

Universidad de Cienfuegos “Carlos Rafael Rodríguez”

Facultad de Mecánica.



Evaluación de una máquina de absorción Electrolux-Cerver y Proyecto preliminar de cambio de fuente de energía térmica.

Tesis en opción al título de Ingeniero Mecánico.

Autor: Alexander Fundora Padrón.

Tutor: Dr. Leonel Martínez Díaz

Ciudad de Cienfuegos, 2010.

AGRADECIEMIENTOS

Estoy profundamente agradecido a todos los que una forma u otra colaboraron con mi trabajo y me ofrecieron su apoyo para seguir adelante.

De todo corazón

Muchas gracias.

SINTESIS

El trabajo aborda por primera vez en nuestro país la evaluación de un ciclo de absorción-difusión alimentado con energía eléctrica con el objetivo de obtener información necesaria sobre su rendimiento en aras de posible uso de fuentes alternativas de energía térmica como alimentación del sistema. Para ello fue necesario definir planes experimentales y sus correspondientes puntos de medición sobre el sistema físico, previamente definido el diagrama equivalente representativo del ciclo. Se pudo determinar todas las temperaturas a la entrada y salida de cada componente de la maquina y a partir de estos valores se determina el comportamiento del Coeficiente de Funcionamiento (COP) en función de otros parámetros característicos del ciclo. Por último se hace un análisis preliminar para la integración posterior de este sistema con un sistema de captación solar, aspecto de suma importancia en aras de disminuir el impacto ambiental por concepto de refrigeración y/o climatización.

ABSTRACT

This job treats, for the first time in our country, about the evaluation of a cycle of absorption- diffusion feeding by electric supply in order to obtain the required information about its efficiency in view of possible use as alternative sources of thermal energy as feeding in that system. For achieve this, it was necessary to define experimental plans as well as the correspondence measurements point, over the physical system, with previously and beforehand defined the equivalent diagram of the entire cycle. All component temperatures were determined at inlet and outlet in the machine and with those values it was found the Performance Coefficient (COP) of the machine as a function of other characteristics parameters of the cycle. At the end, a preliminary analysis was made for the further integration of this system using a solar capture system, something of great important for the sake of reduce the ambient impact due to refrigeration and climatization concept.

TABLA DE CONTENIDO	Pág.
Introducción _____	1
Antecedentes _____	1
Problema de investigación _____	2
Hipótesis de la Investigación _____	2
Objetivo General _____	2
Objetivos específicos _____	3
Capítulo #1 Refrigeración _____	4
1.1 Valoración del contexto local, nacional y mundial _____	4
1.2 Generalidades _____	7
1.2.1 Sistemas de refrigeración _____	7
1.2.2 Refrigeración por compresión mecánica. _____	7
Principio de funcionamiento _____	8
1.2.3 Sistemas de refrigeración alternativos: sistemas por adsorción y por absorción _____	8
1.2.3.1 Sistema de refrigeración por adsorción _____	8
Principio de funcionamiento _____	9
Operación y funcionamiento _____	9
1.2.3.2 Sistema de refrigeración por absorción _____	9
Principio de funcionamiento _____	10
1.2.3.2.1 Refrigerantes más usados para estos sistemas _____	12
Sistemas que utilizan bromuro de litio-agua _____	13
Sistemas que utilizan amoníaco-agua _____	14
Comparación entre los dos sistemas _____	16
1.2.3.2.2 Otros pares de sustancias _____	16

1.2.4 Comparación entre un sistema de refrigeración por absorción y uno por compresión de vapores _____	17
1.2.5 Clasificación de los sistemas de refrigeración por absorción ____	18
1.2.6 Variante de los sistemas de simple efecto: Sistema Electrolux-Cerver _____	19
Descripción del ciclo _____	20
1.2.7 Interés energético acerca de las máquinas de absorción _____	23
1.2.8 Reducción de consumos primarios _____	24
1.2.9 Colectores solares _____	25
1.2.9.1 Captación solar _____	25
1.2.9.2 Captación térmica de energía solar _____	25
1.2.9.3 Principio de funcionamiento de un colector solar _____	26
1.2.9.4 Tipos de colectores solares _____	26
1.2.9.4.1 Colectores no vidriados _____	26
1.2.9.4.2 Colectores vidriados _____	26
Colector solar plano _____	27
Colector solar de tubos al vacío _____	28
1.2.9.5 Ubicación del colector solar _____	29
Angulo de inclinación _____	29
1.2.9.6 Otros aspectos a tener en cuenta _____	30
Capitulo #2 evaluación experimental _____	31
Objetivo _____	31
2.1. Determinación del esquema real del refrigerador por absorción-difusión _____	31
2.2. Posible conexión eléctrica de la resistencia _____	32

2.2.1 Conexión sin variación de voltaje	32
2.2.2 Conexión con variación de voltaje	34
2.3 Instrumentación y control	34
2.3.1 Sensor de temperatura	34
2.3.2 Sensor de humedad	38
2.4 Preparación	38
2.4.1 Colocación de los termopares	38
2.4.2 Determinación de los puntos a medir en los componentes exteriores de la máquina	39
2.4.3 Medidas de seguridad	39
2.5 Planes experimentales	40
2.5.1 Plan experimental #1	40
2.5.1.1 Descripción del esquema de conexión eléctrica	40
2.5.2 Plan experimental #2	41
2.5.2.1 Descripción del esquema de conexión eléctrica	41
2.5.3 Medidas de seguridad	42
2.6. Determinación del coeficiente de rendimiento (COP)	42
2.6.1 Condiciones de operación	42
2.6.2 Determinación del COP	43
2.6.3 Mediciones experimentales	44
2.6.4 Resultados	49
2.6.5 Análisis de los resultados	53
Capitulo 3: Selección preliminar del captador solar	55
3.1 Parámetros a medir en un colector solar	55

3.1.1 Potencia	55
3.1.2 Rendimiento	55
3.1.3 Cantidad de energía entregada	56
3.2 Selección preliminar del colector solar	57
Capitulo 4: Factibilidad del trabajo del sistema absorción-difusión combinado	61
4.1 Análisis económico	61
4.1.1 Máquina de refrigeración por absorción-difusión combinada	61
4.1.2 Máquina de refrigeración por compresión de vapores	62
4.1.3 Comparación entre los dos sistemas	63
4.2. Análisis socio-ambiental	64
4.2.1 Efecto sobre el medio ambiente	64
4.2.2 Efecto sobre el hombre	64
4.3. Factibilidad ambiental de la refrigeración por absorción-difusión	64
4.3.1. Para los sistemas de refrigeración por absorción-difusión	65
4.3.2. Para los sistemas de refrigeración por compresión de vapores	65
4.3.3. Ejemplo practico	66
Conclusión	67
Recomendaciones	68
Bibliografía	69
Anexo	72

INTRODUCCIÓN

INTRODUCCIÓN

Antecedentes

El planeta se encuentra experimentando un calentamiento, esto se refleja en que desde el año 1860 a la fecha las temperaturas han tenido un incremento de $0.2 \div 0.6^{\circ}\text{C}$; de lo anterior se induce que existe un incremento en la necesidad de sistemas de refrigeración y climatización, imprescindibles para el bienestar y el confort de los seres humanos.

Considerando que la vida o existencia de los combustibles fósiles en estos momentos es muy limitada, al punto de llegar a generar conflictos entre naciones. Las grandes potencias, encabezadas por EEUU, desencadenan guerras y diversos tipos de agresiones, con motivos increíbles, para apoderarse y dominar económicamente aquellos países que poseen grandes reservas de este combustible, para de esta forma dominar el recurso. Por esta causa el crudo ha alcanzado cifras de venta de más de 140 dólares el barril, siendo esto un record histórico.

Estas políticas entorno al precio del petróleo afectan a la economía mundial y en particular a la de los países en vías de desarrollo, pues los pocos recursos que poseen no les permiten pagar los altos precios que alcanza el crudo y no existe hoy una estrategia a nivel global que permita solucionar dicha problemática. Solo la integración de entre países independientes y soberanos, como por ejemplo el caso países de Centro América, América del Sur y el Caribe han trazado estrategias discretas encaminadas a la venta del crudo y políticas de corte social y de eficiencia energética (Como ejemplo se puede mencionar la alternativa bolivariana para las América, "PETROCARIBE").

Observando cómo evolucionan los acontecimientos en la actualidad, es difícil detectar que la tecnológica no ha sido orientada en el consumo más óptimo, el desarrollo se ha preocupado más en los beneficios económicos que en los generales.

Con esta consideración el derroche de energía no representa problema alguno, por lo que la eficiencia se manejaba solamente como un tópico económico. Esto en la actualidad no es así, pues la situación ha cambiado y hoy hay que tener en cuenta los daños que se ocasionan a nuestro medio ambiente.

Es de suponer que si se siguen utilizando los sistemas de refrigeración convencionales, se acelera el deterioro al habitat de nuestro planeta.

En la actualidad la eficiencia energética y el empleo de las nuevas tecnologías alternativas (Aerogeneradores, paneles solares, calentadores solares, enfriadores solares, la refrigeración solar y otras) constituyen una herramienta rentable en la lucha por alcanzar un futuro energético sostenible y un medio ambiente más saludable.

El actual escenario energético y medioambiental está potenciando los sistemas de Refrigeración Absorción para aire acondicionado y refrigeración frente a los sistemas convencionales de compresión de vapor, que utilizan energía eléctrica para su accionamiento. Los sistemas de absorción, no solo hacen posible la utilización de energías térmicas que serían evacuadas a la atmósfera por otras máquinas térmicas, sino que también pueden utilizar otras fuentes de energías tales como la solar, la eólica, la mareomotriz, la geotérmica y la de biomasa; de este modo se evitan el consumo de energías más caras y agresivas al medio ambiente (fósiles o nucleares), para la producción frigorífica. Con la utilización de las fuentes alternativas de energías se logra un importante ahorro de energía convencional y de emisiones producidas por ellas.

Estas máquinas principalmente están formadas por un absorbedor, un generador, un condensador y un evaporador. Los fluidos de trabajo comunes son las soluciones de agua-bromuro de litio y amoníaco-agua. Los sistemas de absorción no solo hacen posible la utilización de energías térmicas que serían evacuadas a la atmósfera de no utilizarse estos sistemas para su recuperación y aprovechamiento. Es decir, de alguna manera, dan lugar a un doble ahorro de energía; uno por la recuperación de energías desechables y otro por la reducción de consumos primarios en la producción de energía eléctrica.

De todo lo antes expuesto se puede inferir que aun existe un **PROBLEMA** para la ciencia y la tecnología asociado con el incremento del consumo de energía eléctrica por la necesidad de refrigeración de los distintos productos, a partir de los sistemas empleados con este propósito; debido al incremento de las temperaturas del planeta, la población mundial y el nivel de vida de la misma, con el consiguiente impacto ambiental por la quema de combustibles fósiles, para la obtención de la energía primaria.

Hipótesis de la Investigación

La evaluación de una máquina con ciclo absorción-difusión puede aportar indicadores energéticos necesarios para el cambio hacia una fuente térmica alternativa que contribuya a la disminución de los costos energéticos y ambientales por concepto de refrigeración y/o climatización.

Objetivo General

Evaluación de una máquina de refrigeración por absorción (Electrolux- Cerver) y la propuesta para el cambio de fuente de energía térmica para el trabajo del equipo de forma alternativa.

Objetivos específicos

1. Realizar búsqueda bibliográfica sobre el tema.
2. Determinación del esquema del circuito y analogía con el sistema de refrigeración Electrolux- Cerver.
3. Elaboración del plan experimental
4. Evaluación del esquema térmico del ciclo de refrigeración por absorción, utilizando como refrigerante el par amoníaco-agua.
5. Selección del sistema alternativo de energía.
6. Factibilidad económica de este tipo de sistema alternativo de fuente de energía.

CAPITULO I

CAPITULO 1. REFRIGERACIÓN

1.1 Valoración del contexto local, nacional y mundial

La primera aparición de la Refrigeración por Absorción data del año 1845, cuando Edmund Carre diseñó y vendió una máquina que utilizaba agua y ácido sulfúrico para el enfriamiento del agua potable. En 1851 Ferdinand Carre diseña el primer equipo comercial de Refrigeración por Absorción, el cual reemplazó la mezcla de ácido sulfúrico y agua, por la de amoníaco y agua.

Con el paso de los años fueron apareciendo de forma empírica, numerosas mejoras a este sistema inicial. No es hasta 1913, que aparece la primera base teórica sobre este tópico, mediante un trabajo de Edmund Altenkirch, en el que sentó los principios de la termodinámica correspondiente al uso de las mezclas binarias a utilizar en la absorción.

De 1913 en adelante comienza el desarrollo de los equipos de absorción y es cuando aparecen los primeros listados de posibles mezclas de trabajo para estos ciclos.

Al término de la Segunda Guerra Mundial y con el uso del par bromuro de litio y agua, nace la Época Dorada de la Absorción. En esta época se introducen una gama amplia de equipos de gran capacidad.

Como ejemplo de estos equipos se puede señalar, la primera unidad vendida por Carrier en 1945, la cual tenía una potencia de 530kW y el equipo hermético desarrollado por Trane en 1959.

Es válido destacar que en aquel entonces estos equipos debido al bajo precio del gas y la irregularidad en el sistema de suministro eléctrico gozaban de una gran aceptación.

Tras la crisis del petróleo en los 70 y con el auge de la energía nuclear la Refrigeración por Absorción sufre una caída en su desarrollo, fundamentalmente en los Estados Unidos, acción que favoreció el fomento y desarrollo de los Sistema de Compresión mecánica de Vapores por accionamiento eléctrico.

Tras una serie de eventos, accidentes y averías sufridas por las plantas nucleares, observando la humanidad que no estaba preparada y no poseía el conocimiento necesario para la explotación segura de las mismas, estas fueron declinando su auge, siendo necesario asumir la demanda con más plantas de quema de combustibles fósiles, sin tener en cuenta el daño causado al medio ambiente.

Con la toma de conciencia de la humanidad, de la situación del medio ambiente, expertos han llegado a la conclusión que el factor a medir con mayor exactitud es la incidencia sobre el medio ambiente de una máquina o proceso; el denominado TEI (por sus siglas en ingles, Total Environmental Impact), el cual recoge una serie de parámetros, tales como:

1. Potencial de destrucción de la capa de ozono (*ODP*).
2. Potencial de calentamiento global ó efecto invernadero (*GWP*).
3. Consumo de los equipos (*COP*).
4. Vida atmosférica.
5. Carga de los equipos (refrigerantes).
6. Emisiones de los equipos.

Dentro del tema de la refrigeración el parámetro más significativo suele ser el de consumo de equipos, este recoge desde los equipos consumidores de energías primarias y fósiles para la obtención de la energía eléctrica que va a ser consumida, por los equipos eléctricos del sistema de refrigeración dado, e incluye las emisiones de dióxido de carbono (CO_2), uno de los gases de mayor incidencia en el efecto invernadero.

Se ha determinado que el 98% del TEI de una planta frigorífica, se debe a las emisiones de gases invernadero que se origina en la producción de la energía eléctrica, necesaria para su funcionamiento y que solo el 2% restante se debe a las emisiones de la propia máquina.

Considerando que un sistema por absorción necesita solo un 7% de energía eléctrica, con respecto al consumo de un sistema de compresión mecánica de vapor y que la energía térmica consumida puede provenir cómo afluente de un proceso independiente, se concluye que el TEI del sistema anterior representa solo el 7.15% con respecto al otro. Este valor puede ser reducido si se tiene en cuenta que las unidades por absorción no originan emisiones propias y que en un supuesto caso de rotura, se produjera algún vertido a la atmósfera de sus fluidos interiores, no tendría ningún efecto contaminante para el medio debido a las características físico- químicas de estas sustancias.

Una de las principales virtudes de los equipos de absorción se encuentra en su capacidad de operación sin generar ningún tipo de vibración ni de ruido, y de ahí su amplia aceptación como medio enfriador de bebidas en las habitaciones de los hoteles. Mientras que en Estados Unidos y los países europeos la demanda de dichos equipos es más bien escasa, en Japón los equipos de absorción están ampliamente consolidados, alcanzando en 1985, el 80% del mercado de las enfriadoras de agua de gran potencia.

En otros países, como China, Corea o India, la demanda de tales equipos está creciendo actualmente de forma extraordinaria tanto para aplicaciones domésticas como industriales. Como prueba de ello, en la figura 1.1 se muestra

la evolución de la producción anual de enfriadoras de agua por absorción en China.

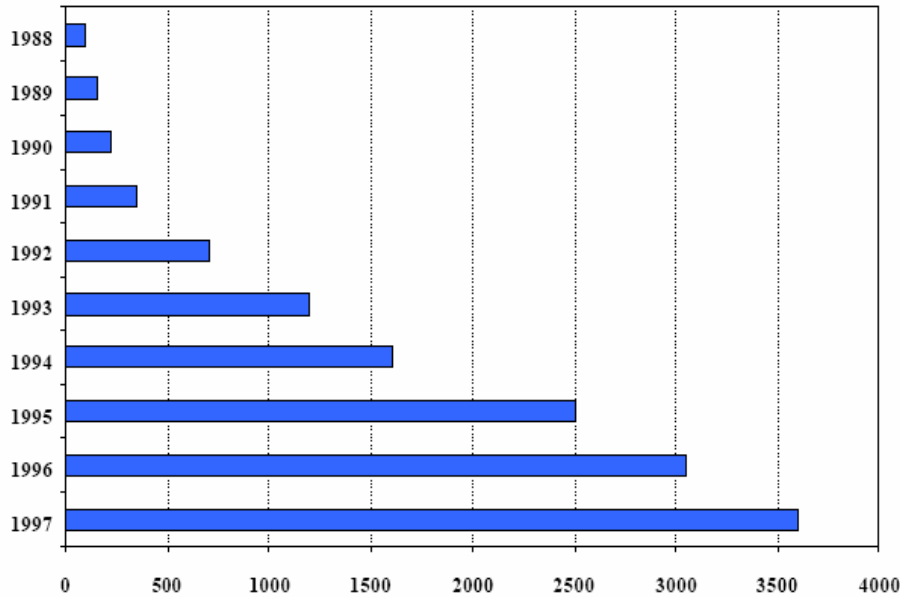


Fig. 1.1 Producción anual de enfriadores de agua por absorción en China (u/año).

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

A diferencia del sector de las grandes potencias, en donde empresas como Carrier, Trane o York comercializan un número considerable de modelos, tanto de simple efecto como doble efecto de bromuro de litio, para cubrir las demandas térmicas de hasta 5MW, en el sector comercial y residencial, al tener una demanda considerablemente menor, el número de modelos existentes en el mercado es muy reducido. En Europa, Robur comercializa la mayor parte de las unidades de absorción de amoníaco-agua de simple efecto destinadas al sector residencial. Se trata de enfriadoras de aire de llama directa cuya principal ventaja reside en la utilización del aire exterior para la condensación y disipación de calor en el absorbedor.

En nuestro país debido a las limitaciones económicas causadas por el férreo bloque impuesto por Estados Unidos, los equipos de absorción no tienen la potenciación necesaria; existiendo algunos estudios aunque con resultados muy discretos sin llegar a la generalización.

1.2. Generalidades

1.2.1 Sistemas de refrigeración

La refrigeración es el proceso de bajar la temperatura a una sustancia o un lugar determinado, extrayendo su calor. Para producir frío lo que se hace es transportar calor de un lugar a otro, al lugar al que se le sustrae calor se enfría, al igual que se puede aprovechar diferencias de temperatura para producir calor. Para crear diferencias de calor, se requiere energía. Se consigue producir frío artificial mediante los métodos de compresión mecánica de vapores y otros métodos alternativos como el de compresión térmica o refrigeración por absorción.

1.2.2 Refrigeración por compresión mecánica

El método convencional de refrigeración más utilizado, es el ciclo de refrigeración por compresión de vapor (fig. 1.2), el cual se basa en la compresión de un gas refrigerante mediante energía electro-mecánica. Debido al alto consumo de energía eléctrica, este proceso de refrigeración es muy costoso, esto es sin tomar en cuenta los gastos de mantenimiento, etc. Por otro lado, tomando en cuenta la eficiencia de las plantas productoras de energía (termoeléctricas, las más difundidas), solamente una tercera parte de la energía primaria es utilizada en el proceso, llevando a la necesidad de un mayor consumo de combustibles fósiles con el consecuente impacto ambiental; además, los refrigerantes empleados hoy, pertenecen al grupo de los refrigerantes fluoroclorocarbonos, que por un lado dañan la capa de ozono y por otro contribuyen al efecto invernadero, aumentando así el impacto ambiental de estos sistemas de refrigeración.

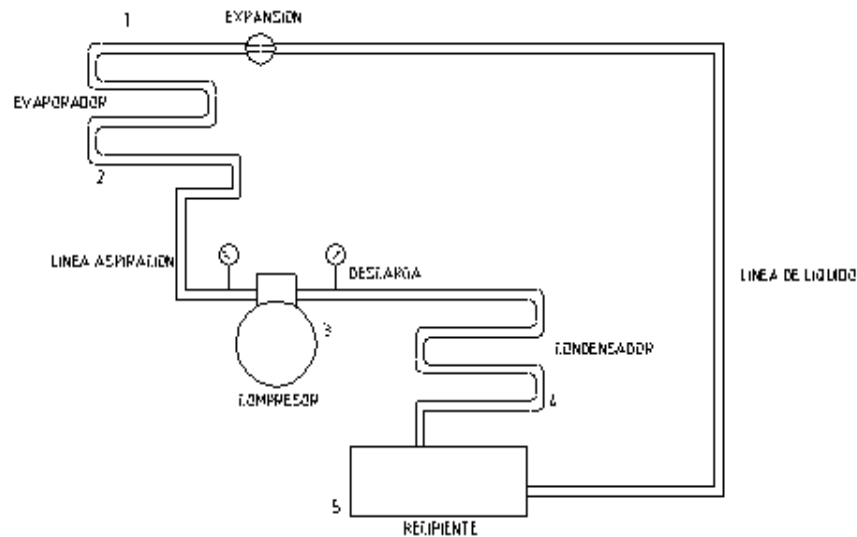


Fig. 1.2 Diagrama general de un ciclo de Refrigeración por Compresión.

