



**UNIVERSIDAD NACIONAL AUTÓNOMA DE MÉXICO**  
PROGRAMA DE MAESTRÍA Y DOCTORADO EN INGENIERÍA  
ENERGÍA SOLAR- FOTOTERMICA

ANÁLISIS TERMODINÁMICO DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO DE AIRE  
UTILIZANDO SOLUCIONES ACUOSAS DE CLORURO DE CALCIO CON  
REGENERACIÓN TÉRMICA SOLAR

TESIS  
QUE PARA OPTAR POR EL GRADO DE:  
MAESTRO EN ENERGÍA SOLAR  
(FOTOTERMICA)

PRESENTA:  
ROGER MANUEL SÁNCHEZ PARRAO

TUTOR PRINCIPAL  
ISAAC PILATOWSKY FIGUEROA,  
INSTITUTO DE ENERGIAS RENOVABLES, UNAM

MÉXICO, D. F. JULIO 2013



Universidad Nacional  
Autónoma de México

Dirección General de Bibliotecas de la UNAM

**Biblioteca Central**



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

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

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

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

**JURADO ASIGNADO:**

Presidente: DR. GUSTAVO URQUIZA BELTRÁN

Secretario: DR. ISAAC PILATOWSKY FIGUEROA

Vocal: DR. OCTAVIO GARCÍA VALLADARES

1<sup>er</sup>. Suplente: DR. ROSENBERG JAVIER ROMERO DOMÍNGUEZ

2<sup>do</sup>. Suplente: DR. VICTOR HUGO GOMÉZ ESPINOSA

Lugar donde se realizó la tesis:

INSTITUTO DE ENERGÍAS RENOVABLES, UNAM.

Temixco, Morelos

**TUTOR DE TESIS:**

Dr. Isaac Pilatowsky Figueroa

---

**FIRMA**

## AGRADECIMIENTOS

Al Promep de la Secretaria de Educación Pública por la beca otorgada para la realización de esta tesis

A la Universidad Nacional Autónoma de México por la beca de Intercambio otorgada para la realización de esta tesis.

A la Universidad Autónoma de Campeche por las Facilidades otorgadas.

A las Autoridades de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Autónoma de Campeche, por su apoyo.

A los Dr. Roberto Best Brown, Dr. Isaac Pilatowsky Figueroa por su apoyo para el inicio y finalización de este proyecto.

Al Dr. Jaime Cervantes de Gortari por su impulso, amistad y apoyo.

A la Sra. Lourdes Calderón Secretaria del Depto. de Sistemas Energéticos por su apoyo.

A mi Madre la Sra. Adela Parrao, por su amor y apoyo

A mi Esposa Lic. Raquel Chérrez López por compartir esta aventura, por su apoyo en todo sentido para la realización de esta Tesis.

A Erendira por su apoyo

Al Ing. Sergio González Espínola por su apoyo

A Dios por su amor manifiesto en todo momento

Dedico esta Tesis a mi Esposa Raquel y a mis hijos María Jimena y Rodrigo por su amor y apoyo

# Tabla de contenido

<b>I Introducción</b>	<b>1</b>
1.1 Antecedentes	1
1.1.1 Problemática del clima cálido húmedo en la Península de Yucatán	1
1.1.2 Influencia de la temperatura de bulbo seco y la humedad en el confort en las viviendas	2
1.1.3 Problemática energética Nacional	4
1.1.4 Problemática mundial sobre el daño de la capa de ozono por parte de los refrigerantes.	7
1.2 Revisión bibliográfica	9
1.3 objetivo de la tesis	10
1.4 Estructura de la tesis	11
<b>II Ciclo de enfriamiento por desecantes líquidos</b>	<b>12</b>
2.1 Introducción	12
2.1.1 La deshumidificación	1
2.1.2 Deshumidificación por enfriamiento	1
2.1.3 Deshumidificación por incremento de la presión	1
2.1.4 Deshumidificación por desecantes	1
2.2 Desecantes	1
2.2.1 Desecantes sólidos	18
2.2.2. Desecantes líquidos	19
2.3 Sistemas de enfriamiento con desecantes sólidos	20
2.3.1 Ciclo básico de enfriamiento con desecantes sólidos	20

2.3.2 El ciclo de ventilación o ciclo Pennington	24
2.3.3 El ciclo de recirculación	27
2.3.4 Ciclo Dunkle	31
2.4 Ciclo de enfriamiento por desecantes Líquidos	33
2.5 Procesos de un sistema de enfriamiento con desecantes líquidos.	35
<b>III Diseño de una instalación de enfriamiento por desecantes</b>	<b>38</b>
3.1 Descripción del Sistema	38
3.2 El deshumidificador	41
3.3 Análisis térmico y diseño de regeneradores solares	49
3.3.1 Introducción	49
3.3.2 Regenerador solar tipo destilador	51
3.3.3 Colector/regenerador solar con cubierta	52
3.3.4 Balance de energía en un colector/regenerador plano sin cubierta	54
3.3.5 Determinación del Coeficiente Global de Transferencia de Calor U	56
3.3.6 Eficiencia del regenerador	56
3.4 Colector/Regenerador con cubierta o cerrado	57
3.4.1 Balance de energía en un colector/regenerador plano con cubierta	58
3.5 Colector/Regenerador parcialmente abierto	62
<b>IV Estudio experimental de regeneradores solares</b>	<b>65</b>
4.1 Introducción	65
4.2 Descripción del modelo experimental	67
4.2.1 Construcción de los colectores.	67

4.2.2 Circuito hidráulico de la solución diluida y concentrada	70
4.2.3 Instrumentación de los colectores/Regeneradores	71
4.2.4. Adquisición de datos	74
4.3 Desarrollo del experimento	76
4.3 Desarrollo del experimento	79
4.4.1 Influencia de la variación del flujo volumétrico del desecante	79
4.4.2 Influencia de la concentración del desecante	81
4.5 Conclusiones	83
<b>Apéndice</b>	<b>84</b>
<b>Referencias</b>	<b>88</b>

## LISTA DE FIGURAS

- 1.1 Temperatura efectiva estándar y la Zona de confort térmico según la ASHRAE.
- 2.1.- Proceso de deshumidificación por enfriamiento a)esquemático, b) en la carta psicrométrica.
- 2.2 Presiones de vapor de los desecantes líquidos
- 2.3- Métodos de deshumidificación usando desecantes
- 2.4- Presión de vapor vs temperatura y contenido de agua para los desecantes y el aire
- 2.5.- Ciclo básico de deshumidificación y enfriamiento con desecantes.
- 2.6.- Ciclo de enfriamiento y deshumidificación con desecantes y aire no saturado
- 2.7 Ciclo de enfriamiento por desecante sólido
- 2.8 Representación del ciclo de ventilación en la carta psicrométrica
- 2.9 Ciclo de recirculación
- 2.10.- el ciclo de recirculación en la carta psicrométrica
- 2.11.- Comparación de ciclo de ventilación y recirculación en la carta psicrométrica con componentes ideales.
- 2.12.- diagrama esquemático del ciclo Dunkle
- 2.13.- El ciclo Dunkle en la carta psicrométrica
- 2.14 sistema de enfriamiento por desecantes propuesto por Löf en 1955.
- 3.1 Ciclo de enfriamiento con desecantes propuesto.
- 3.2 Diagrama psicrométrico del ciclo propuesto
- 3.4 Regenerador tipo torre empacada a) la torre completa; (b) un elemento diferencial



## RESUMEN

Uno de los principales componentes de un sistema de enfriamiento por desecantes líquidos es el regenerador. En un sistema de este tipo la mezcla de aire exterior y aire de retorno del cuarto se deshumidifica por medio de un desecante líquido y este aire es enfriado dentro de un enfriador evaporativo. La solución desecante diluida obtenida de esta manera tiene que ser concentrada para su reutilización. Lo anterior se logra haciendo pasar el desecante diluido por un regenerador y el ciclo se repite. El regenerador que se utiliza en esta aplicación es un colector/regenerador solar. Este regenerador se ha diseñado y construido dos prototipos uno sin cubierta y otro con cubierta, los cuales se probaron para las condiciones climáticas de Campeche. La solución desecante empleada en esta prueba fue el cloruro de calcio. Los resultados de las pruebas llevadas a cabo y mediante un análisis paramétrico indican que la masa de aire, el flujo de la solución desecante y las condiciones climáticas afectan el rendimiento de los regeneradores, pero el regenerador que tiene un mejor desempeño cuando hay una alta humedad es el que tiene cubierta. Además, una comparación entre los datos experimentales obtenidos y los modelos desarrollados previamente para los colector/regenerador solar con y sin cubierta revela que los experimentos están de acuerdo con las predicciones de los modelos. Por último, se concluyó que la propuesta de colector/regenerador solar con cubierta funciona satisfactoriamente en las condiciones de la ciudad de Campeche.

# CAPÍTULO UNO

## INTRODUCCIÓN

### 1.1 Antecedentes

#### 1.1.1 Problemática del clima cálido húmedo en la Península de Yucatán

El Clima es uno de los factores que afectan de manera directa el bienestar y la salud humana e influye en el confort térmico. Las variables climáticas más importantes son la temperatura de bulbo seco, la humedad relativa, la velocidad del viento, la radiación solar y la precipitación.

En la península de Yucatán, el clima que prevalece es el cálido húmedo, aunque puede variar un poco dependiendo de la región de la península que se analice. Estudios realizados en la ciudad de Mérida [1] sobre las variables climatológicas nos indican que la temperatura media anual es de 26 °C, la temperatura máxima promedio del mes más caluroso es de 35.4, llegándose a alcanza temperaturas máximas de 40 °C esporádicamente, existe una oscilación de la temperatura de 10.7 en promedio entre la temperatura máxima y la temperatura mínima. Los meses más calurosos son abril, mayo y junio que coincide con los vientos de mayor velocidad. En cuanto a la humedad relativa se tiene un promedio anual de 75%, siendo la máxima de 94% y la mínima promedio de 50%

Sin embargo, a pesar que estos datos son de la ciudad de Mérida son significativos para tener una idea del problema de disconfort que se genera en esta zona. Es importante

señalar que no existen otros estudios, para las otras ciudades de la península de Yucatán, que permitan tener una idea clara de la dimensión del problema del discomfort que se presenta en esta zona.

### ***1.1.2 Influencia de la temperatura de bulbo seco y la humedad en el confort en las viviendas.***

El confort dentro de las edificaciones está asociado a la temperatura de bulbo seco y al contenido de humedad en el aire. El ASHRAE realizó pruebas con personas a las cuales se le varió las condiciones de temperatura de bulbo seco y humedad relativa para saber su sensación de comodidad térmica. El resultado de esos estudios se puede ver al graficar los rangos de variación mínimas y máximas en las cuales las personas sienten comodidad. La zona de la carta psicrométrica en la cual se manifiesta condiciones de comodidad la definió el ASHRAE como zona de comodidad. Las pruebas realizadas por el ASHRAE indican que la sensación de comodidad térmica en el rango de temperatura de bulbo seco para verano fue de 23.5° hasta 27° C y la humedad relativa de 30 a 60% (ver figura 1.1). La zona que se delimita en la carta psicrométrica constituye los rangos en la que la mayoría de las personas se sienten cómodos térmicamente. Cabe mencionar que los estudios se hicieron también para el invierno y se observa en la figura 1.1. un traslape entre las dos zonas.

En la península de Yucatán el promedio de la temperatura de bulbo seco es de 35.5 y en cuanto a la humedad relativa es de 75%[2]. Estos valores medios están fuera de la zona de confort que muestra la ASHRAE por lo que las personas sienten incomodidad térmica en este clima.

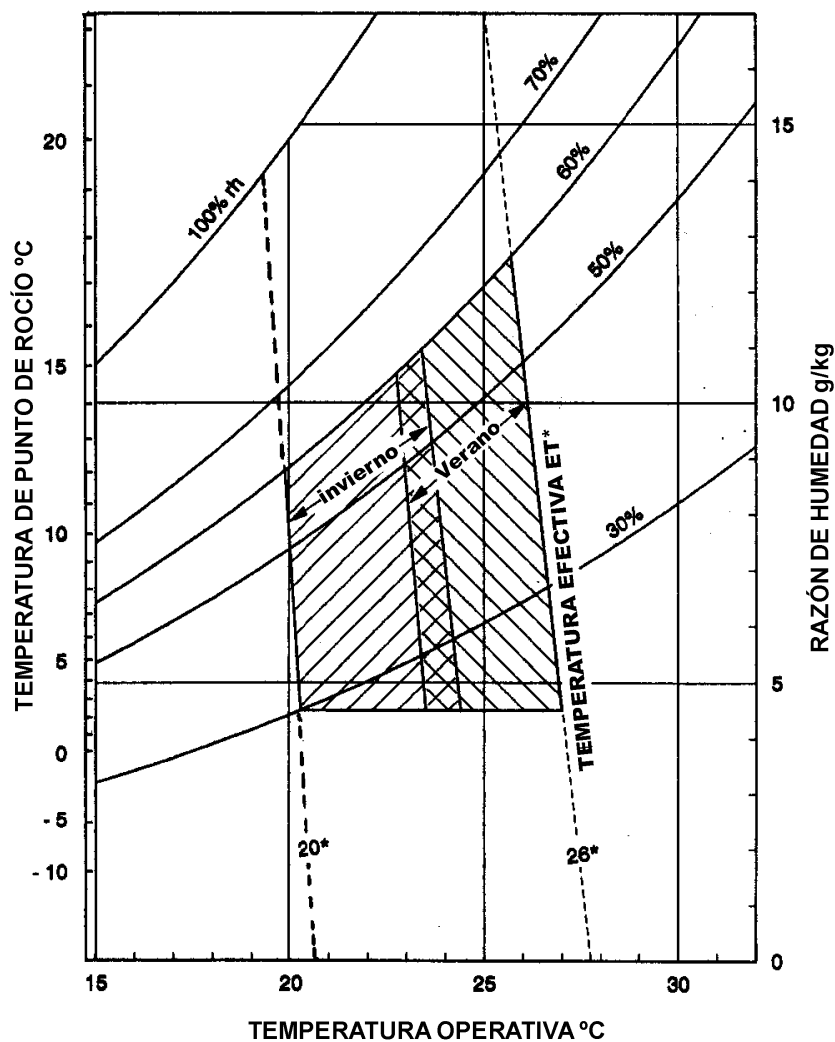


Fig. 1.1 Temperatura efectiva estándar y la Zona de confort térmico en la carta psicrométrica según la ASHRAE

Con estas variables muy por arriba de la zona de confort se hace necesaria la implementación de medidas tanto pasivas como mecánicas para enfriar la vivienda en la zona.

La solución al problema de falta de comodidad térmica es la instalación de aire acondicionado con sistemas por compresión de vapor mecánica. Otro aspecto de la problemática es que los sistemas tradicionales de aire acondicionado por compresión de vapor usan una gran cantidad de energía eléctrica para poder eliminar el exceso de humedad contenida en el aire. Estos equipos están diseñados para retirar mayor cantidad de calor sensible que calor latente, haciendo que sea necesario bajar mucho la temperatura de bulbo seco del aire a efectos de condensar la humedad. Sin embargo esto plantea la necesidad de volver a calentar el aire a efectos de poder mantener una temperatura dentro de la zona de confort.

### ***1.1.3 Problemática Energética Nacional***

En los últimos 10 años se ha disparado el uso de equipos de aire acondicionado, principalmente del tipo minisplit, ocasionado por las condiciones climáticas de la península de Yucatán y por la disminución del precio de estos equipos. Otro factor es el incremento de la oferta de cuartos de hotel sobre todo de la pequeña y mediana empresa que viene acondicionado sus cuartos con equipos de aire acondicionado minisplit y de ventana. Según un estudio realizado en la zona [24] los equipos utilizados en los hoteles considerados pequeñas y medianas empresas tienen en su mayoría más de 6 años de uso. Y en los hoteles más recientes usan equipo con eficiencias todavía bajas ocasionando un aumento en la demanda energética de la zona. Estos sistemas tienen factores de calor sensible arriba de 0.7 es decir la proporción del calor sensible en el calor total que puede retirar el equipo es del 70% de la capacidad de enfriamiento del equipo, solo el 30 % es de calor latente. En estas zonas de clima cálido semihúmedo a

húmedo el factor de calor sensible anda abajo de 0.6 y en edificios con gran cantidad de personas puede ser aún menor.

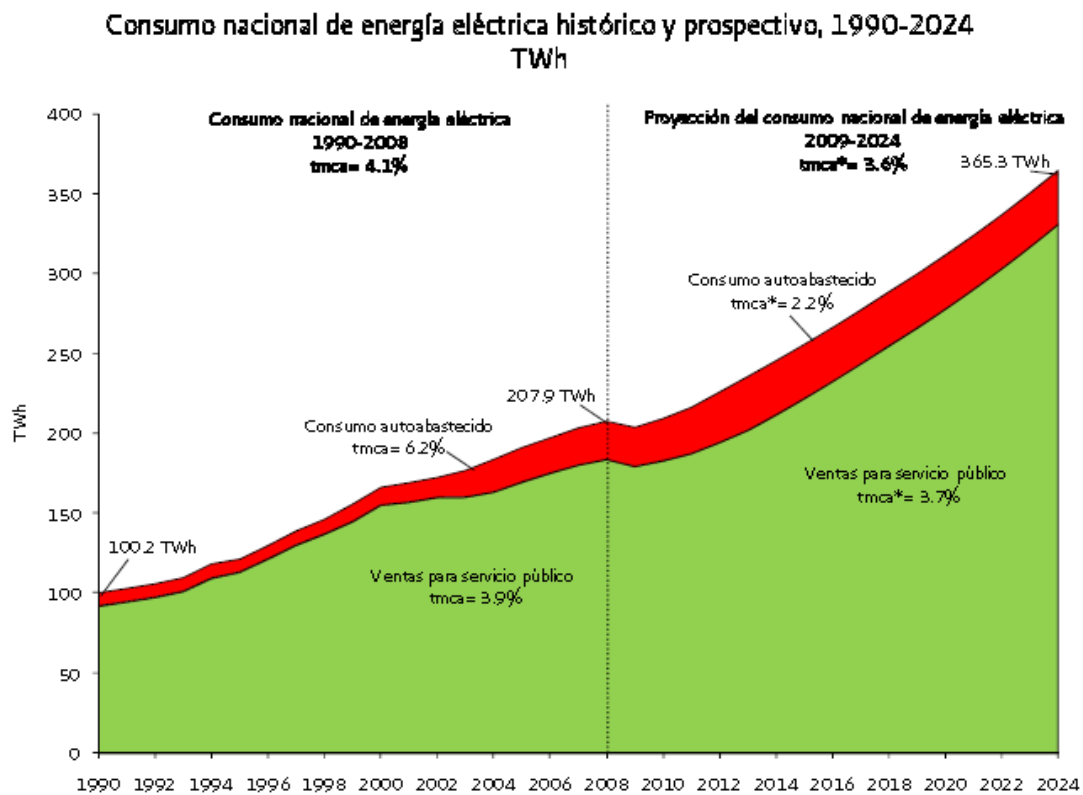
Para poder retirar una mayor cantidad de calor latente, se hace necesario el cambio en el diseño del equipo o aumentando la capacidad de los equipos de aire acondicionado y en consecuencia un mayor consumo de energía eléctrica para poder lograr la temperatura y humedad de confort.

Este aumento en la demanda y la poca disponibilidad de recursos públicos para invertir en la construcción de plantas de generación eléctrica, que permitan una mayor oferta de energía, hace necesario considerar como una estrategia la reducción del consumo sin el detrimento en el confort.

Una de las estrategias que implementa el Gobierno Federal, a través de la Comisión Federal de Electricidad (CFE) y el Fideicomiso en Apoyo al Programa de Ahorro de Energía en el sector eléctrico (FIDE), dirigido al sector residencial es el cambio de equipo de aire acondicionado tipo ventana de baja eficiencia por uno nuevo de alta eficiencia tipo minisplit.

