. La velocidad mínima recomendada por fabricantes para el lado de los tubos con agua como refrigerante es de 3 ft/s.

Viscosidad dinámica de los fluidos

Con valores de temperatura calórica, determinaremos la viscosidad absoluta (o viscosidad dinámica) de las soluciones de Bromuro de Litio y Agua.

Consideramos que en el momento en que entra la solución concentrada de Bromuro de Litio, se diluye del 60% al 54%.

El siguiente diagrama muestra valores de viscosidad absoluta para las soluciones de Bromuro de litio – Agua a diferentes temperaturas:

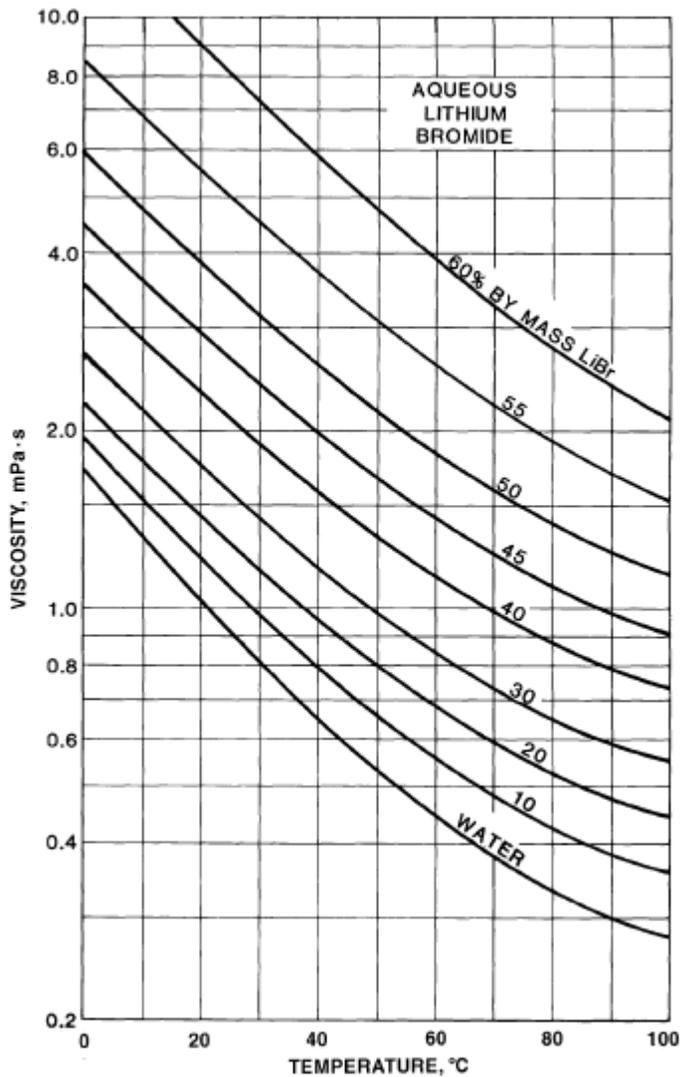


Figura 4.13 Viscosidad absoluta de soluciones acuosas de Bromuro de litio

Para la solución $LiBr$ al 54% y $33.6111^\circ C = 3.86 mPa \cdot s$

Para el agua a $26.5^\circ C = 0.87 mPa \cdot s$

En el sistema inglés:

$$0.00087 \text{ Pa} \cdot \text{s} \left(\frac{1000 \text{ ctp}}{1 \text{ Pa} \cdot \text{s}} \right) = 0.87 \text{ ctp}$$

$$0.00386 \text{ Pa} \cdot \text{s} \left(\frac{1000 \text{ ctp}}{1 \text{ Pa} \cdot \text{s}} \right) = 3.86 \text{ ctp}$$

Teniendo el valor de la viscosidad y con ayuda de las recomendaciones de la figura 4.12, observamos que tenemos un rango de velocidad en el lado de los tubos con agua como refrigerante que va de los 3 ft/s a un máximo de 11.2 ft/s. utilizaremos el valor mínimo puesto que la aplicación no demanda una gran capacidad.

$$\text{velocidad del fluido frio} = 3 \text{ ft/s}$$

Determinados la velocidad y el diámetro exterior de tubos, cuantificamos la cantidad y longitud de los tubos para nuestro absorbedor:

Mediante la siguiente tabla, obtenemos datos de tubería para intercambiadores de calor.

Tubo DE, plg	BWG	Espesor de la pared,	DI, plg	Area de flujo por tubo, plg ²	Superficie por pie lin. pies ²		Peso por pie lineal, lb, de acero
					Exterior	Interior	
½	12	0.109	0.282	0.0625	0.1309	0.0748	0.493
	14	0.083	0.334	0.0876		0.0874	0.403
	16	0.065	0.370	0.1076		0.0969	0.329
	18	0.049	0.402	0.127		0.1052	0.258
	20	0.035	0.430	0.145		0.1125	0.190
¾	10	0.134	0.482	0.182	0.1963	0.1263	0.965
	11	0.120	0.510	0.204		0.1335	0.884
	12	0.109	0.532	0.223		0.1393	0.817
	13	0.095	0.560	0.247		0.1466	0.727
	14	0.083	0.584	0.268		0.1529	0.647
	15	0.072	0.606	0.289		0.1587	0.571
	16	0.065	0.620	0.302		0.1623	0.520
	17	0.058	0.634	0.314		0.1660	0.469
	18	0.049	0.652	0.334		0.1707	0.401
1	8	0.165	0.670	0.355	0.2618	0.1754	1.61
	9	0.148	0.704	0.389		0.1843	1.47
	10	0.134	0.732	0.421		0.1916	1.36
	11	0.120	0.760	0.455		0.1990	1.23
	12	0.109	0.782	0.479		0.2048	1.14
	13	0.095	0.810	0.515		0.2121	1.00
	14	0.083	0.834	0.546		0.2183	0.890
	15	0.072	0.856	0.576		0.2241	0.781
	16	0.065	0.870	0.594		0.2277	0.710
	17	0.058	0.884	0.613		0.2314	0.639
18	0.049	0.902	0.639	0.2361	0.545		
1¼	8	0.165	0.920	0.665	0.3271	0.2409	2.09
	9	0.148	0.954	0.714		0.2498	1.91
	10	0.134	0.982	0.757		0.2572	1.75
	11	0.120	1.01	0.800		0.2644	1.58
	12	0.109	1.03	0.836		0.2701	1.45
	13	0.095	1.06	0.884		0.2775	1.28
	14	0.083	1.08	0.923		0.2839	1.13
	15	0.072	1.11	0.960		0.2896	0.991
	16	0.065	1.12	0.985		0.2932	0.900
	17	0.058	1.13	1.01		0.2969	0.808
18	0.049	1.15	1.04	0.3015	0.688		
1½	8	0.165	1.17	1.075	0.3925	0.3063	2.57
	9	0.148	1.20	1.14		0.3152	2.34
	10	0.134	1.23	1.19		0.3225	2.14
	11	0.120	1.26	1.25		0.3299	1.98
	12	0.109	1.28	1.29		0.3356	1.77
	13	0.095	1.31	1.35		0.3430	1.56
	14	0.083	1.33	1.40		0.3492	1.37
	15	0.072	1.36	1.44		0.3555	1.20
	16	0.065	1.37	1.47		0.3587	1.09
	17	0.058	1.38	1.50		0.3623	0.978
18	0.049	1.40	1.54	0.3670	0.831		

Figura 4.14 Datos de tubos para condensadores e intercambiadores de calor (Kern, 1999).

Encontramos que para tubo de 1/2" de diámetro exterior calibre 14.

Tubo de plg.	BWG o calibre	Espesor pared	DI. plg.	Área de flujo por tubo in ²	Superficie por pie lineal. Ft ²		peso por pie lineal lb de acero
					Ext.	Int.	
1/2"	14	0.083	0.334	0.0876	0.13	0.0874	0.403

$$\text{Área de flujo por tubo} = 0.0876 \text{ in}^2 = 0.0006083 \text{ ft}^2$$

$$\text{Area total de flujo} = \frac{\text{flujo volumetrico}}{(\text{velocidad del fluido})(\text{densidad})}$$

$$\text{Área total de flujo} = \frac{4109.091413 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} \left(\frac{1 \text{ hr}}{3600 \text{ s}} \right)}{\left(3 \frac{\text{ft}}{\text{s}} \right) \left(62.48 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} \right)} = \frac{1.141414281 \frac{\text{lb}}{\text{s}}}{187.44 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2 \cdot \text{s}}} = 6.0894915 \times 10^{-3} \text{ ft}^2$$

El número de tubos queda determinado por:

$$\text{Numero de tubos} = \frac{0.0060894915 \text{ ft}^2}{0.0006083 \text{ ft}^2} = 10.01067154 \cong 10$$

El valor se multiplica por 2 pasos = 10 (2) = 20

Longitud de los tubos.

$$\text{Longitud} = \frac{\text{area supuesta}}{(\pi)(\text{Diametro exterior})(\text{numero de tubos})}$$

$$\text{Longitud} = \frac{3.893928636 \text{ ft}^2}{(\pi)(0.50 \text{ in}) \left(\frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ in}} \right) (20)} = 1.4874 \text{ ft}$$

Longitud \cong 2 ft

Las posibles configuraciones son:

	Pasos (n)	Numero de tubos (Nt)	Longitud (ft)
1 opción	1	10	3
2 opción	2	20	2

Lado carcasa

El pitch o espaciado entre tubos no debe ser menor a 1.25 veces el diámetro exterior de los tubos, de la misma forma, el espaciado entre deflectores mínimo es el 20% del diámetro interior de la carcasa.

El diámetro interior de la carcasa generalmente se puede obtener de tablas, sin embargo en nuestra aplicación no existen datos para tubería de $\frac{1}{2}$ " de diámetro exterior, por lo que comprobaremos el diámetro mínimo con un programa de dibujo.

Tubo acero inoxidable 4.5" diámetro exterior y 4.026" diámetro interior. Tamaño nominal de 4".