Principio de funcionamiento

Este sistema de refrigeración para su funcionamiento requiere de cuatro dispositivos:

- Compresor: En este ocurre la compresión.
- Condensador: En este ocurre la condensación.
- Dispositivo de expansión: En este ocurre la regulación.
- Evaporador: En este ocurre la evaporación.

En el evaporador el refrigerante absorbe calor del espacio que se desea enfriar y se evapora. El vapor al salir del mismo pasa al compresor el cual tiene la función de incrementar la presión y la temperatura del vapor refrigerante.

Al salir del compresor el gas sobrecalentado a alta presión, llega al condensador, dispositivo que puede ser enfriado por aire o por agua, donde el refrigerante pasa al estado líquido.

Después del condensador, el refrigerante líquido pasa a través del dispositivo de expansión, donde su presión y temperaturas se ven transformadas, bajando hasta alcanzar las condiciones existentes en el evaporador, de aquí el refrigerante pasa al estado de vapor a baja presión entrando nuevamente en el compresor repitiendo de nuevo el ciclo.

1.2.3 Sistemas de refrigeración alternativas: Sistemas por adsorción y absorción

1.2.3.1 Sistema de refrigeración por adsorción

El término adsorción se deriva de un proceso general denominado sorción, que describe la transferencia periódica de energía entre dos subprocesos, en los cuales un medio sólido adsorbente bajo transferencia de energía adsorbe y desorbe una materia en estado gaseoso. Los dos subprocesos son clasificados en adsorción y desorción. El sistema de refrigeración se identifica por el fenómeno de adsorción, pues es exactamente en este subproceso donde se produce el efecto de enfriamiento de dicho sistema, de ahí que sea comúnmente llamado sistema de refrigeración por adsorción.

En el sistema de refrigeración por adsorción se requiere una cantidad pequeña de trabajo (o electricidad) en relación al sistema de compresión de vapor, sin embargo se requiere un suministro de calor muchas veces mayor que el trabajo requerido por el ciclo de compresión de vapor, siendo esta su principal limitante; es decir, si el calor fuese suficientemente barato, el ciclo de refrigeración por adsorción fuese atractivamente económico.

Principio de funcionamiento

La adsorción es el fenómeno en el cual un cuerpo sólido, bajo la liberación de una determinada cantidad de energía en forma de calor, adsorbe o atrapa en su superficie una cantidad de materia gaseosa, cuyo efecto contrario, o sea, la separación de la materia gaseosa del cuerpo sólido mediante entrega de calor a dicho cuerpo, se reconoce como desorción.

Operación y funcionamiento

Se coloca agua en el evaporador (máximo 1lt), luego se baja la presión a aproximadamente 2bar (extrayendo así todo el aire). Esto hará que el agua se vapore rápidamente, adsorbiendo el calor latente de los alrededores. La zeolita comienza a adsorber el vapor de agua, lo que impide que la presión parcial del vapor de agua se incremente, este proceso continúa, ocasionando un descenso en la temperatura del evaporador hasta que la zeolita se sature y deje de adsorber el vapor de agua o hasta que ya no haya agua. Las figuras 1.3y1.4 muestran como se realiza el proceso.

En pruebas experimentales la temperatura en el evaporador llegó hasta los -17°C en las placas del evaporador.

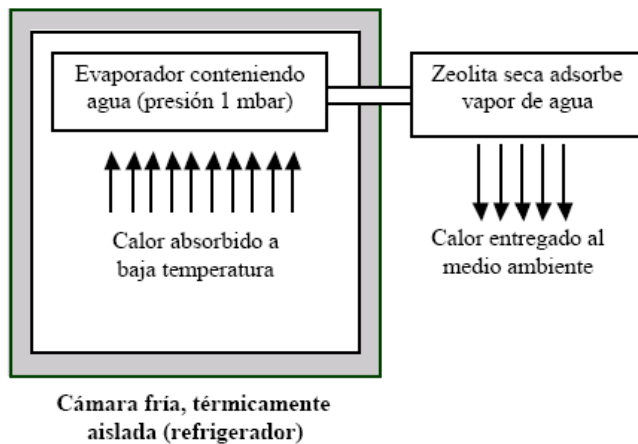


Fig. 1.3 Proceso de enfriamiento.

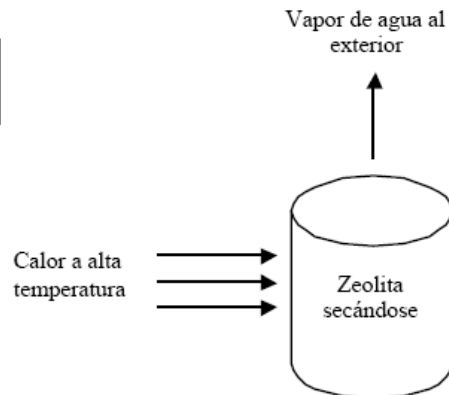


Fig. 1.4 Proceso de regeneración.

1.2.3.2 Sistema de refrigeración por absorción

Otro método alternativo de refrigeración es la refrigeración por absorción. Sin embargo este método por absorción solo suele utilizarse cuando no existe red de distribución de energía eléctrica y hay una fuente de calor residual o barata, por lo que la producción de frío es mucho más económica y ecológica, aunque su rendimiento es bastante menor en comparación con la refrigeración por

compresión de vapor. En estos sistemas la energía suministrada es, en primer lugar, energía térmica, no electro-mecánica.

La refrigeración por absorción se presenta como una opción para los sistemas de refrigeración, con propiedades termodinámicas interesantes.

El principio de operación de un sistema de refrigeración por absorción es el mismo que el del sistema de compresión de vapor convencional, es decir, el enfriamiento proviene de la evaporación de un refrigerante. Sin embargo los sistemas de absorción se diferencian en:

- Utilizan como refrigerantes mezclas de amoníaco y agua o bromuro de litio y agua, en lugar de los refrigerantes que afectan la capa de ozono.
- Los sistemas que utilizan la mezcla de bromuro de litio y agua operan a bajas presiones (condición de vacío), mientras que los de amoníaco y agua lo hacen a presiones moderadas.
- Utilizan calor y no compresores como suministro de fuerza.

Principio de funcionamiento

La propiedad por la cual dos fluidos se compenetrán sin dar lugar a una sustancia nueva y luego mediante el suministro de calor estos dos fluidos se separen, se llama físicamente absorción.

En la técnica frigorífica la producción del frío puede ser conseguida con el circuito físico nombrado absorción.

Este consiste en hacer absorber el refrigerante por una sustancia líquida, hacerlo separar de tal líquido mediante el calor, reducirlo sucesivamente a líquido y después hacerlo evaporar. En la evaporación, está verdaderamente la fase útil de la refrigeración, por cuanto se aprovecha el frío producido por el fluido refrigerante que pasa de líquido a gas absorbiendo el calor de los cuerpos y de las sustancias que lo circundan.

Este ciclo por lo tanto es sencillo (fig. 1.5) ya que está formado por:

- Por un cuerpo que se calienta (caldera, hervidor difusor o generador) tiene en su interior la mezcla de líquido absorbedor y del fluido refrigerante "A".
- Por un cuerpo enfriador donde el fluido refrigerante gaseoso procedente de la caldera es enfriado por aire o agua y se condensa, por eso a este se llama condensador "B".
- Por un cuerpo donde llega el fluido líquido e intercambia calor con el exterior, pasa de líquido a gaseoso sustrayendo calor externo, es decir produciendo frío y por eso se llama refrigerante o mejor evaporador "C".

- Por un cuerpo donde el gas refrigerante frío es reabsorbido por el líquido absorbedor, en el dispositivo donde ocurre esta acción se llama absorbedor "D".

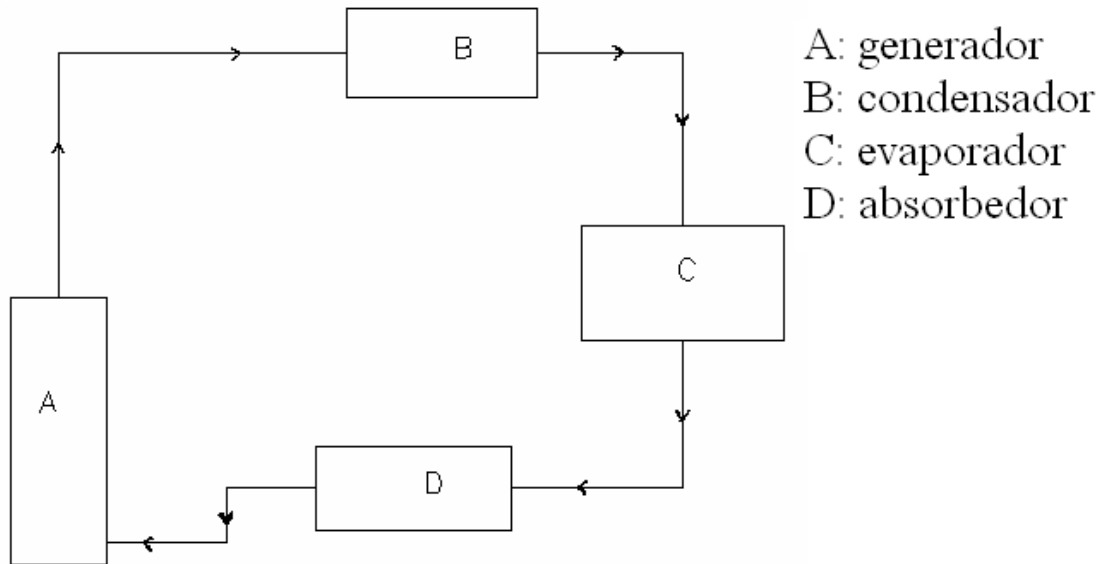


Fig. 1.5 Diagrama general de un ciclo de Refrigeración por Absorción.

Todos los procesos que se desarrollan en el interior de los componentes de este tipo de sistema son del tipo de transferencia de calor y masa, con ó sin cambio del estado de fluidos. En el generador, el fenómeno producido es simultáneamente de transferencia de calor y masa. Mediante el aporte de calor de una fuente externa, se separan por ebullición el refrigerante y la solución. En el condensador tiene lugar la condensación de refrigerante; es un proceso exotérmico y la energía liberada que corresponde a la variación de entalpía se transfiere al exterior. En el absorbedor tiene lugar la condensación de refrigerante; es un proceso con transferencia de calor y masa. En el refrigerante se disuelve en el absorbente liberando energía. Si se llevase lo antes expresado a un diagrama P-T (fig. 1.6), obtendremos:

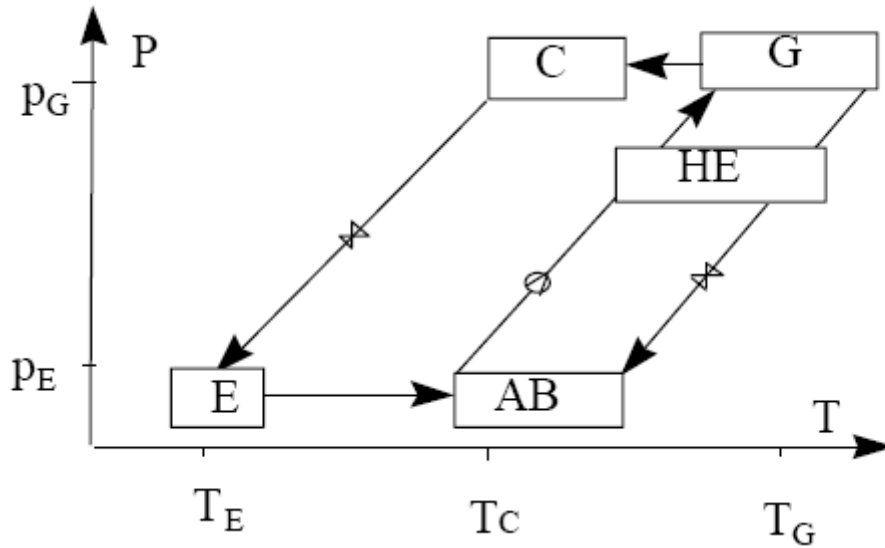


Fig. 1.6 Comportamiento de un ciclo de absorción

1.2.3.2.1 Refrigerantes más usados para estos sistemas

Los equipos de absorción funcionan con una solución compuesta por dos elementos fácilmente separables y miscibles entre ellos, de manera que uno es el refrigerante y el otro el absorbedor.

Estas mezclas deben para lograr un buen funcionamiento cumplir, entre otros, con los siguientes requerimientos:

- La entalpía de vaporización del refrigerante debe ser elevada, lo que hace que el factor de circulación sea pequeño y esto disminuye la irreversibilidad de la máquina.
- Para que el proceso de absorción se realice con rapidez el par refrigerante-absorbente debe tener tendencia al equilibrio, esto implica que no solamente el propio proceso de absorción sea extremadamente rápido, sino que también el proceso de difusión, mezcla y transferencia de calor al medio refrigerante externo se realice con suficiente rapidez, lo que trae consigo una baja viscosidad y una alta conductividad térmica de la mezcla.
- Los fluidos deben ser no corrosivos, aunque siempre se puede evitar la corrosión mediante la elección de los materiales apropiados.
- La temperatura de ebullición del absorbente debe ser muy superior a la del refrigerante para que no sea necesaria la rectificación del vapor.
- Los fluidos de trabajo deben ser de baja toxicidad, disponible en el mercado y de bajos precios.
- Con la utilización de mezclas de bajo calor específico, se logra una reducción del calor a suministrar al generador o a extraer en el

- absorbedor, esto trae consigo que se alcance un coeficiente de funcionamiento más elevado.
- El punto de congelación de las mezclas en las diferentes concentraciones que aparezcan en el ciclo, deben ser más bajas que cualquier temperatura del proceso. Además el punto de congelación correspondiente al refrigerante deberá ser menor que la temperatura del evaporador, esto permite el uso de evaporadores donde el foco frío sea el aire.
 - La solubilidad del refrigerante en el absorbente debe ser lo más elevada posible, factor que hace posible evitar que circulen grandes cantidades de solución, que traería consigo grandes pérdidas de calor y requeriría de equipos de grandes dimensiones y todo esto se traduce en un aumento de precios.
 - Si la mezcla es inflamable el generador no puede ser accionado directamente mediante la combustión de gas natural o gasóleo, y debe ser necesario intercalar un circuito secundario, implicando el uso de más componentes, redundando al final en un aumento de los costos al hacer la máquina más complicada.

En la práctica se utilizan básicamente 2 tipos de soluciones, estas son las siguientes:

- 1.1. Bromuro de Litio ($BrLi$) que actúa como absorbedor y el agua (H_2O) que lo hace como refrigerante.
- 1.2. Amoníaco (NH_3) que actúa como refrigerante y el agua (H_2O) que lo hace como sustancia absorbidora.

Sistema que utilizan bromuro de litio-agua

Los equipos que utilizan esta solución se usan extensamente en aire acondicionado con capacidades desde 3ton hasta 700ton y en otras aplicaciones de temperatura alta, debido a que el agua actúa como refrigerante; estos no son utilizados en aplicaciones donde la temperatura del evaporador sea menor a $0^{\circ}C$, viéndose limitado el uso del sistema en el acondicionamiento de aire y la refrigeración a bajas temperatura. El bromuro de litio es una sustancia sólida, higroscópica que cuando absorbe una concentración de un 30% de agua pasa al estado líquido. Ningún vapor de bromuro de litio sale acompañado del generador de vapor de agua, es por eso que estos sistemas pueden prescindir de rectificadores y analizadores.

Los valores de las presiones en estos sistemas son bajos, pudiendo alcanzar valores por debajo de la atmosférica (presiones de vacío) y esto es debido a que el refrigerante es el agua.

Uno de los problemas más temibles en equipos que usan esta solución es la cristalización de la misma, hoy en día es un fenómeno perfectamente controlable y puede preverse sin demasiada dificultad mediante el uso de controladores de nivel y de concentración sumado al uso de válvulas automáticas.

Los equipos que utilizan esta solución se caracterizan por lograr el enfriamiento en el absorbedor y condensador mediante agua.

Algunas características técnicas a tener en cuenta:

- En estos sistemas se requiere que el calor a suministrar se le entregue a temperaturas relativamente bajas (alrededor de los 100°C).
- Generalmente necesitan de una torre de enfriamiento para disipar calor.
- Las temperaturas más bajas en el evaporador deben estar por encima de los 0°C .

Sistema que utilizan amoníaco-agua

El amoníaco (NH_3 , $R717$) se reconoció como refrigerante alrededor de 1860, por lo que sus propiedades y posibilidades de aplicación son bastante conocidas.

Cuando el francés Ferdinand Carre patentó un sistema de refrigeración de tipo absorción en el que utilizaba amoníaco como refrigerante y agua como agente de absorción. Unos diez años después, el estadounidense David Byle desarrolló un compresor que se podía utilizar amoníaco.

Ambos principios se desarrollaron posteriormente, pero es el sistema de compresión el que domina el mercado; es decir, el mercado industrial en el que, por razones económicas y de seguridad, está renegada a un segundo plano la refrigeración por amoníaco.

Debido a ciertos inconvenientes que presenta esta sustancia con respecto a la seguridad, el uso actual del amoníaco se limita casi exclusivamente a grandes fábricas industriales. Sin embargo, la polémica de los refrigerantes fluorados y el efecto invernadero ha renovado el interés en el amoníaco como refrigerante.

Concretamente, la industria de la alimenticia utiliza en gran medida la refrigeración por amoníaco, tanto en la preparación como en el almacenamiento de los alimentos, también lo hacen las industrias químicas, farmacéuticas, de biopreparados, de componentes electrónicos, de transformadores, etc. En estos sectores en países como Canadá y EE.UU., el amoníaco domina sobre otros refrigerantes en una relación de 5 a 1. En Europa, esta relación es de alrededor de 1 a 1.

Las propiedades físicas del amoníaco lo convierten en un líquido con una transferencia de calor considerablemente superior a la de los refrigerantes fluoroclorocarbonados más utilizados.

Su capacidad es de cuatro a cinco veces mayor que la del $R12$ y el $R22$, cuyas capacidades de transferencia de calor se ven disminuidas en la práctica cuando se mezclan con el aceite; el amoníaco no se mezcla con el aceite.

Como fluido frigorífico el amoníaco presenta numerosas ventajas siendo las más importantes las siguientes:

1. Posee buenas propiedades termodinámicas, de transferencia de calor y de masa, en particular dentro de las condiciones definidas de servicios y el coeficiente de performance de máquinas es uno de los mejores.
2. Es químicamente neutro para los elementos de los circuitos frigoríficos, salvo para el cobre y sus aleaciones que son materiales ampliamente usados en las instalaciones con fluidos fluoroclorocarbonados. Es por eso que no se debe cargar amoníaco en los circuitos con este tipo de refrigerantes.
3. El amoníaco no se mezcla con el aceite de lubricación.
4. No es sensible a la presencia de aire húmedo o del agua.
5. Es fácilmente detectable en caso de fuga así sea muy leve, de esta forma es muy difícil tener una falla del circuito por vaciado progresivo de la instalación.
6. Las máquinas frigoríficas de amoníaco son de un precio muy competitivo en inversión inicial y costo de funcionamiento (tienen buen aprovechamiento de la energía).

La cantidad de vapores de amoníaco absorbida por el agua es función directa de la presión e inversa de la temperatura. El aumento de la presión y la disminución de la temperatura favorece la absorción, por consiguiente un aumento o disminución de alguno de estos parámetros influye considerablemente en algunas de estas variables.

A presión atmosférica el agua absorbe aproximadamente 900 veces su volumen gaseoso a 0°C y lo libera en su totalidad a 100°C . Los equipos que utilizan esta solución necesariamente el enfriamiento correspondiente al generador y al absorbedor debe ser por aire y estos son utilizados ampliamente para refrigerar alimentos y como equipos de climatización de hasta 20kW de potencia.

Algunas características técnicas a tener en cuenta:

- Las temperaturas de calor suministrada a estos grupos deben ser mayores de 100°C .
- No requiere de torres de enfriamientos.
- En los evaporadores de estos sistemas se pueden obtener temperaturas muy por debajo de los 0°C .

Comparación entre los dos sistemas anteriores:

De lo expresado anteriormente se concluye que a pesar que las unidades que trabajan con $NH_3 - H_2O$ requieren de una fuente de calor mayor temperatura que los de $BrLi - H_2O$, estos al prescindir de torres de enfriamiento pueden ser usados en lugares donde la calidad y la disponibilidad del agua sean limitadas.

Por otra parte al poder obtener temperaturas por debajo de los $0^{\circ}C$, les permite que su campo de aplicación sea más amplio, recorriendo desde la refrigeración industrial hasta la doméstica.

Las tres sustancias tienen un comportamiento muy favorable con el medio ambiente, como se resume en la Tabla 1. Se precisan precauciones especiales para la manipulación y mantenimiento de los equipos que trabajan con amoníaco, dada la peligrosidad de esta sustancia para el ser humano, sobre la que no es preciso abundar ya que es sobradamente conocida.