Sin embargo, las acciones no son suficientes para disminuir el incremento de energía eléctrica que según los análisis de crecimiento de la demanda de energía de la CFE [2] para el periodo 2000-2010 en la región peninsular, que comprende los estados de Campeche, Yucatán y Quintana Roo, el crecimiento de la demanda histórica es de 7.2 y la proyectada es de 7.6 (periodo 1991-2000). La región peninsular es una de las de

mayor crecimiento en la demanda de energía junto con Baja California (6.8), la región noreste (6.6) y la norte (4.9), de las 9 regiones en el que divide la CFE al país.



\* Debido al carácter atípico de 2009, la tasa media de crecimiento anual está referida a 2008.  
Fuente: Sener y CFE

**Fig. 1.2 Consumo nacional de energía eléctrica histórico y prospectivo, 1990-2024 [4]**

#### ***1.1.4 Problemática mundial sobre el daño de la capa de ozono por parte de los refrigerantes.***

A nivel mundial se ha producido un aumento en la preocupación por los daños que ocasionan los refrigerantes fluorocarbonados [Domanski, 1997][], empleados como fluidos de trabajo en los sistemas de refrigeración y acondicionamiento de aire, en especial los ocasionados a la capa superior de ozono.

Como resultado de esta preocupación surge el Protocolo de Montreal (1987) que estableció primero la reducción del consumo de CFC en 1989, su reducción a la mitad en 1998 y su eventual retiro. En 1992 las Enmiendas de Copenhague fueron aun más lejos, se estableció la detención de la producción de CFC en países desarrollados para 1996. Las restricciones en la producción de CFC ocasionó el uso creciente de los Hidroclorofluorocarbonos (HCFC). Los HCFC tienen el potencial de dañar la capa de ozono aunque en menor medida. En la convención de Viena en 1995, se acordó dejar de producir los HCFC para el año 2020.

Ante este panorama se han acelerado la búsqueda de sistemas de enfriamiento que utilicen nuevos refrigerantes y nuevos enfoques energéticos, así como, el uso de fuentes alternas de energía como la solar. También se ha vuelto la mirada al empleo de otros ciclos de refrigeración poco utilizados como: la refrigeración por absorción, el enfriamiento por desecantes líquidos y sólidos, la refrigeración por efecto compresión que puedan funcionar con aceptables índices de eficiencia termodinámica y un mínimo impacto ambiental. Todo esto con el fin de satisfacer la creciente demanda de equipos de refrigeración y de acondicionamiento de aire sin descuidar el ambiente.



Las condiciones climáticas de la península de Yucatán han originado el aumento del uso de sistemas de aire acondicionado por compresión de vapor en los sectores: residencial, comercial y de servicios. Así como, el aun alto número de equipos de refrigeración y aire acondicionado con refrigerantes que dañan la capa de ozono y con más de 6 años de uso con bajos factores de eficiencia energética.

En la búsqueda de sistemas que permitan dar respuesta a la problemática particular con respecto a alta temperatura y humedad, los sistemas de enfriamiento con desecantes son una alternativa viable. Estos sistemas funcionan deshumidificando el aire mediante un desecante, ya sea líquido o sólido, posteriormente se usa un enfriador evaporativo para bajar el calor sensible del aire. Este aire tratado se suministra al área a acondicionar. Para poder reusar el desecante es necesario regenerarlo, es decir, retirar la humedad y regresarlo a sus condiciones iniciales. En el proceso de regeneración se hace necesaria la aplicación de calor que puede provenir de calores residuales de otros procesos térmicos o de energía solar térmica. Para esta tesis se elegí los sistemas de enfriamiento por desecantes líquidos debido a que las sustancias de trabajo son más fáciles de manejar en el proceso en comparación con los sólidos, como las ruedas desecantes. Además puede reducirse el tamaño del equipo. Y por su costo los sistemas de enfriamiento con desecantes líquidos son más baratos.

## 1.2 Revisión bibliográfica

El primer sistema con desecantes líquidos fue sugerido en 1955 por Löf [7] este usó una solución de trietilen glicol como desecante. Los investigadores rusos a finales de los años 60 [8] plantean el uso de una unidad de refrigeración solar por absorción con un colector/regenerador solar tipo abierto usando soluciones acuosas de cloruro de litio. Diez años después Collier [9] también hace estudios de un ciclo abierto para un sistema de refrigeración por absorción utilizando un colector/regenerador solar. En la década de los 80s. Peng y Howell [10], Johannsen y Grossman [11] se dedican a hacer modelos matemáticos para evaluar colectores/regeneradores solares, el primero sin cubierta y los segundos utilizando una cubierta de vidrio para disminuir la contaminación de la solución. Peng [12]

Factor y Grossman[13] realizaron una investigación de un deshumidificador/regenerador de torre empacada con desecantes líquidos empleando energía solar ellos desarrollaron un modelo teórico que predice el comportamiento de las torres empacadas bajo diferentes condiciones de operación. Kessling llevó a cabo experimentos para absorbedores usando LiCl y reportó el almacenamiento de energía usando desecantes líquidos

Lazzarin[14] investigó desde el punto de vista teórico y experimental la deshumidificación química del aire usando desecantes líquidos aplicados al aire acondicionado y ha procesos industriales, las soluciones que uso son :  $H_2O/LiBr$  y  $H_2O/CaCl_2$  . Goswami [15] investigó sistemas desecantes usando soluciones de agua y

cloruro de litio, sobre todo en los procesos de deshumidificación del aire y la regeneración del desecante. Grossman[16] realizó investigación experimental sobre el desempeño de los sistemas con desecantes líquidos. Aunque en estos últimos años aumento las investigaciones en los sistemas desecantes, resultan insuficientes para las aplicaciones potenciales de estos sistemas.

Como ya se mencionó, la alta humedad que hay en la región de la península de Yucatán hace que la sensación de calor se vea aumentada, provocando una alta sudoración en los habitantes de estas zonas. La deshumidificación en si misma solo disminuye la sensación de calor por la disminución de la humedad pero no la enfría, por lo que para aprovechar el uso de desecantes en el proceso de deshumidificación se decide integrarlo en un sistema de enfriamiento.

### **1.3 objetivo de la tesis**

Esta tesis propone el estudio comparativo de un colector/regenerador tipo abierto y un Colector/regenerador tipo cerrado que forma parte de un sistema de enfriamiento de aire usando desecantes líquidos, desde un punto de vista termodinámico, en especial la evaluación de los regeneradores/colector tipo abierto y cerrado para la ciudad de San Francisco de Campeche, que permita analizar el potencial de su uso en la deshumidificación del aire con un sistema de enfriamiento evaporativo asociado. Con esto se pretende reducir el uso intensivo de energía eléctrica y usar sustancias que no dañan la capa de ozono.

## **1.4 Estructura de la tesis**

La tesis esta estructurada en 4 capítulos. El capítulo uno que comprende la introducción, los objetivos, el analisis del estado del arte del sistema propuesto, la estructura. El capítulo dos describe los sistemas de enfriamiento por desecantes tanto sólidos y líquidos. Además profundiza en el sistema de enfriamiento por desecante líquido su descripción y componentes, el ciclo termodinamico que lo representa y el coeficiente de operación. En el capítulo tres se describe el ciclo de enfriamiento desecante propuesto, así como sus componentes, deshumidificadores, diferentes regeneradores y el modelo matemático usado. En el capítulo cuatro se describe la parte experimental, la medición y analisis de resultados, las conclusiones a los que se llegaron como resultado del analisis de los datos obtenidos y su viabilidad de implementarlo en la región y las recomendaciones.

# CAPÍTULO 2

## ENFRIAMIENTO POR DESECANTES LÍQUIDOS

### 2.1 Introducción

Frecuentemente es necesario controlar y disminuir el contenido de vapor de agua en el aire, es decir, la humedad. Este proceso es usual en los sistemas de acondicionamiento de aire que se emplean para el confort en edificios residenciales, de oficinas, así como, en otros muchos procesos de tipo industrial como: el secado y la preservación de algunos productos.

A la humedad la definimos como el contenido de vapor de agua que está presente en el aire atmosférico o de proceso. En el caso del aire atmosférico, el contenido de humedad es muy pequeño, es de alrededor de unos décimos de gramo por cada kilogramo de aire seco. A pesar de su baja proporción en el aire, con respecto a otras sustancias, la humedad cobra importancia debido a la cantidad de calor latente que es necesario para retirarla del aire, y especialmente en los sistemas de acondicionamiento de aire, ya que pueden llegar a ser del mismo orden o mayor que el calor sensible.

El vapor de agua atmosférico se hace aún más importante, ya que el calor latente se incrementa con la ventilación de los edificios, es decir, la cantidad de aire exterior introducida al edificio con fines de ventilación y la cantidad de personas que se encuentran en ellos. Ya que los resultados de la respiración humana es bióxido de carbono y una gran cantidad de vapor de agua.

Para obtener mejores condiciones de comodidad en los ocupantes de un edificio se requieren altas cantidades de aire de ventilación, tal como lo recomiendan las normas internacionales más recientes, tales como, la norma ASHRAE 62/89 [].

El proceso de incrementar la razón de humedad, es decir la humedad del aire, llamado humidificación es relativamente fácil de lograrse a un costo de energía equivalente al calor de vaporización del agua adicionada. Mientras que en el proceso contrario, la reducción de la razón de humedad, requiere un proceso complejo llamado deshumidificación.

### **2.1.1 La deshumidificación**

La deshumidificación es el proceso psicrométrico de retirar el vapor de agua contenida en el aire a presión atmosférica. Existen diferentes procesos psicrométricos que permiten remover la humedad del aire, estos son: por enfriamiento, hasta alcanzar una temperatura por debajo del punto de rocío, por el incremento de la presión total, lo cual causa la condensación, y por último, poniendo en contacto un desecante con el aire, con lo cual, la humedad del aire migra hacia el desecante, impulsado por la diferencia en las presiones de vapor de agua entre el aire y el desecante.

### **2.1.2 Deshumidificación por enfriamiento**

El aire puede deshumidificarse con sistemas de aire acondicionado convencionales de compresión de vapor. En la figura 2.1 se presenta un diagrama esquemático del proceso deshumidificación por enfriamiento. La figura muestra un serpentín evaporador en un ducto de aire. Del lado izquierdo del ducto entra aire a las condiciones del estado 1 (26 °C de bulbo seco, 18° C de bulbo húmedo y 14 ° C punto de rocío) la condición en el estado 2 es de 10° C la temperatura de la superficie del serpentín. El aire sale del serpentín a una temperatura de 10° C de bulbo seco. Estos enfrían al aire a una presión constante hasta una temperatura abajo de la temperatura del punto de rocío, ocurre que se condensa parte del vapor de agua presente en el aire. Este tipo de deshumidificación es el más utilizado en los equipos de aire acondicionado comercial y residencial. Para realizar este proceso, el evaporador, de un sistema de compresión de vapor, debe operar a una temperatura más baja que la que es requerida para extraer la carga de calor sensible de enfriamiento del espacio acondicionado, esto hace que el sistema tenga bajos coeficientes de operación (COP). Además, algunas veces es necesario recalentar el aire para evitar un excesivo enfriamiento sensible del espacio acondicionado.

En la figura 2.1 se observa este proceso en la carta psicrométrica.

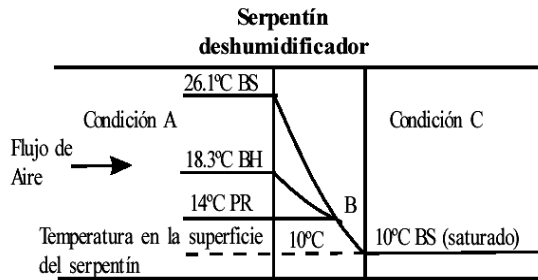


figura 2.1 diagrama esquemático del proceso de deshumidificación por enfriamiento

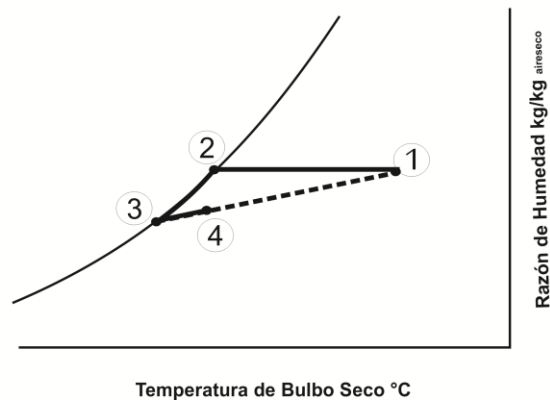


figura 2.2

Figura 2.2. Proceso de deshumidificación por enfriamiento en la carta psicrométrica.

### 2.1.3 Deshumidificación por incremento de la presión

En este proceso la deshumidificación ocurre cuando se comprime el aire atmosférico hasta lograr la condensación del vapor de agua contenido en él.

### 2.1.4 Deshumidificación por desecantes

El proceso de deshumidificación con desecantes no es un proceso de enfriamiento propiamente dicho, se considera que éste es opuesto al de un enfriamiento evaporativo. Antes de describir el proceso es conveniente definir ciertos conceptos que permitan entender, sin confusiones, el proceso de deshumidificación por desecantes.

Existen tres métodos para deshumidificar el aire usando desecantes. En la figura 2.3 observamos el primero de ellos en la carta psicrométrica, el aire se deshumidifica y enfría del estado 1 al estado 2. Este proceso se realiza principalmente con desecantes líquidos. En la figura 2.4 se presenta el segundo método en la carta psicrométrica, el aire se preenfía y deshumidifica del estado 1 al estado 2 y se continúa deshumidificando del estado 2 al estado 3 y por último se enfría sensiblemente de del estado 3 al 4. En este método se emplean desecantes sólidos. En el tercer y último método, que se muestra en la figura 2.5, el aire se deshumidifica del estado 1 al 2 y se enfría del estado 2 al 3. Este método también usa desecantes sólidos.

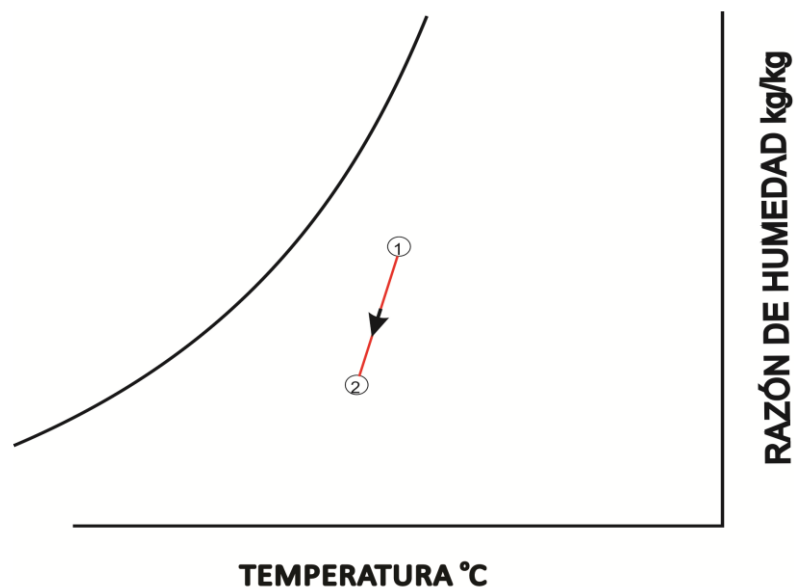


Figura 2.3 Proceso básico de deshumidificación por desecantes líquidos



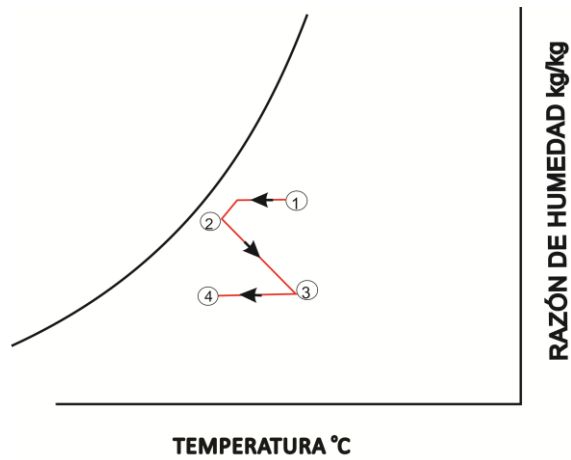


Figura 2.4 Proceso básico de deshumidificación por desecantes sólidos

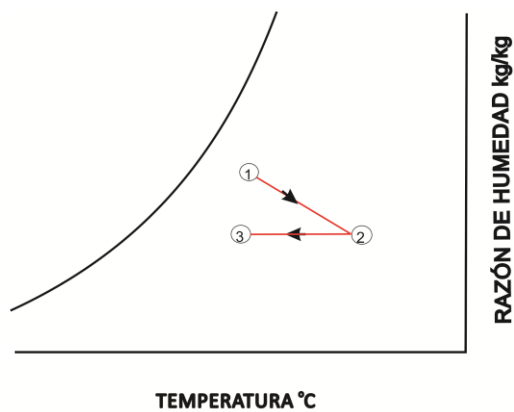


Figura 2.5 Otro Proceso de deshumidificación por desecantes sólidos

## 2.2 Desecantes

La retención de uno o varios componentes de una mezcla, líquida o gaseosa, sobre otra sustancia, sólida o líquida, puede realizarse en la superficie de separación entre fases o en el volumen total de la fase que retiene por medios físicos o por reacción química.

En la absorción, el transporte de la materia que constituye el absorbato se realiza desde la mezcla fluida a toda la masa de un absorbente en el que queda disuelta (absorción física) o

con el que reacciona para dar un producto distinto (absorción química) o absorción con reacción química. En la adsorción, en cambio, el adsorbato se fija a la superficie del adsorbente por fuerzas físicas o por reacción química para formar un compuesto distinto sobre la superficie del adsorbente.

Los desecantes son sustancias absorbentes o adsorbentes que tiene una gran afinidad por la humedad, es decir, son capaces de extraer o liberar vapor de agua del aire, en cantidades relativamente grandes.

Para comprender el mecanismo de este fenómeno en la figura 2.6 se observa un diagrama presión de vapor – temperatura, contenido de agua que nos muestra el comportamiento de un desecante cuando la presión del vapor de agua en la superficie de éste es más baja que en el aire, entonces el desecante absorbe vapor de agua del aire. Cuando el vapor de agua es absorbido, la presión de vapor en el desecante se incrementa hasta alcanzar el equilibrio. Este se logra cuando la presión de vapor en el desecante, como en el aire son iguales.

Para volver a usar el desecante es necesario regenerarlo, es decir, quitarle la humedad. Lo anterior se logra calentando el desecante para que incremente su presión de vapor, seguida por el contacto con una corriente de aire que tiene una presión de vapor de agua más baja.

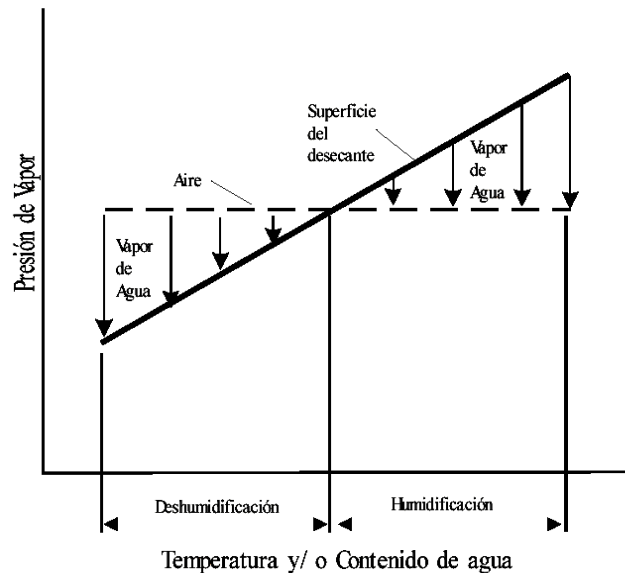


Figura 1.6- Diagrama Presión de vapor vs temperatura y/o contenido de agua para los desecantes y el aire

### 2.2.1 Desecantes sólidos

Los adsorbentes sólidos o desecantes sólidos, por su afinidad al vapor de agua, tienen una gran área de superficie por unidad de masa. Un simple gramo puede llegar a tener más de 4600 m<sup>2</sup> de área de superficie. Estructuralmente los adsorbentes tienen un parecido con una esponja rígida. Los adsorbentes atraen la humedad debido al campo eléctrico en la superficie de él. Este campo, no es uniforme en su fuerza o carga, así atrae las moléculas de agua que tienen una carga neta opuesta sobre sitios específicos de la superficie del desecante. El comportamiento de la adsorción de los sólidos depende de los siguientes factores: el área total de su superficie, el volumen total de sus capilares y el rango en el diámetro de sus capilares.