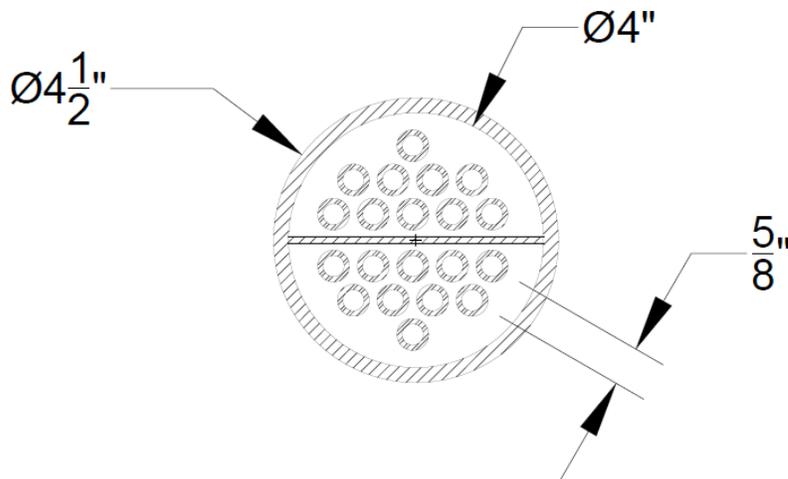


Figura 4.15 Arreglo de los tubos dentro de la carcasa.

Con el diagrama de la figura 4.12 determinamos que la opción 2 es la indicada, usando valores de tablas.

Absorbedor con las siguientes características:

	Pasos (n)	Numero de tubos (Nt)	Longitud (ft)
2 opción	2	20	2

4.5 DIMENSIONAMIENTO DEL ABSORBEDOR CALCULANDO COEFICIENTES DE TRANSFERENCIA DE CALOR INDIVIDUALES.

Si bien el modelo propuesto por tablas parece ser el indicado, es necesario calcular el equipo para nuestro caso en particular puesto que las tablas proponen características muy estándar de funcionamiento.

Calcularemos el coeficiente global de transferencia de calor del equipo propuesto mediante la fórmula:

$$U_{cal} = \frac{(h_{io})(h_o)}{h_{io} + h_o}$$

Dónde:

U_{cal} = Coeficiente global de transferencia de calor calculado.

h_{io} = Coeficiente individual de transferencia de calor corregido por los diámetros para el lado de los tubos

h_o = Coeficiente individual de transferencia de calor para el lado de la carcasa

Coeficiente individual de transferencia de calor por el lado de los tubos.

Para determinar h_{io} para el lado de los tubos, partiremos del valor de “Masa velocidad por el lado de los tubos (G_t)”

$$G_t = \frac{\dot{m}_{H_2O}}{at}$$

Donde:

\dot{m}_{H_2O} = Flujo másico de agua de refrigeración.

at = Área total de flujo a través de los tubos.

Conocemos el flujo de agua de refrigeración, sin embargo se debe determinar el valor del área total de flujo a través de los tubos (at).

$$at = \frac{(\text{Numero de tubos})(\text{Area de flujo por tubos})}{144 \times \text{Numero de pasos}}$$

Si sustituimos los valores conocidos del arreglo determinado por tablas:

Numero de tubos = 20

Área de flujo por tubo de 1/2" calibre 14 = 0.0876 in²

Numero de pasos = 2

$$at = \frac{(20)(0.0876 \text{ in}^2)}{144 \times 2} = 6.08333 \times 10^{-3} \text{ ft}^2$$

Sustituyendo en la formula de masa velocidad del fluido de refrigeración (G_t), obtenemos:

$$G_t = \frac{4109.091413 \frac{\text{lb}}{\text{hr}}}{6.08333 \times 10^{-3} \text{ ft}^2} = 675457.1186 \text{ lb/hr} \cdot \text{ft}^2$$

Conociendo el valor de Masa velocidad (G_t) y dividiendo entre la densidad del agua, obtenemos:

$$v = \frac{675457.1186 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} \cdot \text{ft}^2}{(3600)(62.48 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3})} = 3.003 \text{ ft/s}$$

$v = 3.003 \text{ ft/s}$, es el valor de la velocidad del fluido por el lado de los tubos.

Mediante la siguiente grafica, con valores de velocidad del fluido por los tubos, a la temperatura calórica, determinaremos el coeficiente de transferencia de calor en los tubos:

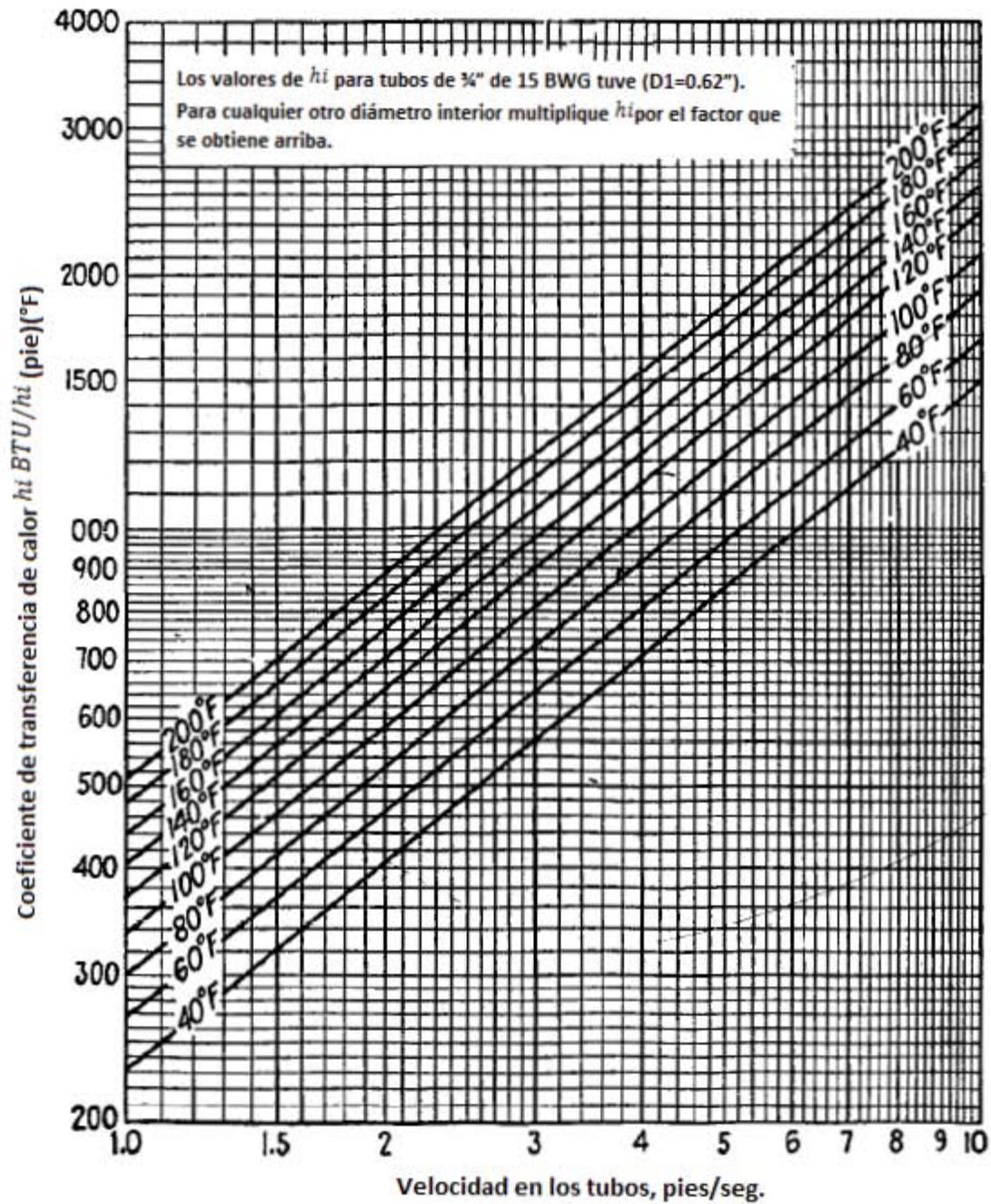


Figura 4.16 Curva de transferencia de calor en el lado de los tubos, con agua como fluido refrigerante

Con la velocidad del fluido en los tubos igual a 3 ft/s y la temperatura calórica igual a 79.7 °F obtendremos:

$$h_i = 720 \frac{BTU}{hr \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}$$

Sin embargo este valor se debe corregir, ya que corresponde a tubos de ¾" de diámetro exterior x 15 BWG. Con la siguiente figura determinamos el factor de corrección.

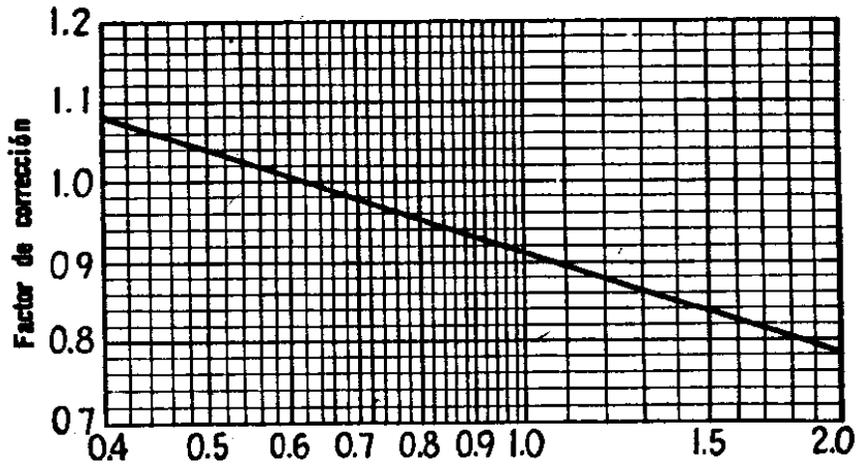


Figura 4.17 Factor de corrección en función del diámetro interior del tubo, en pulgadas.

El diámetro interior del tubo de ½ " calibre 14 es de 0.334 in, dicho valor se encuentra fuera del rango de la gráfica.