Tabla 1 Refrigerantes y Absorbentes

Propiedades	Amoníaco <i>R-717</i>	Agua <i>R-718</i>	Sal Diluida <i>BrLi</i>
Estabilidad química	media	alta	alta
Toxicidad	alta	nula	baja
Disponibilidad	alta	alta	alta
Efectos contaminantes	bajos	nulos	nulos
Calor Latente de vaporización	1.25 MJ/kg	2.25 MJ/kg	N/A
Costos	medio	bajo	medio

1.2.3.2.2 Otros pares de sustancias.

Además de los pares de sustancias anteriormente discutidas existen otros pares, aunque sus usos no son tan empleados a nivel comercial. Ejemplos de otros pares son:

- Agua-hidróxidos sódico, potásico y de cesio. Esta mezcla ha generado un reciente interés por su aplicación en el equipo Interotex de doble efecto (Branson et al, 1995). Su principal punto de interés reside en el incremento sustancial de la temperatura de operación del absorbedor respecto al sistema $BrLi - H_2O$ debido al desplazamiento en unos $20^{\circ}C$ de la curva de cristalización. No obstante, su principal desventaja es su poder corrosivo, sobre todo a temperaturas elevadas.
- $MeOH - BrLi$. Esta mezcla pretendía superar las principales limitaciones de temperaturas de operación del sistema Agua- $BrLi$, y cautivó cierto interés como se refleja en Baehr, IDEAM, y Riffat (green book). Por una parte, el metanol puede operar a temperaturas inferiores a los $0^{\circ}C$ y además, no presenta problemas de cristalización en el absorbedor en las condiciones habituales de operación. No obstante, esta mezcla es inestable a temperatura elevada (Belherazem, 1982), lo que limitaba su aplicación a sistemas de simple efecto.
- HFC e hidrocarburos halogenados. La masiva aplicación de los CFC en los equipos de compresión de vapor, generó un gran interés para su aplicación en los ciclos de absorción (Borde I., 1982 y Hodgett, 1984). Sus principales ventajas eran la compatibilidad con los materiales, un nivel de presiones aceptable, y una gran variedad de posibles absorbentes. A pesar de que los resultados obtenidos en los diversos prototipos construidos a finales de los años 70, operando como bomba de calor, eran muy satisfactorios (Allen, 1984), su interés se truncó al ser considerados como los causantes del deterioro de la capa de ozono. Están por ver las posibilidades de los nuevos fluidos HFC sustitutos de los CFC .
- Fluidos orgánicos. Debido a los resultados poco satisfactorios obtenidos hasta el momento con sales hidratadas, ha crecido el interés por las mezclas de fluidos orgánicos. Las principales ventajas de estos fluidos son el gran número de posibles pares de trabajo, junto a la buena tolerancia que presentan con la mayor parte de los materiales constructivos. No obstante, dichos fluidos suelen tener unas propiedades de transporte bastante deficientes, además de poseer una limitación en la temperatura de operación del generador por motivos de estabilidad.

1.2.4 Comparación entre un sistema de refrigeración por absorción y uno por compresión de vapores

El equipo de absorción en sí mismo es mucho más simple y barato que el equipo de compresión de vapores de tonelaje comparable. Sin embargo, debido a que el sistema de absorción no tiene piezas en movimiento, su funcionamiento es silencioso y con menos movimiento que los sistemas de compresión de vapores. El coeficiente termodinámico de funcionamiento es mucho menor en los sistemas de absorción, siendo comparativamente de 1 contra 4 del sistema de compresión de vapores, operando bajo las mismas condiciones.

Sin embargo dado que la energía se suministra directamente en forma de calor, resulta menos caro y más eficiente que cuando éste debe de pasar por varias fases de transformación.

Los sistemas de absorción por lo general no son económicos cuando debe de instalarse una caldera para utilizarse directamente en la generación de refrigeración, cuando la capacidad de la caldera se tiene disponible todo el tiempo, como cuando se usa vapor para calefacción en invierno, o cuando el calor desechado se le usa para varios procesos industriales, entonces se deberá considerar el sistema de absorción. En muchos de los diversos procesos industriales se desprenden residuales térmicos que de una forma directa o indirecta ayudan al deterioro del medio ambiente. Residuales que pueden ser utilizados como fuentes de energías para los diferentes Sistemas de Refrigeración por Absorción.

Es importante considerar que el costo de los equipos de absorción es de alrededor de 1.5 veces más caros que los de compresión, pero se deberá considerar en una evaluación el costo de la instalación eléctrica ya que se requiere toda una instalación para alimentar a los equipos de compresión.

1.2.5 Clasificación de los sistemas de refrigeración por absorción.

La forma básica de los sistemas de refrigeración por absorción, es el denominado sistema de refrigeración por absorción de simple efecto, siendo descrito en el subepigrafe 1.2.3.2.

Este ciclo básico se puede modificar de varias formas. Una consiste en aprovechar todas las oportunidades posibles de recuperar el calor dentro del ciclo para mejorar la economía térmica. Por ejemplo, es habitual hacer un intercambio de calor entre el flujo de solución fuerte que sale del absorbedor y la solución débil que es retornado al absorbedor. Cuando todas las oportunidades de recuperación de calor que se puedan usar razonablemente hayan sido incorporadas al diseño de una máquina, se obtiene un coeficiente de enfriamiento de aproximadamente 0.7 para el sistema de agua-bromuro de litio y aproximadamente 0.6 para el sistema de agua amoníaco, aunque hay autores que reportan coeficientes superiores.

Se pueden obtener otras mejoras si se utiliza de una manera más eficiente el calor de alta temperatura disponible para alimentar el generador. Los denominados sistemas de doble efecto incorporan dos bloques de generador que están situados en etapas, con el fin de utilizar el calor suministrado más eficiente (Ver figura 1.7). El calor se suministra a aprox. 170°C al primer generador y el calor disipado por el correspondiente condensador se emplea para accionar el segundo generador a un nivel más bajo, aproximadamente 100°C de una máquina de simple efecto. El coeficiente de rendimiento de este sistema con agua-bromuro de litio como par de trabajo puede ser aprox. 1.2 , que

es considerablemente mejor que el 0.7 del sistema de simple efecto. Ya en la actualidad se habla de sistemas de refrigeración de triple efecto.

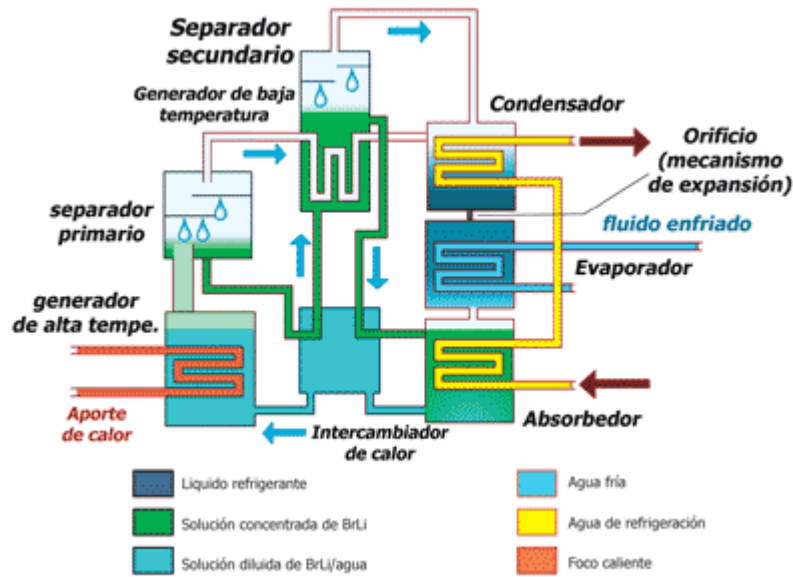


Fig. 1.7 Esquema de un equipo de refrigeración por absorción-difusión de doble efecto

De lo anteriormente expresado se infiere que los sistemas de refrigeración por absorción se pueden clasificar en:

- Sistemas de refrigeración por absorción de simple efecto (sistema base).
- Sistemas de refrigeración por absorción de múltiples efectos (modificaciones).

1.2.6 Variante de los sistemas de simple efecto: Sistema Electrolux-Cerver.

Los sistemas de refrigeración Electrolux-Cerver no son más que una variante o mejoramiento de estos sistemas de refrigeración de simple efecto.

El funcionamiento del frigorífico Electrolux-Cerver (fig. 1.8), se comprende mejor observando que hay tres circuitos completos distintos, los cuales funcionan simultáneamente.

El fenómeno de absorción se basa en la capacidad que poseen determinadas sustancias en estado líquido para disolver cantidades relativamente importantes de gases de otras sustancias en condiciones de presión y temperatura específicas, éste proceso genera cierta cantidad de calor. El procedimiento inverso, desorción requiere de un aporte de calor y en él se separa el gas del

líquido en el que se encuentra disuelto, formando mezclas pobres. Estos dos efectos combinados son capaces de sustituir al compresor en un ciclo de refrigeración, dando lugar así al ciclo de absorción.

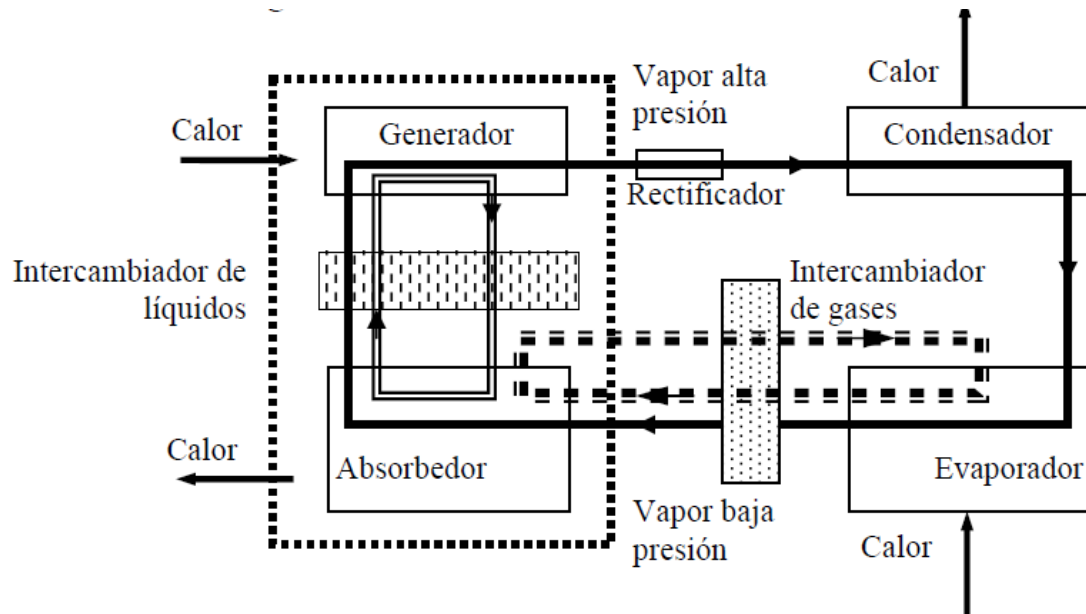


Fig. 1.8 Principio de Operación de un Ciclo de Electrolux-Cerver

El ciclo usa como sustancia de trabajo tres compuestos formados por el refrigerante (amoníaco), el absorbente (agua) y el gas inerte (generalmente hidrógeno). El único rasgo distintivo de esta tecnología, comparada con el ciclo convencional de absorción, es la inclusión del gas inerte que provee una presión constante a lo largo del ciclo. La sustancia de trabajo circula por todo el circuito movido por una bomba de burbujeo que produce el vapor de amoníaco y desplaza la solución pobre hacia el absorbedor.

El ciclo de absorción difusión está compuesto por un absorbedor, evaporador, condensador, generador, rectificador y la bomba de burbujeo. El amoníaco circula a través de todos los componentes. El agua amoniacal circula por el generador, la bomba de burbujeo y el absorbedor. El circuito del gas inerte involucra al evaporador, al absorbedor y un intercambiador de gases, la mezcla gaseosa de amoníaco-hidrogeno circula por este circuito de gas por el efecto de termosifón.

Descripción del Ciclo

El equipo de refrigeración por absorción-difusión, mostrado esquemáticamente en la fig. 1.9, será analizado desde el punto de vista termodinámico con el fin de evaluar las características de funcionamiento a diferentes condiciones de operación.

El gas refrigerante en estado líquido, se evapora en el evaporador, captando una cantidad de calor del interior de la nevera. Este vapor es absorbido posteriormente por la solución que sale del generador, produciéndose así una solución rica en absorbente. Esta será separada en refrigerante gaseoso y

solución pobre, en el conjunto generador – bomba de burbujeo, que es reciclada al absorbedor mientras que el vapor en el condensador pasa a estado líquido y retorna al evaporador.

Con el objeto de mejorar el rendimiento del ciclo, se introducen dos intercambiadores de calor: el de líquidos en los circuitos de solución rica – solución pobre y el de gases, más complejo, en las corrientes entrante y saliente del evaporador cuyo cometido es subenfriar el refrigerante líquido y los gases que ascienden del evaporador.

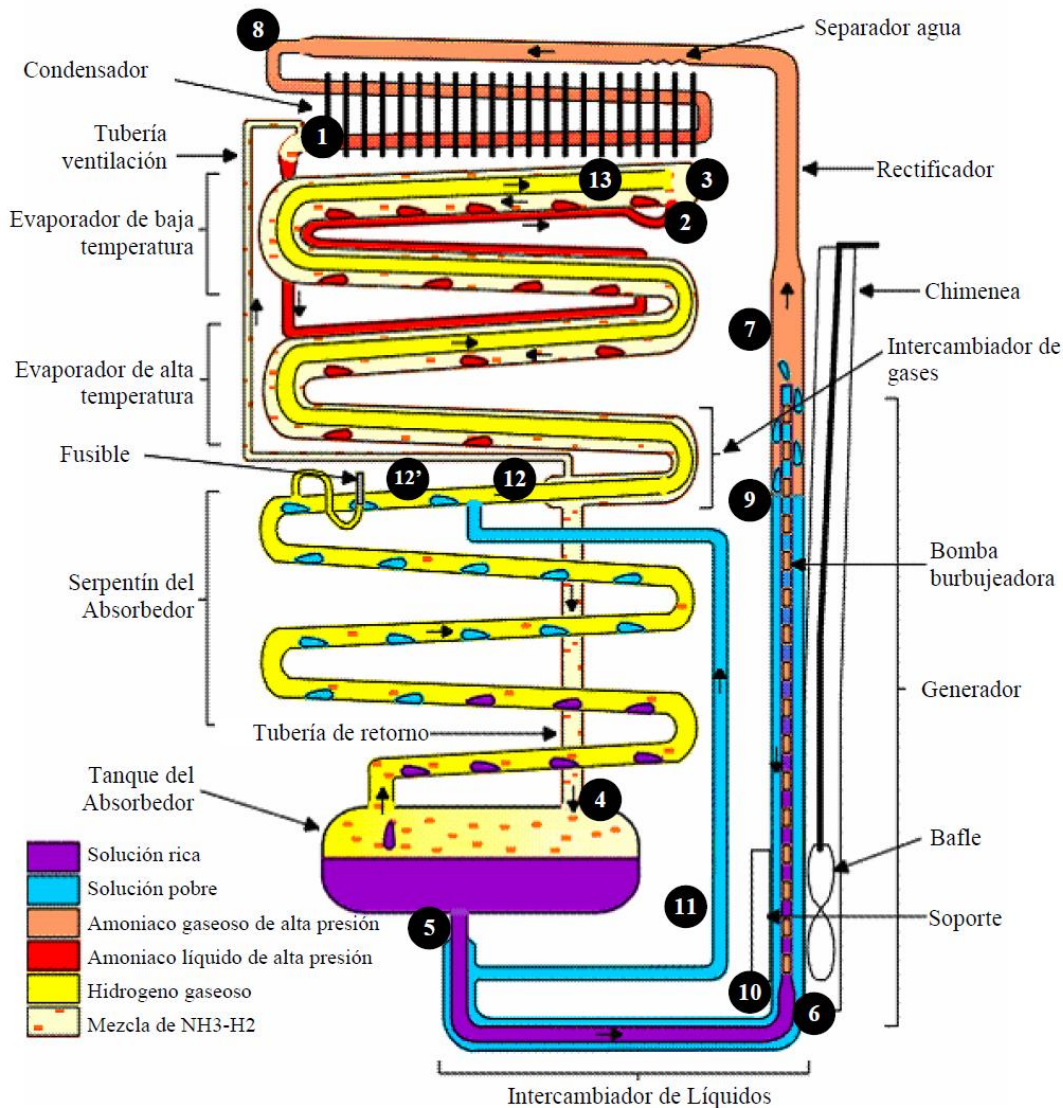


Fig. 1.9. Configuración esquemática de una nevera por absorción-difusión

La circulación del gas entre el evaporador y el absorbedor implica la utilización de un gas inerte más ligero que el vapor de refrigerante. Así, el gas rico en refrigerante cae por gravedad hacia el absorbedor, en el cual el refrigerante es absorbido por la solución pobre mientras que el gas pobre, más ligero, retorna al evaporador. De este modo, la evaporación comienza a una temperatura inicial

de evaporación, bajo una presión parcial, que crece a medida que la evaporación del refrigerante va teniendo lugar y se acaba a la temperatura final de evaporación. En el absorbedor, la solución circula por gravedad, mientras que en el generador es impulsada por una bomba de burbujeo. El generador tiene, por tanto, una doble misión: bombeo de la solución por una parte y producción de vapores de refrigerantes y solución por otra.

El intercambiador de gases es un intercambio de calor regenerativo entre las corrientes que circulan entre el evaporador y el absorbedor. El gas inerte continuamente está circulando entre el evaporador y el absorbedor. Si no existiera este intercambiador, el calor adicional que requiere este gas para abandonar el absorbedor reduciría la capacidad de evaporación en una cantidad inutilizable. Debido a la transferencia de calor entre las dos corrientes de gas inerte, el efecto indeseado del gas inerte en la capacidad de evaporación es minimizado.

En la figura 1.10 se presenta un diagrama del ciclo de refrigeración por absorción difusión, donde se muestran las temperaturas típicas de operación, las concentraciones y las presiones parciales en la mayoría de los componentes con los estados referenciados en los puntos de la figura 1.8.

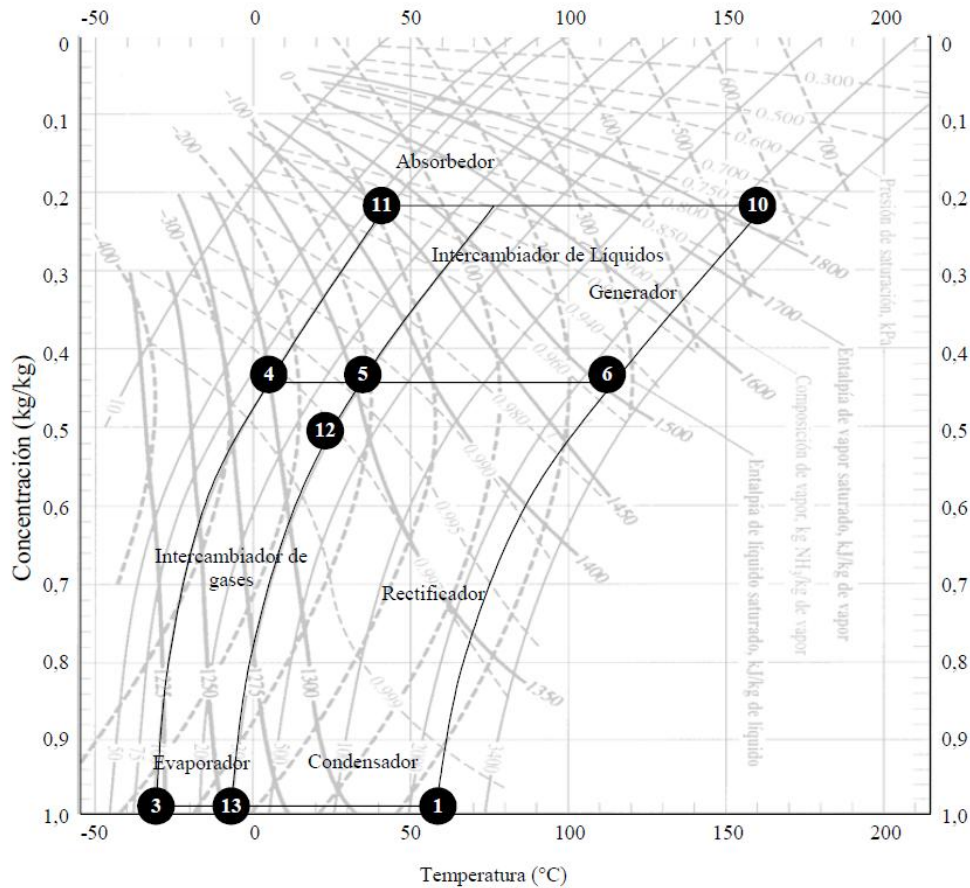


Fig. 1.10 Curvas de equilibrio de un sistema de refrigeración por absorción-difusión

1.2.7 Interés energético acerca de las máquinas de absorción

El coste inicial de una planta frigorífica de absorción resulta, en la mayoría de los casos, superior al de un equipo de compresión mecánica de la misma capacidad. La razón para esta diferencia está en la muy superior cantidad de materiales metálicos que son necesarios para la fabricación de los intercambiadores de calor, en equipos que se basan en procesos termodinámicos sin prácticamente aportación del equivalente térmico del trabajo mecánico. Sin embargo, cuando se analizan los costes de explotación a partir del valor de las energías consumibles, la balanza puede desplazarse a favor de los equipos de absorción, si se dan las condiciones de partida necesarias.

El concepto de *C.O.P.* (Coefficient of Performance) en refrigeración, es sinónimo de Eficiencia Energética en el evaporador. *C.O.P.* se define “oficialmente” como: “La cantidad de refrigeración obtenida de una máquina dividida entre la cantidad de energía que se requiere aportar para conseguir esta refrigeración (ASHRAE 1993). En este cómputo no se incluyen los consumos auxiliares de energía eléctrica necesarios para el funcionamiento de bombas y ventiladores.

Los *C.O.P.s* esperables de los ciclos de absorción son también muy bajos comparados con los de los ciclos de compresión mecánica. En máquinas de absorción de una etapa, con bromuro de litio (las únicas accionables mediante energía solar convencional), no se superan *C.O.P.s* de 0.7, en máquinas de doble etapa se alcanzan valores que pueden ser hasta 1.5 veces a los esperables en una etapa, es decir de hasta 1.2, esto significa que las máquinas de doble etapa aprovechan mejor la energía que las de etapa simple. En ciclos de baja temperatura amoníaco-agua se consiguen valores de *C.O.P.* de 0.5 y pueden alcanzarse máximos de 0.8.