Ejemplos de desecantes sólidos son: el gel de sílice (silica gel), las zeolitas, las zeolitas sintéticas, la alúmina, el carbón activado y los polímeros sintéticos.

Los desecantes sólidos son ampliamente usados en sistemas de deshumidificación; por ejemplo la silica gels, la zeolita y la malla molecular. La silica gel es un desecante sólido y adsorbente, éste material contiene numerosos poros y capilares en la cual el agua es condensada y contenida. La silica gel tiene una alta capacidad de retener la humedad y puede regenerarse si se somete a una alta temperatura. Es de bajo costo y disponible en tamaños desde 3/16 pulgadas. Su uso como desecante de sistemas de refrigeración por compresión es muy difundido y su costo es relativamente bajo.

### **2.2.2. Desecantes líquidos**

Un desecante líquido o absorbente son sustancias higroscópicas que tienen como característica principal una baja presión de vapor. El proceso físico que permite la retención o liberación de la humedad es la diferencia en la presión de vapor entre la superficie de éste y la del aire. Los desecantes líquidos comúnmente usados son las soluciones acuosas de: bromuro de litio, cloruro de litio, cloruro de calcio, mezclas de esas soluciones y trietilen glicol entre otras.

En la figura 2.7 se muestra las presiones de vapor en función de la temperatura y concentración de los desecantes líquidos más usados. De la figura observamos que las soluciones salinas y el trietilen glicol tienen presiones de vapor comparables. Sin embargo, las soluciones salinas son corrosivas y su uso incrementa el costo del equipo debido a los materiales requeridos, resistentes a la corrosión.

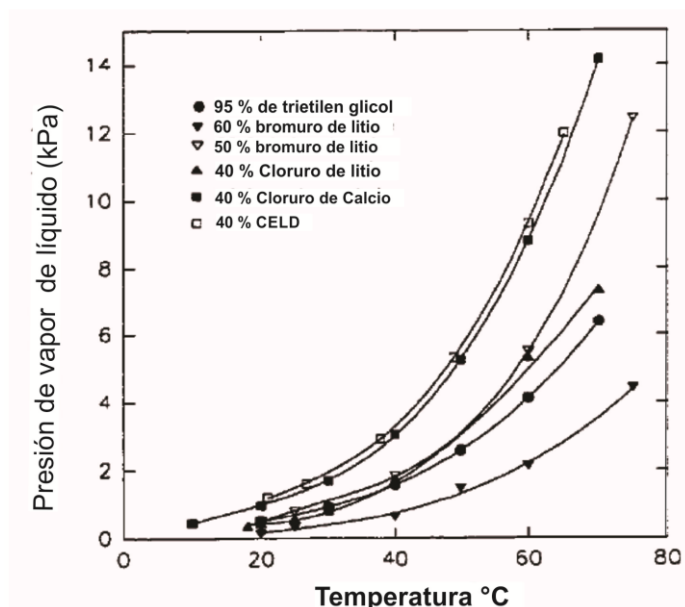


Figura 2.7 Presiones de vapor de los desecantes líquidos

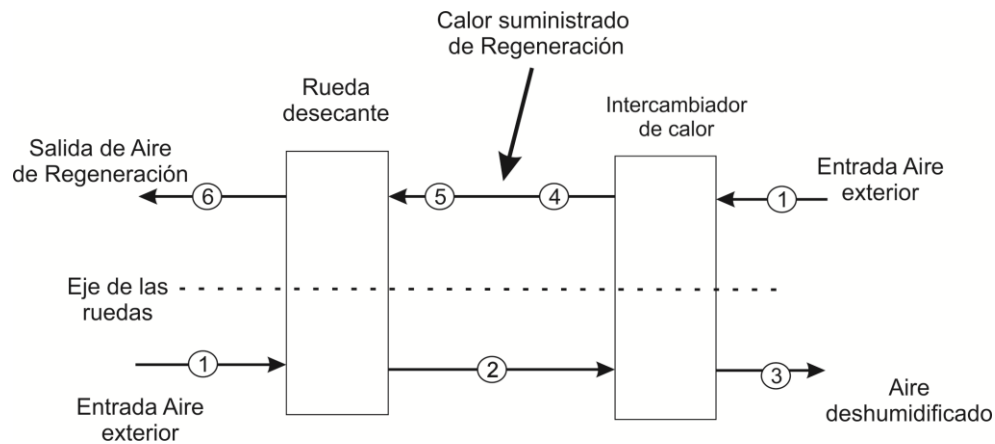
## 2.3 Sistemas de enfriamiento con desecantes sólidos

Como ya vimos los desecantes pueden ser líquidos o sólidos y pueden absorber o adsorber el vapor de agua, los ciclos de deshumidificación no son ciclos de enfriamiento pero combinados con otros dispositivos pueden ser sistemas de enfriamiento. A continuación se presenta la combinación de dispositivos que conforman los sistemas de enfriamiento por desecantes tanto sólidos como líquidos.

### 2.3.1 Ciclo básico de enfriamiento con desecantes sólidos

Para facilitar el proceso de análisis se presenta un ciclo básico de enfriamiento con desecantes sólidos, en éste se parte de las condiciones de aire saturado y con solo dos elementos y/o procesos; el deshumidificador y un intercambiador de calor que produce

enfriamiento. En la figura 2.8 se observa el diagrama esquemático del ciclo. Supóngase que el calor de sorción, para el proceso de deshumidificación, es igual al calor latente del agua en el aire. Además, supóngase que no se le agrega calor al proceso. El proceso se muestra en la carta psicrométrica de la figura 2.9.



**Figura 2.8 Diagrama del ciclo básico de enfriamiento con desecantes sólidos**

El punto 1 representa el estado del aire que deseamos deshumidificar. Este proceso de deshumidificación concluye cuando el aire llega a las condiciones del punto 2. Como supusimos inicialmente si el calor de sorción del desecante es igual al calor latente de vaporización del agua, entonces la pendiente del proceso es determinado por la línea de entalpía constante de la carta psicrométrica. La posición del punto 2 será determinada por las condiciones del desecante usado.

En el proceso de 1-2 no se usó trabajo ni intercambio de calor hacia o desde los alrededores por lo que el proceso fue adiabático y la entalpía del aire permaneció constante. Lo que sucedió es una conversión de calor latente en calor sensible. Para poder lograr el

enfriamiento es necesario reducir la entalpía del aire. Una forma para lograr el enfriamiento del aire desde el estado 2 es usar el aire en el estado 1, suponiendo que sea el aire exterior. El intercambio de calor permitirá el enfriamiento del aire del estado 2 al 3. La diferencia entre la entalpía del estado 1 y 3 nos permite establecer el enfriamiento logrado al aire, lo cual podemos expresarla como:

$$Q = m_{air} (h_{12} - h_3) \dots (2.1)$$

donde  $m_{air}$  = flujo másico de aire

$h_{12}$  = entalpía en el estado 1 y 2

$h_3$  = entalpía en el estado 3

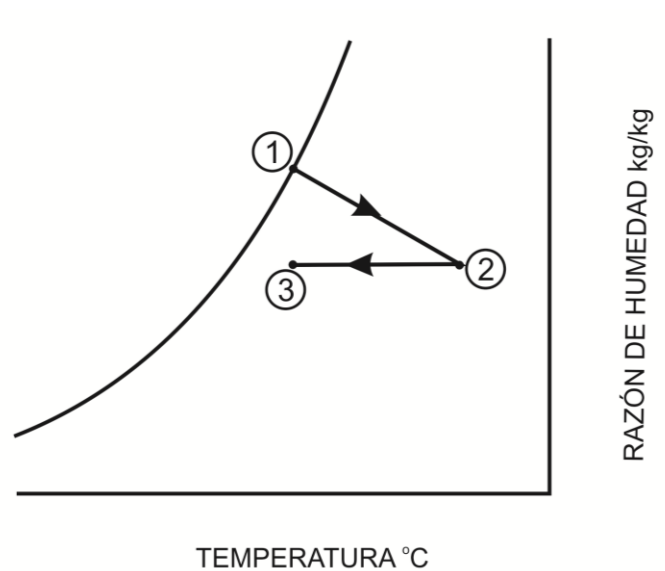


Figura 2.9.- Ciclo básico de deshumidificación y enfriamiento con desecantes

Suponiendo que tenemos un intercambiador 100% efectivo entre el estado 1 y el estado 2, la ecuación (1) la podemos expresar como:

$$Q = m_{abs} h_w \dots (2)$$

donde  $m_{abs}$  = flujo másico de vapor de agua absorbido por el desecante

$h_w$  = entalpía de vaporización del agua

Sin embargo el aire ambiente en la mayoría de los casos no está saturado por lo que es necesario considerar esta situación. Para tener en cuenta la no saturación del aire ambiente tomemos un aire no saturado que está a la condición del estado 1 (ver figura 2.10) de igual forma que en el ciclo anterior el aire es deshumidificado hasta la condición 2. Ahora supongamos que tenemos aire saturado a la condición 4, esto se logra por enfriamiento evaporativo del aire de la condición 1 a la condición 4, e intercambiamos el calor entre el punto 2 y 4 hasta lograr la condición del punto 3. Hay que tener en cuenta que los dispositivos son los mismos del diagrama esquemático de la figura 2.8, lo único que cambia es que el aire del proceso inicial en el punto 1 no está saturado.

Para definir la capacidad de enfriamiento de este proceso tenemos:

$$Q = m_{air} (m_{wabs} + m_{wevap}) (h_{12} - h_3) \dots (2.1)$$

donde  $m_{air}$  = flujo másico de aire

$m_{wabs}$  = flujo másico de agua absorbida por el desecante

$m_{wevap}$  = flujo másico de agua evaporada en el enfriador evaporativo

$h_{12}$  = entalpía en el estado 1 y 2

$h_3$  = entalpía en el estado 3



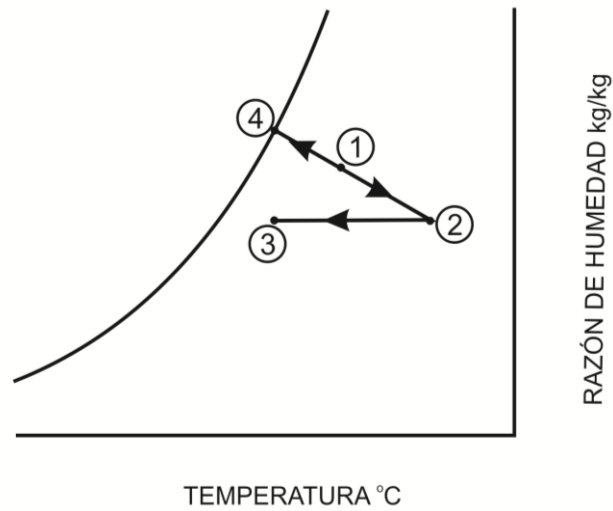


Figura 2.10.- Ciclo de enfriamiento y deshumidificación con desecantes y aire no saturado

### ***2.3.2 El ciclo de ventilación o ciclo Pennington***

Consideremos un sistema básico de enfriamiento con desecantes solidos al cual se le agregan diferentes dispositivos como enfriadores evaporativos, una rueda desecante y un intercambiador rotatorio, con el fin de aumentar la eficiencia. Estos dispositivos se observan en el diagrama esquemático de la figura 2.7. Debido a que el aire del proceso de enfriamiento es totalmente exterior con fines de ventilación para el espacio a acondicionar a este ciclo se le denomina el ciclo de ventilación, el cual fue patentado por Pennington en 1955, razón por la cual también se le conoce como el ciclo Pennington.

El sistema toma aire del ambiente (1) y es enviado al deshumidificador rotativo, que utiliza desecantes sólidos, donde se absorbe la humedad contenida en el aire. La temperatura del

aire aumenta debido a la energía liberada durante el proceso de adsorción. El aire que se introduce al espacio acondicionado se enfría primero sensiblemente en un intercambiador de calor rotativo (2) y luego evaporativamente (3). El aire que sale del cuarto es enfriado evaporativamente (5), entonces pasa a través del intercambiador de calor sensible donde recupera calor de adsorción del aire de suministro (6). Luego se calienta con energía térmica de bajo grado (7) y el aire caliente resultante se usa para regenerar el desecante (8). Podemos calcular la capacidad de enfriamiento y el Coeficiente de Operación (COP) térmico de este ciclo con el auxilio de la carta psicrométrica de la figura 2.8.

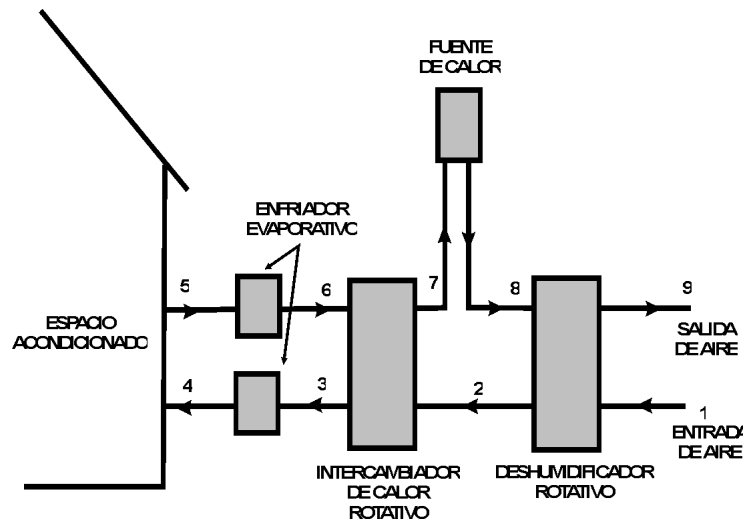


Figura 2.7 Ciclo de enfriamiento de ventilación con desecante sólido

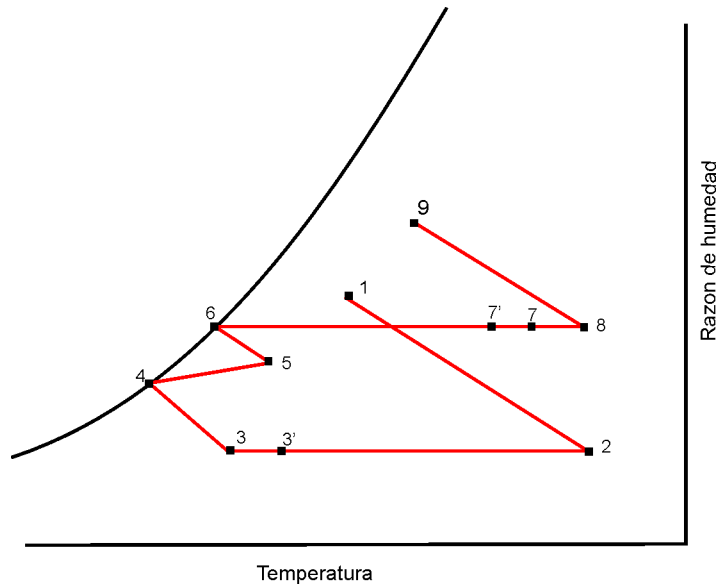


Figura 2.8 Representación del ciclo de ventilación en la carta psicrométrica

La cantidad de enfriamiento proporcionado al edificio está definido por

$$Q_{enf} = m_5 h_5 - m_4 h_4$$

Donde  $m$  es el flujo másico de aire seco.

Si el flujo másico que entra al edificio es igual al que sale,  $m_5 = m_4$ , entonces la ecuación puede reescribirse como:

$$Q_{enf} = m_5 (h_5 - h_4)$$

El COP está definido como:

$$COP_v = \frac{\text{Calor de enfriamiento}}{\text{Calor suministrado}} = \frac{Q_{enf}}{Q_s}$$

El calor suministrado es:

$$Q_s = m_7 (h_8 - h_7)$$

De tal forma que el COP para el sistema de ventilación es:

$$COP_V = \frac{m_5(h_5 - h_4)}{m_7(h_8 - h_7)}$$

De la suposición previa de que  $m_5 = m_4$  y suponiendo que no existen fugas tenemos:  $m_5 = m_7$  y

$$COP_V = \frac{(h_5 - h_4)}{(h_8 - h_7)}$$

Davanagere [3] reporta valores del COP de aproximadamente entre 0.8 a 1.0.

### 2.3.3 El ciclo de recirculación

Otro ciclo que se emplea en sistemas de enfriamiento por desecantes sólidos es una variación del ciclo de ventilación. La diferencia que existe entre ambos es que el aire es recirculado a través del deshumidificador y otros componentes. Y el aire exterior solo se usa para la regeneración, siendo luego liberado. En el modo de ventilación el aire ambiente es secado y calentado por el deshumidificador, enfriado regenerativamente por el aire de descarga, el proceso puede controlarse para que la temperatura y humedad del aire de suministro sea más bajo que el del espacio a enfriar, y esto permite reunir las cargas sensibles y latentes. En el diagrama esquemático de la figura 2.9 el aire de la descarga se enfría primero

evaporativamente para mantener un sumidero de temperatura bajo la transmisión de calor del aire del suministro en el regenerador. El aire es calentado entonces por un suministro de energía que podría ser por medio de un combustible convencional, una fuente solar, o ambos. El paso del aire calentado a través del deshumidificador regenera el desecante y enfría el aire. El diagrama psicrométrico muestra los estados del aire para las condiciones de operación típicas en estos sistemas (ver figura 2.10). Cambio de condiciones de ambiente sobre el curso del día, con cambios resultantes en las cargas sensibles y latentes y en el diagrama psicrométrico. El modo de la recirculación mostrado en figura emplea los mismos componentes que el modo de ventilación. Sin embargo, el aire del cuarto se recircula y sólo se usa aire del ambiente para la regeneración. El aire del cuarto es deshumidificado y calentado por rueda desecante, regeneradoramente enfrió, y entonces evaporativamente enfrió antes de volver a entrar el cuarto. El aire del ambiente se enfría evaporativamente, y entonces es calentado por un suministro de energía. El aire del ambiente calentado atraviesa el deshumidificador y regenera el desecante. Para ambos sistemas, se asumen el regenerador de calor sensible y deshumidificador para ser elementos rotatorios, pero podrían usarse igualmente bien intercambiadores de la transmisión directos y las camas fijas.