De los valores que se pueden obtener de la gráfica 4.17, calcularemos una ecuación característica.

diámetro interior	Factor de corrección
0.4	1.08
0.5	1.04
0.6	1.005
0.62	1
0.9	0.93
1.5	0.84
2	0.78

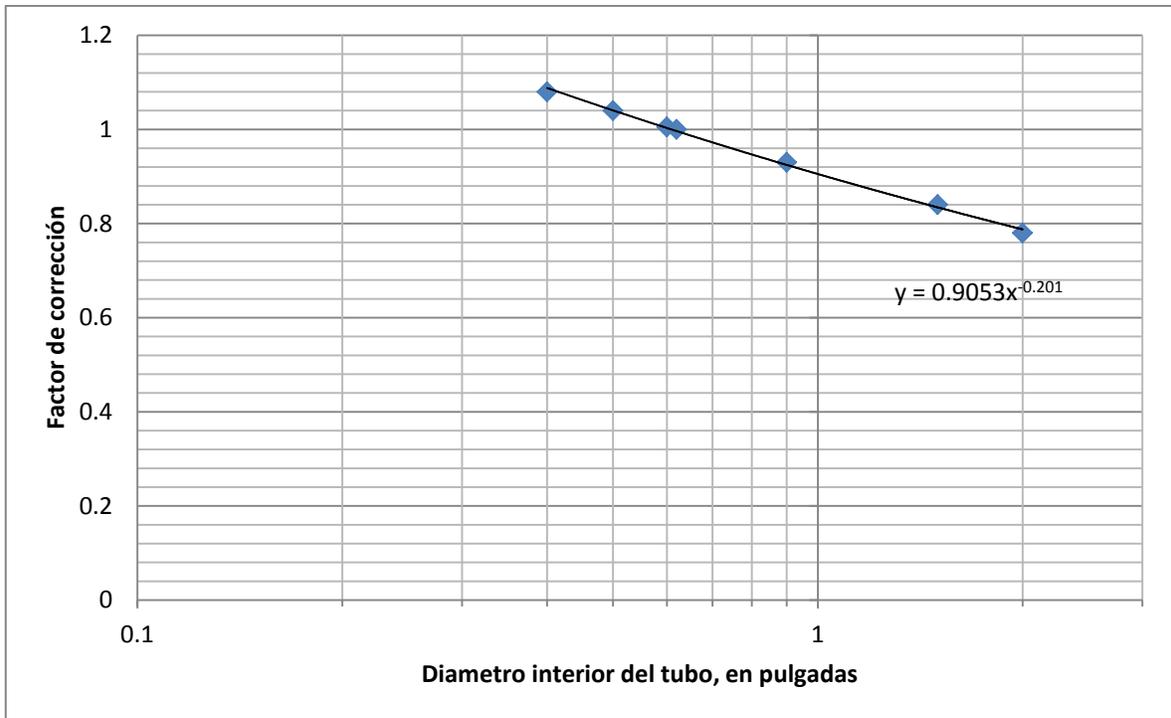


Figura 4.18 Ecuación característica del factor de corrección en función del diámetro interior del tubo.

Factor de corrección para un valor de $x = 0.334 \text{ in}$;

$$y = 0.9053x^{-0.201}$$

$$y = 0.9053(0.334)^{-0.201}$$

$$y = 1.128546558$$

Aplicando el factor de corrección a h_i :

$$h_i = \left(720 \frac{BTU}{hr \cdot ft^2 \cdot ^\circ F} \right) (1.128546558) = 812.5535218 \frac{BTU}{hr \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}$$

Corrigiendo el valor en base a diámetros de tubo:

Diámetro interior = 0.334 in

Diámetro exterior = 0.5 in

$$h_{io} = 806.4 \frac{BTU}{hr \cdot ft^2 \cdot ^\circ F} \left(\frac{0.334in}{0.5in} \right)$$

$$h_{io} = 542.7857526 \frac{BTU}{hr \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}$$

Coeficiente individual de transferencia de calor para el lado de la carcasa

Queda determinado por la formula:

$$h_o = \frac{J_H}{Deq} \cdot K \left(\frac{C\mu}{K} \right)^{1/3}$$

Dónde:

h_o = Coeficiente individual de transferencia de calor por el lado de la carcasa.

J_H = Coeficiente de transferencia de calor para el lado de la carcasa.

Deq = Diámetro equivalente.

K = Conductividad térmica.

C = Calor específico del fluido.

μ = Viscosidad dinámica.

Partimos con el cálculo del coeficiente de transferencia de calor, J_H determinado mediante el siguiente diagrama.

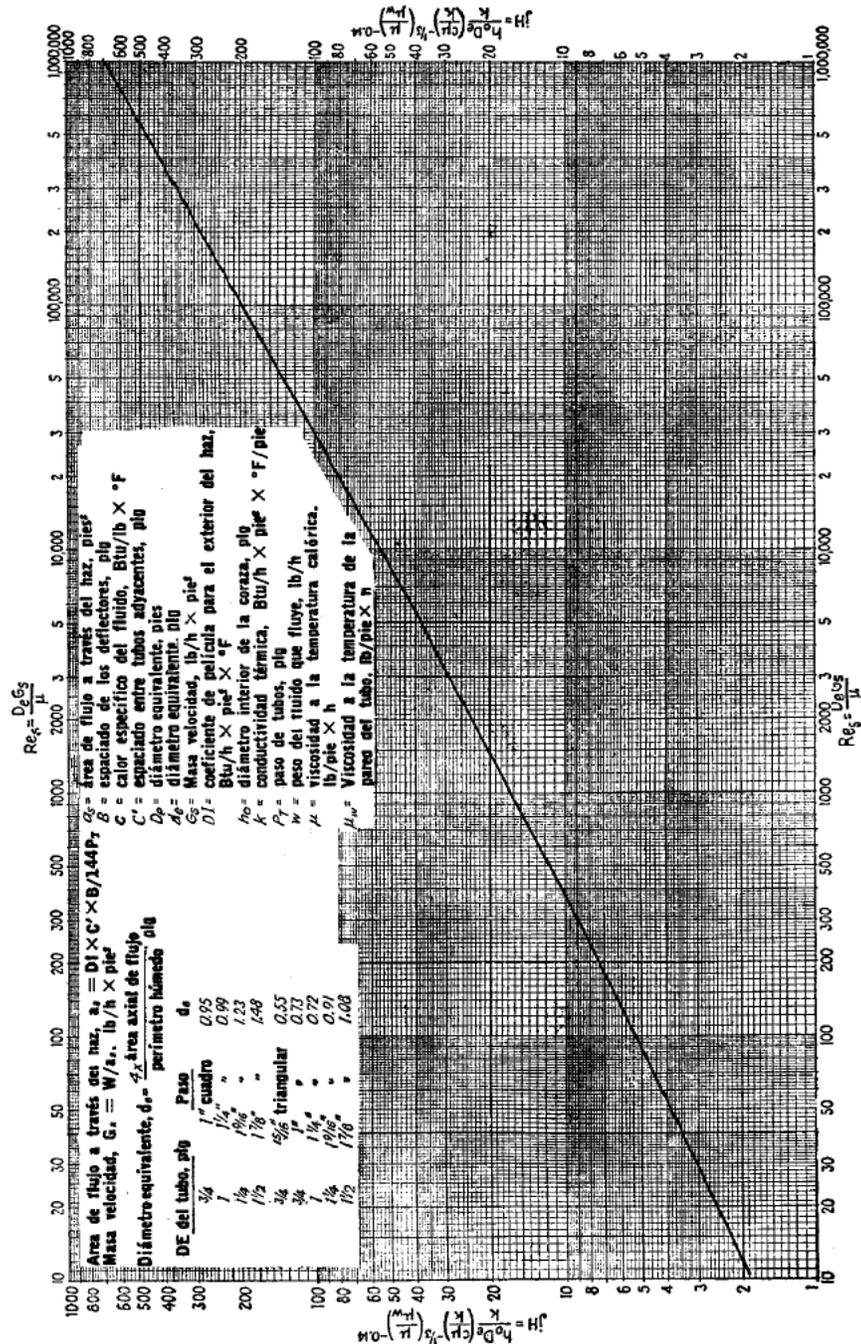


Figura 4.19 Curva de transferencia de calor para el lado de la carcasa, haz de tubos y deflectores segmentados 25% (Kern, 1999).

Número de Reynolds

El método requiere conocer el número de Reynolds, para el lado de la carcasa tenemos que:

$$Re_s = \frac{De \cdot G_s}{\mu}$$

Donde:

De = Diámetro equivalente.

G_s = Masa velocidad, correspondiente a lado de la carcasa.

μ = Viscosidad dinámica a la temperatura calórica del fluido de la carcasa.

Para determinar el número de Reynolds, aun debemos de calcular otros valores.

Diámetro equivalente.

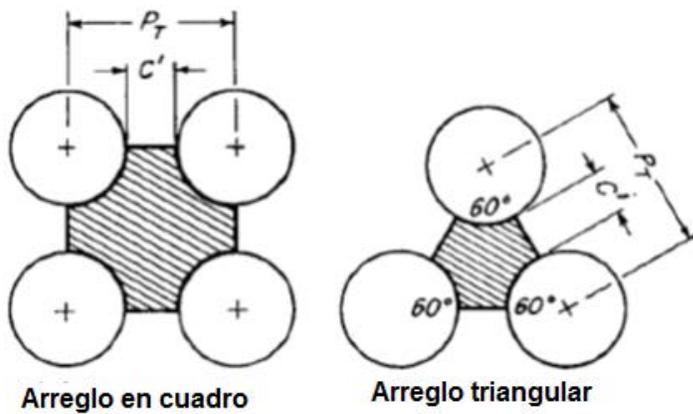


Figura 4.20 Representación gráfica del diámetro equivalente, según el arreglo de los tubos (Kern, 1999).

El diámetro equivalente para un arreglo en cuadro, queda determinado por:

$$De = \frac{4 \left(P_t^2 - \frac{\pi (d_{ext})^2}{4} \right)}{\pi d_{ext}}$$

Donde:

De = Diámetro equivalente

P_t = Pitch

d_{ext} = Diámetro exterior del tubo

El diámetro equivalente para un arreglo en triángulo, queda determinado por:

$$De = \frac{4 \left[0.43(Pt)^2 - \frac{\pi(dext)^2}{8} \right]}{\frac{\pi dext}{2}}$$

Donde:

De = Diámetro equivalente

Pt = Pitch

$dext$ = Diámetro exterior del tubo

Sustituyendo valores en un arreglo en triángulo:

$$De = \frac{4 \left[0.43(0.625in)^2 - \frac{\pi(0.5in)^2}{8} \right]}{\frac{\pi(0.5in)}{2}}$$

$$De = \frac{4[0.16796875in^2 - 0.0981747704in^2]}{0.7853981634in}$$

$$De = 0.3554578191in = 0.02962148493ft$$

Masa velocidad del fluido en el lado de la carcasa

Queda determinado por la fórmula:

$$Gs = \frac{Ws}{as}$$

Donde:

Ws = Gasto del fluido por el lado de la carcasa $\left(\frac{lb}{hr}\right)$

as = Area total del flujo por el lado de la carcasa (ft^2)

Es necesario determinar el área total de flujo de la carcasa.