Por el contrario en equipos de compresión mecánica de gran cantidad, con compresores centrífugos y de tornillo, se consiguen en la actualidad rendimientos frigoríficos entre 4.5 y 5.5 (*C.O.P.s* en el evaporador de 4.5 a 5.5). A igualdad de costes de las energías consumibles, estas diferencias tan espectaculares habrían convertido a las máquinas de absorción, hace mucho tiempo, en piezas de museo o “curiosidades tecnológicas”.

A pesar de lo anteriormente expuesto los sistemas de refrigeración por absorción, siguen teniendo gran interés debido a que el coste de producir el trabajo mecánico necesario para obtener 1kW de refrigeración por ciclo de compresión mecánica de vapor es, normalmente, superior al coste necesario para recuperar la cantidad de calor a aplicar para obtener el mismo kW en un ciclo de absorción. El coste de la energía básica es el único factor que determina la posible competitividad de los sistemas de absorción frente a los de compresión mecánica. Por ejemplo: Si comparamos un sistema de refrigeración por compresión con un *C.O.P.* esperable de 5.5, y un sistema de absorción de doble etapa con un *C.O.P.* de 1, en una aplicación en la que se dispone de una fuente de calor recuperable, cuyo coste por kW recuperado es de 1 unidad, mientras que el coste de la energía eléctrica necesaria para hacer funcionar las

máquinas de compresión es de *6unidad*, es evidente el interés de utilizar el sistema de absorción, simplemente a partir de los costes de las energías, sin tener en consideración otras posibles ventajas. Este es un análisis demasiado simplificado, ya que no se han tenido en consideración los costes energéticos que implica el funcionamiento de las torres de recuperación, las bombas de agua de torre, ni las bombas de agua fría. Un estudio más completo nos llevaría a la conclusión de que, teniendo en cuenta todos los consumos de todo tipo de energías en una aplicación dada, el coste de la energía eléctrica debería ser de *8a9veces* superior al de la energía térmica recuperada por hacer que la opción por absorción fuera competitiva con la de compresión mecánica. Lo que es evidente es que siempre que exista la posibilidad de utilizar energías térmicas desechables, gratuitas, o de muy bajo coste, procedentes de energías renovables, la aplicación de sistemas de absorción para la producción frigorífica será competitiva e interesante (Application Guide for absorption cooling/refrigeration using recovered heat ASHRAE, 1995).

También es preciso citar que aún existen lugares en los que la disponibilidad de energía eléctrica para grandes potencias no está garantizada, pues implica un coste muy elevado, y sin embargo existen combustibles fósiles accesibles, gas natural por ejemplo, a un precio aceptable; o más barato aun como podría ser metano, proveniente de un bioreactor; o más barata aun como pudiera ser la energía solar. Esta es otra posibilidad de aplicación de los sistemas de absorción, utilizando en estos casos máquinas con combustión directa que consumen un combustible líquido o gaseoso directamente para la producción de calor y frío de forma simultánea o alternativa, con *C.O.P.* que pueden alcanzar valores de 1.5. Así mismo puede resultar interesante la aplicación de sistemas de máquinas de absorción en serie, o en paralelo, con máquinas de compresión mecánica sobre el mismo circuito de agua enfriada. En estos sistemas, las máquinas de compresión se utilizan para hacer frente las cargas térmicas básicas, en horas pico o para combatir las demandas máximas, mientras que las máquinas de absorción se utilizarían exclusivamente en horas valle. Esto permite dimensionar las máquinas que consumen energía más cara para condiciones de menor carga, lo que repercute favorablemente en los costes de explotación de la instalación.

1.2.8 Reducción de consumos primarios

De todo lo comentado hasta ahora puede extraerse otra conclusión importante; Teniendo en cuenta que los sistemas de absorción son tanto más interesantes, económicamente hablando, cuanto más barata es la energía térmica disponible para el accionamiento de las máquinas, está claro que este tipo de equipos son especialmente útiles para recuperar calor de deshecho, y esta particularidad permite enfocar el problema de aprovechamiento energético desde otro punto de vista. Los sistemas de absorción no solo hacen posible la utilización de energías térmicas que serian evacuadas a la atmósfera de no utilizarse estos sistemas para su recuperación y aprovechamiento, sino que además, al mismo tiempo, evitan el consumo de energías más caras, fósiles o eléctricas, para su utilización

en la producción frigorífica. Es decir, de alguna manera, dan lugar a un doble ahorro de energía: uno por la recuperación de energías desechables y otro por la reducción de consumos primarios en la producción de energía eléctrica.

Por otra parte también pueden hacer uso de una "Fuente Renovable de Energía" de alta disponibilidad con un elevado potencial, como lo es la Energía solar. Para ello es necesario hacer uso de los llamados colectores solares. A continuación se abordan algunos aspectos relacionados con esta temática.

1.2.9 Colectores solares

1.2.9.1. Captación solar

Con el desarrollo de las ciencias y el empleo de nuevos materiales, han aparecido formas más eficientes y económicas de aprovechar la energía solar, aunque el aprovechamiento de la energía del sol no sea tan nueva: existiendo tres métodos fundamentales de captación de energía solar.

Uno de los métodos más antiguo es la concentración mediante espejos de los rayos solares, en un punto focal, logrando elevar la temperatura del mismo considerablemente.

Ya con el desarrollo de las ciencias aparecen dos métodos más para el aprovechamiento de la energía solar, uno de ellos más costoso por los materiales empleados, que son las llamadas celdas fotovoltaicas de las cuales se obtiene directamente energía eléctrica, estas son empleadas fundamentalmente en lugares de no comunicación con las redes de distribución eléctricas. Por último existe el método de captación térmica de la energía solar: Este método consiste en el empleo de paneles solares para extraer la energía térmica que es capaz de aportar los rayos solares, depositándola en un fluido de trabajo. Para este trabajo el método que nos ocupa es el último.

1.2.9.2. Captación térmica de energía solar

Se entiende por captación térmica de la energía solar al procedimiento de transformación de la energía radiante del sol en calor o energía térmica. Se pretende de esta forma obtener a partir del sol una energía que podremos utilizar en aplicaciones térmicas: calentar agua sanitaria, usos industriales, calefacción de espacios, calentamiento de piscinas, secaderos, etc.

Uno de los campos de máximo desarrollo de las instalaciones solares térmicas que se verá en próximos años será la de colectores de vacío o planos de alto rendimiento que produzcan agua caliente sanitaria (ACS), calefacción en invierno y, mediante máquinas de absorción, produzcan frío en el verano. La utilización de la energía solar térmica para todos estos sistemas juntos es la mejor forma de aprovechar la instalación, debido a que el uso es sólo para ACS y calefacción produciendo algún excedente en el verano, provocando sobrecalentamientos en la instalación que es necesario evitar mediante algún

sistema de los existentes. Las aplicaciones de la energía solar térmica se extienden también al sector industrial: precalentamiento de agua de proceso, aire caliente y refrigeración.

1.2.9.3. Principio de funcionamiento de un colector solar.

Cuando se expone una placa metálica al sol, se calienta independientemente del color que tenga la misma, pero si esta placa es negra, por el principio físico de cuerpo oscuro, la energía radiante del sol es absorbida con mayor intensidad.

Cuando se calienta el cuerpo oscuro (la placa) ésta aumenta su temperatura, al mismo tiempo por los diferentes mecanismos, comienza a perder calor (por conducción a través del medio que la sujeta, por convección a través del aire que la rodea y por radiación. Cuando entre la placa y el sol se coloca un vidrio ocurre que, como el vidrio es transparente a la radiación solar pero es opaco a la radiación infrarroja, es decir no deja pasar la radiación de mayor longitud de onda que emite la placa al calentarse, produciéndose una “trampa energética de radiación” que impide que la energía radiante que ha atravesado el vidrio más la de la placa vuelva a salir; esta trampa constituye el denominado efecto invernadero. El vidrio también evita el contacto directo de la placa con el aire ambiente con lo que se evitarán las pérdidas por convección antes referidas.

1.2.9.4. Tipos de colectores solares

Existen dos tipos fundamentales de colectores solares, los colectores solares no vidriados y los colectores solares vidriados.

Por su interés para este trabajo, se tratarán fundamentalmente las características de los colectores solares vidriados, ya que con estos se pueden alcanzar temperaturas superiores a los 100°C , necesarias para que funcione eficientemente la bomba de burbujeo del generador, de un refrigeración absorción-difusión.

1.2.9.4.1. Colectores solares no vidriados

Para algunas aplicaciones de calentamiento de agua (de piscinas) se pueden emplear los colectores no vidriados. Estos están formados simplemente por una gran cantidad de diminutos tubos de metal o de plástico dispuestos en serpentín por los que circula el agua. No necesitan caja ni cubierta de cristal, por esta razón el aumento de temperatura es bajo, alrededor de 30°C . Las pérdidas de calor son grandes lo que limita su aplicación a otro tipo de instalaciones.

1.2.9.4.2. Colectores solares vidriados

Este tipo de colector es el más empleado en la práctica, debido a su gran rendimiento. Este tipo de colector consiste en una serie de tubos los cuales van

aislados en una caja y con una cubierta de cristal en una de sus lados, para de esta forma atenuar en mayor medida las pérdidas de calor al medio.

Dentro de este tipo de colectores podemos ver como forma básica el colector solar plano, aunque existen otras variantes como pueden ser los de tubos al vacío.

Colector solar plano

Un colector solar térmico está constituido por distintos elementos, para ello nos apoyaremos en la figura 1.11:

- Un acristalamiento que transmite la radiación solar al colector e impide que el calor salga (efecto invernadero).
- Un recubrimiento selectivo llamado absorbente que va a recoger la radiación solar y convertirla en calor.
- Tubos revestidos de cobre en contacto con el colector en los cuales circula un fluido termoportador que se recalienta.
- Un aislamiento en parte inferior para evitar las pérdidas térmicas por esa parte del colector

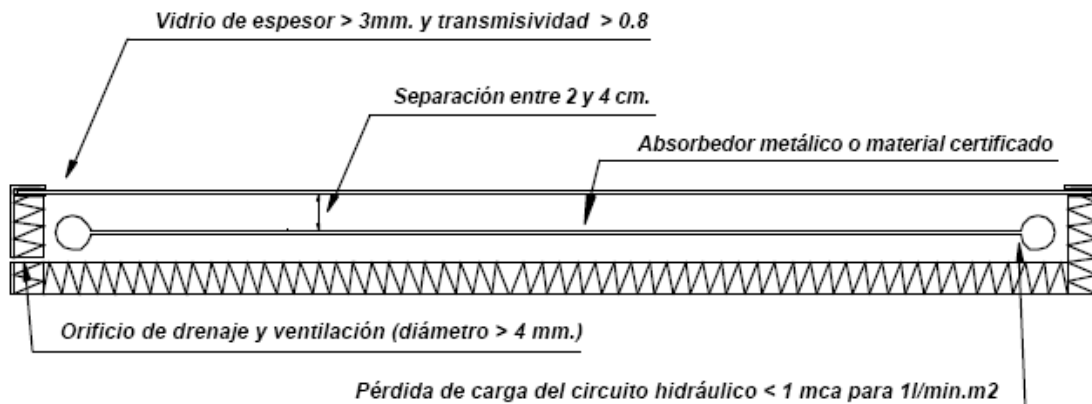


Fig. 1.11 Esquema de colector plano

El captador solar térmico es el encargado de captar la radiación solar y convertir su energía en energía térmica, de manera que se calienta el fluido de trabajo que ellos contienen.

Toda la energía que incide sobre el captador solar no puede ser considerada como energía útil, de manera que al mismo tiempo que se produce el calentamiento del fluido de trabajo, una parte de esta energía se pierde por conducción, convección y radiación, generándose un balance energético entre la energía incidente (en forma de radiación solar) y las pérdidas térmicas, obteniendo como resultado una potencia útil del colector solar.

Estas pérdidas de calor crecen con la temperatura del fluido de trabajo, hasta que llega un momento de equilibrio en el que se cumple que la energía captada

es igual a las pérdidas, alcanzándose en ese momento la temperatura de estancamiento del colector. En la mayoría de los colectores esta temperatura de estancamiento o de equilibrio se alcanza a unos 150 - 200 °C. Con todo ello y teniendo en cuenta la ecuación de la curva que define el rendimiento de un colector solar se deduce que nos interesa hacer trabajar el colector a la temperatura más baja posible, siempre que ésta sea suficiente para la utilización específica en cada caso.

Colector solar de tubos al vacío

Los tubos de calor son dispositivos que pueden ser utilizados para transferir calor de una zona de alta a una de baja temperatura. En su forma más simple, un tubo de calor se compone de una estructura sellada en cuyo interior se ha logrado un vacío parcial y se ha introducido una cierta cantidad de refrigerante o fluido de trabajo, previamente a la implantación de los sellos.

El funcionamiento del tubo es simple: una vez que se ha colocado uno de sus extremos en la fuente y el otro en el receptor de calor, el fluido de trabajo se evapora, viaja del extremo de mayor al de menor temperatura y se condensa en él, liberando la energía térmica que había recibido. Posteriormente, el ciclo se completa por gravedad o capilaridad al regresar el fluido en estado líquido a su punto de partida. El proceso continúa mientras exista la diferencia de temperaturas entre las zonas en cuestión, sin que se requiera la mediación de bomba, soplador o compresor alguno (Berbari, 1999).

De la descripción anterior, se tiene que el tubo de calor puede ser empleado como un receptor y al mismo tiempo como un transmisor de energía térmica. La energía recibida y puesta en movimiento por el tubo de calor puede muy bien provenir del sol. Al emplearlo de esta manera, se obtiene lo que se conoce como colector solar al vacío, idea presentada originalmente en 1976 por Wolf y Bienert (Abogderah, 1998).

El funcionamiento del colector solar al vacío es simple: la energía térmica que proviene del sol incide en el absorbedor del tubo, evapora el fluido presente en éste y es transportada con pérdidas pequeñas hasta el condensador (zona de salida de calor). La energía térmica así recolectada se almacena por medio de un tanque aislado y puede posteriormente ser empleada en los equipos de absorción. Un sistema como el descrito es el que se presenta en la Figura 1.12.

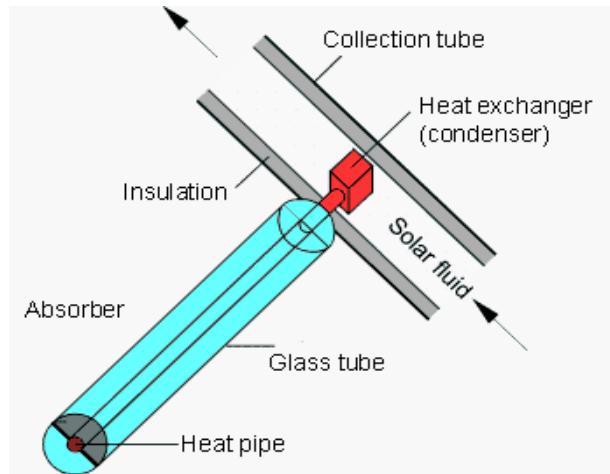


Fig. 1.12 Sistema de funcionamiento del tubo de calor como colector solar al vacío

1.2.9.5. Ubicación del colector solar

Los paneles solares operan mejor si son colocados en un lugar donde reciban luz solar plena. Pueden colocarse en el techo de una casa u oficina, sobre una estructura de soporte, montados en la fachada o sobre el terreno. Es preferible evitar los lugares que reciben sombra (vegetación, otros edificios, elementos constructivos, otros módulos, etc.), al menos durante las horas centrales del día, ya que la sombra afectará su rendimiento. Debido al cambio de posición del sol durante el año, la inclinación ideal de los paneles varía en función de la latitud en la cual se encuentran, pero la inclinación puede variar en función de la aplicación, criterios de uso e integración arquitectónica.

Angulo de inclinación

El sol se desplaza en el cielo de este a oeste, los paneles solares alcanzan su máxima efectividad cuando están orientados hacia el sol, en un ángulo perpendicular con éste a mediodía. Por lo general, los paneles solares son colocados sobre un techo o una estructura y tienen una posición fija; no pueden seguir la trayectoria del sol en el cielo. Por lo tanto, no estarán orientados hacia el sol con un ángulo óptimo (90°) durante toda la jornada. El ángulo entre el plano horizontal y el panel solar se denomina ángulo de inclinación.

Debido al movimiento terrestre alrededor del sol, existen también variaciones estacionales. En invierno, el sol no alcanzará el mismo ángulo que en verano. Idealmente, en verano los paneles solares deberían ser colocados en posición ligeramente más horizontal para aprovechar al máximo la luz solar. Sin embargo, los mismos paneles no estarán, entonces, en posición óptima para el sol del invierno. Con el propósito de alcanzar un mejor rendimiento anual promedio, los paneles solares deberán ser instalados en un ángulo fijo, determinado en algún punto entre los ángulos óptimos para el verano y para el invierno. Cada latitud

presenta un ángulo de inclinación óptimo. Los paneles deben colocarse en posición horizontal únicamente en zonas cercanas al ecuador. Ligeras desviaciones de unos 5° con respecto del ángulo de inclinación óptimo tienen sólo un efecto menor en la producción de energía. Las diferencias a causa de las condiciones climáticas son más importantes en la producción de energía.

En el caso de Cuba el mejor ángulo de inclinación para los colectores solares es entre los $27 \div 30^{\circ}$.

1.2.9.6. Otros aspectos a tener en cuenta

En el caso de los sistemas solares térmicos, las instalaciones poseen un período de vida superior a los *25años*. La inversión inicial de un sistema solar térmico será mayor frente al sistema convencional, si bien su costo de funcionamiento durante más de *25años* de vida de la instalación será irrelevante comparado con el de compra de combustible o energía eléctrica, reparaciones, mantenimiento, etc., asociado al sistema convencional. Así, la instalación de energía solar resulta económicamente más ventajosa, ya que toda la energía que obtengamos del Sol con los captadores solares térmicos, nos la ahorramos de producirla (quemando combustible en una caldera) o de consumirla (de la red eléctrica de distribución). De esta forma, una instalación de energía solar acaba rentabilizándose a lo largo de los años, ya que el ahorro energético que produce se materializa en ahorro económico, el cual permite acabar amortizando el costo de la instalación. Esta amortización puede oscilar entre los $5 \div 10años$, dependiendo del tamaño de la instalación, del lugar donde se instale (mayor o menor radiación) y de las necesidades mayores o menores del usuario.

Se pueden enumerar toda una serie de ventajas que nos aporta un sistema solar térmico, empezando por las económicas, pues para unas mismas necesidades el sistema convencional precisará consumir menos combustible, lo que representará para el usuario un menor gasto anual. Podemos continuar resaltando las ventajas medioambientales, puesto que la generación de energía con sistemas convencionales posee unos costos ambientales muy importantes (emisiones de CO_2 , cambio climático, vertidos, residuos nucleares, lluvia ácida, etc.) en relación con los sistemas solares. Además, la energía solar es independiente del combustible convencional y su abastecimiento, dado que es compatible con cualquier sistema convencional e independiente de la variación del precio de compra del combustible.

Como término medio, $1m^2$ de captador solar térmico es capaz de evitar cada año la emisión a la atmósfera de *1tn* de CO_2 . Las instalaciones de captación solar tienen una larga vida útil superior a *25años*, con un mantenimiento que, si bien es necesario hacer, es de mucha menor importancia que en el caso de los sistemas convencionales.

CAPITULO II

CAPÍTULO 2. EVALUACIÓN EXPERIMENTAL.

OBJETIVO.

El objetivo que se persigue es la evaluación de un sistema de refrigeración por absorción-difusión, cuyas sustancia de trabajo son: amoníaco (NH_3), agua (H_2O) e hidrógeno (H_2); para poder apreciar el comportamiento de los parámetros de trabajo del equipo con la variación de la potencia de la fuente de calor; y así poder determinar el coeficiente de funcionamiento del ciclo (COP) y de esta forma determinar para el mejor rendimiento del equipo la demanda energética con vistas a la selección preliminar de una fuente alternativa de suministro de energía.

2.1. Determinación del esquema real del refrigerador por absorción-difusión

Luego del análisis bibliográfico, el desarme del equipo, la observación, y la comparación (ver anexo 1) con los modelos se determinó que el esquema del equipo a evaluar es como se muestra en la figura 2.1.

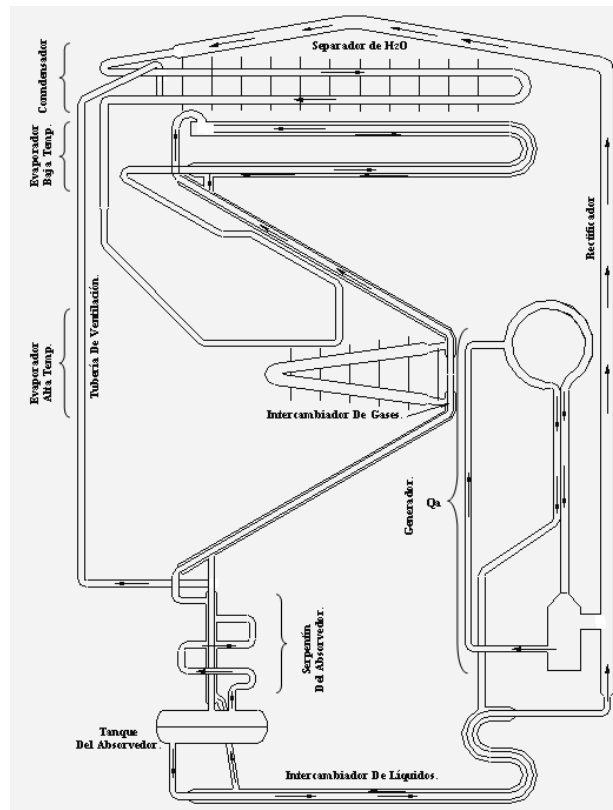


Fig. 2.1 Esquema real del equipo evaluado

A partir del análisis del esquema real del equipo y de las condiciones reales de trabajo con las que se contaban, se determinó que para lograr los objetivos se

necesita variar la potencia de la fuente de suministro de calor (resistencia eléctrica).