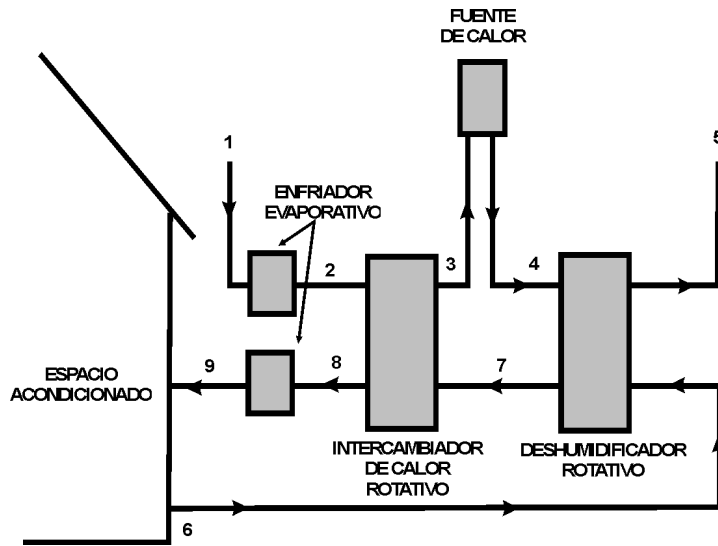


Figura 2.9 Ciclo de recirculación

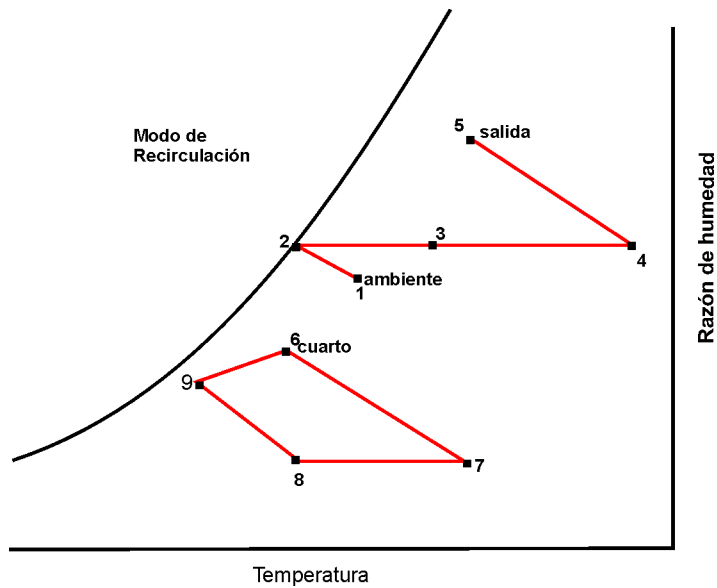
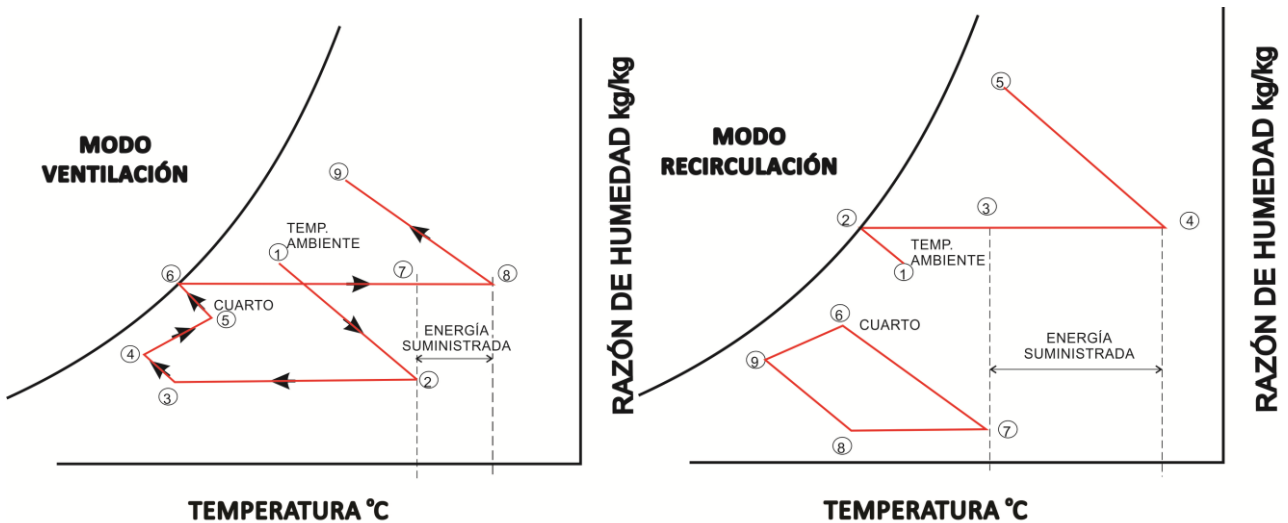


Figura 2.10.- el ciclo de recirculación en la carta psicrométrica

Empleando las mismas consideraciones que para el ciclo de ventilación tenemos que el COP para este ciclo es:

$$COP_R = \frac{m_6(h_6 - h_9)}{m_3(h_4 - h_3)}$$

Según Nelson, J.L. et al. [11], para condiciones donde la temperatura de bulbo húmedo del ambiente es más bajo que la temperatura de bulbo húmedo del cuarto acondicionado, el sistema de enfriamiento con recirculación muestra un COP alto. Esto quiere decir que en localidades donde el clima sea cálido seco el sistema de recirculación tiene un mejor desempeño. Sin embargo, para localidades con clima cálido húmedo el ciclo con un mejor desempeño es el de ventilación. Ver la figura 2.11



2.11.- Comparación del ciclo de ventilación y recirculación en la carta psicrométrica con componentes ideales.

### 2.3.4 Ciclo Dunkle

El ciclo Dunkle combina las ventajas del ciclo de ventilación y el ciclo de recirculación. Este ciclo tiene la ventaja de aprovechar el aire del cuarto que tiene una disponibilidad de enfriamiento, es decir que aún está a una menor temperatura que el aire ambiente, para disminuir la temperatura del aire exterior introducido con el fin de regeneración.

Observemos el diagrama esquemático de este ciclo en la figura 2.12. El ciclo opera al recircular el aire que se introduce al espacio acondicionado y que sale a las condiciones del estado 6, el aire sale del espacio acondicionado más caliente y más húmedo para hacerlo circular por un enfriador adiabático que humidifica el aire hasta cerca del punto de saturación (estado 6). De ahí parte del volumen de aire es enviado para mezclarse con la corriente de aire húmedo y frío que sale de un primer enfriador evaporativo. La otra parte del aire es dirigido a un intercambiador de calor rotatorio saliendo más caliente para llegar al deshumidificador rotatorio en donde aumenta su temperatura y disminuye la razón de humedad (estado 8). A la salida del deshumidificador se envía a otro intercambiador rotativo a efectos de bajar la temperatura ganada en el proceso de adsorción. El aire que sale del segundo intercambiador rotativo en el estado 9 es introducido de nuevo al primer intercambiador para bajar aún más la temperatura del aire ganada en el deshumidificador y en el cuarto. El aire sale en el estado 10 del Intercambiador para ser saturado en el primer enfriador evaporativo hasta el estado 11. En este punto se mezcla con aire del segundo enfriador evaporativo a las condiciones del estado 12 siendo introducido al espacio acondicionado. La regeneración del desecante se hace tomando aire exterior en el estado 1 precalentado hasta el estado 2 aprovechando el calor de adsorción del aire recirculado mediante un segundo intercambiado rotativo. El aire que sale del intercambiador es calentado por una fuente de calor; que puede ser gas, biogas, madera, energía solar o



cualquier otra fuente calorífica de bajo grado, hasta llevarlo a las condiciones del estado 3 listo para regenerar la rueda desecante y salir a una menor temperatura y humedad.

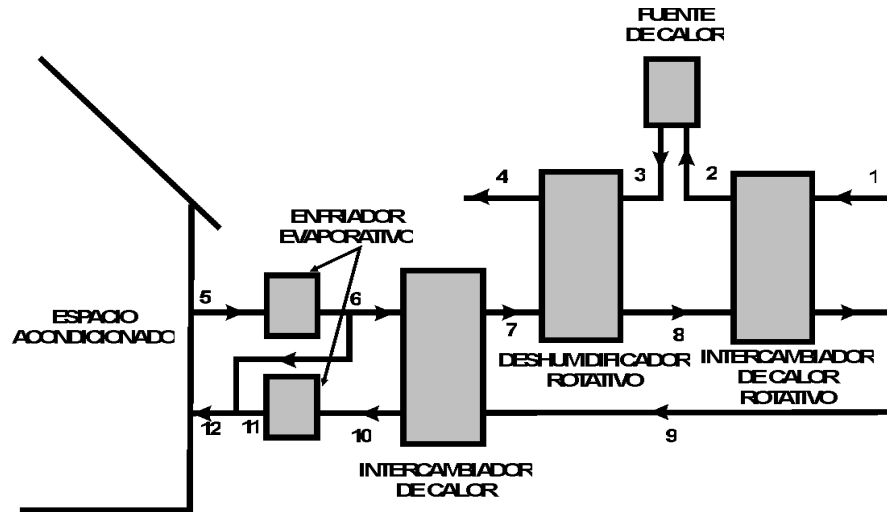


Figura 2.12.- diagrama esquemático del ciclo Dunkle

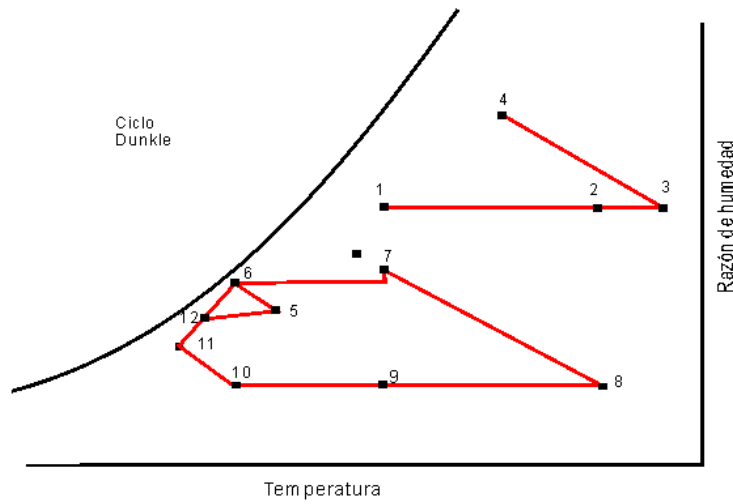


Figura 2.13.- El ciclo Dunkle en la carta psicrométrica (referencia bibliográfica)

El COP para este ciclo es:

$$COP_D = \frac{m_5(h_5 - h_{12})}{m_3(h_3 - h_2)}$$

## 2.4 Ciclo de enfriamiento por desecantes Líquidos

Un sistema de enfriamiento con desecantes líquidos debe proveer una adecuada deshumidificación y enfriamiento del aire que será suministrado a un edificio. Así de igual manera que los sistemas con desecantes sólidos, en los sistemas con desecantes líquidos existen diversas configuraciones. Entre los más usados están los sistemas con ventilación y los de recirculación.

En los de ventilación, el aire exterior es deshumidificado y enfriado, y enviado al cuarto en el cual recoge calor latente y sensible siendo después desechado. En los de recirculación se recircula el aire del cuarto total o parcialmente a efectos de aprovechar la relativa baja temperatura de este aire.

El primer sistema con desecantes líquidos fue sugerido en 1955 por Lof [7] (fig. 2.14), él propuso un sistema de enfriamiento con desecantes líquidos con un regenerador que empleaba aire calentado con energía solar. Este sistema empleó trietilen glicol, como desecante, diluido en agua. Esta solución es rociada en el absorbedor donde recoge la humedad del aire del edificio. La solución es bombeada a un intercambiador de calor sensible y a continuación hacia una columna de regeneración donde se rocía sobre un flujo de aire calentado por energía solar. El aire a alta temperatura remueve al agua del glicol el

cual regresa por el intercambiador y de nuevo al absorbedor. El intercambiador de calor se emplea para recuperar el calor sensible y maximizar la temperatura en el regenerador y minimizando la temperatura en el absorbedor. Los eliminadores remueven el glicol pulverizado de la corriente de aire.

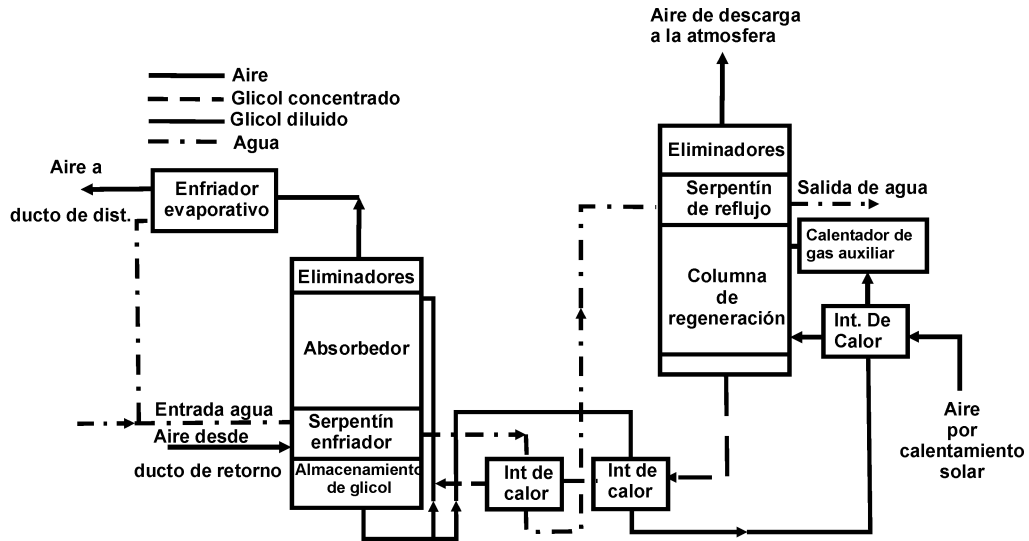


figura 2.14 sistema de enfriamiento por desecantes propuesto por Löff en 1955 [7].

Baum [7] propone el sistema que se presenta en la figura 2.15. Este consiste de un regenerador/colector solar abierto, presentado por primera vez en los sistemas por absorción con desecantes.

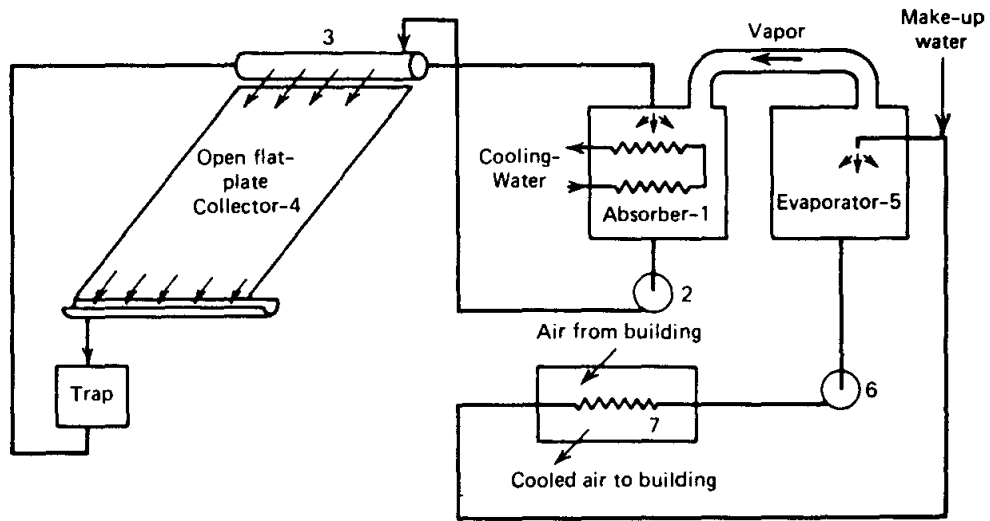


figura 2.15 sistema de enfriamiento de ciclo abierto por absorción propuesto por BAUM en 1973 [7].

## 2.5 Procesos de un sistema de enfriamiento con desecantes líquidos.

En la figura 2.16 se muestra el concepto básico de aire acondicionado con desecantes líquidos. En la trayectoria 1-2-3-4 se usa un desecante líquido para bajar la humedad de una corriente de aire, la cual es enfriada sensiblemente y adiabáticamente lográndose el acondicionamiento del aire. En la trayectoria 1-3-4 se usa un desecante en un proceso casi isotérmico y luego un enfriamiento adiabático.

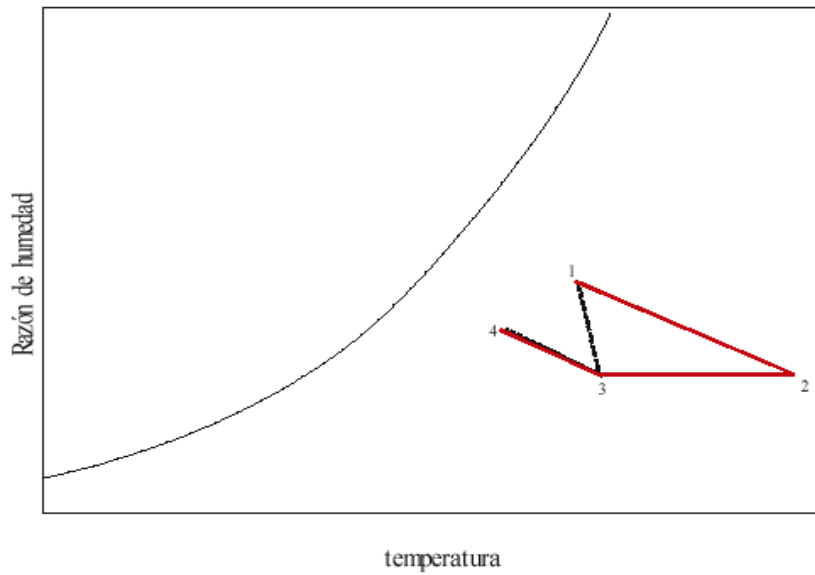


Fig. 2.16 Representación en el diagrama psicrométrico

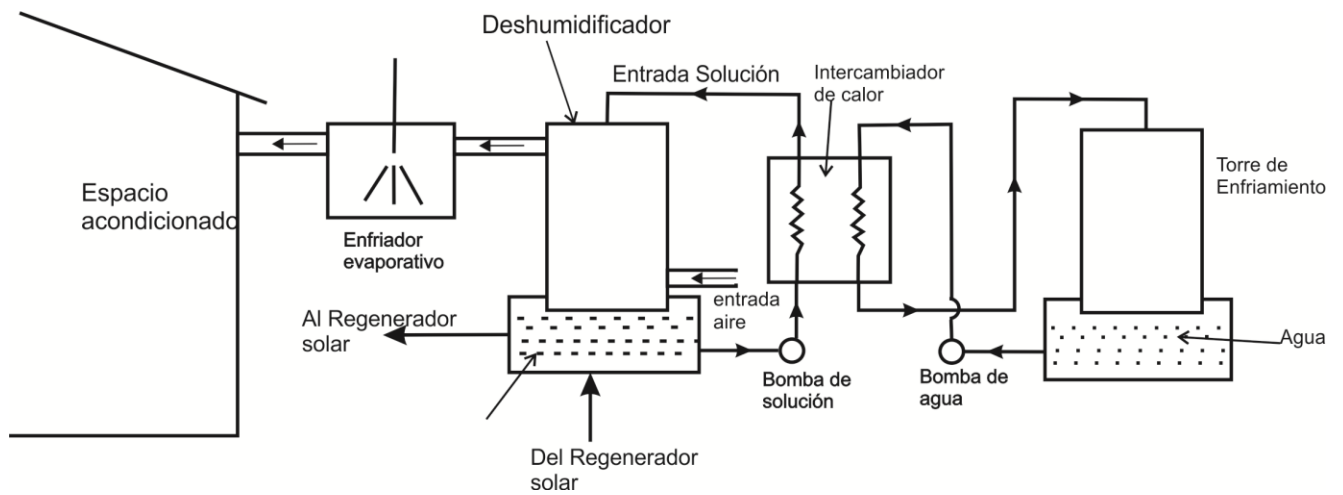


Fig. 2.16 Diagrama esquemático del ciclo típico de enfriamiento con desecantes líquidos.