Área total del flujo por el lado de la carcasa

El área total del flujo está dada por:

$$as = \frac{DInt \times C' \times B}{pt \times 144}$$

Donde:

$DInt$ = Diámetro interior de la carcasa (in)

C' = Distancia entre tubos.

B = Espaciamiento entre deflectores.

pt = Pitch, espacio entre centros de tubos.

Tubo de 4" nominal cedula 40 espaciamiento entre mamparas igual a 0.2 x (Diámetro Interior).

Sustituyendo valores:

$$as = \frac{(4.026in)(0.125in)(0.8in)}{0.625in(144)}$$

$$as = 0.00447333ft^2$$

Sustituyendo en la fórmula de Masa velocidad:

$$Gs = \frac{Ws}{as} = \frac{178.0236546 \frac{lb}{hr}}{0.00447333ft^2} = 39799.60966 \frac{lb}{hr \cdot ft^2}$$

La viscosidad dinámica del fluido de la carcasa:

$$\mu = 3.86 \text{ ctp}$$

Con estos datos calculamos el número de Reynolds:

$$Res = \frac{De Gs}{\mu} = \frac{(0.02962148493ft) \left(39799.60966 \frac{lb}{hr \cdot ft^2} \right)}{(3.86ctp) \left(2.42 \frac{lb}{hr \cdot ft} \right)}$$

$$Res = 126.2068618$$

Conociendo el número de Reynolds, en la figura 4.19 determinamos el factor J_H para el lado de la carcasa.

$$J_H = 6$$

Conductividad térmica para soluciones de Bromuro de Litio-Agua.

Un reporte realizado por los autores A.S.Teja y S.M. Jeter, donde experimentalmente determinan la conductividad térmica en diferentes concentraciones, a diferentes temperaturas nos permite determinar esta propiedad en función de la temperatura y el porcentaje de la solución.

La relación obtenida es:

$$K(T, X) = A(T) + B(T)X + C(T)X^2$$

$$A(T) = a_1 + a_2T + a_3T^2$$

$$B(T) = b_1 + b_2T + b_3T^2$$

$$C(T) = c_1 + c_2T + c_3T^2$$

Constante	Valor
a_1	-1407.5255
a_2	11.051253
a_3	$-1.4674147 \times 10^{-2}$
b_1	38.98555
b_2	-0.24047484
b_3	3.4807273×10^{-4}
c_1	-0.26502516
c_2	1.5191536×10^{-3}
c_3	$-2.3226242 \times 10^{-6}$

Donde:

K = Conductividad térmica en $mW/m^{\circ}K$

T = Temperatura en $^{\circ}K$

X = Porcentaje de $LiBr$

Para el fluido por el lado de la carcasa, los valores son:

$$X = 54\%$$

$$T = 33.6111 \text{ } ^\circ\text{C} = 306.7611 \text{ } ^\circ\text{K}$$

Sustituyendo en la correlación de A.S. Teja

$$A(T) = -1407.5255 + 11.05253(306.7611) - 1.4674147 \times 10^{-2}(306.7611)^2$$

$$A(T) = 602.3587881$$

$$B(T) = 38.985550 - 0.24047484(306.7611) + 0.00034807273(306.7611)^2$$

$$B(T) = -2.028306754$$

$$C(T) = -0.26502516 + 0.0015191536(306.7611) - 0.0000023226242(306.7611)^2$$

$$C(T) = -0.01757237818$$

$$K = 602.3587881 - 2.028306754(54) - 0.01757237818(54)^2$$

$$K = 441.5891686 \text{ mW/m}^\circ\text{K}$$

$$K = 0.4415891686 \text{ mW/m}^\circ\text{K} \left[\frac{1 \frac{\text{BTU}}{\text{ft} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}}}{1.73073 \frac{\text{W}}{\text{m}^\circ\text{K}}} \right]$$

$$K = 0.2551461918 \frac{\text{BTU}}{\text{ft} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}}$$

Calor específico de la solución de Bromuro de Litio al 54%

Fue determinada en la figura 4.6.

$$2.08 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{K}} \left(\frac{0.2551461918 \frac{\text{BTU}}{\text{ft} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}}}{1 \frac{\text{KJ}}{\text{Kg}^\circ\text{K}}} \right) = 0.496799472 \frac{\text{BTU}}{\text{lb} \cdot ^\circ\text{F}}$$

Aplicando los valores obtenidos a la formula:

$$h_o = \frac{J_H}{Deq} \cdot K \left(\frac{C\mu}{K} \right)^{1/3}$$

$$h_o = \left(\frac{6}{0.029621484 \text{ ft}} \right) \left(0.2551461918 \frac{BTU}{\text{ft} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}} \right) \cdot \left[\frac{\left(0.496799472 \frac{BTU}{\text{ft} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}} \right) (3.86 \text{ ctp}) \left(2.42 \frac{\text{lb}}{\text{ft} \cdot \text{hr}} \right)}{0.2551461918 \frac{BTU}{\text{ft} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}}} \right]^{1/3}$$

$$h_o = 51.68131018 \cdot 2.629853575$$

$$h_o = 135.9159209 \frac{BTU}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

Por último, sustituimos h_{io} y h_o a la formula de Coeficiente global de transferencia de calor.

$$U_{cal} = \frac{(h_{io})(h_o)}{h_{io} + h_o} = \frac{(542.7857526)(135.9159209)}{542.7857526 + 135.9159209}$$

$$U_{cal} = 108.6975141 \frac{BTU}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

Obtenido el coeficiente global de transferencia de calor, calculamos el área:

Área calculada de transferencia de calor.

$$A_{cal} = \frac{Q_{sal}}{U_{cal} \times \Delta T_{corr}}$$

Dónde:

A_{cal} = Área calculada de transferencia de calor (ft^2)

Q_{sal} = Calor retirado ($\frac{BTU}{\text{hr}}$)

U_{cal} = Coeficiente global de transferencia de calor $\left(\frac{BTU}{hr \cdot ft^2 \cdot ^\circ F}\right)$

ΔT_{corr} = Incremento de temperatura corregida ($^\circ F$)

Sustituyendo valores.

$$Q_{sal} = 22116.42435 \frac{BTU}{hr}$$

$$\Delta T_{corr} = 11.35944 \text{ } ^\circ F$$

$$U_{cal} = 108.6975741 \text{ } BTU/hr \cdot ft^2 \cdot ^\circ F$$

$$A_{cal} = \frac{22116.42435 \text{ } BTU/hr}{108.6975741 \text{ } BTU/hr \cdot ft^2 \cdot ^\circ F \times 11.35944 \text{ } ^\circ F}$$

$$A_{cal} = 17.91175501 \text{ } ft^2$$

Comparando resultados de áreas de transferencia de calor:

$$(A_{cal} = 17.91175501 \text{ } ft^2) \gg (A_{sup} = 3.893928636 \text{ } ft^2)$$

Se determina que el método por tablas no es aplicable para nuestra aplicación.

4.6 DISEÑO DEL ABSORBEDOR EN BASE AL COEFICIENTE DE TEMPERATURA CALCULADO

Partiendo de que la misma selección de tubos, diámetro exterior de ½" calibre 14.

$$\text{Área de flujo por tubo} = 0.0876 \text{ in}^2 = 0.0006083 \text{ ft}^2$$

$$\text{Área total de flujo} = \frac{\text{flujo volumétrico}}{(\text{velocidad del fluido})(\text{densidad})}$$

$$\text{Área total de flujo} = \frac{4109.091413 \frac{\text{lb}}{\text{hr}} \left(\frac{1 \text{ hr}}{3600 \text{ s}} \right)}{\left(3 \frac{\text{ft}}{\text{s}} \right) \left(62.48 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^3} \right)} = \frac{1.141414281 \frac{\text{lb}}{\text{s}}}{187.44 \frac{\text{lb}}{\text{ft}^2 \cdot \text{s}}} = 6.0894915 \times 10^{-3} \text{ ft}^2$$

El número de tubos queda determinado por:

$$\text{Numero de tubos} = \frac{0.0060894915 \text{ ft}^2}{0.0006083 \text{ ft}^2} = 10.01067154 \cong 10$$

El valor se multiplica por 2, que es el número de pasos = 10 (2) = 20

Longitud de los tubos.

$$\text{Longitud} = \frac{\text{area calculada}}{(\pi)(\text{Diámetro exterior})(\text{numero de tubos})}$$

$$\text{Longitud} = \frac{17.91175501 \text{ ft}^2}{(\pi)(0.50 \text{ in}) \left(\frac{1 \text{ ft}}{12 \text{ in}} \right) (20)} = 6.841786 \text{ ft}$$

Longitud \cong 7 ft

Las posibles configuraciones son:

	Pasos (n)	Numero de tubos (Nt)	Longitud (ft)
1 opción	2	20	7
2 opción	4	40	4
3 opción	6	60	3

Se selecciona la opción 2, correspondiente a 4 pasos en el lado de los tubos y 4 ft de longitud.

Coefficiente individual de transferencia de calor por el lado de los tubos.

Es el mismo que fue calculado anteriormente.

Coefficiente individual de transferencia de calor por el lado de la carcasa.

Los valores que cambian se presentan a continuación:

Masa velocidad del fluido en el lado de la carcasa

Queda determinado por la fórmula:

$$G_s = \frac{W_s}{a_s}$$

Donde:

W_s = Gasto del fluido por el lado de la carcasa $\left(\frac{lb}{hr}\right)$

a_s = Area total del flujo por el lado de la carcasa (ft^2)

Es necesario determinar el área total de flujo de la carcasa.

Área total del flujo por el lado de la carcasa

El área total del flujo está dada por:

$$a_s = \frac{D_{Int} \times C' \times B}{p_t \times 144}$$

Donde:

D_{Int} = Diámetro interior de la carcasa (in)

C' = Distancia entre tubos.

B = Espaciamiento entre deflectores.

p_t = Pitch, espacio entre centros de tubos.