2.2. Posible conexión eléctrica de la resistencia.

El suministro de la energía eléctrica necesaria para la realización de las mediciones, en los diferentes regímenes de trabajo del equipo de refrigeración por absorción-difusión, se realiza mediante una resistencia eléctrica de bloque la cual posee dos resistencias independientes, con un valor cada una de 52Ω , las cuales como ya se mencionó anteriormente van fundidas en un bloque de aluminio, con las dimensiones de $42 \times 32 \times 253 \text{ mm}$ (ver anexo 2).

Con el objetivo de lograr una mejor transferencia de calor entre la resistencia y la bomba de burbujeo, se le realizó una cavidad semiesférica, en la cara del bloque de resistencias contraria a la posición de los bornes.

La potencia necesaria en la resistencia para el buen trabajo del equipo, según investigaciones e informaciones recopiladas, es de 125 W , lo cual será demostrado en el desarrollo de los planes experimentales al variarse la potencia de la misma.

Para la variación de la potencia de la resistencia se cuenta con un VARIAD, equipo capaz de variar el voltaje de entrada, para de esta forma obtener varios valores de la potencia de salida en la resistencia (ver anexo 3).

2.2.1. Conexión sin variación de voltaje

Como se poseen 2 resistencias, existen dos posibles conexiones, en serie o en paralelo. Con estos criterios se realizaron cálculos para determinar la conexión más factible (ver anexo 4)

Se analizará las posibles variantes de conexión para un voltaje de entrada de 110 V constante.

- Una resistencia: Se alimentan los bornes de una resistencia con 110 V y a nivel empírico se obtendrá:

$$P = V * I$$

$$V = I * R$$

Despejando:

$$I = \frac{V}{R}$$

Sustituyendo:

$$P = V * \frac{V}{R}$$

$$P = \frac{V^2}{R}$$

Sustituyendo:

$$P = \frac{110^2}{52}$$

Obtendremos:

$$P = 232.69W$$

Como se puede apreciar el valor es muy superior al deseado para el trabajo eficiente del equipo, sin la posibilidad de variar voltaje.

- Resistencias conectadas serie: Se alimentan los bornes de las resistencias con 110V y a nivel empírico se obtendrá:

$$P = V * I$$

$$V = I * R$$

Despejando:

$$I = \frac{V}{R}$$

Sustituyendo:

$$P = V * \frac{V}{R}$$

$$P = \frac{V^2}{R}$$

Sustituyendo:

$$P = \frac{110^2}{104}$$

Obtendremos:

$$P = 117.48W$$

Como se puede apreciar el valor es inferior al deseado para el trabajo eficiente del equipo, si además se tiene en cuenta que en la práctica toda la energía que se produce no es consumida por la fuente, este valor es aún más insuficiente.

- Resistencias conectadas paralelo: Se alimentan los bornes de las resistencias con 110V y a nivel empírico se obtendrá:

$$P = V * I$$

$$V = I * R$$

Despejando:

$$I = \frac{V}{R}$$

Sustituyendo:

$$P = V * \frac{V}{R}$$

$$P = \frac{V^2}{R}$$

Sustituyendo:

$$P = \frac{110^2}{25.74}$$

Obtendremos:

$$P = 469.95W$$

Como se puede apreciar el valor es muy superior al deseado para el trabajo eficiente del equipo.

Conexión con variación de voltaje

Para con los elementos que se cuentan lograr un trabajo satisfactorio del equipo, y poder llegar a conclusiones satisfactorias hay que introducir un variador de voltaje, para de esta forma variar potencia en la resistencia.

Se empleará la conexión de la resistencia en paralelo, ya que nos da un espectro mayor de variación de potencia.

En este caso partiremos de la potencia que se necesita para llegar al voltaje requerido. De las ecuaciones anteriores obtendremos:

$$P = V * I$$

$$V = I * R$$

Despejando:

$$I = \frac{V}{R}$$

Sustituyendo:

$$P = V * \frac{V}{R}$$

$$P = \frac{V^2}{R}$$

Despejando:

$$V = \sqrt{P * R}$$

Obtendremos para el valor de potencia de 125Watt :

$$V = \sqrt{125 * 26}$$

$$V = 57V$$

Este es el valor con que se ajustará el variador.

2.3. Instrumentación y control

Se ha descrito hasta ahora el esquema de conexión de la fuente de suministro de energía térmica en la instalación experimental. Los sensores y el sistema de control que se necesitan para lograr el objetivo se describen a continuación.

2.3.1 Sensores de temperatura

Para la medida de la temperatura de los diferentes puntos de los dispositivos del equipo, se utilizaron dos dispositivos:

- Termopares (ver anexo 5).
- Termómetro (ver anexo 5).
- Pirómetro digital (ver anexo 6).
- Termohidrómetro digital (ver anexo 7).

Para la medición de valores, en puntos donde de acceder a ellos, afectaría en gran medida los valores de los resultados experimentales, tales como el evaporador de baja temperatura, el evaporador de alta temperatura y la cámara fría; se emplearon termo-resistencias Pt 100, de 4 hilos, con un límite de temperatura máxima de 250 °C, y una precisión de ± 0.10 °C a 0 °C y de ± 0.35 °C a 100 °C sin calibración. Como esta precisión no era admisible para la obtención de datos experimentales se propuso una calibración de las mismas. Todas las temperaturas se calibraron utilizando un baño térmico marca HAAKE C35, modelo F6-C35, con una estabilización de las temperaturas en las experiencias de ± 0.04 K. A partir de estas medidas se establecieron rectas de calibración para cada uno de los sensores, de forma que se pudo asegurar para cada uno de los sensores una repetitividad con esta calibración de ± 0.1 K.

Para la lectura de los datos suministrados por los termopares se utilizará el termómetro Fluke 52 K/J, cuyas características son las siguientes:

Termómetro digital para dos termocuplas, pudiendo medir el Δt entre las dos.		
Temperatura de trabajo.	Tipo	J (hierro-constantan): $-200 \dots + 760$ °C / $-328 \dots + 1400$ °F
	Tipo	K (cromo-aluminio):

	$-200 \dots +1370^{\circ}C / -328 \dots +2498^{\circ}F$
Alimentación.	9V
Puede medir $^{\circ}C/^{\circ}F$	
Escala de temperatura.	SU-90
Normas aplicables.	NIST-175
Resolución de la pantalla.	$0.1 \div 1^{\circ}C \text{ ó } ^{\circ}F$

Para la medición en puntos donde de acceder a ellos, no afectaría los valores de los resultados experimentales, se empleó el pirómetro digital modelo FLUKE, 62MiniR, con las siguientes características:

Rango de temperatura.	$-30^{\circ}C \div 900^{\circ}C$
Precisión, suponiendo temperatura ambiente de operación $23^{\circ}C \pm 2^{\circ}C$.	$10 \div 30^{\circ}C \pm 1^{\circ}C$ con 1.5% de rendimiento.
Tiempo de respuesta (85%).	$< 500ms$
Respuesta espectral.	$0.5 \div 10micrones$
Emisividad.	0.95
Resolución óptica (D-8).	10.1 calculado para un 80% de energía.
Repetibilidad.	$\pm 0.5\%$ de rendimiento con $\leq \pm 1^{\circ}C$
Temperatura ambiente de operación.	De $0^{\circ}C \div 50^{\circ}C$
Humedad relativa de operación.	De $10\% \div 90\%$
Temperatura de almacenaje.	De $-20^{\circ}C \div 65^{\circ}C$
Peso y dimensiones.	$20g / 152 \times 102 \times 38mm$
Alimentación	Baterías, 9V
Resolución en pantalla	$0.2^{\circ}C$

Retención de lectura.	7seg
Estándares.	Conforme a EN61326–1 Electromagnetic Emissions y Susceptibility, EN61010–1 General Safety, EN60825–1 Laser Safety.
Láser.	FDA y IEC clase II.
Certificaciones.	CE.

Para la medición de la temperatura ambiente se empleó un termohidrómetro digital, modelo Testo 625, instrumento de medición y temperatura ambiente, con las siguientes características:

Parámetros.	Humedad relativa (%), temperatura ($^{\circ}C/^{\circ}F$)
Variables calculadas.	Temperatura del pto rocío ($^{\circ}C_{td}/^{\circ}F_{td}$), temperatura bulbo seco ($^{\circ}C_{tw}/^{\circ}F$)
Rango de medición.	Sonda de humedad Testo, capacitiva: 0...+100%RH, sonda NTC: $-10...+60^{\circ}C / 14...+140^{\circ}F$, sonda tipo K (NiCr-Ni) (sonda por radio): $-200...+1370^{\circ}C / -328...+2498^{\circ}F$
Resolución.	0.1%RH, $0.1^{\circ}C/0.1^{\circ}F$
Exactitud (± 1 digito).	Sonda de humedad Testo, capacitiva: $\pm 2.5\%RH(+0.5...+95.0\%RH)$, sonda NTC: $\pm 0.5^{\circ}C / \pm 0.9^{\circ}F$, sonda tipo K (NiCr-Ni) (sonda por radio): depende de la sonda
Sonda.	Entrada para sonda de humedad, modulo de radio (accesorio)
Intervalo de medición.	2seg

Temperatura de funcionamiento.	$-20... + 50^{\circ}C / -4... + 122^{\circ}F$
Temperatura de funcionamiento.	$-40... + 85^{\circ}C / -40... + 185^{\circ}F$
Alimentación.	9V
Clase de protección.	Con Top Safe (accesorio) y módulo de humedad conectado: IP65
Directriz CE.	89/336/ECC
Garantía.	2 años

2.3.2 Sensores de humedad

Para la determinación de la humedad ambiente se utilizó el termohidrómetro digital, descrito en el sub-epígrafe 2.4.1.

2.4. Preparación

Este punto es importante llevarlo a cabo con suma exactitud para el éxito de la etapa experimental, incluye la puesta a punto para el desarrollo de las mediciones. Para ello es necesario analizar donde y como colocar los termopares, para luego hacer lo mismo con los puntos a medir con el pirómetro digital en el exterior.

2.4.1. Colocación de los termopares

Como ya se determinó, los termopares se colocarán en los lugares donde, por su posición, no sería factible la medición con el pirómetro digital.

Estos lugares están bien identificados y son:

- Evaporador de baja temperatura: En este equipo se colocaran sensores en la entrada del mismo, la salida y la cámara fría o congelador, en total en tres puntos.
- Evaporador de alta temperatura: En este equipo se colocaran sensores en la entrada del mismo, así como en la salida, en total en dos puntos.
- Generador: En este equipo, por su configuración, es el más complicado, en el mismo se colocaran sensores en la salida de la bomba, entrada al generador de la solución rica (salida de solución rica del intercambiador de líquido), salida de solución pobre del generador (entrada al intercambiador de líquido), salida de los

vapores de amoníaco y en la resistencia. Todo el generador está dentro de un habitáculo de zinc galvanizado, relleno todo con lana de vidrio. En total se medirán cinco puntos.

2.4.2. Determinación de los puntos a medir en los componentes exteriores de la máquina

En los componentes de la máquina que se encuentran en el exterior, la medición es más factible, ya que es fácil acceder con el pirómetro. Con el objetivo de que las mediciones se realicen siempre en la misma zona, el área a medir fue marcada.

Las mediciones se harán en la entrada y la salida de cada componente del ciclo, con excepción del tanque recolector del absorbedor, que en él se tomarán mediciones en cuatro puntos, para luego determinar una media de temperaturas.

Las mediciones se realizarán como sigue:

- Rectificador: Se tomarán dos puntos, uno a la salida del generador y otro antes de llegar al codo del tubo.
- Condensador: Se tomarán cuatro puntos, la primera después de la expansión que se encuentra a la entrada, la segunda en la entrada del equipo, la tercera a la salida del equipo y la cuarta después de la expansión.
- Serpentin del absorbedor: Se tomarán dos puntos, los mismos serán en la entrada y la salida del dispositivo.
- Tanque recolector del absorbedor: Como ya se dijo en este se tomarán cuatro puntos, con el objetivo de determinar una media, los mismos se tomarán en la parte superior, parte inferior y las dos tapas.
- Intercambiador de líquido: En este dispositivo la medición se hará solo en la entrada de solución rica, pues parte de este se encuentra dentro del habitáculo, donde está el generador.

2.4.3. Medidas de seguridad

Para la colocación de los termopares: para esto, se debe trabajar con la insolación del habitáculo del generador, la cual es lana de vidrio, altamente tóxica para el ser humano y se deben proteger de la siguiente manera:

- Colocarse espejuelos de protección.
- Overoles de mangas largas.
- Guantes.
- Máscaras buco-nasales.

Para las mediciones con el pirómetro digital láser hay que observar las siguientes medidas de precaución:

- No apuntar a ninguna parte del cuerpo humano cuando se realiza la medición.
- No fijar la vista cuando el láser esté activado.

2.5. Planes experimentales

Para lograr alcanzar los objetivos de ésta fase, se trazaron dos planes experimentales, condiciones bajo las cuales se explotará el equipo para determinar su comportamiento. Analicemos ahora las estrategias a seguir para los diferentes casos.

2.5.1. Plan experimental #1

En este plan experimental, solo se observará el trabajo del equipo de absorción sin la posibilidad de variar la potencia. Este primer experimento tiene el objetivo de futuras comparaciones del comportamiento del COP y de comportamiento, a diferentes valores de temperatura de la bomba de burbujeo.

Para este caso las variables a medir son la temperatura y la humedad relativa, las temperaturas se medirán dentro y fuera del equipo en un intervalo de tiempo de 20min, tratando de tomar el mayor número de mediciones posibles. La humedad relativa se medirá el mismo número de veces que la temperatura.

2.5.1.1. Descripción del esquema conexión eléctrica

Para este plan experimental, en el banco de ensayos se conectarán las dos resistencias en serie, sin la regulación de voltaje.

La figura 2.2 muestra el esquema de conexión eléctrica determinado para la instalación experimental en este caso. La línea #1 del suministro de la red eléctrica va a uno de los pares de la caja de conexiones que cuenta de tres pares y de esta a uno de los dos bornes de entrada de la resistencia eléctrica, la cual está conectada al borne contiguo de la otra resistencia. La línea #2 va al par intermedio de la caja de conexiones, de este al termostato del equipo, encargado del control de frío dentro de la cámara donde se encuentran los evaporadores, y retorna del mismo al tercer par; al salir de este par la alimentación va al borne sin conectar de la segunda resistencia. A la entrada de las resistencias en serie se coloca un voltímetro.

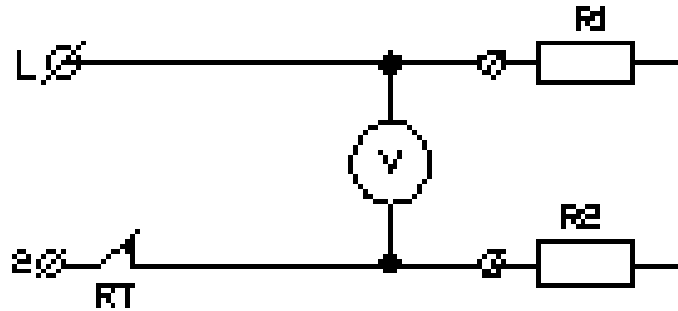


Fig. 2.2 Esquema de conexión eléctrica experimental #1

2.5.2. Plan experimental #2

Para este plan experimental #2, el banco de ensayos fue concebido de forma tal que es posible variar el parámetro que se identificó como de mayor influencia en los coeficientes de trabajo del equipo, la potencia de las resistencias eléctricas conectadas en paralelo.

Para este caso, como en el primero, las variables a medir son la temperatura y la humedad relativa, las temperaturas se medirán dentro y fuera del equipo en un intervalo de tiempo de 20min, tratando de tomar el mayor número de mediciones posibles. La humedad relativa se medirá el mismo número de veces que la temperatura.

2.5.2.1. Descripción del esquema conexión eléctrica

La figura 2.3 muestra el esquema de conexión eléctrica determinado para la instalación experimental. La línea #1 del suministro de la red eléctrica va a uno de los pares de la caja de conexiones que cuenta de tres pares y de esta al variador, del mismo se alimenta un de los dos bornes de entrada de la resistencia eléctrica. La línea #2 va al par intermedio de la caja de conexiones, de este al termostato del equipo, encargado del control de frío dentro de la cámara donde se encuentran los evaporadores, y retorna del mismo al tercer par; al salir del tercer par, la alimentación va al variador y de aquí al otro borne de la resistencia eléctrica. A la salida del variador, encargado de regular el voltaje en el circuito, se coloca un voltímetro.

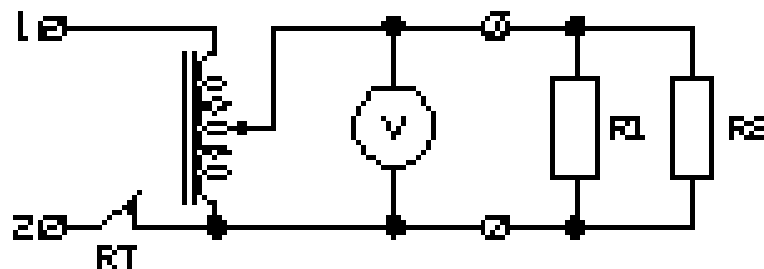


Fig. 2.3 Esquema de conexión eléctrica experimental

2.5.3. Medidas de seguridad

Para la realización de trabajos con corriente eléctrica se deben cumplir una serie de medidas de seguridad, con el objetivo de salvaguardar lo más importante que posee el ser humano, su vida.

Con el fin de lograr un resultado satisfactorio se debe seguir las cinco reglas de oro de seguridad en instalaciones eléctricas sin tensión, las cuales son las siguientes:

- Corte visible de la fuente de energía.
- Bloqueo de desconectivos.
- Comprobar la ausencia de tensión.
- Puesta a tierra y corto circuito.
- Señalización de la zona de trabajo.

2.6. DETERMINACIÓN DEL COEFICIENTE DE RENDIMIENTO (COP).

2.6.1. Condiciones de operación

Las condiciones de operación determinan la cantidad de carga de gas inerte que debe ser suministrado al sistema, específicamente las condiciones ambientales, son las que determinan la temperatura mínima de condensación y esta a su vez, la presión total del sistema.

Cuando la nevera arranca a la temperatura circundante, el flujo interno es nulo y el fluido de trabajo se encuentra como una mezcla de dos fases compuesto por el NH_3 , H_2O y el H_2 .

Inicialmente, la fase de vapor es en su mayoría compuesta por el gas inerte con una pequeña presión parcial de NH_3 y casi nada de H_2O . Cuando se suministra calor directamente a la bomba de burbujeo (generador), algo de líquido se vaporiza y las burbujas comienzan a ascender a través de una tubería de un diámetro muy pequeño y de esta forma el líquido es bombeado hasta la parte superior del absorbedor. Cuando la presión de vapor del líquido en el generador supere la presión total del circuito, una porción del vapor producido en generador se mezclará con el gas inerte. En estas condiciones, el proceso de condensación es controlado por el gas inerte a través de la difusión. Cuando la presión de vapor exceda la presión total del sistema, comenzará a circular refrigerante, el cual desplazará una porción del gas inerte fuera del condensador. En la parte final del proceso de condensación se presenta un balance dinámico del gas inerte difundiéndose dentro del condensador y al mismo tiempo otra parte de este gas comienza a salir a la misma cantidad.

Cálculos termodinámicos indican que en el condensador solo hay presencia de amoníaco. De tal manera que la temperatura a la cual comienza la condensación es determinada por la carga del gas inerte. Si el sistema es cargado a

25bar(25.49291 kgf/cm²) y asumiendo que el proceso de rectificación ha retirado todo rastro de agua, la temperatura del líquido a la salida del condensador deberá corresponder a la temperatura de saturación de NH₃ puro a 25bar(25.49291 kgf/cm²) es de 58°C.

Esta característica de operación, tiene implicaciones en el funcionamiento del equipo. Si la carga del gas inerte es muy alta, esto hará que la temperatura de condensación sea elevada y la eficiencia se verá reducida. Si la carga de gas inerte es muy baja, el sistema podría no operar en ambientes con temperatura muy elevada. Esto sucedería cuando la presión de saturación del NH₃, correspondiente a la temperatura ambiente, es mayor que la presión del sistema. En este caso la bomba de burbujeo fallaría y el sistema no operaría.

La concentración de la mezcla líquida Amoníaco – Agua es un importante parámetro para la optimización del rendimiento de la nevera. Una concentración alta de amoníaco en la carga tenderá a entregar un alto COP debido a la baja temperatura de desorción, así como la alta temperatura de enfriamiento como consecuencia de la alta concentración de amoníaco en la solución absorbente fuerte. A partir de recomendaciones (Máquina refrigeradora por absorción de baja potencia) se toma como carga óptima de amoníaco en fracción másica el valor de 0.29. Este valor asegura una temperatura de enfriamiento lo suficientemente baja en el límite superior de la temperatura ambiente de diseño.

Las pruebas comprenden la medición de temperatura, tiempo y potencia térmica consumida.

2.6.2. Determinación del COP

El Coeficiente de Operación (COP) es semejante a la eficiencia en máquinas térmicas. Es un coeficiente estándar de operación que comúnmente se define como el cociente de lo que se desea sobre lo que se le da. Para un ciclo de refrigeración el objetivo es extraer el calor de una región (Q_E) con el fin de mantenerla a una misma temperatura y lo que se da es el trabajo del compresor (W). Para un ciclo real de refrigeración el COP se define:

$$COP_{real} = Q_E / W$$

Para un ciclo de Carnot o ciclo ideal, el COP se define igual que el anterior, pero como es un proceso ideal, es decir, reversible se puede calcular con las temperaturas absolutas de condensación (T_C) y evaporación (T_E).

$$COP_{Carnot} = T_E / (T_C - T_E)$$

Es evidente que el COP real siempre debe ser menor que el del ciclo de Carnot, que es el máximo trabajo disponible para un proceso reversible, por tanto es un índice importante de comparación.