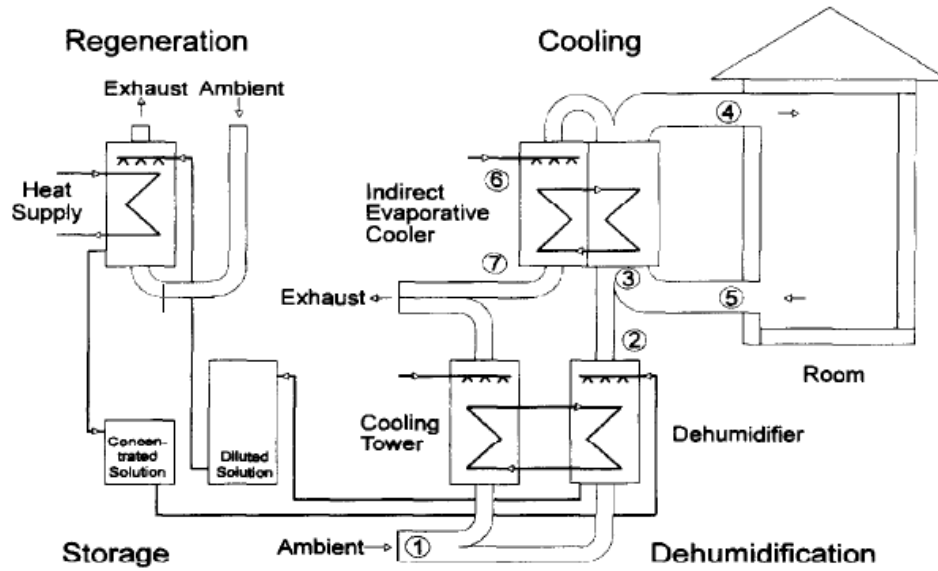


Fig.2.17 Sistema de enfriamiento de ciclo abierto con almacenamiento de líquido desecante

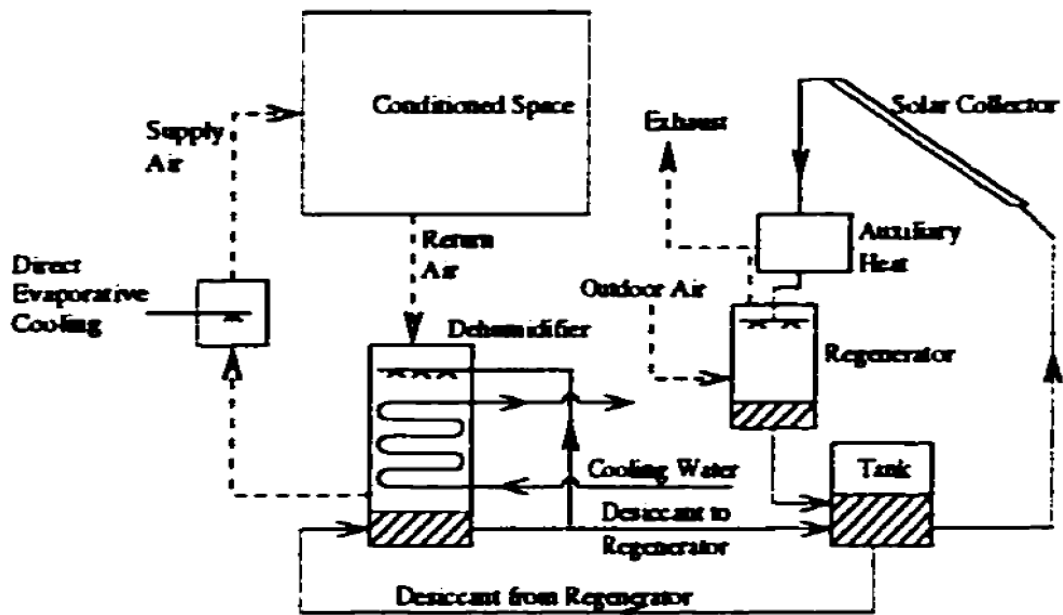


Fig.2.18 sistema de enfriamiento de ciclo abierto con líquidos desecantes

## CAPÍTULO TRES

### Diseño de una instalación de enfriamiento por desecantes

#### 3.1 Descripción del Sistema

El sistema de enfriamiento con desecantes líquidos es apoyado por un deshumidificador o absorbedor, un enfriador evaporativo, una torre de enfriamiento y un colector/regenerador con energía térmica solar. Este sistema promete bajos requerimientos de potencia y acepta energía térmica a un nivel de temperatura de 60 °C o menos. En la figura 3.1 se muestra el diagrama PTX del Ciclo. En la figura 3.2 se muestra el diagrama esquemático del sistema.

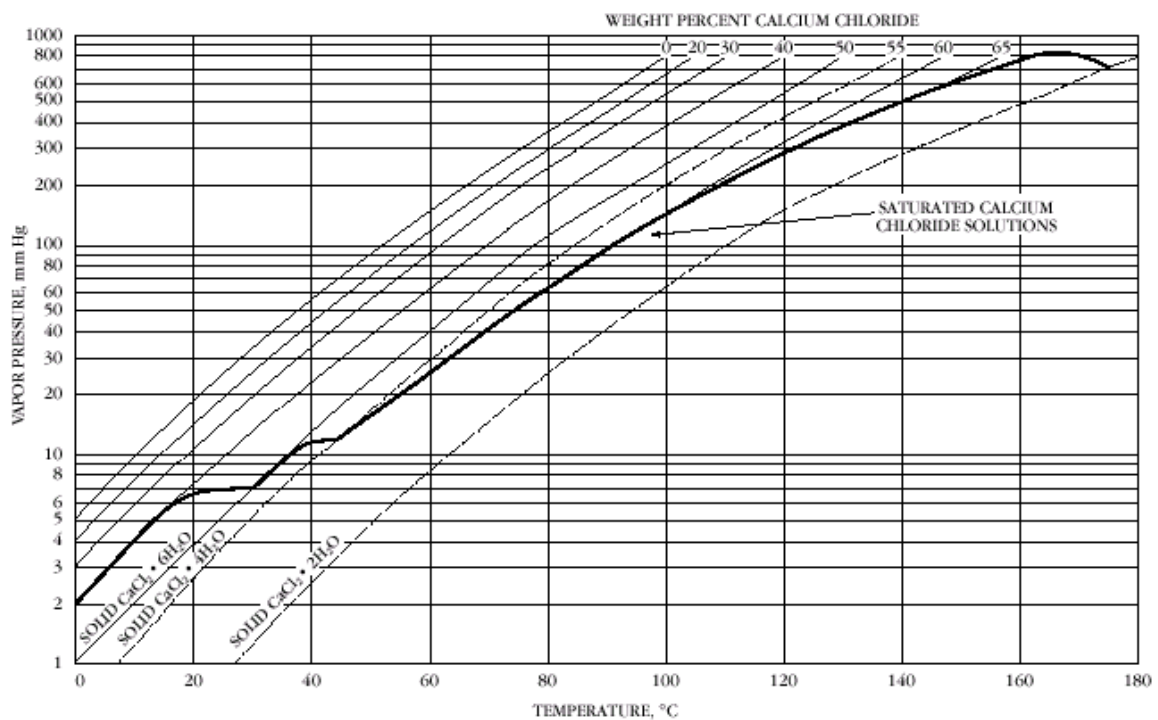


Fig 3.1 Diagrama P-T- x del ciclo

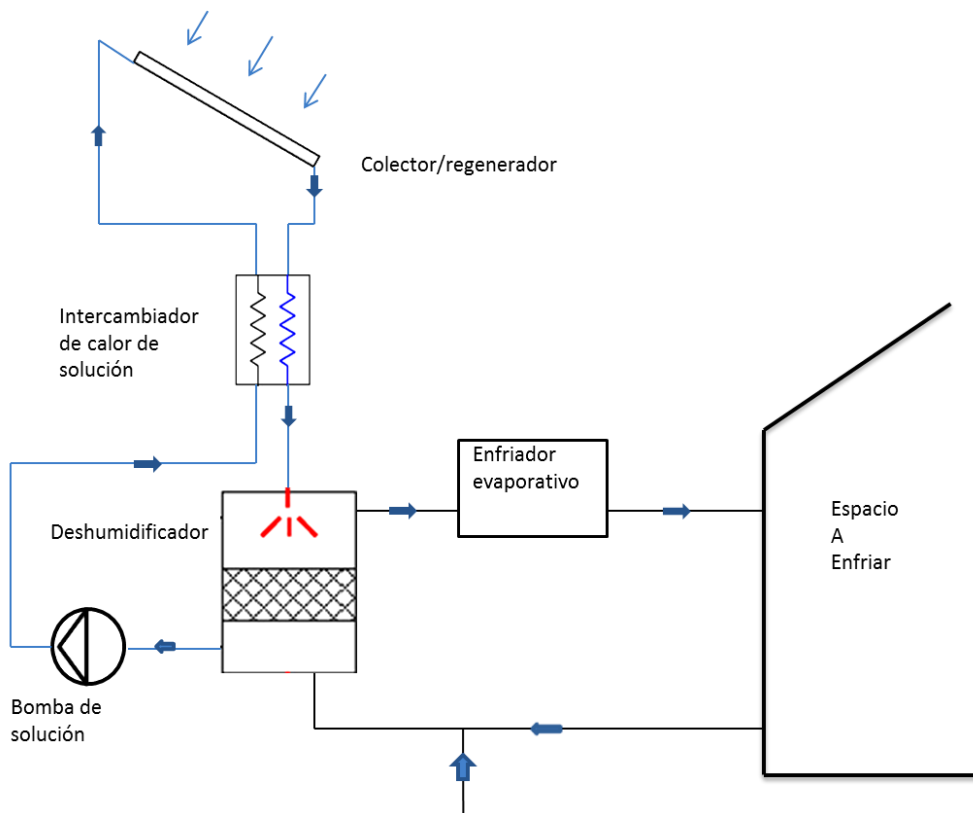


figura 3.1 Ciclo de enfriamiento con desecantes propuesto.

El sistema de enfriamiento por desecantes líquidos tiene tres circuitos: el de aire que extrae el calor y humedad del espacio, el circuito del desecante y el de agua de enfriamiento (que no se muestra en la figura 3.1). El sistema opera con una mezcla de aire exterior y aire de retorno que proviene del espacio a enfriar. Esta mezcla es puesta en contacto con una solución desecante líquida de cloruro de calcio en el deshumidificador tipo torre empacada. Del deshumidificador el aire sale seco y más caliente, luego de perder humedad y calentarse con el calor de absorción, es enviada a un enfriador evaporativo para bajar su temperatura. El aire es introducido al espacio a enfriar en donde se calienta y humedece y se repite el proceso. El circuito desecante tiene inicio al llegar la solución fuerte al deshumidificador donde esta solución absorbe humedad del aire de mezcla. Al salir del deshumidificador la solución es diluida y más caliente y se envía a un intercambiador de solución. Del intercambiador de calor sale la solución más caliente conduciéndose al colector/regenerador solar. En el colector/regenerador la solución se hace descender en forma de película calentándose y al mismo tiempo se pone en contacto con el aire atmosférico perdiendo el desecante parte del vapor de agua y aumentando, con esto, su concentración.



Un ciclo de recirculación no adiabático se muestra en la figura 4. El punto de estado 1 esta a las condiciones del cuarto y es deshumidificado no adiabáticamente a las condiciones del punto 3. El calor de sorción es removido por el enfriamiento de la solución desecante con un intercambiador de calor que usa un medio de enfriamiento a la temperatura de este medio, en este caso es la temperatura de bulbo húmedo del aire ambiente que entra a la torre de enfriamiento. El punto 3 es determinado por la temperatura del medio de enfriamiento y por la presión de vapor de agua a la que se encuentra la solución a la entrada del deshumidificador. El aire seco que sale del deshumidificador se enfría y humidifica adiabáticamente hasta el punto 5.

Para la regeneración de la solución débil se pasa por un intercambiador de calor que recupera el calor que trae la solución regenerada, de ahí se envía a un colector/regenerador solar. Este dispositivo consiste en una superficie plana abierta en la que fluye una película delgada de la solución desecante débil siendo calentada directamente entre 45 a 60° C por la radiación solar, esto ocasiona la evaporación del agua incrementándose la concentración de la solución.

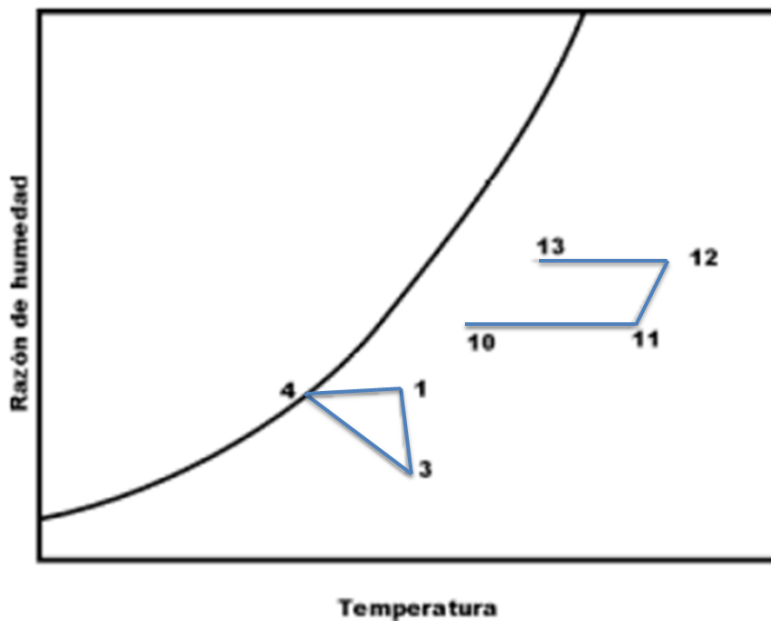


Figura 3.2 Diagrama psicrométrico del ciclo propuesto

Los componentes del sistema de enfriamiento por desecantes líquidos se describen a continuación.

### 3.2 El deshumidificador

La deshumidificación del aire con desecantes líquidos ocurre cuando la presión de vapor de la superficie del desecante es inferior a la del aire ambiente. En la figura 3.3 se observa que cuando la presión del vapor de agua en la superficie del desecante es más baja que en el aire entonces el desecante absorbe vapor de agua del aire. Mientras ocurre esta absorción de vapor de agua la presión de vapor en el desecante se incrementa hasta experimentar el equilibrio con el aire. Es decir las presiones de vapor de agua son iguales en el desecante como en el aire.

El deshumidificador es uno de los dispositivos más importantes de los sistemas de enfriamiento con desecantes líquidos y los podemos clasificar en cuatro diferentes tipos: Torre de rociado, tanque aereado, placa de burbujeo (bubble plate o sieve plate absorbers) y torres empacadas (packed towers).

Deshumidificador tipo **torre de rociado**. *Este deshumidificador* esta formada por una torre pequeña con boquillas en la parte superior desde donde el desecante es introducido formandose una cortina pulverizada del desecante que se pone en contacto con el aire dentro de la torre. Este tipo es adecuada para aplicaciones en el cual solo se requiere de un pequeño cambio en la composición del líquido o gas. Debido al problema de transporte, la operación a contra corriente no puede lograrse exitosamente en este tipo de regeneradores.

Deshumidificador de **tanque aereado**, en el se hace fluir aire en forma de burbujas des la parte inferior de un tanque con solución desecante y debido a que hay una pequeña turbulencia de mezcla dentro de las burbujas que se elevan por la solución,

la resistencia a la transferencia en la fase de gas puede ser muy grande. Por lo que puede ser adecuado solo para gases relativamente insolubles.

Deshumidificadores de placa de burbujeo y placa tamiz son el caso intermedio entre un deshumidificador de rociado y el de tanque aereado y , han recibido una amplia aplicación, en las industrias química y petrolera, para la absorción de gases solubles. El tamaño de estos dispositivos pueden ser muy grandes (aplicación residencial) y pueden requerir potencia adicional para el ventilador.

Deshumidificadores de torres empacadas, son las más usadas por su eficiencia en la deshumidificación en ellas la solución líquida es pulverizada en la parte superior sobre la superficie del empacado fluyendo en películas delgadas o corrientes individuales, estos deshumidificadores proveen una gran superficie interfacial para la transferencia de masa. El gas puede fluir hacia abajo, paralelo al líquido o fluir hacia arriba realizandose una operación a contra flujo. Donde ambas fases líquido y gas son bien agitadas.

Los deshumidificadores de torre empacada son los adecuados para el sistema propuesto. A continuación se presenta las ecuaciones para los deshumidificadores de torre empacada.

Las suposiciones adicionales a las empleadas por Treybal[20] son:

- solo se transfiere agua entre el aire y la solución desecante;
- el área interfacial es la misma para la transferencia de calor y masa, e igual al área total del empaquetamiento;
- el calor de mezclado es despreciable en comparación con el calor latente de condensación y por último,

- la transferencia de calor en la fase líquida se desprecia resultando en una diferente temperatura interfacial de aquella que tiene el líquido o el gas

En la figura 3.4 se presenta una vista de una torre empacada. Las ecuaciones gobernantes se obtienen dividiendo la altura del empaquetamiento en pequeños segmentos diferenciales  $dz$ . Se resuelven para cada segmento balances de masa y energía desde la parte inferior hasta la parte superior de la torre. Un balance de masa sobre el elemento diferencial nos conduce a

$$L + dL + G(1 + Y) = L + G(1 + Y + dY) \quad (3.1)$$

Ahora simplificamos la ecuación 3.1 tomando el cambio en el flujo de líquido como una función del cambio de la razón de humedad del aire en el segmento

$$dL = GdY \quad (3.2)$$

En la interfase, tomando como positivo del gas al líquido, el flujo de masa de vapor de agua es

$$N_V M_W a_t dZ = F_G M_W a_t dZ \ln \left( \frac{1 - y_i}{1 - y} \right) = -GdY \quad (3.3)$$

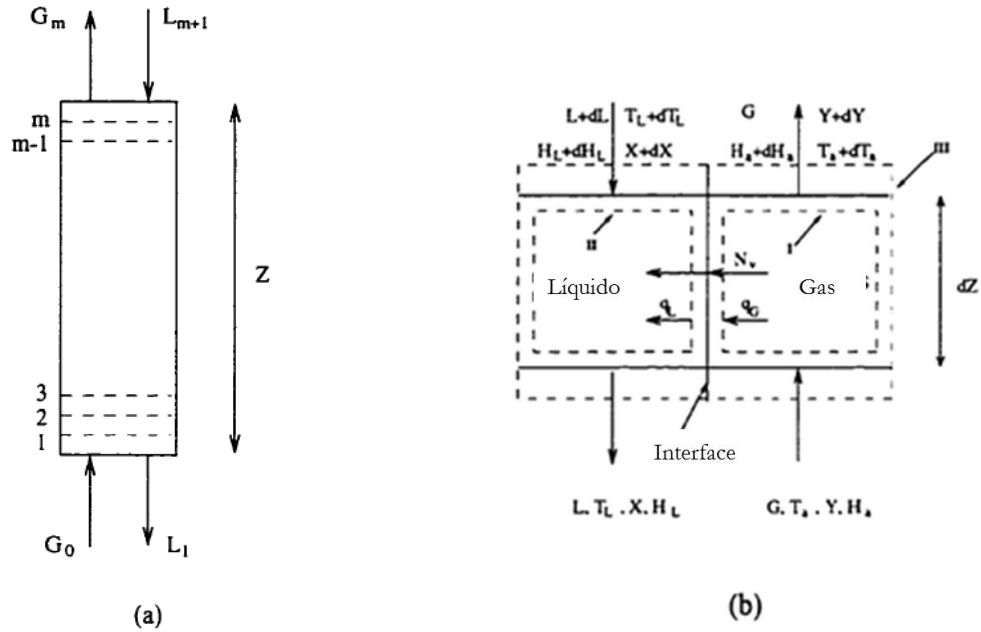


Figure 3.4 Regenerador tipo torre empacada a) la torre completa; (b) un elemento diferencial. La ecuación 3 da el cambio en la humedad del aire a través del segmento como:

$$\frac{dY}{dZ} = -\frac{M_w F_G a_t}{G} \ln\left(\frac{1 - y_i}{1 - y}\right) \quad (3.4)$$

Aquí la concentración interfacial en la fase gaseosa está dada por

$$y_i = 1 - (1 - y) \left(\frac{x}{x_i}\right)^{\frac{F_L}{F_G}} \quad (3.5)$$

Datos de equilibrio vapor-líquido para el sistema agua trietilen glicol fueron usados junto con la ecuación 3.5 para resolverlo para las concentraciones interfaciales de las fases de líquido y gas.