Tubo de 6" nominal cedula 40, espaciamento entre mamparas igual a 0.2 x (Diámetro Interior = 6.065 in).

Sustituyendo valores:

$$as = \frac{(6.065in)(0.125in)(1.2in)}{0.625in(144)}$$

$$as = 0.010108333ft^2$$

Sustituyendo en la fórmula de Masa velocidad:

$$Gs = \frac{Ws}{as} = \frac{178.0236546 \frac{lb}{hr}}{0.010108333ft^2} = 17611.57922 \frac{lb}{hr \cdot ft^2}$$

La viscosidad dinámica del fluido de la carcasa:

$$\mu = 3.86 \text{ ctp}$$

Con estos datos calculamos el número de Reynolds:

$$Res = \frac{De Gs}{\mu} = \frac{(0.02962148493ft) \left(17611.57922 \frac{lb}{hr \cdot ft^2}\right)}{(3.86ctp) \left(2.42 \frac{lb}{hr \cdot ft}\right)}$$

$$Res = 55.8473353$$

Conociendo el número de Reynolds, en la figura 4.19 determinamos el factor J_H para el lado de la carcasa.

$$J_H = 4$$

Aplicando los valores obtenidos a la formula:

$$ho = \frac{J_H}{Deq} \cdot K \left(\frac{C\mu}{K}\right)^{1/3}$$

$$h_o = \left(\frac{4}{0.029621484 \text{ ft}} \right) \left(0.2551461918 \frac{\text{BTU}}{\text{ft} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}} \right) \cdot \left[\frac{\left(0.496799472 \frac{\text{BTU}}{\text{ft} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}} \right) (3.86 \text{ ctp}) \left(2.42 \frac{\text{lb}}{\text{ft} \cdot \text{hr}} \right)}{0.2551461918 \frac{\text{BTU}}{\text{ft} \cdot \text{h} \cdot ^\circ\text{F}}} \right]^{1/3}$$

$$h_o = 34.4499444 \cdot 2.629853575$$

$$h_o = 90.59830943 \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

Por último, sustituimos h_{io} y h_o a la fórmula de Coeficiente global de transferencia de calor.

$$U_{cal} = \frac{(h_{io})(h_o)}{h_{io} + h_o} = \frac{(542.7857526)(90.59830943)}{542.7857526 + 90.59830943}$$

$$U_{cal} = 77.6392628 \frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}}$$

Obtenido el coeficiente global de transferencia de calor, calculamos el área:

Área calculada de transferencia de calor.

$$A_{cal} = \frac{Q_{sal}}{U_{cal} \times \Delta T_{corr}}$$

Dónde:

A_{cal} = Área calculada de transferencia de calor (ft^2)

Q_{sal} = Calor retirado $\left(\frac{\text{BTU}}{\text{hr}} \right)$

U_{cal} = Coeficiente global de transferencia de calor $\left(\frac{\text{BTU}}{\text{hr} \cdot \text{ft}^2 \cdot ^\circ\text{F}} \right)$

ΔT_{corr} = Incremento de temperatura corregida ($^\circ\text{F}$)

Sustituyendo valores.

$$Q_{sal} = 22116.42435 \frac{BTU}{hr}$$

$$\Delta T_{corr} = 11.35944 \text{ } ^\circ F$$

$$U_{cal} = 77.63926268 \text{ BTU/hr. ft}^2 \cdot ^\circ F$$

$$A_{cal} = \frac{22116.42435 \text{ BTH/hr}}{77.63926268 \text{ BTU/hr. ft}^2 \cdot ^\circ F \times 11.35944 \text{ } ^\circ F}$$

$$A_{cal} = 25.07705832 \text{ ft}^2$$

El equipo absorbedor propuesto contiene:

Tubo de 1/2" exterior, superficie por pie lineal (in²) = 0.1309 ft²/ft (figura 4.14)

Para una carcasa de 6" de diámetro nominal tenemos la siguiente configuración:

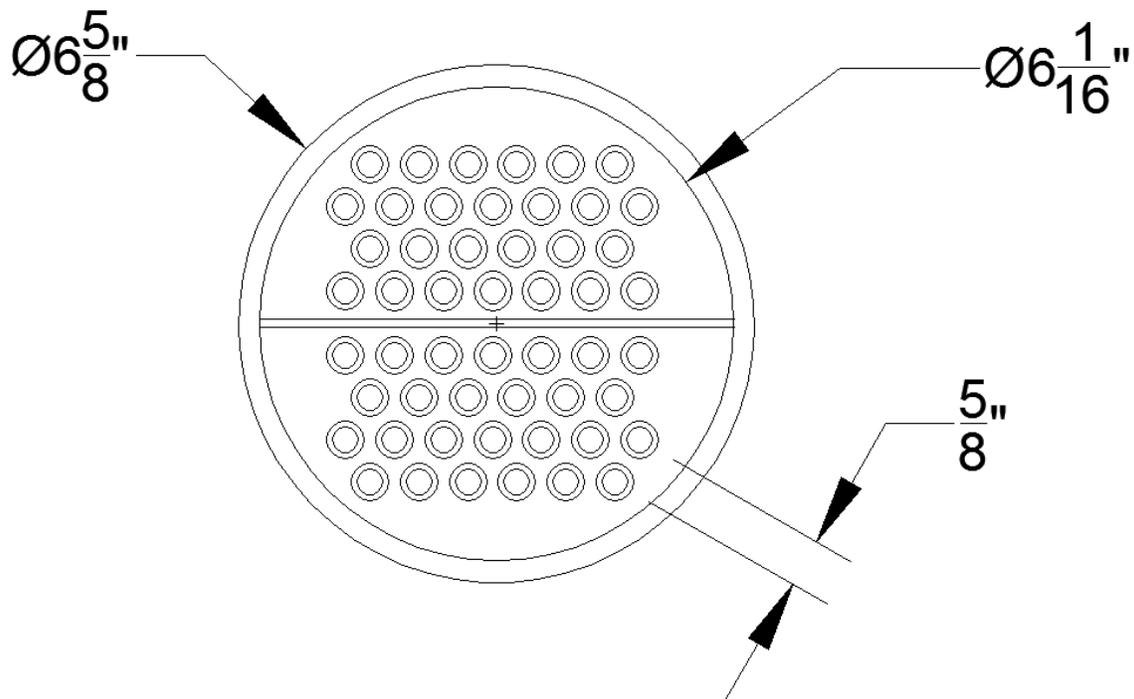


Figura 4.21 Arreglo preliminar de tubos para equipo de Aire Acondicionado Solar

$$\text{Área del absorbedor} = (0.1309 \text{ ft}^2/\text{ft}) (4 \text{ ft}) (52) = 27.2272 \text{ ft}^2$$

Comparación de área del absorbedor con área calculada.

$$F.S. = \frac{27.2272 \text{ ft}^2}{25.07705832 \text{ ft}^2} = 1.08574$$

Por lo tanto, las dimensiones del equipo propuesto son apropiadas para la aplicación requerida.

	Pasos (n)	Numero de tubos (Nt)	Longitud (ft)
2 opción	4	52	4

4.7 DIFERENCIA ENTRE EL DISEÑO PROPUESTO Y EL EQUIPO EXISTENTE

El equipo de Aire Acondicionado Solar existente cuenta con un equipo absorbedor con las siguientes características:

Longitud = 19 in

Número de pasos (n) = 2

Número total de tubos (Nt) = 15

Diámetro exterior de tubo = 5/8 in

BWG o calibre = 18

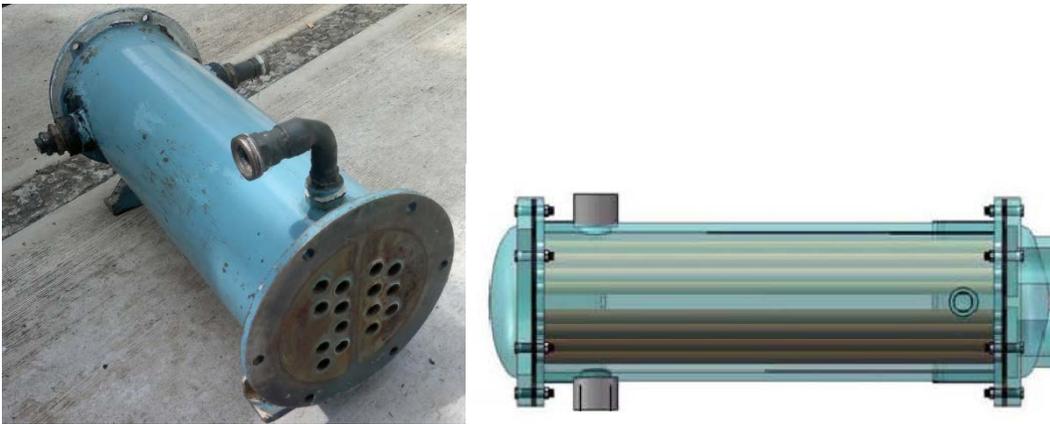


Figura 4.22 Equipo absorbedor existente del sistema de Aire Acondicionado Solar

El equipo existente tiene un área de transferencia de calor de:

$$\text{Área del absorbedor} = \left(\left(\frac{5}{8} \right) / 12 \right) \times \pi \text{ ft}^2 / \text{ft} (1.5833 \text{ ft}) (15) = 3.8860 \text{ ft}^2$$

Los nuevos parámetros de funcionamiento demandan un área de por lo menos 25.07705832 ft^2 .

Los nuevos parámetros de funcionamiento del equipo de Aire Acondicionado Solar demandan un equipo absorbedor de mayor capacidad, que sobrepasa por mucho la capacidad del absorbedor existente.

4.8 FACTIBILIDAD ECONÓMICA

Si bien es difícil determinar un costo de fabricación que sea válido durante un extenso periodo de tiempo, aunado a la constante volatilidad del valor del dólar con respecto al peso mexicano (con tendencia al alza desde el segundo semestre del 2015), presupuestaremos un costo cercano a la realidad considerando los siguientes factores:

Material

Traslado punto de venta – laboratorio o taller de armado

Mano de obra

Consumibles

Nos centraremos especialmente en el costo del material ya que representa el mayor porcentaje del gasto total del equipo. El traslado del material desde los puntos de venta a donde se pretende armar el equipo no pueden ser detallados ya que aún no se ha seleccionado quienes serán los proveedores, únicamente asignaremos un porcentaje estimado. El costo de los consumibles como brocas, discos de corte, soldadura, gases, etc. dependen de los procesos de conformado seleccionados y de la cantidad existente de los mismos en el Centro Tecnológico o Laboratorio de Manufactura según sea el caso, sin embargo incluiremos un porcentaje en el costo total a fin de cubrir cualquier imprevisto. Por último, la mano de obra que se pretende sea cubierta por prestadores de servicio social del Centro Tecnológico de la Facultad de Estudios Superiores Aragón.