El *COP* en refrigeradores domésticos que trabajan con el principio de absorción-difusión es bajo, principalmente por tres razones. En primer lugar, estos sistemas usan bajas temperaturas como fuente de calor (usualmente por debajo de 210°C) y muy bajas temperaturas de evaporación (usualmente por debajo de -25°C). En segundo lugar, el gas inerte requiere una porción del calor de enfriamiento. Finalmente, como consecuencia de las pérdidas de calor del rectificador al ambiente.

El *COP* ideal de un refrigerador de este tipo, varía con respecto a la definición anteriormente expuesta. En los refrigeradores de absorción difusión se manejan tres niveles de temperatura: T_G que corresponde a la temperatura en el generador; T_C la temperatura en el condensador y T_E la temperatura de evaporación. De este modo, la definición del *COP* ideal quedaría:

$$COP_{Carnot} = \frac{T_C * (T_G - T_E)}{T_G * (T_C - T_E)} \quad (2.1)$$

Para el modelo planteado se define un *COP* que considera el calor de la carga térmica (Q_E), el calor de pérdidas al ambiente en el compartimiento del evaporador (Q_{PE}), el calor suministrado por la fuente de calor (Q_G) y el calor perdido por paredes en el generador (Q_{PG}).

$$COP_{Térmico} = \frac{Q_E + Q_{PE}}{Q_G - Q_{PG}}$$

El flujo de calor producido en los compartimientos de la nevera (Q_E y Q_{PE}) es calculado con base en modelos de transferencia de calor por convección y conducción, de la misma forma que el calor de pérdida en el generador (Q_{PG}) que además considera las pérdidas por radiación. En este sentido es necesario medir la temperatura promedio del centro geométrico de los compartimientos de la nevera, siguiendo los pasos recomendados por las normas para este tipo de equipos en una cámara que proporcione condiciones ambientales controladas de temperatura y humedad.

Extensivas investigaciones relacionadas con el rendimiento de refrigeradores por absorción-difusión han contribuido con *COP* de hasta 0.53 e involucrando recuperación de calor proveniente de las pérdidas en el proceso de rectificación se ha llegado a valores de 0.72 operando en condiciones de diseño.

2.6.3. Mediciones experimentales.

Las mediciones experimentales se efectuaron cada 20min, para los planes experimentales trazados en los diferentes puntos, los resultados de las mismas aparecen en las tablas correspondientes.

Para el plan experimental #1, se efectuaron varias mediciones, para un único valor de voltaje, describiéndose el proceso en la tabla que aparece en el anexo 8, donde los puntos a medir fueron los siguientes:

Tabla #1:

Describe las condiciones de trabajo a la que se encuentra trabajando el equipo, con los siguientes parámetros medidos:

- Temperatura ambiente ($^{\circ}\text{C}$).
- Humedad relativa ambiente (%).
- Voltaje de trabajo (V).

Tabla #2:

Describe el comportamiento de las temperaturas en $^{\circ}\text{C}$, en el intercambiador de líquido y el generador.

Para el intercambiador de líquido:

- Entrada de solución fuerte al intercambiador.
- Salida de solución fuerte del intercambiador, que en este caso coincide como podemos apreciar en la figura 2.1, con la entrada de solución fuerte a la bomba de burbujeo del generador.

Para el generador:

- Resistencia.
- Gas dentro del generador, ya cuando sale del codo.
- Salida del gas, cuando va ya al rectificador.
- Punto superior del codo del generador.

Tabla #3:

Describe el comportamiento de las temperaturas en $^{\circ}\text{C}$, en el condensador:

- Expansión que se encuentra entre la salida del rectificador y la entrada del condensador.

- Entrada del condensador.
- Salida del condensador.
- Expansión a la salida del condensador, que representa la válvula de expansión.

Tabla #4:

Describe el comportamiento de las temperaturas en $^{\circ}\text{C}$, en los evaporadores:

Para el evaporador de baja temperatura (cámara fría):

- Entrada de refrigerante al evaporador.
- Salida de refrigerante del evaporador.
- Entrada de hidrógeno al evaporador.
- Cámara fría.

Para el evaporador de alta temperatura:

- Entrada al evaporador.
- Salida del evaporador.

Tabla #5:

Describe el comportamiento de las temperaturas en $^{\circ}\text{C}$, en serpentín del absorbedor y en el tanque de colector de solución fuerte:

Para el serpentín del absorbedor:

- Entrada al serpentín
- Salida del serpentín.

Para el tanque colector de solución fuerte: en el caso de este dispositivo, se tomaron cuatro mediciones, las que corresponden a los números 1y3, pertenecen a los lados del tanque y el 2 al fondo y el 4 a la parte superior.

Para los diferentes valores de las tablas, se determinaron valores medios entre las mediciones.

Para el plan experimental #2, se efectuaron varias mediciones, para diferentes valores de voltajes, describiéndose el proceso en la tabla que aparece en el anexo 9,10y11, donde los puntos a medir fueron los siguientes:

Tabla #1:

Describe las condiciones de trabajo a la que se encuentra trabajando el equipo, con los siguientes parámetros medidos:

- Temperatura ambiente ($^{\circ}\text{C}$).
- Humedad relativa ambiente (%).
- Voltaje de trabajo (V).

Tabla #2:

Describe el comportamiento de las temperaturas en $^{\circ}\text{C}$, en el intercambiador de líquido y el generador.

Para el intercambiador de líquido:

- Entrada de solución fuerte al intercambiador.
- Salida de solución fuerte del intercambiador, que en este caso coincide como podemos apreciar en la figura 2.1, con la entrada de solución fuerte a la bomba de burbujeo del generador.

Para el generador:

- Resistencia.
- Salida de la bomba de burbujeo antes de incorporarse al codo del generador.
- Salida del gas, cuando va ya al rectificador.
- Salida de solución débil que se incorpora al intercambiador de líquido y va al depósito del serpentín del absorbedor.

Tabla #3:

Describe el comportamiento de las temperaturas en $^{\circ}\text{C}$, en el condensador:

- Expansión que se encuentra entre la salida del rectificador y la entrada del condensador.
- Entrada del condensador.
- Salida del condensador.
- Expansión a la salida del condensador, que representa la válvula de expansión.

Tabla #4:

Describe el comportamiento de las temperaturas en $^{\circ}\text{C}$, en los evaporadores:

Para el evaporador de baja temperatura (cámara fría):

- Entrada de refrigerante al evaporador.
- Salida de refrigerante del evaporador.
- Cámara fría.

Para el evaporador de alta temperatura (cámara de mantenimiento):

- Entrada al evaporador.
- Salida del evaporador.

Tabla #5:

Describe el comportamiento de las temperaturas en $^{\circ}\text{C}$, en serpentín del absorbedor y en el tanque de colector de solución fuerte:

Para el serpentín del absorbedor:

- Entrada al serpentín
- Salida del serpentín.

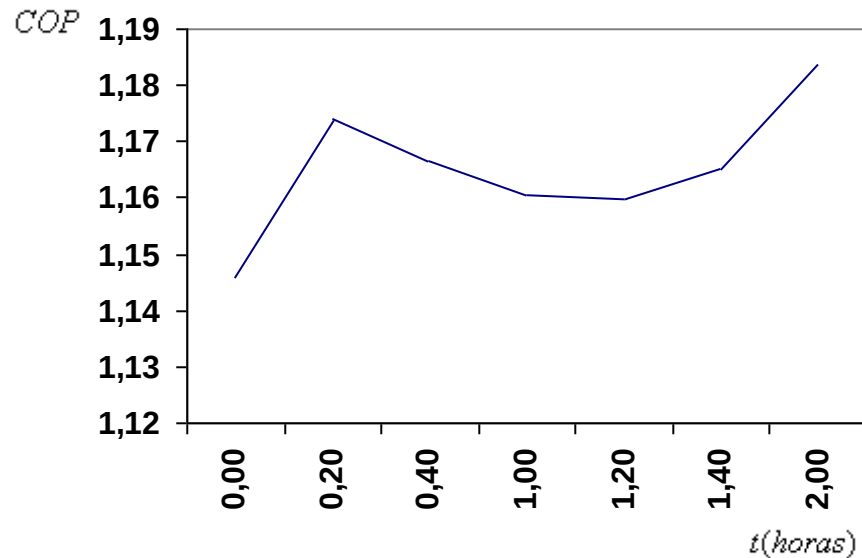
Para el tanque colector de solución fuerte: en el caso de este dispositivo, se tomaron cuatro mediciones, las que corresponden a los números 1 y 3, pertenecen a los lados del tanque y el 2 al fondo y el 4 a la parte superior.

Como en el plan experimental anterior, para los diferentes valores de las tablas, se determinaron valores medios entre las mediciones.

2.6.4 Resultados

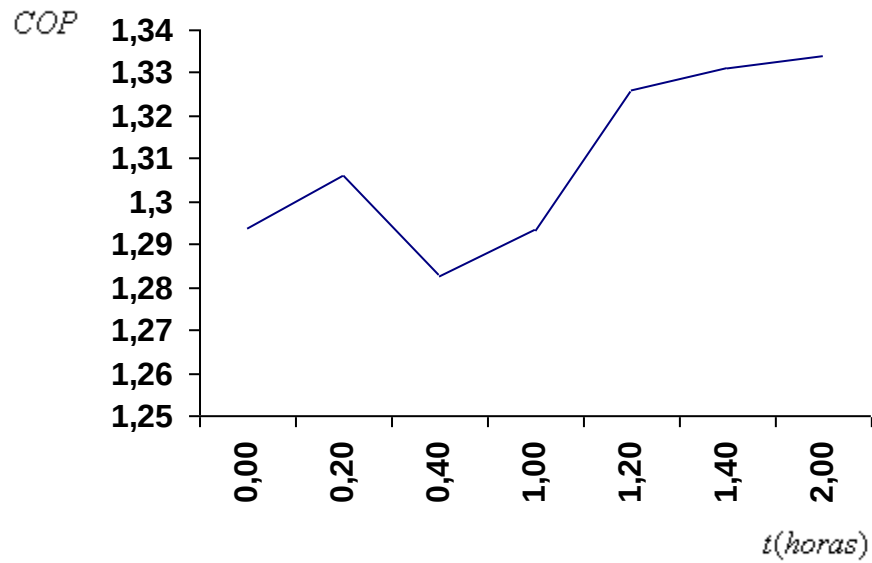
A partir de las mediciones efectuadas y teniendo en cuenta la expresión (2.1) para el cálculo del COP se obtienen los resultados que se muestran a continuación:

Para el plan experimental #1 el COP tiene un valor de 1.45 y se comportó en el tiempo ($t(horas)$) como se puede apreciar en el gráfico 2.4.

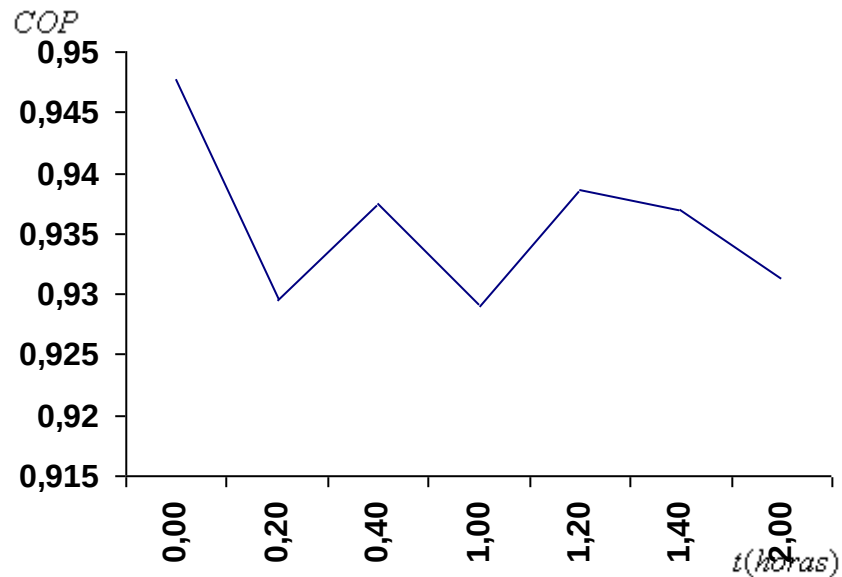


Graf.. 2.4 Comportamiento del COP

Para el plan experimental #2, en la medición #1, el COP tiene un valor de 1.3 y se comportó en el tiempo como se puede apreciar en el gráfico 2.5.



Graf. 2.5 Comportamiento del *COP* , para la medición #1,
En la medición #2, el *COP* tiene un valor de 0.93 y se comportó como se puede apreciar en el grafico 2.6.



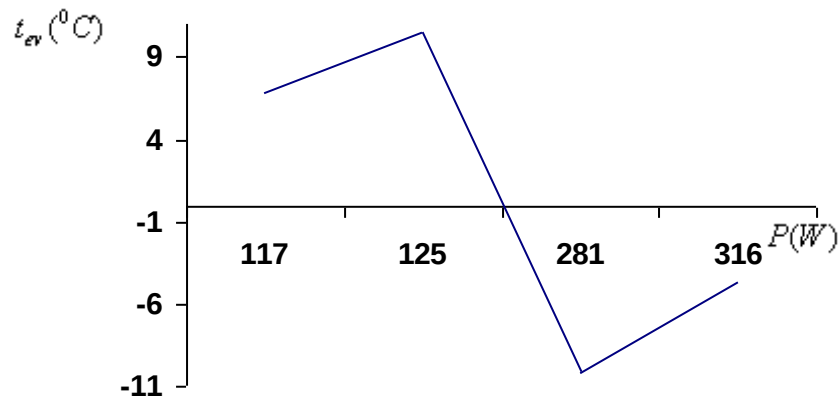
Graf. 2.6 Comportamiento del *COP* para la medición #2
En la medición #3, el *COP* tiene un valor de 0.87 y se comportó en el tiempo como se puede apreciar en el grafico 2.7 .



Graf. 2.7 Comportamiento del COP para la medición #3

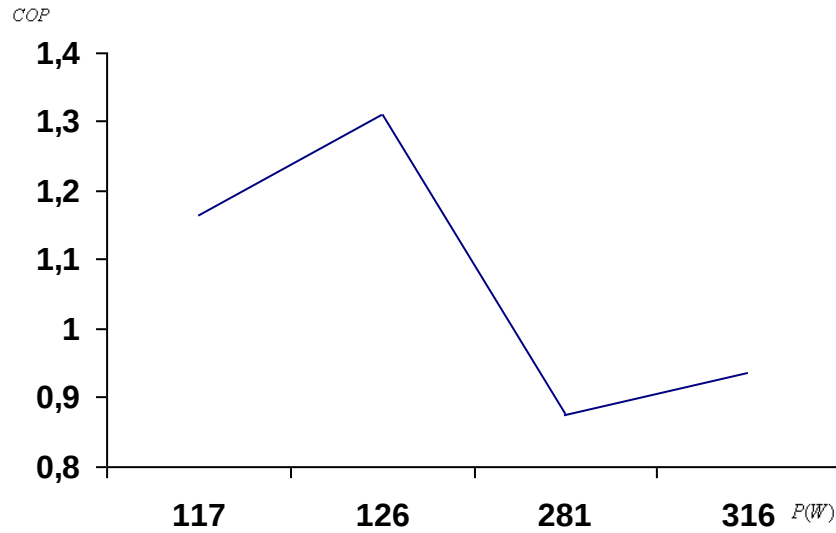
Debe señalarse que después de transcurrido este tiempo las temperaturas se estabilizan para cada una de las mediciones anteriores.

Analizando el comportamiento de las temperaturas de evaporación $t_{ev}(^{\circ}C)$ para los diferentes valores de potencia $P(W)$:



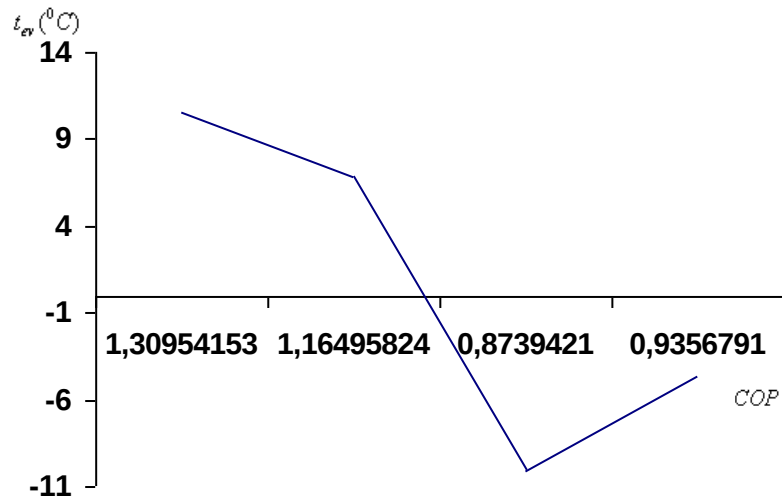
Graf. 2.8 Comportamiento de la $t_{ev}(^{\circ}C)$ contra $P(W)$

Analizando el comportamiento del COP para los diferentes valores de potencia $P(W)$:



Graf. 2.9 Comportamiento de la COP contra $P(W)$

Analizando el comportamiento del COP para los diferentes valores de potencia $t_{ev}(^{\circ}C)$:



Graf. 2.10 Comportamiento de la COP contra $t_{ev}(^{\circ}C)$

2.6.5 Análisis de los resultados.

Al realizar un análisis del gráfico 2.8, el cual está referido al comportamiento de las temperaturas de evaporación, dadas en $^{\circ}\text{C}$ (esta temperatura está referida a un valor medio entre la entrada y la salida), contra la potencia entregada por la resistencia en W , se puede apreciar que a valores de potencia bajas, la temperatura de evaporación es elevada, efecto no grato pues el equipo no cumple la función para lo cual fue diseñado; a medida que se va aumentando la potencia, existe un valor para el cual se logra un valor mínimo de temperatura (estando este valor dentro de los valores logrados a nivel experimental para estos equipos), cuando los valores de potencia se exceden de este nivel, las temperaturas de evaporación comienzan a subir, teniéndose nuevamente el efecto indeseado, esto es debido a un mal funcionamiento del rectificador.

En el gráfico 2.9, muestra el comportamiento del COP contra la potencia entregada por la resistencia en W , pudiéndose apreciar que existen valores altos en el comportamiento del coeficiente operacional cuando las potencias son menores, debido a que se está realizando menos trabajo de compresión por la bomba de burbujeo; a medida que el valor de la potencia va aumentando el coeficiente operacional disminuye, debido a que aumenta también el trabajo de compresión de la bomba de burbujeo, esto sucede hasta un valor de potencia, de aquí en adelante aunque se realiza un mayor trabajo de compresión en la bomba, existe un mal funcionamiento del rectificador, dejando pasar vapores de agua, los cuales lejos de ayudar al trabajo del equipo, lo que hacen es aportar calor al sistema, lográndose temperaturas de evaporación elevadas.

El gráfico 2.10 muestra el comportamiento del coeficiente operacional COP , contra las temperaturas de evaporación en $^{\circ}\text{C}$, en el mismo se observa que a menor temperatura de evaporación menor será el COP , esto se debe a que existe un mayor requerimiento de frío y por tanto un mayor trabajo del generador, como en los casos anteriores después de cierto valor el coeficiente operacional comienza a aumentar nuevamente, pues aunque existe un mayor

trabajo del generador, el rectificador no puede realizar correctamente su trabajo y las temperaturas de evaporación comienzan a ser menores nuevamente.

De forma general, de los gráficos anteriores se puede concluir que el rendimiento del equipo es sensible a las variaciones de calor en el generador y aunque no se calculó en el trabajo es posible determinar una temperatura óptima del generador que de un rendimiento máximo, al contrario de cómo se podría pensar que a mayor temperatura mejor rendimiento. Esto es debido al peor funcionamiento del rectificador con temperaturas elevadas. A temperaturas bajas el sistema se encuentra en una posición de “arranque” en la cual la bomba de burbujeo comienza a trabajar, cierta cantidad de amoniaco es generada por el calor de los alrededores, no hay evaporación o absorción y la presión parcial del amoniaco en el circuito de gas es muy alto.

Cuando los requerimientos de frío aumentan, el sistema presenta un menor rendimiento y a su vez hay una mayor temperatura del generador.

Otros aspectos que se tomarán en cuenta para la mejora del rendimiento de equipo de refrigeración analizado son la optimización de la bomba de burbujeo y el uso de calor de deshecho del rectificador en el generador.