Haciendo un balance de energía en la fase gaseosa obtenemos el gradiente de temperatura del aire (volumen de control I, Figure 3.1 (b)).

$$G H_a = G(H_a + dH_a) + N_v M_w a_t dZ H_v + q_G a_t dZ \quad (3.6)$$

Aquí  $H_v$  es la entalpía específica del vapor de agua

$$H_V = c_{p,v} (T_a - T_0) + \lambda_0 \quad (3.7)$$

El flujo de transferencia de calor puede escribirse como

$$q_G a_t dZ = h'_G a_t (T_a - T_i) dZ \quad (3.8)$$

Donde  $h'_G a_t$  es el coeficiente de transferencia de calor corregido para una transferencia simultanea de calor y masa como sigue:

$$h'_G a_t = \frac{-Gc_{p,v} \frac{dY}{dZ}}{1 - \exp\left(\frac{Gc_{p,v} \frac{dY}{dZ}}{h_G a_t}\right)} \quad (3.9)$$

La entalpía específica del aire húmedo es

$$H_a = c_{p,a} (T_a - T_0) + Y[c_{p,v} (T_a - T_0) + \lambda_0] \quad (3.10)$$

Donde esta entalpía es una función de la temperatura del aire y la humedad (i.e.,  $H_a = H_a(T_a, Y)$ ), el cambio diferencial en la entalpía del aire es encontrado derivando parcialmente  $H_a$ :

$$dH_a = \frac{\partial H_a}{\partial T_a} dT_a + \frac{\partial H_a}{\partial Y} dY \quad (3.11)$$

Tal que

$$dH_a = (c_{p,a} + Yc_{p,v})dT_a + [c_{p,v}(T_a - T_0) + \lambda_0]dY \quad (3.12)$$

Aplicando las ecuaciones (7) a la (12) a la ecuación (6), y reconociendo que  $T_i = T_L$  donde se desprecia la resistencia a la transferencia de calor en fase líquida, dando el gradiente de temperatura del aire a través del segmento :

$$\frac{dT_a}{dZ} = \frac{-h'_G a_t (T_a - T_L)}{G(c_{p,a} + Yc_{p,v})} \quad (3.13)$$

Un balance de energía sobre la totalidad del segmento nos da el cambio en la temperatura del desecante

$$GH_a + (L + dL)(H_L + dH_L) = G(H_a + dH_a) + LH_L \quad (3.14)$$

Simplificando la ecuación 3.14 y despreciando  $dLdH_L$  da

$$LdH_L + dLH_L = GdH_a \quad (3.15)$$

Despreciando el calor de mezclado, la entalpía del desecante está dada por la siguiente ecuación:

$$H_L = C_{p,L}(T_L - T_0) \quad (3.16)$$

Suponiendo un calor específico constante para el desecante tenemos

$$dH_L = C_{p,L}dT_L \quad (3.17)$$

Combinando las ecuaciones (3.2), (3.12), (3.15), (3.16) y(3.17) nos da el cambio en la temperatura del desecante a través del segmento

$$\frac{dT_L}{dZ} = \frac{G}{c_{p,L}L} \left\{ (c_{p,a} + Yc_{p,v}) \frac{dT_a}{dZ} + [c_{p,v}(T_a - T_0) - c_{p,L}(T_L - T_0) + \lambda_0] \frac{dY}{dZ} \right\} \quad (3.18)$$

Un balance de masa en el segmento (volumen de control III) nos da el cambio de la concentración en ese segmento.

$$(1 - [X + dX])(L + dL) + GY = (1 - X)L + G(Y + dY) \quad (3.19)$$

Simplificando la ecuación (3.19) y aplicando la ecuación (3.2) obtenemos el cambio de la concentración del desecante como

$$\frac{dX}{dZ} = -\frac{G}{L} X \frac{dY}{dZ} \quad (3.20)$$

Correlaciones empíricas obtenidas por Onda et al. Fueron usadas para los coeficientes de transferencia de calor y masa para las fases de gas y líquido (ecuaciones (3.21), (3.22), y (3.23) ).

$$k_L = 0.005 \left( \frac{\mu_L g}{\rho_L} \right)^{1/3} \left( \frac{L}{a_w \mu_L} \right)^{2/3} \left( \frac{\rho_L D_L}{\mu_L} \right)^{1/2} (a_t d_p)^{0.4} \quad (3.21)$$

$$\frac{a_w}{a_t} = 1 - \exp \left[ -1.45 \left( \frac{\gamma_c}{\gamma_L} \right)^{0.75} \left( \frac{L}{a_t \mu_L} \right)^{0.1} \left( \frac{L^2 a_t}{\rho_L^2 g} \right)^{-0.05} \left( \frac{L^2}{\rho_L \gamma_L a_t} \right)^{0.2} \right] \quad (3.22)$$

$$k_G = 5.23 \left( \frac{a_t D_G}{RT_a} \right) \left( \frac{G}{a_t \mu_g} \right)^{0.7} \left( \frac{\mu_G}{\rho_g D_G} \right)^{1/3} (a_t d_p)^{-2.0} \quad (3.23)$$

Los coeficientes de transferencia de masa tipo  $k$  pueden ser convertidos a coeficientes tipo  $F$  mediante las siguientes expresiones (ecuaciones (24) y (25))

$$F_L = \frac{K_L \rho_L}{M_L} \quad (3.24)$$

$$F_G = K_G P \quad (3.25)$$



El coeficiente de transferencia de calor en fase de gas se encuentra aplicando la analogía entre la transferencia de calor y de masa (ecuación (26)):

$$j_h = \frac{h_G}{C_{p,a} G} \text{Pr}^{\frac{2}{3}} = j_m = \frac{F_G M_a}{G} Sc^{\frac{2}{3}} \quad (3.26)$$

Entonces:

$$h_G = F_G M_a C_{p,a} \frac{Sc^{\frac{2}{3}}}{\text{Pr}^{\frac{2}{3}}} \quad (3.27)$$

Como las ecuaciones diferenciales no pueden ser resueltas analíticamente, podemos emplear un método de solución numérica dividiendo la altura de la torre en segmentos e integrando estos segmentos. Estos cálculos se llevaron a cabo tomando como punto inicial la parte inferior del empaquetamiento de la torre, donde entra el aire y sale el desecante. Lo cual requiere que una de las condiciones de salida de la torre sea supuesta al inicio de la integración

Metodología para resolver el modelo de diferencias finitas son:

- 1) Calcular el flujo de masa de la solución
- 2) Suponer una temperatura de salida de la solución
- 3) Suponer la concentración de salida de la solución
- 4) Repetir lo siguiente para cada nodo
  - a. -Calcular la entalpía del aire y de la solución
  - b. -calcular la entalpia del vapor de agua
  - c. -calcular la transferencia de masa
  - d. -calcular el cambio de flujo masico de la solución
  - e. -calcular el cambio en la entalpía de la solución
  - f. Calcular el cambio en la entalpía del aire
  - g. -calcular el cambio en la concentración de la solución
  - h. - usar las relaciones conocidas para calcular las temperaturas del aire y la solución
- 5) Iterar hasta que las condiciones de entrada calculada de la solución igualen las condiciones conocidas

### **3.3 Análisis térmico y diseño de regeneradores solares**

#### **3.3.1 Introducción**

Otro elemento importante en los sistemas de enfriamiento por desecantes líquidos lo es el regenerador. Para poder reusar el desecante es necesario regenerarlo, es decir, quitarle la humedad. Se logra la regeneración del desecante calentándolo para que incremente su presión de vapor, seguida por el contacto con una corriente de aire que tiene una presión de vapor de agua más baja que la de la solución desecante. Teniendo las condiciones anteriores el vapor de agua de la solución desecante que esta a una mayor presión de vapor fluye hacia el aire donde hay una presión de vapor menor.

Estos dispositivos de transferencia de masa permiten concentrar las soluciones acuosas como por ejemplo el cloruro de litio, el bromuro de litio y el cloruro de calcio, entre otras. Existen diferentes tipos de regeneradores y entre los más usados están: el de torre empacada, el de tipo destilador y el colector/regenerador plano que puede ser con cubierta o sin cubierta. .

Los investigadores rusos Kakabaev y Khandurdyev[2], a finales de los años 60 plantean el uso de una unidad de refrigeración por absorción de ciclo abierto con un colector/regenerador solar abierto que puede emplear soluciones acuosas de cloruro de litio o bromuro de litio. Hollands[] propone un regenerador solar tipo destilador, sin embargo las eficiencias mostradas son muy bajas. Años después Collier [3] también hace estudios de un ciclo abierto para un sistema de refrigeración por absorción utilizando un colector/regenerador solar. Mullick and Gupta [4] propusieron un regenerador solar tipo colector donde se hace fluir aire por el espacio entre la cubierta y la superficie de la placa absorbidora por la acción del termosifón. Comparada con el destilador de Hollands este sistema logra eficiencias de (30-40%) operando a baja

irradiación donde el fluido fluye como una película delgada sobre su superficie. En la década de los 80s Peng y Howell [7], Johannsen y Grossman [6, 9] obtienen modelos matemáticos para evaluar colectores/regeneradores solares, el primero sin cubierta y los segundos utilizando una cubierta de vidrio para disminuir la contaminación de la solución. En el colector/regenerador usado por Peng and Howell [7] el modelo teórico muestra que este tipo de regenerador requiere una longitud más corta debido a un coeficiente de transferencia de calor más alta como consecuencia de una circulación de aire y a pérdidas pequeñas de calor.

Ya más recientemente Un regenerador solar tipo colector parcialmente abierto fue estudiado por Gandhidasan y Al-Farayedhi [12]. En esta configuración, la parte superior del colector es cubierta con un cristal y el desecante es calentado sin que ocurra la evaporación.

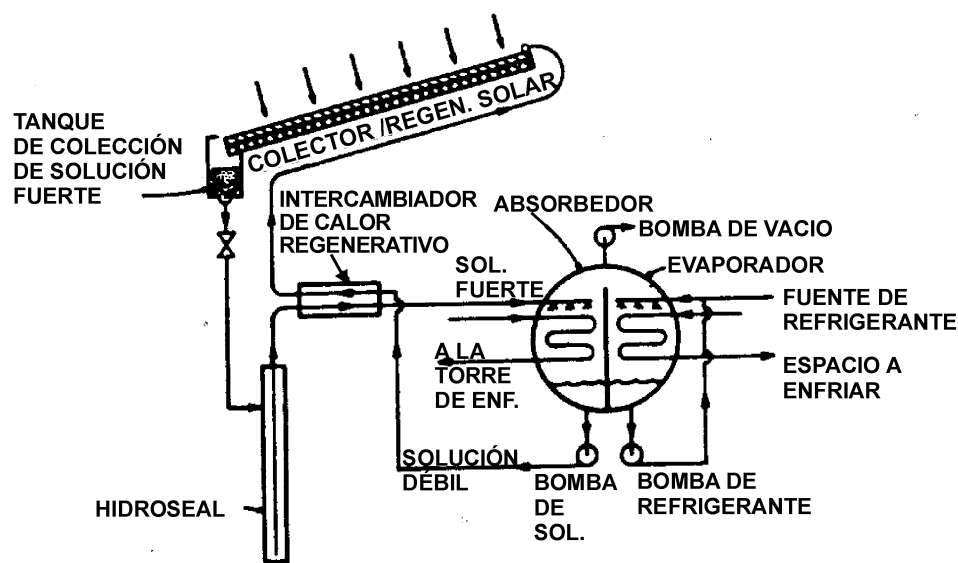


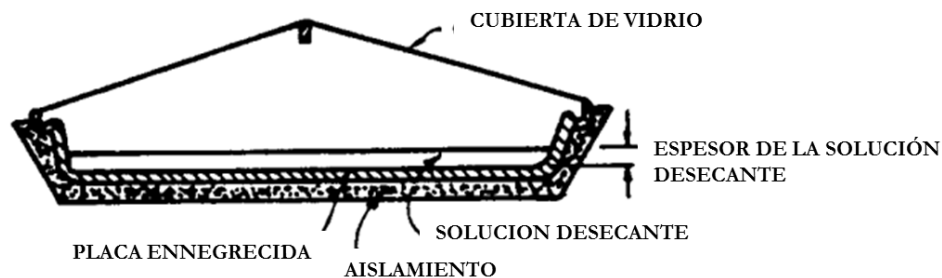
figura 2 Sistema de absorción de ciclo abierto propuesto por Kakavaev en 1967

La importancia del regenerador es crucial para un buen desempeño del sistema de enfriamiento por eso le dedicamos un apartado para analizar el regenerador tipo colector solar que se seleccionó, básicamente con el objetivo de aprovechar la energía solar, que para este tipo de sistemas esta en fase con las necesidades de enfriamiento.

El regenerador abierto de película descendente o también llamado regenerador/colector fue primero propuesto por Kakabaev et al. [13], and Collier [16], quienes usaron suposiciones simplificadas para obtener soluciones aproximadas para la regeneración de soluciones de LiCl – H<sub>2</sub>O.

### 3.3.2 Regenerador solar tipo destilador

Un estudio teórico experimental de la regeneración solar de una solución desecante de cloruro de litio fue conducido por Hollands [19]. Él usó un destilador solar para regenerar la solución. El equipo consistió de una bandeja ennegrecida y una cubierta de vidrio y canales para el condensado a lo largo de cada lado del destilador. En esta configuración el agua se evapora de la solución y se condensa en la cubierta de vidrio y es removida a través de los canales. El análisis muestra que la solución de cloruro de litio puede ser regenerada con una eficiencia del 5 al 20%.



### 3.5 regenerador tipo destilador propuesto por Holland[19]

Colector/ regenerador

Debido que la regeneración de soluciones diluidas de desecantes requiere calor de baja temperatura es posible usar colectores solares planos para suministrar este calor. Aun

mas es posible usar el mismo colector como un regenerador si hacemos que el desecante fluya sobre la superficie de la placa absorbadora del colector. Como se calienta el desecante, el agua evapora en el excedente que fluye del aire la película desecante que cae. La eficacia de este proceso de regeneración se define como la energía requerida para evaporar el agua del desecante dividido entre la radiación solar incidente en el colector solar.

Se han presentado en la literatura diferentes variantes de este tipo de regenerador entre los que podemos distinguir el regenerador abierto o sin cubierta, el regenerador cerrado o con cubierta y el regenerador parcialmente abierto

### **3.3.3 Colector/regenerador solar con cubierta**

Descripción del regenerador

El regenerador del tipo cerrado es un dispositivo de transferencia de calor y masa. La función del regenerador es elevar la temperatura de la solución desecante débil aumentando la presión del vapor de agua en la solución para eliminar éste al migrar al aire ambiente. Se muestra en la Fig. 1, el diagrama esquemático del regenerador tipo cerrado. El regenerador emplea una superficie plana inclinada ennegrecida sobre la cual la solución desecante débil fluye como una película delgada y será reconcentrada. La parte inferior del regenerador se aísla bien, y las pérdidas se desprecian. Para reducir las pérdidas de la parte superior y eliminar la contaminación del desecante con el polvo, el regenerador se cubre por un vidrio sencillo que deja un espacio de aproximadamente 5 cm. Debido a la absorción de energía solar por la placa, el vapor de agua que se evapora de la superficie líquida se eleva a la cubierta de vidrio por convección dónde se condensa en la parte inferior de la cubierta de vidrio. El condensado fluye a lo largo de la superficie inferior del vidrio por gravedad hacia el recipiente de condensados, y el desecante que deja el regenerador se concentra. Las condiciones que opera el regenerador son tales que la superficie de la cubierta de vidrio está a una temperatura

más baja que la temperatura de saturación de la mezcla de vapor-aire que corresponde a su presión de vapor, con el resultado que el vapor de agua se condensa en la superficie de vidrio. Para el presente análisis, se selecciona la solución de cloruro de calcio es escogida como desecante.

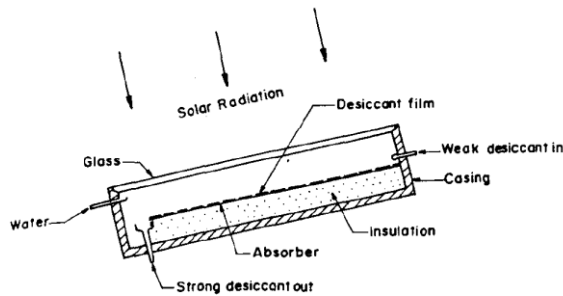
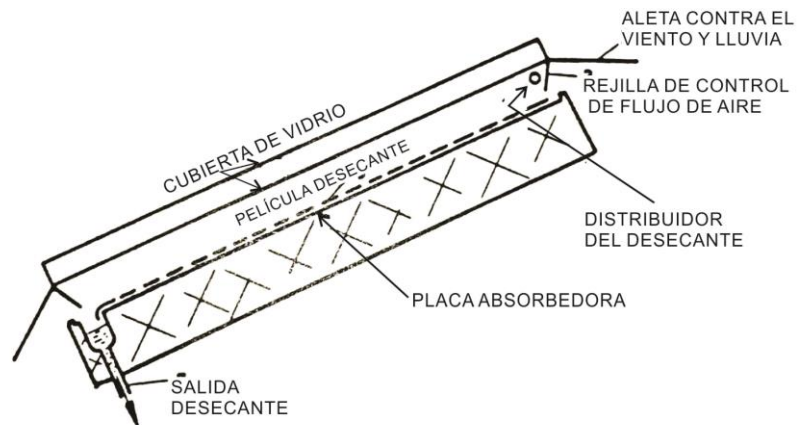


Fig. 1 Schematic of closed-type solar regenerator



### 3.6 diagrama esquemático del colector/regenerador con cubierta propuesto por Johannsen

La evaporación inicia cuando el líquido desecante entra a la parte descubierta del regenerador. Un análisis teórico revela que como la sección que esta cubierta fue aumentada, se incrementa la eficiencia comparada con un regenerador completamente descubierta bajo las mismas condiciones.

Se encontró un valor óptimo entre el área cubierta y la descubierta en el regenerador. Este valor disminuye conforme la insolación se incrementa. Para climas cálidos y secos la cubierta hace que decrezca la eficiencia, también se encontró que para temperaturas ambiente de 40 °C el colector trabaja bien sin la cubierta. Para temperaturas bajas (25-30°C) la cubierta mejora la eficiencia de regeneración. Por último, la eficiencia del

espacio entre la superficie del regenerador y la cubierta fue investigado por Ji and Wood [37], y Thornbloom y Nimmo [90]. Ambos estudios muestran que existe una altura óptima del espacio de separación.