Se considera el costo del material desperdiciado, pues en la práctica proveedores de tubos venden piezas completas de 20 pies y no tramos a la medida solicitada.

El equipo absorbedor original fue fabricado en tubo de acero al carbono en la carcasa con tapas de fundición gris y empaque de poliuretano, a pesar de que se protegió el equipo con pintura anticorrosiva se observa gran presencia de corrosión.

Partiendo del diseño y planos de fabricación que proponemos, realizaremos el ejercicio de presupuestar la fabricación en acero inoxidable 316L del cual conocemos las propiedades anticorrosivas, de igual forma seleccionamos un empaque grado químico de la marca Everest® que cumple con las siguientes características:

Propiedades químicas:

Resistencia a grasas y aceites	BUENA
Resistencia al envejecimiento por intemperie y ozono	EXCELENTE
Resistencia a ácidos y álcalis	EXCELENTE
Resistencia a la abrasión	BUENA

Para retrasar lo más posible la corrosión, utilizaremos accesorios en acero inoxidable 316 evitando así procesos de corrosión galvánica.

Partiendo de la lista de materiales que se encuentra en el plano de fabricación dentro de los archivos anexos a esta tesis, presentamos costos de materiales apoyándonos en distintos proveedores de materiales.

Absorbedor para equipo de Aire Acondicionado Solar								
Partida	Cantidad	Unidad	Descripción de la pieza	Cantidad	Unidad	Material	Precio unitario	Precio total
A	1	pz	Carcasa en tubo de acero inoxidable AISI 316 sin costura, 6" de diámetro nominal cédula 40	1	pz	Tubo acero inoxidable 316L sin costura, 6" diámetro nominal (D. Interior 6 - 1/16", D. Exterior 6 - 5/8" cedula 40, longitud de 20 ft.	\$ 7,179.30	\$ 7,179.30
B	52	pz	Tubo Acero Inoxidable T-316 Sin costura de 12.7 mm de diámetro (1/2") Calibre 14.	11	pz	Tubo Acero Inoxidable T-316 Sin costura de 12.7 mm de diámetro (1/2") Calibre 14, longitud de 20 ft.	\$ 405.00	\$ 4,455.00
C	2	pz	Placa de apoyo de acero inoxidable 316, espesor de 3/16"	2	pz	Redondo o "Queso" de acero inoxidable 316 en 6" diámetro x 3/16" de espesor	\$ 780.00	\$ 1,560.00
D	2	pz	Separación de paso en acero inoxidable 316, espesor de 3/16"	1	pz	Placa cuadrada de acero inoxidable 316, medida de 3" x 6", espesor de 3/16".	\$ 497.00	\$ 497.00
E	1	pz	Separación de paso en acero inoxidable 316, espesor de 3/16"	1	pz	Placa cuadrada de acero inoxidable 316, medida de 8" x 7", espesor de 1/4".	\$ 1,595.00	\$ 1,595.00
F	2	pz	Albardilla de soporte en acero inoxidable 316, espesor de 3/16"	1	pz	Brida ciega de acero inoxidable 316 en 8 - 5/8" diámetro x 3/8" de espesor	\$ 1,650.00	\$ 3,300.00
G	2	pz	Brida del casco en acero inoxidable 316, espesor de 3/8"	2	pz	Brida Slip On de acero inoxidable 316 en 8 - 5/8" diámetro x 3/8" de espesor	\$ 1,200.00	\$ 2,400.00
H	1	pz	Brida/Cubierta del cabezal posterior en acero inoxidable 316, espesor de 3/8"	2	pz	Medio cople roscado en acero inoxidable 316, diámetro nominal de 1 - 1/2"	\$ 448.20	\$ 896.40
I	1	pz	Brida/Cubierta del cabezal estacionario en acero inoxidable 316, espesor de 3/8"	1	pz	Medio cople roscado en acero inoxidable 316, diámetro nominal de 1"	\$ 172.80	\$ 172.80
J	2	pz	Tobera del casco, 1 1/2" diam. en acero 316	1	pz	Medio cople roscado en acero inoxidable 316, diámetro nominal de 1/2"	\$ 75.60	\$ 75.60
K	1	pz	Tobera del casco, 1" diam. en acero 316	1	pz	Empaque grado químico Hypalon® (Polímero de Etileno Clorosulfonado), placa de 1m x 1 m y espesor de 1/8".	\$ 928.31	\$ 928.31
L	2	pz	Tobera del canal estacionario, 1/2" diam. en acero inoxidable 316	12	pz	Tornillo de acero inoxidable con tuerca	\$ 31.27	\$ 375.24
M	1	pz	Empaque grado químico lado cabezal posterior			Subtotal =		\$ 23,434.65
N	1	pz	Empaque grado químico lado cabezal estacionario			IVA =		\$ 3,749.54
O	12	pz	Tornillo de acero inoxidable de 1/2" de diámetro x 1 1/2" de longitud con tuerca			Total =		\$ 27,184.19

Figura 4.23 Cotización de materiales requeridos según plano de fabricación

Para fines prácticos en el ejercicio de factibilidad económica del proyecto presentado, consideramos un 10% del costo del material para gastos de traslado y flete de materiales asimismo otro 10% para materiales consumibles como lo son discos de corte, brocas, soldadura.

Absorbedor para equipo de Aire Acondicionado Solar		
Partida	Descripción	Precio total
1	Material IVA incluido	\$ 27,184.19
2	Traslados y/o fletes de material. 10% del valor del material	\$ 2,718.42
3	Consumibles. 10% del valor del material	\$ 2,718.42
4	Mano de obra	\$ -
	TOTAL	\$ 32,621.03

El costo del equipo en las condiciones descritas es de \$ 32,621.03 IVA incluido a la fecha del 01 de abril del 2016, sabiendo que en general los proveedores tienen una vigencia en las cotizaciones presentadas de 30 días.

Se plantea la fabricación de este equipo en un futuro próximo por lo que se recomienda una actualización de precios antes de presentar el estudio de factibilidad económica.

CONCLUSIONES

Con el desarrollo de este trabajo se contribuyó a generar un interés por el desarrollo de nuevas tecnologías en el ámbito de las energías renovables, pues los involucrados en el proyecto, y también aquellos que no se involucraron a fondo, conocieron como se puede generar “frio” a partir de la energía solar.

Se explicaron los ciclos que se pueden usar para la refrigeración y en especial para aire acondicionado, se detallaron los principales componentes, funcionamiento, ventajas y desventajas y en general todo aquello que involucra un ciclo de absorción.

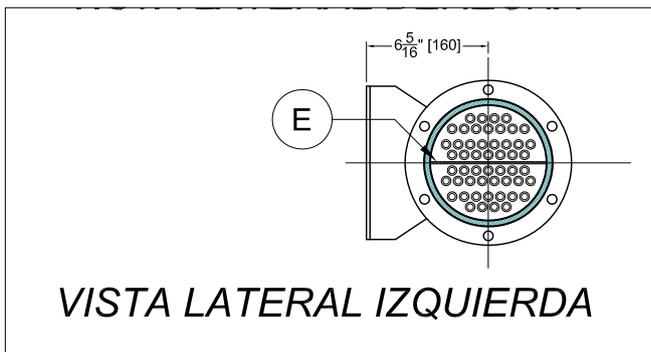
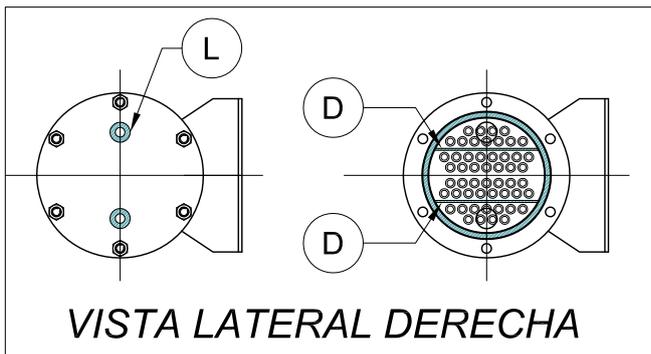
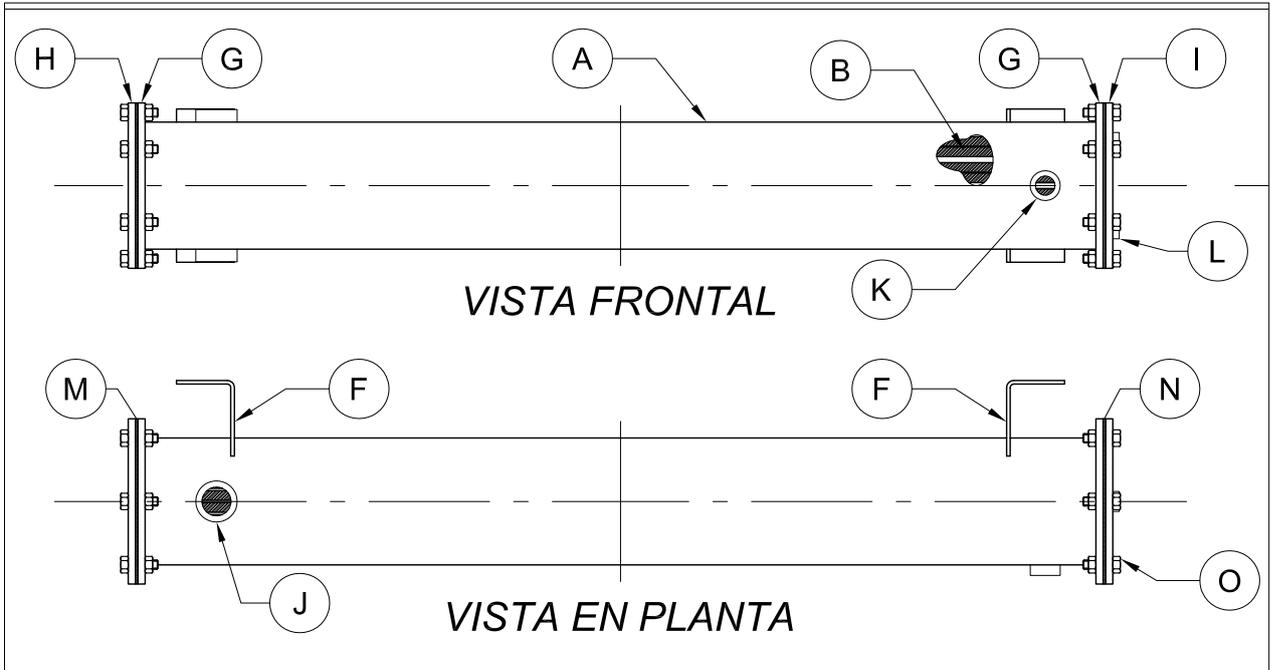
Se determinó que, es necesario calcular el equipo absorbedor por cada componente y no por tablas de coeficiente global de transferencia de calor que se muestran en varios textos que hacen referencia a ciclos de absorción e intercambiadores de calor.