CAPITULO III

Capítulo 3: Selección preliminar del captador solar

3.1. Parámetros a medir en un colector solar

3.1.1. Potencia

La energía útil entregada por un colector solar es igual a la energía absorbida por el fluido que circula por el colector menos las pérdidas de calor (directa e indirecta) desde la superficie a su alrededor. Este principio se resume en la siguiente relación:

$$q_u = A_c \cdot [I_t \lambda \alpha - U_L (t_p - t_a)] \quad (3.1)$$

Donde:

q_u = Energía útil, W

A_c = Área de captación del colector, m^2

I_t = Energía solar incidente sobre la superficie del colector, W/m^2

λ = Fracción de irradiación solar llegando a la superficie de absorción del colector

α = Fracción de la energía solar absorbida por el colector, (absortividad)

U_L = Coeficiente de pérdida de calor, $W/m^2 K$

t_p = Temperatura media de la superficie del absorbedor, $^{\circ}C$

t_a = Temperatura atmosférica, $^{\circ}C$

3.1.2. Rendimiento

La energía útil que se obtiene de un colector ($q_{\text{útil}}$) puede determinarse mediante la fórmula que calcula el calor que extrae el fluido, calor portador en función del caudal másico, el calor específico y la diferencia de temperaturas entre la entrada y salida del mismo, la relación esta resumida en la expresión a continuación:

$$q_{\text{útil}} = 1.16 \cdot m \cdot c_p \cdot \Delta t$$

Donde:

$q_{\text{útil}}$ = Energía útil, kW

m = Caudal másico, kg/s

c_p = Calor específico, kJ/kgK

Δt = Diferencia de temperatura entre la entrada y salida, K

El rendimiento del colector esta resumido en la expresión que a continuación mostramos, siendo I la irradiación incidente sobre el captador (kW/m^2) y A la superficie útil del mismo (m^2).

$$\eta = q_{\text{útil}} / I * A$$

No toda la radiación solar que incide en el captador es realmente captada por el absorbedor ya que depende de lo que transmite el vidrio y de lo que absorbe la placa. Por tanto puede expresarse la energía absorbida por:

$$q_{\text{abs}} = a * I * A$$

Las pérdidas térmicas del colector son proporcionales a su superficie y a la diferencia de temperatura del absorbedor t_e y la temperatura ambiente t_a por la expresión:

$$q_{\text{per}} = b * (t_e - t_a) * A$$

3.1.3. Cantidad de energía entregada

La eficiencia de un colector solar se define como la fracción de la energía recibida por el colector entre la cantidad convertida en energía térmica útil. Además de existir pérdidas de energía térmica también hay pérdidas ópticas. El factor de conversión (eficiencia óptica) indica el porcentaje de los rayos penetrando la cubierta transparente del colector (transmisión) y el porcentaje absorbido. Básicamente eso es el producto de la razón de transmisión de la cubierta y la razón de absorción del absorbedor.

La pérdida de calor de un colector está indicada por un factor (K). Este valor se da en W/m^2 de la superficie del colector y la diferencia de temperatura ($^{\circ}\text{C}$) entre el absorbedor y sus alrededores. En cuanto más grande sea la diferencia de temperatura mayor es la pérdida de calor. A partir de cierta diferencia de temperatura, el calor perdido será igual a la energía que llega al colector, significando que no hay energía entregada al sistema de circulación. Un buen colector tendrá un factor de conversión alto y un valor de K bajo como se muestra en la tabla 3.1, que se muestra a continuación.

Tabla 3.1 Propiedades de distintos tipos de captadores

Tipo de colector	Factor de conversión	Factor de pérdida termal $W/m^2\text{ }^{\circ}C$	Rango de temperaturas $^{\circ}C$
Colector no vidriados	0.82 ÷ 0.97	10 ÷ 30	<i>hasta</i> 40
Colector plano	0.66 ÷ 0.83	2.9 ÷ 5.3	20 ÷ 80
Colector plano de vacío	0.81 ÷ 0.83	2.6 ÷ 4.3	20 ÷ 120
Tubo de vacío	0.62 ÷ 0.84	0.7 ÷ 2.0	60 ÷ 120

3.2. Selección preliminar del colector solar

Los colectores solares son el corazón de cualquier sistema de utilización de la energía solar, absorbiendo la luz solar y transformándola en calor. Los criterios básicos para su selección son:

- Productividad energética a la temperatura de trabajo.
- Durabilidad y calidad.
- Posibilidades de integración arquitectónica.
- Cantidad de espacio que existe para la instalación.
- Fabricación y reciclado no contaminante.
- La cantidad de irradiación del local.
- El costo de colector solar.

Dependiendo de la aplicación, el tipo de colector solar que hay que utilizar varía. Para aplicaciones que requieren un fluido a baja temperatura ($<100^{\circ}C$), los sistemas con colectores de placa plana son los más utilizados, seguidos por los tubos de vacío. Los colectores de tubos de vacío se distinguen de los colectores planos por sus menores pérdidas térmicas, mayor rendimiento al encerrarse el absorbente solar en una cápsula de vidrio de la que se extrae el aire, sus mayores posibilidades de integración arquitectónica y un mayor costo.

.La diferencia de productividad energética entre los diferentes tipos de colectores planos viene dada por las diferencias en las propiedades ópticas de los recubrimientos de sus absorbentes y por las características y espesores de los aislamientos térmicos. Las diferencias en durabilidad y calidad surgen de los materiales empleados y, en especial, de la junta de estanqueidad que une la cubierta de vidrio del colector con el marco y de la resistencia del material de aislamiento térmico al apelmazamiento por las condensaciones internas del colector.

Desde el punto de vista de la integración arquitectónica, una ventaja que tienen los colectores de vacío con absorbente plano es que permiten una mayor flexibilidad de montaje. Así, los tubos de vacío con absorbente plano se pueden instalar en una superficie horizontal o vertical y girar los tubos para que su absorbente esté a la inclinación adecuada.

Analizando los criterios de selección de los captadores solares mencionado anteriormente y tomando en cuenta los tipos de colectores solares que se construyen en Cuba, el captador solar más adecuado para aportar la energía térmica en el generador en este caso será un colector plano de vacío Megasun 200 (Cuba-Solar) que opera en un rango de temperatura de entre $20 \div 120^{\circ}\text{C}$ tiene las características mostradas en la Tabla 3.2.

Tabla 3.2 Características de colector Megasun 200

Colector	Absorbedor:
Medidas: 2050x1275x90mm	Plana con tubos
Área: 2.6m^2	Absorción térmica: 95%
Parte frontal: cristal templado solar	Pérdida térmica: 5%5%
Aislamiento trasero: lana de piedra	Diámetro: 270mm
Aislamiento lateral: lana de vidrio	Espesor: 0.2mm
Cubierta	Material: Cobre
Material: Cobre	Tanque
Espesor: $3.5 \div 4\text{mm}$	570x1320mm
Transmitancia: $91\% \pm 2\%$	Capacidad : 200ls
Impermeabilidad: 100%	

En la figura 3.1 aparece un ejemplo de cómo se establecería la conexión entre un captador térmico solar y un sistema combinado de refrigeración y/o climatización por absorción-difusión.

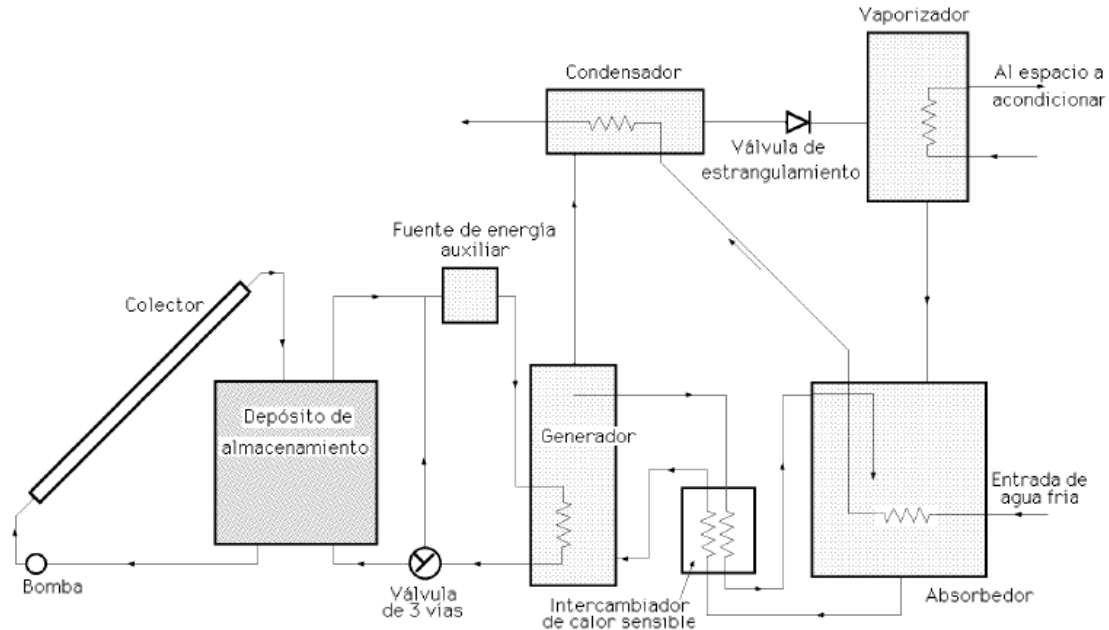


Fig. 3.1 Esquema de conexión entre un captador térmico solar y un sistema de absorción-difusión.

Como se puede apreciar, el captador térmico solar se ha dispuesto de forma tal que mediante una válvula de tres vías, es posible la operación de forma alternativa, entre el mismo durante las horas del día y una fuente alternativa de energía, como puede ser un quemador de gas, una briqueta, un quemador de gasoil, o en el caso analizado una resistencia eléctrica.

CAPITULO IV

CAPITULO 4: FACTIBILIDAD DEL TRABAJO DEL SISTEMA ABSORCIÓN-DIFUSIÓN COMBINADO.

4.1. Análisis económico

En los casos donde existe energía disponible residual o de fácil obtención para ser usada en los equipos de refrigeración por absorción, se ha demostrado la efectividad económica de los mismos desde el punto de vista que consumen menos energía eléctrica en relación a equipos convencionales de compresión mecánica de vapores. Generalmente la energía que se emplea en estos sistemas de refrigeración por absorción proviene de fuentes residuales o como en el caso que tratamos, de la energía solar.

Por carecer de información en cuanto a costos de la inversión el análisis económico se abordará teniendo en cuenta solo los costos operacionales, tomando como base las tarifas horario que aparecen en el anexo 12, del ministerio de finanzas y precios, y se comparará con un sistema de igual capacidad de compresión mecánica de vapor.

4.1.1. Máquina de refrigeración por absorción-difusión combinada

El análisis de la máquina de refrigeración por absorción-difusión se realizará de forma combinada, en el horario de día con las condiciones de trabajo del colector solar y el de la noche con las condiciones de trabajo normal para la resistencia eléctrica.

La energía eléctrica consumida por la máquina de absorción solar en el horario del día, es fundamentalmente la que demanda la bomba del sistema de agua caliente por colector, la cual hace un flujo de agua forzado, que hace que el generador trabaje, según literaturas consultadas, la bomba solo consume el 7% de la energía consumida por el sistema (Máquina refrigeradora por absorción de baja potencia), para este caso, la resistencia eléctrica demanda $0.125kW$, el consumo de la bomba correspondería a $0.00857kW$.

Analizando el gasto económico del equipo de bombeo del colector solar durante el periodo de día, con los siguientes datos de operación:

Consumo de energía eléctrica.	$0.00875kW$
Tiempo diario de operación promedio.	$6horas/día$
Tiempo mensual de operación promedio.	$20días/mes$
Cantidad de meses de trabajo, en cada contienda anual.	$9meses/año$
Precio de electricidad.	$0.036CUC/kWh$

El costo anual de operación es:

$$\text{Costo anual operacion} = 0,00875kW \times 6 \frac{h}{\text{dias}} \times 20 \frac{\text{dias}}{\text{mes}} \times 9 \frac{\text{mes}}{\text{año}} \times 0,036 \frac{\text{CUC}}{kWh} = 0.3402 \frac{\text{CUC} * kW}{\text{año}}$$

Determinando el gasto operacional en el trabajo del refrigerador por absorción-difusión, trabajando durante el periodo de la noche, donde el mismo se realiza mediante la resistencia eléctrica de $0.125kW$:

Consumo de energía eléctrica.	0.125kW
Tiempo diario de operación promedio.	6horas/día
Tiempo mensual de operación promedio.	20días/mes
Cantidad de meses de trabajo, en cada contienda anual.	9meses/año
Precio de electricidad.	0.036 CUC / kWh

El costo anual de operación es:

$$\text{Costo anual de operacion} = 0.125kW \times 6 \frac{hr}{\text{dias}} \times 20 \frac{\text{dias}}{\text{mes}} \times 9 \frac{\text{mes}}{\text{año}} \times 0,036 \frac{\text{CUC}}{kWh} = 4.86 \frac{\text{CUC} * kW}{\text{año}}$$

Sumando al costo anterior el costo de trabajo durante el día:

$$\text{Costo anual}_{TOTALRA} = 4.86 + 0.3402 = 5.2002 \frac{\text{CUC} * kW}{\text{año}}$$

4.1.2. Maquina de refrigeración por compresión de vapores

En el caso de un equipo de refrigeración por compresión de vapores (usando freón 134a) marca Haier, distribuida por el “Programa de la Revolución Energética en Cuba”, con energía eléctrica como fuente de energía principal, y analizándolo para el mismo intervalo de tiempo con los siguientes datos de operación:

Consumo de energía eléctrica.	0.198kW
Tiempo diario de operación promedio.	6horas/día
Tiempo mensual de operación promedio.	20días/mes
Cantidad de meses de trabajo, en cada contienda anual.	9meses/año

Precio de electricidad.	0.036 CUC/kWh
-------------------------	---------------

El costo anual de operación es:

$$\text{Costo anual de operacion} = 0.198 \text{ kW} \times 6 \frac{\text{hr}}{\text{dias}} \times 20 \frac{\text{dias}}{\text{mes}} \times 9 \frac{\text{mes}}{\text{año}} \times 0.036 \frac{\text{CUC}}{\text{kWh}} = 7.69824 \frac{\text{CUC} * \text{kW}}{\text{año}}$$

Para determinar el costo de operación de un refrigerador por compresión de vapores, simplemente se multiplicará por dos el costo anual diario del mismo:

$$\text{Costo anual}_{TOTALRCV} = 7.69824 * 2 = 15.39648 \frac{\text{CUC} * \text{kW}}{\text{año}}$$

4.1.3. Comparación entre los dos sistemas

Al realizar la comparación, se analizara el costo de operación de varias formas, para tratar de ilustrar las ventajas de uno respecto al otro de una manera lo más clara posible:

Costo de operación anual ($\frac{\text{CUC} * \text{kW}}{\text{año}}$).	Refrigerador por absorción difusión.	Refrigerador por compresión de vapores.
Durante el día.	solo con colector solar 0.3402	7.69824
Las 24hras .	Ciclo combinado 5.2002	15.39648

Como se puede apreciar, si se comparan los costos anuales de operación, en las horas de luz solar, en los refrigeradores por absorción-difusión, es casi 23 veces menos que en los refrigeradores convencionales por compresión de vapores.

Como se puede apreciar, si se comparan los costos anuales de operación total, es casi 3 veces menos en el sistema de RA que el sistema convencional por compresión de vapores.

Al apreciar los resultados y si se tiene en cuenta que la vida útil de los sistemas de refrigeración por absorción es más larga que la de los sistemas por compresión de vapores, al no sufrir desgastes, el costo de mantenimiento es bajo, y que la resistencia eléctrica solo trabajará por lo general media jornada, se puede concluir que estos sistemas si son factibles y viables.

4.2. Análisis socio-ambiental

4.2.1. Efecto sobre el medio ambiente

Debido a que el amoníaco se encuentra de forma natural en el ambiente, todos los seres humanos estamos expuestos diariamente a bajos niveles de amoníaco, encontrándose estos en el aire, el suelo y el agua. El amoníaco existe naturalmente en el aire en niveles entre $1 \div 5$ partes/billón (*ppb*). Se encuentra comúnmente en el agua de lluvia y el suelo contiene típicamente entre $1 \div 5$ partes/millón (*ppm*) de amoníaco. Los niveles de amoníaco en ríos y bahías generalmente son menores de *6ppm*. El amoníaco es esencial para los mamíferos y es necesario para la síntesis de material genético y proteínas, el mismo también juega un papel en el mantenimiento del equilibrio ácido-base en los tejidos de mamíferos.

4.2.2. Efectos sobre el hombre

En la actualidad existen métodos de protección contra los efectos nocivos de sustancias químicas tóxicas muy eficaces, y forma rápidas y eficientes para tratar a personas que han sido afectadas, al estar expuestas a las mismas. El amoníaco es una sustancia corrosiva y los efectos principales de la exposición del mismo ocurren en el sitio de contacto directo, como puede ser la piel, los ojos, la boca, y los sistemas respiratorio y/o digestivo.

Por ejemplo, si derrama amoníaco puro detectará el fuerte olor a amoníaco, afectando rápidamente las vías respiratorias y el sentido de la visión, en este caso puede que tosa y los ojos le lagrimeen a causa de la irritación. Si se expusiera a niveles muy altos de amoníaco, sufriría efectos más graves, por ejemplo, si camina a través de una nube densa de amoníaco o si la piel entra en contacto con amoníaco concentrado, puede sufrir quemaduras graves de la piel, los ojos, la garganta o los pulmones. Estas quemaduras pueden ser suficientemente graves como para producir ceguera permanente, enfermedad de los pulmones o la muerte. Asimismo, si ingiere accidentalmente amoníaco concentrado, puede sufrir quemaduras en la boca, la garganta, el esófago y el estómago. No hay ninguna evidencia de que el amoníaco produce cáncer. Ni el Departamento de Salud y Servicios Humanos (DHHS) o la Agencia Internacional para la Investigación del Cáncer (IARC) han clasificado al amoníaco en cuanto a carcinogenicidad.

4.3. Factibilidad ambiental de la refrigeración por absorción-difusión

El impacto global total ó total equivalent warning impact (*TEWI*) del sistema de refrigeración por absorción se calcula:

$$TEWI = Ed + Ei$$

Donde:

Ed = efecto directo.

Ei = efecto indirecto.

4.3.1. Para los sistemas de refrigeración por absorción-difusión:

Como los sistemas de refrigeración por absorción usan el amoníaco como refrigerante el efecto directo (Ed) es nulo. Entonces el TEWI se calcula en función del efecto indirecto (Ei) de la forma siguiente:

$$TEWI \text{ (} \text{€} i_{RA} \text{)} = N_{op} \left(\frac{kWh}{año} \right) \cdot E_{CO_2} \left(\frac{kg}{kWh} \right) \quad (3.1)$$

Donde:

N_{op} = Potencia de operación consumida, $kWh/año$.

E_{CO_2} = Emisión de dióxido de carbono durante la explotación del equipo, kg/kWh . Según normas internacionales de medio ambiente el valor es $E_{CO_2} = 0.94 kg/kWh$

La potencia operacional consumida durante el periodo de vigilia es de:

$$N_{op} = 0,00875 kW \times 6 \frac{h}{días} \times 20 \frac{días}{mes} \times 9 \frac{mes}{año} = 9.45 \frac{kWh}{año}$$

Sustituyendo en la ecuación 3.1, tendremos:

$$TEWI \text{ (} \text{€} i_{RA} \text{)} = 9.45 \frac{kWh}{año} * 0.94 \frac{kg_{CO_2}}{kWh}$$

$$TEWI \text{ (} \text{€} i_{RA} \text{)} = 8.883 \frac{kg_{CO_2}}{año}$$

4.3.2. Para los sistemas de refrigeración por compresión de vapores:

El impacto global total del sistema de compresión de vapor en la jornada de vigilia es:

$$TEWI \text{ (} \text{€} i_{CV} \text{)} = \left[0.198 KW \cdot 6 \frac{hr}{días} \cdot 20 \frac{días}{mes} \cdot 9 \frac{mes}{año} \right] * 0.94 \frac{kg_{CO_2}}{KWh} = 201.0096 \frac{kg_{CO_2}}{año}$$

La utilización del equipo de refrigeración por absorción-difusión, posibilita reducir las emisiones de monóxido de carbono en 23 veces/año, lo cual a su vez tiene un efecto positivo sobre el medio ambiente ($TEWI$).

4.3.3. Ejemplo practico

Si se considera un edificio multifamiliar de 5 pisos, lo cual hace un total de 20 apartamentos, con refrigeradores convencionales Haier, estarían indirectamente emitiendo a la atmósfera:

$$TEWI \text{ € } i_{CV} = 201.0096 \frac{kg_{CO_2}}{año} * 20_{apto} = 4020.192 \frac{kg_{CO_2}}{año}$$

Lo cual representarían $4.020192 \frac{toneladas_{CO_2}}{año}$.

Si estos mismos apartamentos utilizaran refrigeradores por absorción-difusión los números serían:

$$TEWI \text{ € } i_{RA} = 8.883 \frac{kg_{CO_2}}{año} * 20_{apto} = 117.66 \frac{kg_{CO_2}}{año} = 0.11766 \frac{toneladas_{CO_2}}{año}$$

Lo cual representaría dejar de emitir un total de $3.90426 \frac{toneladas_{CO_2}}{año}$

CONCLUSIONES

CONCLUSIONES

1. Se logró la evaluación de un sistema de refrigeración por absorción–difusión, mediante la definición del diagrama equivalente y el trazado de planes experimentales.
2. Los valores de Coeficiente de funcionamiento (*C.O.P.*) obtenidos se encuentran dentro del rango de valores para estas maquinas.
3. El mejor valor de rendimiento de la maquina en cuanto a temperatura de evaporación ($-10.13^{\circ}C$) se alcanza para una potencia de $281Watts$.
4. Se propone el trabajo combinado o alternativo del sistema de refrigeración por absorción-difusión con un colector solar en el horario de día y la resistencia eléctrica en el horario de la noche, con el objetivo de disminuir los consumos de energía eléctrica y de esta forma contribuir al saneamiento del medioambiente.
5. Se demuestra la factibilidad del uso de este tipo de equipo combinado para la disminución de las emisiones de CO_2 a la atmósfera.

RECOMENDACIONES

RECOMENDACIONES

- Seguir trabajando en el campo de la refrigeración por absorción ya que puede ser de gran interés en cuanto al tema de ahorro de energía para el país, debido a que como se demostró mediante los cálculos del impacto ambiental, la refrigeración por compresión de vapores es más contaminante que la refrigeración por absorción; además con esta última es posible la utilización, de forma combinada, como combustible la biomasa y la energía solar.
- Seguir estudiando los sistemas de refrigeración por absorción para poder crear una metodología adecuada de evaluación y diseño de sus componentes.
- Pasar de inmediato a concluir el cálculo para la integración de un sistema de absorción-difusión integrado a un sistema de captación solar.
- Aplicar proyecto para el logro de lo anterior.