### 3.3.4 Balance de energía en un colector/regenerador plano sin cubierta

Un balance de energía para un elemento diferencial de la superficie del regenerador con una longitud de flujo  $dy$  y un ancho de una unidad, como se muestra en la figura 1, para condiciones de estado estable se escribe como

$$I\alpha dy - U(T - T_{am})dy - M_s C_p dt - \lambda dM_w = 0 \quad (1)$$

El balance de masa para el mismo elemento puede escribirse como

$$dM_w = K_p(p - p_{AM})dy \quad (2)$$

$$X = \frac{M_A}{M_s - M_w} \quad (3)$$

Podemos expresar una relación entre la temperatura, presión y concentración para la solución de cloruro de calcio

$$p = aT + \frac{b}{X} + c \quad (4)$$

Los valores de  $a$ ,  $b$  y  $c$  son respectivamente

Suponemos que los valores de  $K_p$ , el coeficiente de transferencia de calor  $U$  y el calor latente de vaporización  $\lambda$  son constantes dentro del rango de temperaturas y concentraciones consideradas.  $M_w$  ha sido considerado que es muy pequeño comparado con  $M_s$ . Substituyendo de las ecuaciones (2), (3) y (4) en la ecuación (1) no da

$$\frac{d^2 M_w}{dy^2} + \frac{A_1}{M_s} \frac{dM_w}{dy} + \frac{A_2}{M_s^2} M_w - \frac{A^3}{M_s} = 0 \quad (5)$$

donde

$$A_1 = \frac{K_p b}{X_1} + \frac{K_p a \lambda}{C_p} + \frac{A_3}{M_s}$$

$$A_1 = \frac{K_P U b}{X_1 C_P}$$

$$A_3 = \frac{K_P}{C_P} a(I\alpha + UT_{AM}) + U \left( \frac{b}{X_1} + c - p_{AM} \right)$$

$$X_1 = \frac{M_A}{M_S}$$

La solución general de la ecuación (5) es

$$M_w = Z_1 \exp\left(\frac{k_1 y}{M_S}\right) + Z_2 \exp\left(\frac{k_2 y}{M_S}\right) + \frac{A_3}{A_2} M_S$$

donde

$$k_1 = \frac{-A_1 + \sqrt{A_1^2 - 4A_2}}{2}$$

$$k_2 = \frac{-A_1 - \sqrt{A_1^2 - 4A_2}}{2}$$

Las constantes  $Z_1$  y  $Z_2$  se determinan con las siguientes condiciones de frontera:

$$y_0 = 0, M_w = 0$$

$$y_0 = 0, \frac{dM_w}{dy} = K_P (p_1 - p_{AM})$$

resolviendo la ec. (10) para  $Z_1$  y  $Z_2$  tenemos

$$Z_1 = \frac{M_S [(A_3/A_2)k_2 + K_P (p_1 - p_{AM})]}{(k_1 - k_2)}$$

$$Z_2 = \frac{-M_S [(A_3/A_2)k_1 + K_P (p_1 - p_{AM})]}{(k_1 - k_2)}$$

sustituyendo la ec. 14 y 15 en 10 tenemos



$$M_w = \frac{M_s [(A_3/A_2)k_2 + K_p(p_1 - p_{AM})]}{(k_1 - k_2)} \exp\left(\frac{k_1 y}{M_s}\right) + \frac{-M_s [(A_3/A_2)k_1 + K_p(p_1 - p_{AM})]}{(k_1 - k_2)} \exp\left(\frac{k_2 y}{M_s}\right) + \left(\frac{A_3}{A_2}\right) M_s \quad (16)$$

### 3.3.5 Determinación del Coeficiente Global de Transferencia de Calor U

Para encontrar el coeficiente global de transferencia de calor es necesario considerar que en el colector regenerador se presentan los fenómenos de radiación, convección y conducción de tal forma que lo podemos expresar mediante la siguiente ecuación:

$$U = h_C + h_{CV} + h_R$$

Para determinar el coeficiente convectivo es necesario recurrir a alguna correlación experimental que permita calcular este coeficiente. Revisando la literatura encontramos la siguiente correlación<sup>[13]</sup>

$$Nu = 0.0695 Re^{0.794} Pr^{0.333}$$

Para el caso del coeficiente conductivo  $h_C$  se tomó la siguiente ecuación

$$h_C = \frac{k_{ais}}{w_{ais}}$$

El coeficiente de transferencia de calor por radiación es calculado mediante la ecuación

$$h_R = \frac{\sigma \epsilon (T^4 - T_{sky}^4)}{(T - T_{amb})}$$

### 3.3.6 Eficiencia del regenerador

$$\eta_R = \frac{m_{evap} \lambda}{IA_{collector}}$$

$\eta_R$  = eficiencia del colector/regenerador

$\lambda$  = calor de evaporación del agua

### 3.4 Colector/Regenerador con cubierta o cerrado

El regenerador del tipo cerrado es un dispositivo de transferencia de calor y masa. La función del regenerador es elevar la temperatura de la solución desecante débil para eliminar el vapor de agua contenida en ella. Se muestra en la Fig. 1, el diagrama esquemático del regenerador tipo cerrado. El regenerador emplea una superficie plana inclinada ennegrecida sobre la cual la solución desecante débil fluye como una película delgada y será reconcentrada. La parte inferior del regenerador esta aislada termicamente, y las pérdidas se desprecian. Para reducir las pérdidas de la parte superior y eliminar la contaminación del desecante con el polvo, el regenerador se cubre por un vidrio sencillo que deja un espacio abierto de aproximadamente 5 cm. Debido a la absorción de energía solar por la placa, el vapor de agua que se evapora de la superficie líquida se eleva a la cubierta de vidrio por convección dónde se condensa en la parte inferior de la cubierta de vidrio. El condensado fluye a lo largo de la superficie inferior del vidrio por gravedad hacia el recipiente de condensados, y el desecante que deja el regenerador queda como una solución concentrada. Las condiciones que con la que opera el regenerador son tales que la superficie de la cubierta de vidrio está a una temperatura más baja que la temperatura de saturación de la mezcla de vapor-aire que corresponde a su presión de vapor, con el resultado que el vapor de agua se condensa en la superficie de vidrio. Para el presente análisis, se selecciona la solución de cloruro de calcio es escogida como desecante.

### 3.4.1 Balance de energía en un colector/regenerador plano con cubierta

Partiendo de la suposición de condiciones de estado estable, despreciando el gradiente de temperatura en la película delgada de desecante y haciendo un balance de energía en el regenerador colector de un ancho unitario y una longitud  $x$ :

$$I_a x - U_L(T_s - T_0)x - m_s C_{ps}(T_s - T_{si}) - m_a C_{pa}(T_a - T_{ai}) - mh_{fg} = 0 \quad (1)$$

Donde

$$I_a = I(1 - \rho)(\alpha\tau).$$

El transporte de masa de vapor de agua viene dado por:

$$\frac{dm}{dx} = \beta(P_s - P_a). \quad (2)$$

Una relación entre la presión del vapor de agua, la temperatura y la concentración esta dada por (Gandhidasan,1986)

$$P_s = a + bT_s + \frac{c}{C_s} \quad (3)$$

Donde a,b,c son constantes empíricas. Debido a que la concentración se incrementa desde  $C_{si}$  a  $C_i$  en una distancia  $x$ , esto debido a la evaporación del agua, una relación entre la masa de agua evaporada, el flujo de la solución, las concentraciones inicial y final de la solución viene dada por

$$\frac{1}{C_s} = \frac{1}{C_{si}} \left( 1 - \frac{m}{m_s} \right). \quad (4)$$

Se puede deducir el siguiente balance de energía para el colector

$$h_a(T_s - T_a) dx = m_a C_{pa} dT_a + h_s(T_a - T_0) dx \quad (5)$$

Donde:

$$\frac{1}{h_s} = \frac{1}{h_g} + \frac{1}{h_w}.$$

Haciendo la suposición de que el coeficiente convectivo de transferencia de calor para la película de la solución y el flujo de aire y el flujo de aire y la cubierta de vidrio son iguales. Tomando la siguiente expresión para un flujo inducido (Gandhidasan,1981)

$$h_w = 5.7 + 3.8V. \quad (6)$$

El agua evaporada viene dado por

$$m = \frac{zm_a}{h_{fg}}(P_a - P_{ai}) \quad (7)$$

Combinando las ecuaciones (2), (3), (4) y (7) tenemos

$$T_s = A_1 m' + B_1 m + C_1 \quad (8)$$

Donde

$$A_1 = \frac{1}{\beta b}$$

$$B_1 = \frac{h_{fg}}{z b m_a} + \frac{c}{b C_{si} m_s}$$

$$C_1 = \frac{1}{b} \left[ P_{ai} - a - \frac{c}{C_{si}} \right]$$

Combinando las ecuaciones (1) y (5) la temperatura del flujo de aire como una función de la temperatura de la solución es

$$T_a = \left( \frac{1}{h_a + h_s} \right) \left[ (h_a + U_L) T_s + m_s C_s \frac{dT_s}{dx} + h_{fg} m' - U_L T_0 - I_a \right]. \quad (9)$$

Sustituyendo Ts en la ecuación (8) tenemos:

$$T_a = Kx + (A_2 + A_3 x) m' + (B_2 + B_3 x) m + C_2 \quad (10)$$

Donde

$$K = \frac{1}{m_a C_{pa}} \left[ I_a + U_L \left\{ T_0 - \frac{1}{b} \left( P_{ai} - a - \frac{c}{C_{si}} \right) \right\} \right]$$

$$A_2 = - \frac{m_s C_{ps}}{\beta b m_a C_{pa}}$$

$$B_2 = - \frac{1}{m_a C_{pa}} \left[ \frac{c C_{ps}}{b C_{si}} + h_{fg} \left( 1 + \frac{m_s C_{ps}}{b z m_a} \right) \right]$$

$$C_2 = T_{ai} - \frac{m_s C_{ps}}{b m_a C_{pa}} \left( P_{ai} - a - \frac{c}{C_{si}} - b T_{si} \right)$$

$$A_3 = \frac{U_L}{b \beta m_a C_{pa}}$$

$$B_3 = - \frac{U_L}{b m_a C_{pa}} \left( \frac{h_{fg}}{z m_a} + \frac{c}{C_{si} m_s} \right)$$

Sustituyendo las ecuaciones 8,9 y 10 en 5 tenemos

$$(1 + Ax)m'' + (B + Cx)m' + (D + Ex)m = Fx + G \quad (11)$$

Donde:

$$A = \frac{A_3}{A_2}$$

$$B = \frac{1}{A_2 m_a C_{pa}} [m_a C_{pa} (B_2 + A_3) - h_a A_1 + A_2 (h_s + h_a)]$$

$$C = \frac{1}{A_2 m_a C_{pa}} [A_3 (h_s + h_a) + m_2 m_a C_{pa}]$$

$$D = \frac{1}{A_2 m_a C_{pa}} [B_2 (h_s + h_a) - B_1 h_a + B_3 m_a C_{pa}]$$

$$E = \frac{1}{A_2 m_a C_{pa}} [B_3 (h_a + h_s)]$$

$$F = -\frac{K}{A_2 m_a C_{pa}} (h_a + h_s)$$

$$G = \frac{1}{A_2 m_a C_{pa}} [h_a (C_1 - C_2) - h_s (C_2 - T_0) - m_a C_{pa} K]$$

La cantidad de agua removida de la solución desecante diluida a cualquier distancia se puede calcular con la ecuación (11) y las condiciones iniciales  $x=0$ ,  $m(0)=0$  y  $x=L$ ,  $m'(0)=\beta(\Psi-P_{ao})$  para contraflujo entre el aire y el desecante.

### 3.5 Colector/Regenerador parcialmente abierto

Este regenerador analizado por Gandhidasan [14] intenta combinar las ventajas de los dos regeneradores con cubierta y sin cubierta. En la primera parte del C/R se eleva la temperatura si producirse una deshumidificación importante, a partir de la segunda sección, que esta abierta se efectua la regeneración o evaporación del vapor de agua a una mayor temperatura que el colector/regenerador abierto. Ahora hagamos una analisis de este colector para obtener un modelo matematico del regenerador.

Suponiendo que la temperatura, la concentración y la presión del vapor de agua de la solución desecante son constantes. Si tomamos como referente para el analisis la figura 1 tenemos

$$I(1 - \rho)(\tau\alpha)A_g - U_{L,g}A_g(t_g - t_\infty) - 2\dot{G}_s C_s(t_g - t_i) = 0, \quad (1)$$

La temperatura del desecante en la sección cubierta es

$$t_g = \frac{I(1 - \rho)(\tau\alpha)A_g + U_{L,g}A_g t_\infty + 2\dot{G}_s C_s t_i}{U_{L,g}A_g + 2\dot{G}_s C_s}. \quad (2)$$

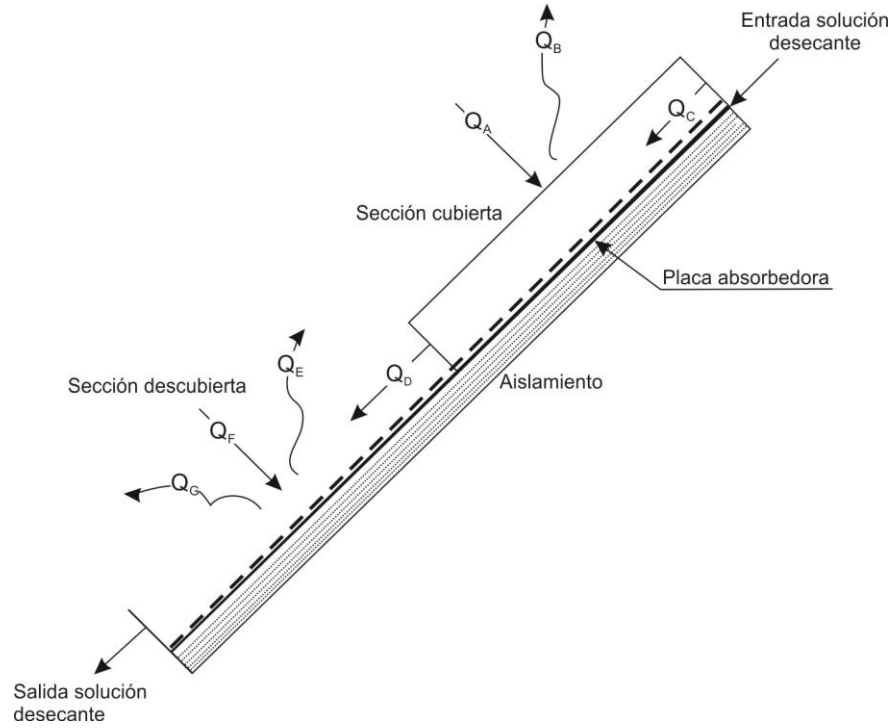


Fig. del colector parcialmente abierto

La cantidad de energía disponible en la sección con cubierta que calienta la solución es

$$\dot{Q}_g = IA_g - [U_{L,s}A_g(t_g - t_\infty) + 2\dot{G}_s C_s(t_g - t_i)]. \quad (3)$$

Haciendo el balance de energía en la sección abierta del colector regenerador tenemos

$$I(1 - \rho)(\alpha)A_o - U_{L,o}A_o(t_o - t_\infty) - 2\dot{G}_s C_s(t_o - t_g) - Mh_{fg} = 0, \quad (4)$$

La transferencia de calor útil para la sección abierta es

$$\dot{Q}_o = IA_o - [U_{L,o}A_o(t_o - t_\infty) + 2\dot{G}_s C_s(t_o - t_g) + Mh_{fg}]. \quad (5)$$

La temperatura del desecante en la sección abierta viene expresada como

$$t_o = (1/b)[M/\beta A_o + P_\infty - a - c/\xi(1 - M/2G_s)], \quad (6)$$

Donde la evaporación del agua en la solución para la sección abierta es

$$M = \frac{A_o[I(1 - \rho)(\alpha) + U_{L,o}t_\infty] + 2\dot{G}_s C_s t_g + (1/b)(a + c/\xi - P_\infty)(U_{L,o}A_o + 2\dot{G}_s C_s)}{(1/b)(1/\beta A_o + c/2\xi G_s)(U_{L,o}A_o + 2\dot{G}_s C_s) + h_{fg}}. \quad (7)$$



Cabe hacer notar que se han hecho simplificaciones ya que los análisis son semejantes al de los colectores regeneradores abierto y cerrado.

# CAPÍTULO CUATRO

## Estudio experimental de regeneradores solares

### 4.1 Introducción

El regenerador es la parte energética más sensible de un sistema de enfriamiento por desecantes. Es ahí donde se efectúa la desorción de la solución desecante a las concentraciones que permiten su reutilización en el deshumidificador.

Para determinar en general la efectividad del sistema de enfriamiento por desecantes en el clima cálido húmedo que prevalece en la ciudad de Campeche se hace necesario evaluar el comportamiento de los dos colectores/regeneradores, uno con cubierta y el otro sin ella, y determinar cuál es el más eficiente que permita operar el sistema en su conjunto con la mayor eficiencia posible.

En los artículos publicados por Alizadeh y Saman desarrollaron un modelo matemático por computadora y construyeron un prototipo de un colector/regenerador con flujo de aire forzado para poder simular la razón de evaporación que se logra en estos dispositivos. Este modelo está en función de las variables del sistema y las condiciones climáticas. Yang y Wang construyeron prototipos experimentales de colectores/regeneradores para sistemas de enfriamiento solar de ciclo abierto por absorción. Estos estudios realizados muestran que un colector /regenerador con cubierta a contra flujo puede mejorar la eficiencia de éste. También un colector/regenerador de doble cubierta por flujo de aire forzado a contraflujo da un mejor desempeño al sistema de enfriamiento, que el de una sola cubierta. Peng realizó el estudio de un nuevo regenerador solar, el cual usó un sistema de regeneración con pre-deshumidificación del aire. Kabeel encontró que aumenta la eficiencia de

regeneración en un colector/regenerador a flujo forzado en comparación con uno de flujo libre.

El experimento se llevó a cabo en las instalaciones del Laboratorio de Capacitación y Desarrollo Tecnológico en Refrigeración y Acondicionamiento de Aire (Lab. de CADETRAA) de la Facultad de Ingeniería de la Universidad Autónoma de Campeche, el cual está situado en la ciudad de San Francisco de Campeche, Campeche.

Las coordenadas geográficas de la ciudad de San Francisco de Campeche son: latitud 19°51'00" Norte, longitud 90°32'00" Oeste y 20 m sobre el nivel del mar. Las condiciones climáticas de la ciudad de Campeche son clima cálido subhúmedo (ver figura 4.1) con temperatura normal máxima anual de 33.3°C, temperatura normal mínima anual 21.1°C [].



Fig. 4.1 Clima en el Estado de Campeche []

Los principales desecantes usados en los colectores/regeneradores son el bromuro de litio, cloruro de litio, etilen glicol y cloruro de calcio. Por otra parte, los estudios realizados por varios investigadores sobre estos C/R permiten establecer que el cloruro de calcio es una sal que resulta interesante para los sistemas con desecantes, ya que es económica, abundante, fácil de obtener y con baja corrosividad en comparación con el bromuro de litio y el cloruro de litio que son sales muy usadas en estos sistemas. Sin embargo, como se vio en el capítulo 2, su presión de vapor es mayor que la del cloruro de litio, a la misma concentración, y mayor que la del bromuro de litio. Las soluciones acuosas de cloruro de calcio requieren de un nivel de temperatura menor en la regeneración, mientras que en el proceso de deshumidificación es necesario enfriar la solución a bajo de 30° C para poder tener presiones bajas y poder deshumidificar eficientemente. Sin embargo, esta sal resulta atractiva por su bajo costo.

Con la parte experimental se pretende validar los modelos matemáticos de los colectores/regeneradores y determinar cual de los dos tipos de colectores tiene un mejor desempeño para regenerar el cloruro de calcio en climas cálido húmedos.

#### **4.2 Descripción del modelo experimental**

El modelo experimental consiste de dos colectores/regeneradores uno con cubierta y el otro sin ella. Dos tanques para almacenamiento de solución, uno para la solución diluida y otro para la solución concentrada. Una bomba de recirculación de diafragma. Dos rotámetros para medir el flujo de solución y las líneas de tubería de CPVC de 13 mm de diámetro nominal. Todo lo anterior soportada en fierro estructural. En la figura 4.2 podemos observar el diagrama esquemático del prototipo de colectores/regeneradores solares.