Este trabajo también nos da un panorama general de lo complicado de estos equipos en el aspecto tecnológico pues los textos que hacen referencia a equipos de aire acondicionado solar, en especial al ciclo de absorción son escasos, sin embargo confiamos que el interés por las energías renovables atraiga la atención para continuar desarrollando conocimientos y tecnologías sustentables.

Planteamos un método para el cálculo y diseño para el absorbedor que se adecua a las nuevas capacidades del equipo existente en el Centro Tecnológico. Este método podrá ser consultado como futura referencia en el cálculo y diseño de equipos Aire Acondicionado por Absorción Bromuro de Litio – Agua, específicamente para el absorbedor.

El desarrollo de este proyecto cumplió nuestras expectativas, los desafíos encontrados a lo largo de la investigación nos permitieron poner a prueba los conocimientos adquiridos durante nuestra estancia en la universidad.

ANEXOS



Absorbedor para equipo de Aire Acondicionado Solar			
Partida	Cantidad	Unidad	Descripción
A	1	pza	Carcasa en tubo de acero inoxidable AISI 316 sin costura, 6" de diámetro nominal cédula 40
B	52	pza	TUBING Acero Inoxidable T-316 Sin costura de 12.7 mm de diámetro (1/2") Calibre 14.
C	2	pza	Placa de apoyo de acero Inoxidable 316, espesor de 3/16"
D	2	pza	Separación de paso en acero Inoxidable 316, espesor de 3/16"
E	1	pza	Separación de paso en acero Inoxidable 316, espesor de 3/16"
F	2	pza	Albardilla de soporte en acero Inoxidable 316, espesor de 3/16"
G	2	pza	Brida del casco en acero inoxidable 316, espesor de 3/8"
H	1	pza	Brida/Cubierta del cabezal posterior en acero inoxidable 316, espesor de 3/8"
I	1	pza	Brida/Cubierta del cabezal estacionario en acero inoxidable 316, espesor de 3/8"
J	2	pza	Tobera del casco, 1 1/2" diam. en acero 316
K	1	pza	Tobera del casco, 1" diam. en acero 316
L	2	pza	Tobera del canal estacionario, 1/2" diam. en acero inoxidable 316
M	1	pza	Empaque grado químico lado cabezal posterior
N	1	pza	Empaque grado químico lado cabezal estacionario
O	12	pza	Tornillo de acero inoxidable de 1/2" de diámetro x 1 1/2" de longitud con tuerca



Proyecto: **EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO SOLAR
DISEÑO DEL ABSORBEDOR**

Plano: **Detalle de fabricación de equipo absorbedor.
Vistas y componentes**

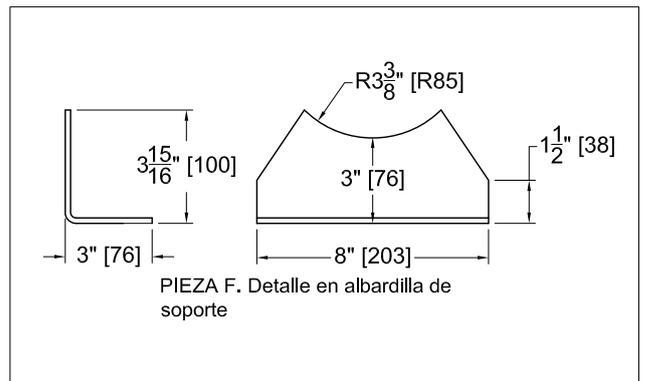
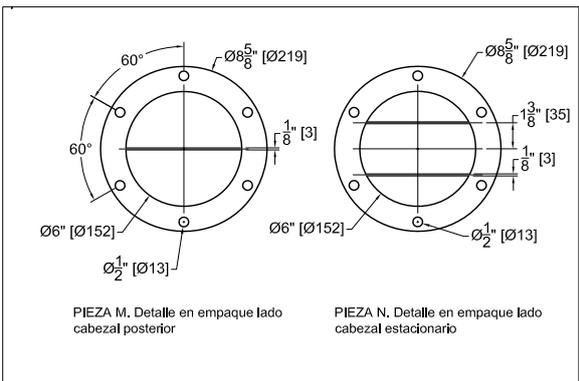
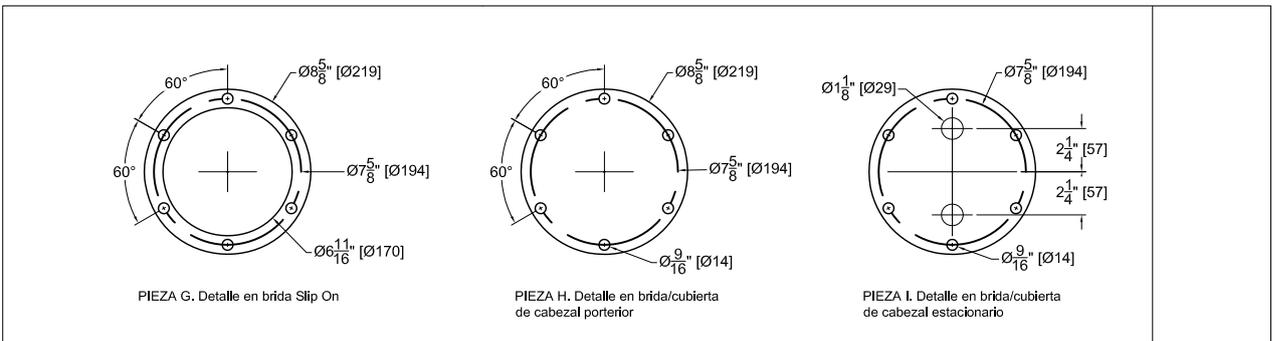
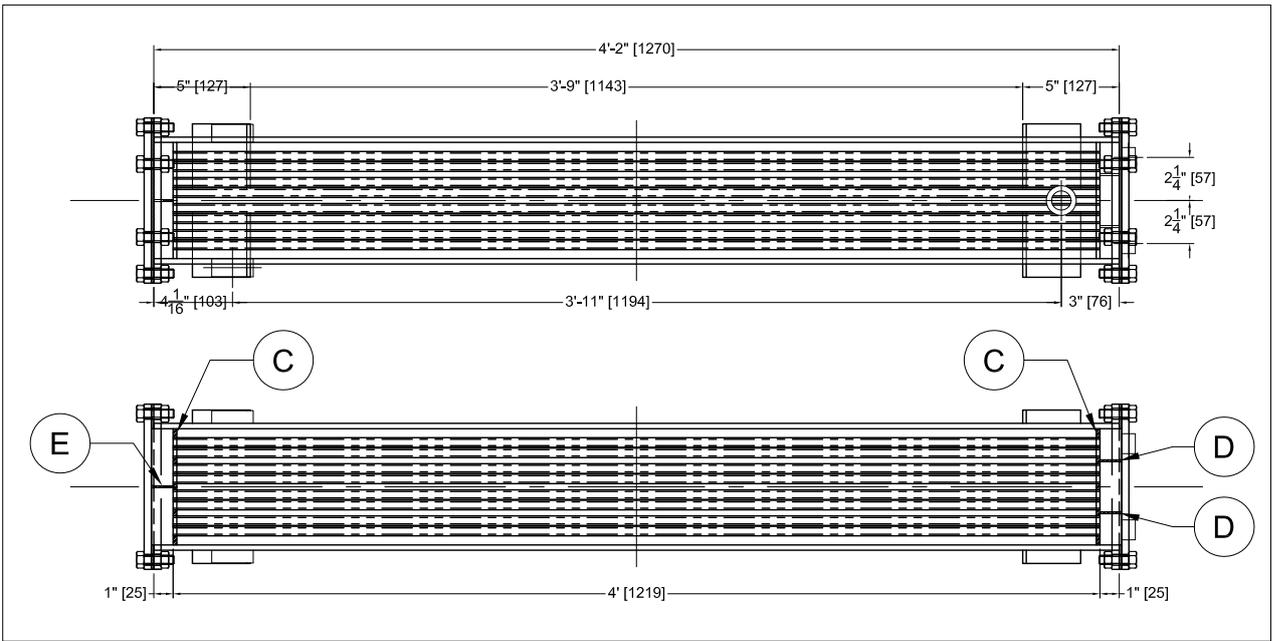
Fecha: **DIC-2015**