BIBLIOGRAFÍA

BIBLIOGRAFÍA

- Barbosa, S. (2010). Diseño de un sistema solar experimental para calentamiento de agua. Retrieved from <http://www.energ.cien.unam.mx>.
- Berbari, G. (1996). Fresh air treatment in hot and humid climates. *ASHRAE Journal*, (5).
- Cano, José María. (2010). Refrigeración por Absorción. Retrieved from <http://www.energuía.com>.
- Carbonell Morales Tania. (n.d.). La refrigeración alternativa. Retrieved from <http://www.cubasolar.cu/biblioteca/energia/Energia19/HTML/articulo07.htm>.
- Carbonell Morales, Tania. (2010). Refrigeración Alternativa. Retrieved from <http://www.ceter.ispjee.cu>.
- Chang, Ángel. (1981). *Cálculo de una instalación de absorción utilizando amoníaco-agua*. URSS: [S.N].
- Dorgan, Chad. (1997). Application Guide for absorption cooling and refrigeration using recovered heat. *AHSRAE Journal*, (40).
- Dossat, J Roy. (1997). *Principles of refrigeration* (Prentice Hall.).
- Dumais, R. (2010). Ammonia Refrigeration technicians association. Retrieved from <http://www.nh3tech.org>.
- Energy from the Sun. (2010). . Retrieved from http://en.wikipedia.org/wiki/Solar_energy.
- Fernández, L. (2010). Descripción de las características operativas, diseño y aplicación en un tubo de calor y su aplicación en un sistema de Refrigeración por absorción. Retrieved from <http://www.energuía.com>.
- Florides, G. (n.d.). *Desing and construction of a BrLi-water absorption machine*. *Energy conversion and management* (1999° ed.).
- Funcionamiento de una máquina a absorción. (2010). . Retrieved from <http://www.caloryfrio.com/dossiers/saberhacer-clima-absorcion.htm>.

- Hougen, O. (1970). *Principios de los procesos químicos* (Barcelona: Reverté SA.).
- How solar panels works. (n.d.). . Retrieved from <http://www.siemenssolar.com/how-solar-panels-work.html>.
- Hussein, H. (1999). *Optimization of a wickless heat pipe flat plate solar collector. Energy conversion and management*.
- Kern, D. Q. (1972). *Extended surface heat transfer* (McGraw- Hill.).
- Marcos Jose Maria. (n.d.). Arttecrefrigeracion absorpcion. Retrieved from <http://www.elektrosol.net/docs/ArtTecRefrigeracionAbsorcion.doc>.
- Marcos, José María. (2010). Refrigeración por absorción. Interés energético e impacto ambiental. Retrieved from <http://www.cientificosaficionados.com/energia%20solar/aire%20acondicionado.pdf>.
- Mijeev, M. A. (1979). *Fundamento de termotransferencia*. Mir.
- Monteagudo García, Manuel J. (1986). *Instalaciones Frigoríficas*. Pueblo y Educación.
- Pavlov, K.F. (1981). *Problemas y ejemplos para el curso de operaciones básicas y aparatos en tecnología química*. Mir.
- Quintero Cabrera, Diego A. (1986). *Equipos E instalaciones Auxiliares II*. La Habana.
- Refrigeración por absorción. (2010a). . Retrieved from http://www.unionfenosa.es/webuf/ShowContent.do?contenido=COM_EMPR_01_03_03_03&audiencia=1.
- Refrigeración por absorción. (2010b). . Retrieved from http://www.trigemed.com/sp/tech_sp.html.
- Refrigeración por absorción. (2010c). . Retrieved from http://es.wikipedia.org/wiki/Refrigeraci%C3%B3n_por_absorci%C3%B3n.

Refrigeración Solar. (2010). . Retrieved from

<http://www.elektrosol.net/Aplicaciones/RefrigeracionSolar.asp>.

Refrigeratin and air-contioning. (1979). . Prentice Hall institute.

Rey, Francisco Javier. (1987). *Aspectos avanzados de ingenieros en refrigeración y aire acondicionado* (Revolucionaria.).

Sistemas de refrigeración. (2010). . Retrieved from

[http://www.caloryfrio.com/dossiers/saberhacer-clima-](http://www.caloryfrio.com/dossiers/saberhacer-clima-sistemas.htm) sistemas.htm.

Solar Water Heating. (2010). . Retrieved from

<http://www.siemenssolar.com/solarwaterheating.html>.

St.Stephen Holman Osborne, Warren. (2010). *Grupo Electrógeno con Biodiesel para el Banco Provincial de Cienfuegos*.

Stocker, W.F. (1987). *Refrigeración y acondicionamiento de aire* (Revolucionaria.).

The solarserver. (2010). . Retrieved from

<http://www.solarserver.de/wissen/sonnenkollektoren-e.html>.

Turrini, Enrico. (2006). *El camino del sol*. Cubasolar.

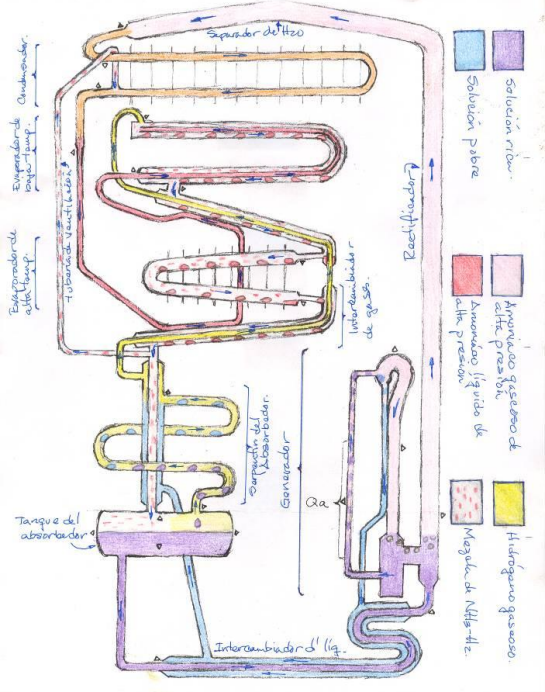
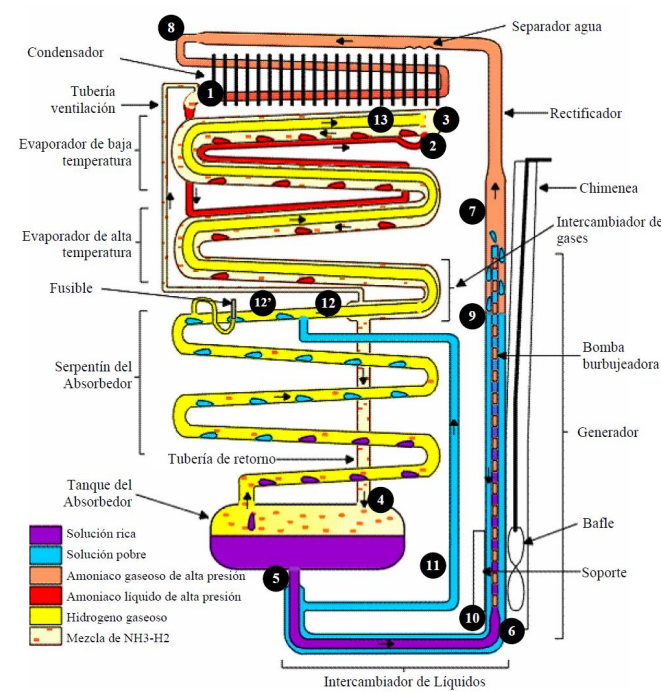
Velásquez, N. (2010). Análisis de la factibilidad térmica económica de los sistemas de captación solar para su aplicación en sistemas de absorción con fuente de energía híbrida. Retrieved from <http://www.energ.cien.unam.mx>.

Villanueva, J. (2010). Máquinas refrigeradoras por absorción de baja potencia.

Retrieved from <http://www.bibliotecnia.es>.

ANEXOS.

Anexo 1



Anexo 2



Anexo 3



Anexo 4

R-1	R-2	V	Rtotal-Serie	Rtotal-paralelo	P (W) serie	P (W) paralelo	P (W) R1
52	51	110	103	25,74757282	117,4757282	469,9472097	232,692308

Valor ded la Resistencia para 125 W		
R	96,8	ohm

Determinando valor necesario de voltaje para resistencia en paralelo:

$$P = V^2/R_t \text{ ó } P = I^2 \cdot R_t \quad \text{para} \quad P = 125 \quad W$$

Determinando I:

$$I = (P/R_t)^{1/2}$$

$$I = 2,42741327 \text{ A}$$

Determinando el valor de voltaje necesario:

$$V = P/I$$

$$V = 51,4951456 \text{ V}$$

Anexo 5



Anexo 6



Anexo 7



Anexo 8

MEDICIONES

Tabla 1

No.	Tiempo	Condiciones de trabajos		
		Ambiente		Voltaje
		Temperatura	Humedad	
1	0,00	29,60	72,20	110
2	0,20	30,20	65,20	
3	0,40	30,30	62,20	
4	1,00	30,30	62,10	
5	1,20	30,50	60,80	
6	1,40	30,40	60,00	
7	2,00	30,60	60,20	
	Valor medio	30,27	63,24	110

117,4757282 117Watts

Tabla 2

No.	Tiempo	Intercambiador de líquido		Generador			
		Ent. Int.	Sal. Int. Ent. Generador	Resistencia	Gas dentro bomba	Salida gas	Pto sup. Bomba
1	0,00	29,60	42,10	316,20	97,32	103,40	126,50
2	0,20	33,20	38,20	316,80	97,50	104,00	125,00
3	0,40	33,40	38,90	317,00	97,57	104,50	125,60
4	1,00	33,10	40,00	316,50	97,41	105,00	126,20
5	1,20	30,50	41,20	316,90	97,53	104,80	125,90
6	1,40	31,70	38,70	317,20	97,63	103,00	126,10
7	2,00	29,90	39,50	317,50	97,72	104,20	125,70
Valor medio		31,63	39,80	316,87	97,52569388	104,13	125,86

Tabla 3

No.	Tiempo	Condensador				
		Exp 1	Ent.	Media	Salida	Exp 2
1	0,00	36,40	35,80	34,10	32,40	31,20
2	0,20	34,60	35,00	33,60	32,20	32,20

3	0,40	35,20	34,60	34,10	33,60	32,80
4	1,00	35,00	34,90	33,90	32,90	32,50
5	1,20	34,90	34,70	33,85	33,00	31,50
6	1,40	35,80	35,00	34,25	33,50	32,70
7	2,00	36,00	35,20	34,05	32,90	32,00
Valor medio		35,41	35,03	33,98	32,93	32,13

Tabla 4

No.	Tiempo	Evaporador 1					Evaporador 2	
		Ent.	Media	Salida	H	Cubículo	Entrada	Salida
1	0,00	0,60	6,25	11,90	12,80	10,40	17,60	18,00
2	0,20	1,20	7,05	12,90	14,30	10,80	18,00	18,40
3	0,40	0,70	6,95	13,20	14,40	11,20	17,90	18,00
4	1,00	0,90	6,70	12,50	13,50	10,90	18,20	18,50
5	1,20	0,50	6,65	12,80	13,90	10,90	17,20	17,90
6	1,40	0,40	6,95	13,50	14,00	10,70	18,00	18,20
7	2,00	1,00	7,50	14,00	12,90	11,00	17,90	18,30
Valor medio		0,76	6,86	12,97	13,69	10,84	17,83	18,19
		11,28				18,01		

Tabla 5

No.	Tiempo	Absorbedor		Tk			
		Ent.	Salida	1	2	3	4
1	0,00	41,40	39,20	37,60	39,40	39,40	39,00
2	0,20	41,80	39,30	37,90	38,40	40,00	38,20
3	0,40	42,20	40,80	38,48	37,60	39,70	38,60
4	1,00	42,10	41,50	38,20	38,00	39,80	37,80
5	1,20	43,00	40,30	37,90	37,90	39,50	38,50
6	1,40	42,80	40,90	37,80	38,10	38,90	38,20
7	2,00	41,90	40,00	38,00	38,00	39,10	37,90
Valor medio		42,17	40,29	37,98	38,20	39,49	38,31
		38,50					

Anexo 9

MEDICIONES

Tabla 1

Tabla 1			
No.	Condiciones de trabajos		
	Ambiente		Voltaje
	Temperatura	Humedad	
1	30,10	58,90	57
2	30,70	55,50	
3	30,50	56,00	
4	30,90	54,50	
5	31,00	53,20	
6	30,80	57,40	
7	31,10	54,70	
Valor medio	30,73	55,74	57

Tabla 2

No.	Intercambiador de líquido		Generador			
	Ent. Int.	Sal. Int. Ent. Generador	Resistencia	Gas dentro bomba	Salida gas	Pto sup. Bomba
1	33,80	41,20	436,00	348,30	105,30	116,80
2	33,00	40,40	441,00	352,70	105,90	117,50
3	35,20	40,30	443,00	354,60	106,10	118,20
4	34,80	40,10	443,30	355,80	107,20	118,60
5	35,40	39,20	444,50	354,90	106,50	118,60
6	35,80	40,60	446,20	355,50	106,40	118,20
7	35,80	40,10	443,00	354,50	106,10	117,90
Valor medio	34,83	40,27	442,43	353,76	106,21	117,97

Tabla 3

No.	Condensador			
	Exp 1	Ent.	Salida	Exp 2
1	33,80	33,60	33,80	33,60

2	34,40	33,80	33,60	32,80
3	35,80	37,40	35,80	34,20
4	38,00	36,60	35,60	33,80
5	37,20	36,40	36,40	33,80
6	37,60	36,20	35,80	34,00
7	37,60	36,40	36,20	34,20
Valor medio	36,34	35,77	35,31	33,77

Tabla 4

No.	Evaporador 1				Evaporador 2	
	Ent.	Salida	H	Cubículo	Entrada	Salida
1	14,40	13,60	4,60	9,50	20,10	19,80
2	14,70	13,90	4,80	9,30	20,00	19,90
3	14,40	14,30	6,00	14,60	20,50	20,10
4	14,70	14,30	5,90	10,60	20,70	20,10
5	15,30	14,90	7,10	11,70	20,60	20,40
6	15,50	15,00	6,80	11,50	20,80	20,40
7	15,60	15,10	7,10	12,30	21,00	20,70
Valor medio	14,94	14,44	6,04	11,36	20,53	20,20
11,70					20,36	

Tabla 5

No.	Absorbedor		Tk			
	Ent.	Salida	1	2	3	4
1	42,80	40,00	38,40	39,40	41,40	39,00
2	43,00	38,60	38,60	39,40	40,40	37,90
3	39,40	43,90	38,20	39,40	41,00	38,80
4	42,60	9,40	38,70	39,40	41,00	38,60
5	42,80	39,80	38,20	39,20	40,60	39,00
6	43,40	41,00	38,40	39,20	40,40	39,00
7	43,60	40,40	38,20	39,60	40,80	38,80
Valor medio	42,51	36,16	38,39	39,37	40,80	38,73
39,32						

Anexo 10

MEDICIONES

Tabla 1

No.	Condiciones de trabajos		
	Ambiente		Voltaje
	Temperatura	Humedad	
1	31,00	73,80	90
2	31,20	70,60	
3	31,50	70,00	
4	31,70	65,30	
5	31,90	64,20	
6	32,00	64,70	
7	32,30	64,50	
Valor medio	31,66	67,59	12,85714286

Tabla 2

No.	Intercambiador de líquido		Generador			
	Ent. Int.	Sal. Int. Ent. Generador	Resistencia	Salida bomba	Salida gas	Salida sol. débil
1	33,00	102,90	444,00	143,80	113,80	173,60
2	33,20	110,00	465,90	147,70	116,80	178,30
3	35,00	110,40	468,50	144,90	117,30	179,60
4	35,60	110,60	470,50	144,50	116,30	180,60
5	35,00	118,80	474,60	138,00	118,90	176,80
6	35,70	113,50	475,70	144,50	119,10	181,60
7	35,60	114,50	475,90	144,60	118,70	179,50
Valor medio	34,73	111,53	467,87	144,00	117,27	178,57

Tabla 3

No.	Condensador			
	Exp 1	Ent.	Salida	Exp 2
1	34,80	55,60	32,60	33,60
2	39,40	44,20	36,80	34,80

3	46,00	56,20	35,20	36,60
4	43,40	53,80	36,60	36,20
5	48,00	59,20	37,60	37,20
6	42,40	56,80	36,60	37,20
7	45,20	57,40	35,10	36,40
Valor medio	42,74	54,74	35,79	36,00

45,26428571

Tabla 4						
	Evaporador 1			Evaporador 2		
	Ent.	Salida	Cubículo	Entrada	Salida	
1	12,20	5,00	3,30	17,90	18,30	
2	13,60	4,90	3,60	18,00	18,20	
3	13,40	4,20	2,80	18,70	18,80	
4	13,60	3,20	3,00	18,30	19,00	
5	13,30	3,20	3,00	17,00	18,50	
6	13,20	3,60	3,80	18,10	19,10	
7	13,50	3,10	2,90	18,40	18,30	
Valor medio	13,26				18,60	

-2,057142857

18,32857143

Tabla 5	Absorbedor		Tk			
	Ent.	Salida	1,00	2,00	3,00	4,00
1	44,40	44,20	36,20	36,80	43,60	38,60
2	47,40	45,60	37,30	38,20	43,80	40,30
3	47,80	50,20	39,80	41,20	44,20	41,60
4	49,00	51,60	42,60	41,80	45,80	42,60
5	48,80	50,00	44,20	43,20	44,60	44,60
6	48,60	52,20	43,40	43,20	45,20	44,00
7	48,90	45,90	43,00	43,10	44,50	43,80
Valor medio	47,84285714	48,52857143	40,93			

42,18571429

Anexo 11

MEDICIONES

Tabla 1

No.	Condiciones de trabajos		
	Ambiente		Voltaje
	Temperatura	Humedad	
1	31,00	73,20	85
2	31,20	73,10	
3	31,20	73,00	
4	31,10	72,60	
5	31,40	71,90	
6	31,30	71,00	
7	31,50	69,70	
Valor medio	31,24	72,07	85

Tabla 2

No.	Intercambiador de líquido		Generador			
	Ent. Int.	Sal. Int. Ent. Generador	Resistencia	Salida bomba	Salida gas	Salida sol. débil
1	33,20	108,90	450,80	105,30	118,50	108,00
2	33,10	108,70	450,70	105,40	118,50	108,10
3	33,20	108,80	450,80	105,30	118,60	108,10
4	33,40	108,90	450,90	105,50	118,70	108,00
5	33,10	108,50	450,90	105,50	118,50	107,90
6	33,20	108,00	450,80	105,40	118,40	107,90
7	33,30	109,00	450,90	105,30	118,70	108,10
Valor medio	33,21	108,69	450,83	105,39	118,56	108,01

Tabla 3

No.	Condensador			
	Exp 1	Ent.	Salida	Exp 2
1	48,40	45,40	34,40	34,40

2	48,90	45,30	34,10	34,10
3	48,50	45,60	35,20	35,20
4	47,90	45,70	33,00	33,00
5	47,80	45,30	34,30	34,30
6	48,50	45,60	34,60	34,60
7	48,30	45,40	33,90	33,90
Valor medio	48,33	45,47	34,21	34,21

39,84285714

Tabla 4	Evaporador 1			Evaporador 2		
No.	Ent.	Salida	Cubículo	Entrada	Salida	
1	16,80	3,70	0,60	12,00	13,90	
2	16,80	3,80	0,70	11,90	13,80	
3	16,70	3,50	0,60	11,80	13,80	
4	16,80	3,70	0,50	12,10	13,50	
5	16,40	3,30	0,70	12,20	13,40	
6	16,70	3,40	0,60	12,20	13,50	
7	16,70	3,50	0,60	11,80	13,70	
Valor medio	16,70			13,66		

-5,976190476

12,82857143

Tabla 5	Absorbedor		Tanque			
No.	Ent.	Salida	1	2	3	4
1	50,80	46,20	41,40	41,20	41,60	41,80
2	49,60	46,30	41,20	41,20	41,60	41,70
3	50,70	46,70	41,30	41,30	41,50	41,90
4	50,80	46,20	41,50	41,50	41,70	41,80
5	50,80	46,50	41,40	41,40	41,50	41,90
6	50,90	45,90	41,60	41,60	41,60	41,80
7	50,70	46,50	41,20	41,20	41,70	41,90
Valor medio	50,61428571	46,32857143	41,37			

41,53571429

Anexo 12

M-1.B. TARIFA DE MEDIA TENSIÓN CON ACTIVIDAD ENTRE 12 Y 19 HORAS DIARIAS.

APLICACIÓN: Se aplicará a todos los servicios de consumidores clasificados como de Media Tensión con actividad entre 12 y 19 horas diarias.

\$ 5.00 mensual por cada kW de máxima demanda contratada en los horarios de día y pico, comprendidos entre las 6:00 y las 22:00 horas.

\$ 0.083 por cada kWh consumido en el horario pico.

\$ 0.036 por cada kWh consumido en el resto del día.

Ministerio de Finanzas y Precios Resolución No.311-2001. Anexo

CONSIDERACIONES:

- Para el cálculo de la facturación del cargo fijo mensual, la demanda a considerar será la siguiente:
 - El valor de demanda máxima contratada en el horario de día y pico, comprendido entre las 6:00 y las 22:00 horas.
 - Si la demanda máxima registrada en el horario establecido es mayor que la demanda máxima contratada, se facturará la contratada al precio de la tarifa y el exceso al triple de su valor (\$ 15.00).

- Sólo se permitirá contratar dos valores de demanda al año por períodos no menores de tres meses a los consumidores cíclicos.
- Se aplica la cláusula del factor de potencia.
- Se aplica la cláusula de ajuste por variación del precio del combustible.