Escala: **1:0.1**

Nº Plano: **01**

Centro Tecnológico Aragón UNAM

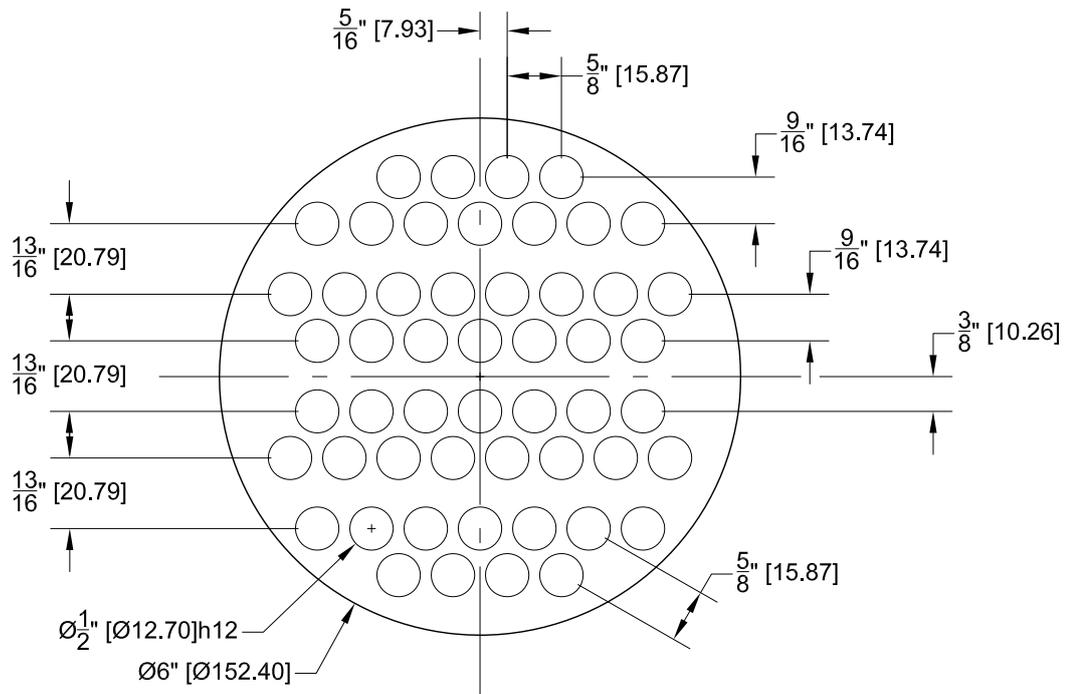
Ubicación: **Nezahualcóyotl Estado de México, México**



Escala 1: 0.15

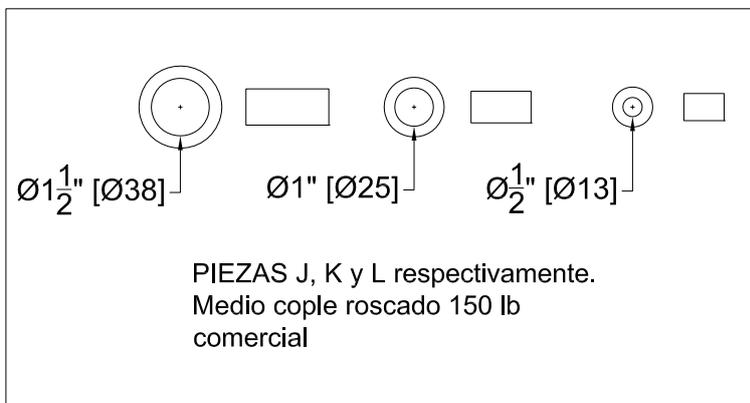


Proyecto:	EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO SOLAR DISEÑO DEL ABSORBEDOR	Fecha:	DIC-2015	Nº Plano:	02
Plano:	Detalle de fabricación de equipo absorbedor Detalle de piezas	Escala:	1:0.10		
Centro Tecnológico Aragón UNAM		Ubicación: Nezahualcóyotl Estado de México, México			

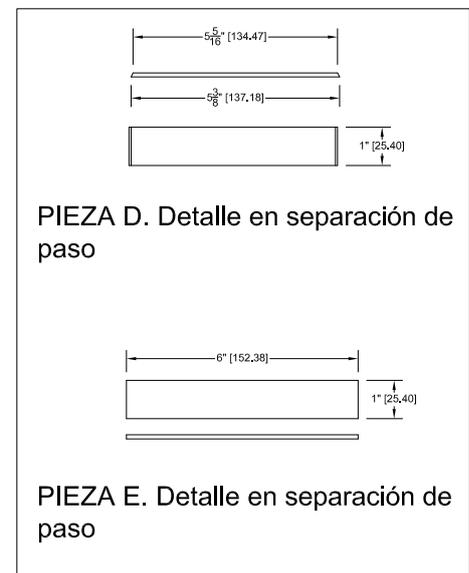


PIEZA C. Detalle en placa de apoyo

Escala 1: 0.45



Escala 1: 0.2



Escala 1: 0.2



Proyecto: EQUIPO DE AIRE ACONDICIONADO SOLAR
DISEÑO DEL ABSORBEDOR

Fecha: DIC/2015

Nº Plano:

Plano: Detalle de fabricación de equipo absorbedor
Detalle de piezas

Escala: 1:0.2

03

Centro Tecnológico Aragón UNAM

Ubicación: Nezahualcóyotl Estado de México, México

Cotizacion VA13894		Dolares	30 March 2016
--------------------	--	---------	---------------

Cliente: (33999999) CLIENTE VARIO VALLEJO

TEL. EXT.

RFC: XAXX010101000

Atn:

Referencia:

Concepto: CONTADO

USUARIO: ALOPEZM

Observaciones:

Artículo	Descripción	Cant	UM	Precio	Importe	T/Entrega
TU0152	TUBO AI T-316 S/C DE 152 MM C-40 1 pza. T/E 2 DÍAS	6.17	m	\$398.85	\$2,460.90	
TG0061	TUBING AI T-316 S/C DE 12.7 MM C-14 10 pzs. T/E 2 DÍAS	61.00	m	\$22.50	\$1,372.50	

Importe: \$3,833.40

Sub Total: \$3,833.40

Anticipos:

Impuestos: \$613.34

Importe Total: \$4,446.75

*MATERIAL SUJETO A VENTA
*PRECIOS EN DÓLARES + IVA
*CONDICIONES DE PAGO : CONTADO
*VIGENCIA DE COTIZACIÓN : 3 DÍAS
*PRECIOS SUJETOS A CAMBIO SIN PREVIO AVISO
*PEDIDO POR ESCRITO
*SE REQUIERE ANTICIPO DEL 50%
*TIPO DE CAMBIO PARA HOY : \$ 17.4015
*INCANCELABLE

Adriana López Martínez
SUC.: VALLEJO
PONIENTE 118 No.441
INDUSTRIAL VALLEJO
02300 MEXICO, DISTRITO FEDERAL
TEL: 55874322 FAX: 55874963
LADA SIN COSTO 01-800-DM-INOX-1
01-800-36-4689-1
alopez@metalica.com.mx
vallejo@metalica.com.mx

ATENTAMENTE
MOSTRADOR VALLEJO
VENTAS



EMPAQUE AMBAR

Polímero de Isopreno

APLICACIONES:

Empaque de hule natural, con las características de máxima resistencia, elongación y flexibilidad que caracterizan al hule natural.



PRESENTACION:

	Medida	Espesor
Placa	1m x 1m	1/16" hasta 1"
Rolló	1m ancho x 10m largo	1/16" hasta 5/16"
Rolló	1m ancho x 5m largo	3/8" hasta 5/8"

PROPIEDADES MECANICAS:

Dureza shore "A"	Tensión Mínima PSA	Elongación Mínima %	Rango de Temperatura °C
40-50	1250	500 %	-25 a 80

PROPIEDADES QUIMICAS:

Grasas y Aceites	Intemperie y Ozono	Alcalis y Acidos	Abrasión
M	R	B	R



EMPAQUE GRADO QUIMICO HYPALON^{MR}

Polímero de Etileno Clorosulfonado

APLICACIONES:

El empaque ideal para fabricar bridas o juntas en la industria de proceso químico, extraordinaria resistencia al envejecimiento por intemperie y calor, inafectada por la luz solar. Resistente a los ácidos y bases fuertes y a una gran variedad de productos químicos.

PRESENTACION:

	Medida	Espesor
Placa	1m x 1m	1/16" hasta 1"
Rolló	1m ancho x 10m largo	1/16" hasta 1/4"

PROPIEDADES MECANICAS:

Dureza shore "A"	Tensión Mínima PSA
60-65	800
Elongación Mínima %	Rango de Temperatura °C
330 %	-25 a 165



PROPIEDADES QUIMICAS:

Grasas y Aceites	Intemperie y Ozono	Alcalis y Acidos	Abrasión
B	E	E	B

BIBLIOGRAFÍA

- ASHRAE HVAC 2001 *Fundamentals Handbook*. . (2001). Carrier Corp.
- Burghardt, M. D. (1984). *Ingeniería Termodinámica*. México: Harla.
- Durán Lara, J. M., & Santiago Castillo, J. R. (2010). Diseño y armado del sistema de aire acondicionado solar. *Tesis*. Universidad Nacional Autónoma de México, Facultad de Estudios Superiores Aragón, México.
- Hernández Goribar, E. (1973). *Fundamentos de aire acondicionado y refrigeración*. México: Limusa.
- Hiderman, W. L. (2010). *Termodinámica para ingeniería con transferencia de calor*. México: McGraw Hill.
- Hiderman, W. L., & John, J. E. (1996). *Termodinámica para ingeniería con transferencia de calor*. MEXICO: TRILLAS.
- Ibañez Plana, M., Rosell Polo, J. R., & Rosell, J. I. (2011). *Tecnología Solar*. España: Mundiprensa.
- Juan, d. C. (1989). *Energía solar para viviendas*. Barcelona España: CEAC.
- Kern, D. Q. (1999). *Procesos de Transferencia de Calor*. México: Continental.
- Mendez Muñiz, J. M., & Garcia. F, R. C. (2011). *Energía Solar Termica*. Madrid: FUNDACION CONFEMETAL.
- Moring Faires, V. (s.f.). *Termodinámica*. México: simmang.
- Perry, R. H. (1997). *Perry's Chemical Engineers' Handbook*. McGraw-Hill.
- Pita, E. G. (s.f.). *Acondicionamiento de aire (Principios y sistemas)*. Edward G. Pita.: Continental, S.A. de C.V.
- Rodríguez Rodríguez, J. L. (2010). Evaluación y propuesta de mejoras del equipo: Aire Acondicionado Solar. *Tesis*. Universidad Nacional Autónoma de México, Facultad de Estudios Superiores Aragón, México.
- Sanchez Maza, M. A. (2008). *Energía Solar Termica*. México: Limusa.
- Teja, A. S., & Jeter, S. M. (s.f.). *Thermophysical property data for lithium bromide/water solutions at elevated temperatures*. the American Society of Heating, Refrigerating and Air-conditioning engineers. A. S. TEJA.
- Torrella Alcaraz, E. (s.f.). *La producción de frío*. Valencia.: Editorial de la Universidad Politecnica de Valencia.