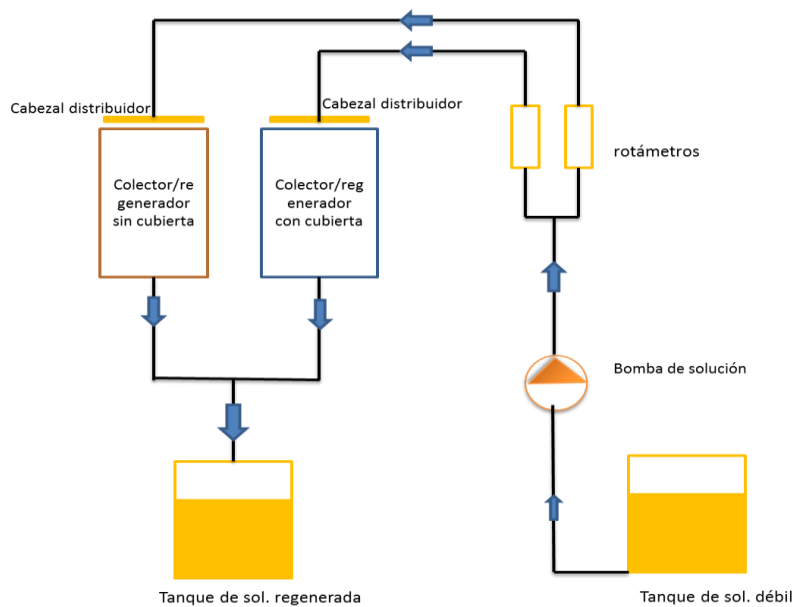


Figura 4.2 Diagrama esquemático del modelo experimental

#### 4.2.1 Construcción de los colectores.

Sobre una estructura metálica de perfil de fierro se armaron los colectores/regeneradores (ver fig 4.3). Las paredes del colector son de perfil PTR de fierro y se unieron las partes por medio de soldadura eléctrica, de tal manera que forman una estructura rectangular de 1m de ancho por 2 m de largo. En la parte inferior del C/R se colocó lámina galvanizada de calibre 26 con la finalidad de proteger el aislamiento que va por la parte inferior del colector y sirvió de fondo al colector. A continuación se colocó el aislamiento que consistió en 2 placas de 25.4 mm de espesor de poliestireno expandido. Luego se colocó la placa absorbidora que consiste de una lámina galvanizada calibre 20. En la figura 4.5 se muestra un esquema del colector/regenerador con cubierta.



Figura 4.3 Estructura metálica del colector

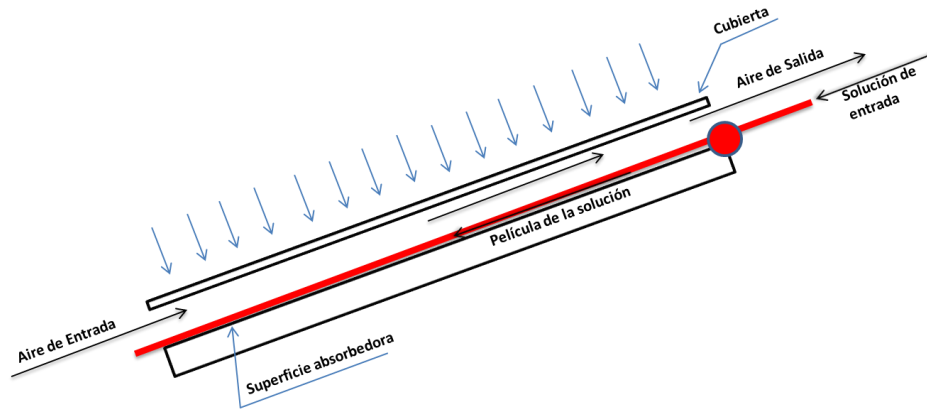


Fig.4.4 Esquema del colector/regenerador solar con cubierta

Las dimensiones de ambos colectores se presentan en la tabla 1 y 2. Para el caso del colector /regenerador con cubierta se usó vidrio sencillo de 3 milímetros de espesor. Ambos C/R están contruidos de una estructura metálica de acero, la placa colectora es de acero galvanizado de calibre 20 y está cubierto con pintura de esmalte negro mate. La parte inferior del C/R está aislada con 5 cms de placa de poliestireno y cubierta con lámina galvanizada calibre 26, en la fig. 4.4 se muestra el esquema del colector/regenerador y en la fig 4.5 se muestran los detalles de construcción.



Fig. 4.4 Construcción de los colectores/regeneradores

Conforme a la posición geográfica de la Ciudad de Campeche, los colectores/regeneradores están inclinados un ángulo de  $20^\circ$  mirando al sur. Ambos colectores/regeneradores están situados en forma paralela con la finalidad de poder evaluar el funcionamiento bajo las mismas condiciones de radiación solar, velocidad del viento, humedad relativa y temperatura ambiente.

#### 4.2.2 Circuito hidráulico de la solución diluida y concentrada

El circuito hidráulico consiste de tubos de cpvc que soportan altas temperaturas ( $120^\circ\text{C}$ ) en un circuito de dos ramales, como se muestra en la figura 4.2 . La bomba de diafragma toma solución del tanque de solución diluida, lo impulsa por las tuberías las cuales se dividen en dos, una para cada colector. Cada ramal tiene un rotámetro y una válvula, que permite graduar el flujo de solución, a la salida del rotámetro, la tubería continúa hacia la parte superior de cada colector/regenerador. En la parte superior hay un distribuidor que permite que la placa absorbadora quede humedecida totalmente. La solución diluida se distribuye uniformemente por cada placa absorbadora descendiendo hasta la parte inferior del colector/regenerador donde se recolecta y se manda al tanque de solución concentrada mediante un tubo de 13 mm de diámetro nominal de CPVC finalizando el trayecto de la solución.

**Tabla1: Datos del colector/regenerador sin cubierta**

Parámetro del colector	valor	unidad
Área del Colector/regenerador (C/R)	2	m <sup>2</sup>
Dimensiones A x L x h	1 x 2 x 0.1	m
Flujo de la solución diluida en el (C/R)	0.5, 1, 1.5 y 2	l/min
Velocidad del aire ambiente	0.5	m/s
Concentración de la Solución inicial débil	30, 35, 40, 45	%

**Tabla2: Datos del colector/regenerador con cubierta**

Parámetro del colector	valor	unidad
Área del Colector/regenerador (C/R)	2	m <sup>2</sup>
Dimensiones A x L x h	1x2x0.1	m
Altura de la cubierta de vidrio a la placa colector del (C/R)	0.04	m
Flujo de la solución diluida en el (C/R)	0.5, 1, 1.5 y 2	l/min
Velocidad del aire ambiente	0.5	m/s
Concentración de la Solución inicial débil	30, 35, 40, 45	%

### 4.2.3 Instrumentación de los colectores/Regeneradores

Con el fin de medir, controlar y registrar las variables importantes del sistema experimental se colocaron dispositivos de medición de temperatura, radiación solar, flujo de la solución, velocidad y humedad relativa del aire. A fin de evaluar estos parámetros y poder obtener el desempeño de los colectores/regeneradores.

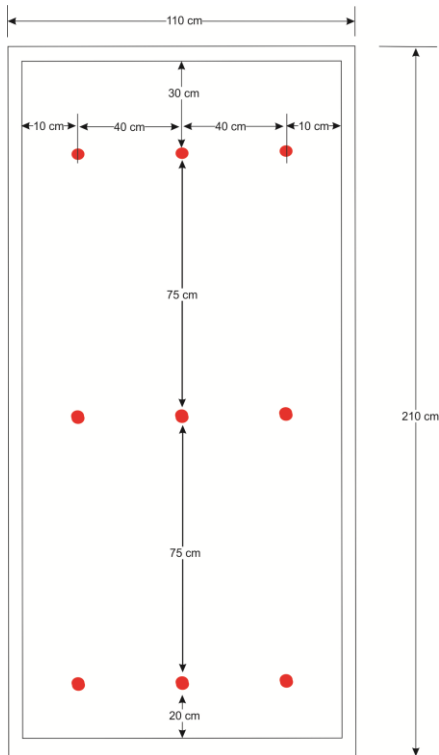
#### 4.2.3.1 Sensores de temperatura

La medición de temperatura es un parámetro importante que se debe considerar en los sistemas térmicos. Los puntos donde se instalaron termopares tipo T para monitorear la temperatura fueron: en la placa absorbadora de cada colector/regenerador en donde se instalaron 9, en la entrada de la solución diluida al colector /regenerador, a la salida de la solución concentrada (parte inferior de los C/R), a la entrada y al a salida del aire de regeneración. En la figura 4.6 se muestra la ubicación de termopares en la placa absorbadora y en la foto de la figura 4.7 se observa la colocación real de estos.

La colocación de los nueve termopares se hizo considerando las medidas del colector/regenerador solar las cuales son 2 m de largo por 1m de ancho, siendo esta el área efectiva de trabajo de cada colector/regenerador solar.



Los termopares tipo T se conectaron a un par de termómetros digitales con 12 canales cada uno. Estos termómetros se conectan a su vez a una computadora personal por medio de la salida del puerto serial RS232. En la figura 4.8 se muestra uno de los termómetros digitales.



**Fig.4.6** Esquema de la Disposición de los termopares en la placa absorbente de cada colector/regenerador



**Fig.4.7** Dimensiones de la ubicación de los termopares tipo T, en los colectores/regeneradores



Fig.4.8 Termómetro de termopares multicanal

#### 4.2.3.2 Sensores de humedad

La medición de la humedad también es un parámetro importante para evaluar el desempeño de los colectores/regeneradores ya que miden la diferencia en la humedad relativa entre la entrada y la salida de aire a los colectores/regeneradores. Se instalaron 4 sensores de humedad marca vaisala que están conectados a un higrómetro digital con salida digital por el puerto RS232. Este equipo se conectó a una tarjeta multipuerto serial dentro de la computadora personal. En la figura 4.7 se muestra el higrómetro digital.



Fig.4.9 Higrómetro digital

#### 4.2.3.3 Sensor de radiación solar

La radiación solar es otra variable importante para poder evaluar el colector/regenerador, ya que el sol es la fuente de energía que se utiliza para la regeneración, de ahí la importancia de la medición. Se usó un piranómetro conectado a la computadora. El piranómetro tiene una exactitud de 0.05 y un rango de 0 a 4000  $w/m^2$ .

#### 4.2.3.4 Medición de flujo de la solución

La medición del flujo volumétrico se hizo por medio de dos rotámetros. Un rotámetro para cada línea de solución de cada colector/regenerador. La variación del flujo de la solución se hizo por medio de la variación de voltaje a la bomba de solución y ajustando las válvulas de tal manera que se graduaron para cada cambio de flujo.

#### 4.2.3.5 Medición de parámetros climáticos.

Además de los instrumentos mencionados en los párrafos anteriores se cuenta con una estación meteorológica automática. Esta estación es inalámbrica de tal manera que se puede monitorear a distancia. Este equipo cuenta con software que grafica la temperatura de bulbo seco, la humedad relativa, la radiación solar, velocidad y dirección del viento. Esta estación se colocó cerca del arreglo de colector/regenerador con la finalidad de monitorear la velocidad y dirección del viento además de los otros parámetros antes mencionados.



4.10 Estación meteorológica

#### 4.2.4. Adquisición de datos

El sistema de adquisición de datos cuenta con tarjeta de 8 puertos serial rs232 además de 4 puertos usb. Se usó el Software de adquisición de datos Dasy Lab Ver 6 con el fin de visualizar las variables y respaldar la información en el disco duro de la computadora con sistema Windows Xp con microprocesador Intel Pentium 4 con 2 gb de memoria ram.

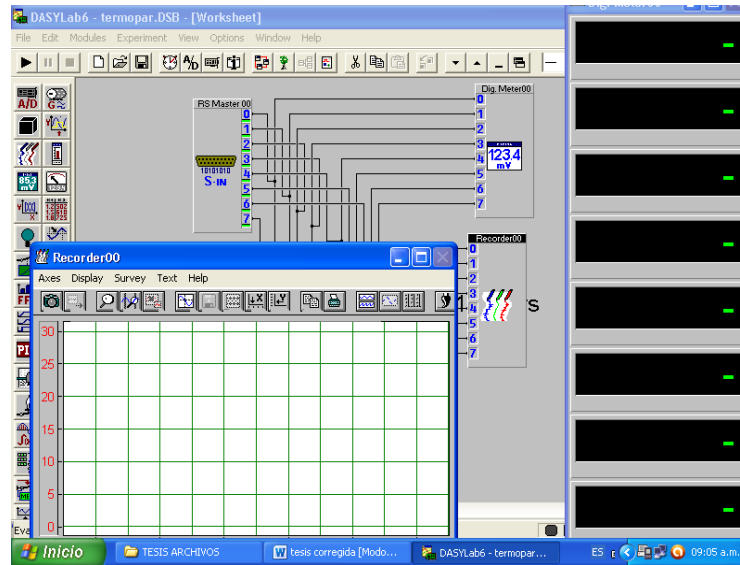


fig. 4.11 Pantalla del Software DASyLAB ver.6



Figura 4.12 Computadora personal usada en el proyecto

Las especificaciones de los equipos usados se presentan en la tabla 3.

**Tabla 3 especificaciones de los equipos de medición**

Equipo	Tipo	Exactitud	Rango de operación	fluido
Termómetro	Digital multicanal Termopar tipo T	0.1 °C	-50 a150 °C	Aire, solución
Medidor de flujo	Rotámetro	2%	0-0.4 lts	solución
Higrómetro	Digital	.01	10-95%	Aire
Piranómetro	Digital	4-10 $\mu$ V/W/m <sup>2</sup>	0 – 4000 w/m <sup>2</sup>	Radiación

### 4.3 Desarrollo del experimento

Se hicieron corridas de prueba con el fin de establecer el flujo necesario para tener un mojado uniforme del desecante en la placa colectora y fijar el espesor de la película requerida en el colector/regenerador solar sin cubierta.



**Fig. 4.13 Regenerador/ colector solar al inicio de operación**

Para poder determinar el comportamiento de la solución desecante en el mojado de la superficie de la placa colectora, se eligió agua que se hizo circular por el circuito de tuberías de la solución y observar el comportamiento, posteriormente se hizo circular la solución de cloruro de calcio a 35 %. En la figura 4.13 se muestra la problemática de la falta de un mojado uniforme de la película sobre la placa colectora. Este comportamiento se mostró en flujos por debajo de 0.5 l/min. La variación en el flujo fue similar en el comportamiento tanto del agua como de la solución. En la figura 4.14 se aprecia la formación de un película uniforme a lo ancho del colector. La parte que se observa que no se humedeció fue porque se obstruyó con pegamento para tubo de CPVC. Cabe hacer notar que para el caso del colector/regenerador con cubierta se esperó que se humedeciera toda la placa colectora y luego se cubrió.



**Fig. 4.14** Formación de la película descendente de desecante usando cloruro de calcio

Para establecer los flujos de solución diluida se revisó la literatura y se eligió una variación de 0.5 l/min de tal manera que se manejó: 0.5, 1, 1.5 y 2.0 l/min. El parámetro inferior se estableció a partir de la formación uniforme de la película desecante en toda la superficie colectora y se fue variando con una diferencia de 0.5 l/min. El flujo superior se estableció a partir del gasto que proporciona la bomba ajustándose a 2.0 l/min.

Se realizó una prueba de monitoreo el 23 de abril de 2013, durante 38 minutos a partir de las 12 del día, hora de mayor radiación solar como se puede ver en la gráfica de radiación solar de ese día.

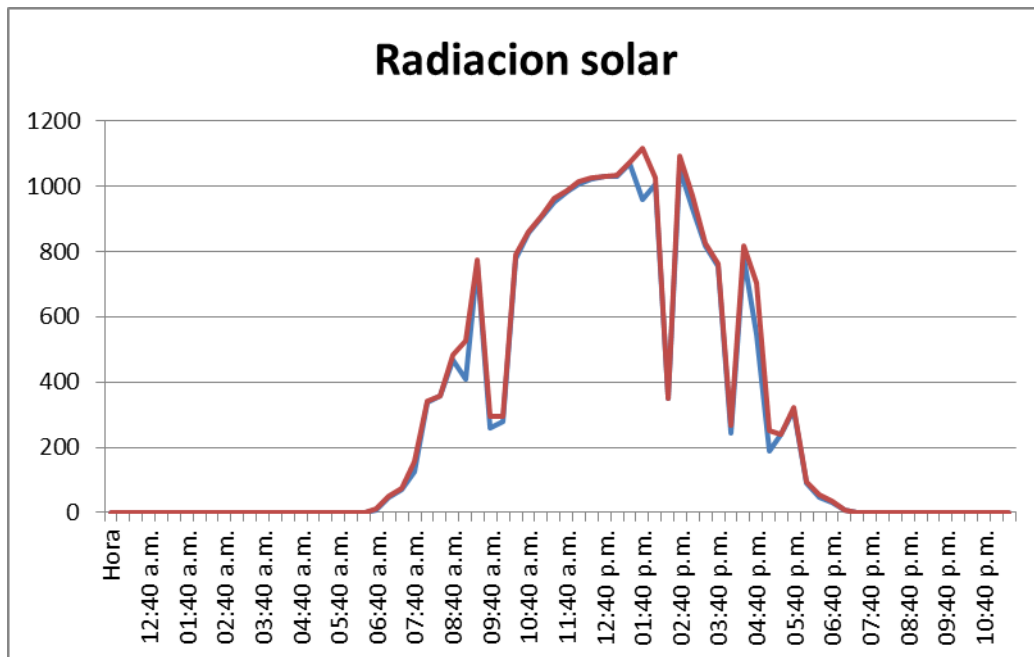


Fig. 4.8 Radiación solar durante la prueba del día 23 de abril de 2013

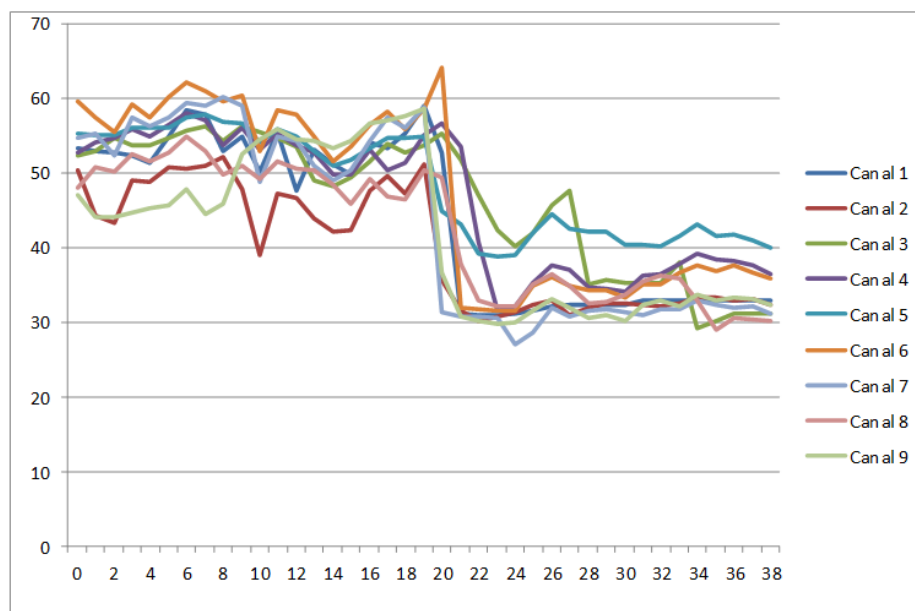


Fig. 4.9 Comportamiento de la temperatura de solución(Temperatura -Tiempo) el día de la prueba.

Como se puede observar el comportamiento en los primeros 18 minutos las temperaturas en los nueve canales se mantuvo entre 40 y 60 °c en este tiempo fue lo que tardó en formarse una película de sustancia uniforme a lo largo de la placa

colectora. Enseguida se puede observar que la temperatura en los termopares tipo T cayeron hasta 30 y 40 °c un  $\Delta t$  de 10 grados entre la entrada y la salida, lo cual corrobora que a partir de ahí se estabiliza la temperatura de la sustancia pero que también en ese periodo se evaporó una porción importante del desecante lo cual permitió que la sustancia se concentrara. La concentración de la solución a la entrada fue de 36% y el de salida del 39 %.

## **4.4 Resultados y Análisis**

### **4.4.1 Influencia de la variación del flujo volumétrico del desecante**

Con el fin de observar el comportamiento del colector/regenerador solar con respecto a la eliminación de humedad se varió la cantidad de flujo volumétrico del desecante de la siguiente manera 0.5, 1, 1.5 y 2 l/min. Así mismo, se tomó como referencia el flujo de 1 l/min. Al comparar el comportamiento del C/R con cubierta con respecto al flujo de 1 l/min se observó que es 7% menor que la del caso de referencia, mientras que, a la velocidad de flujo de 1.5 y 2 l/min, la eficacia se estima en 5.6% y 10.5% más alto que el caso de referencia Para el caso del C/R sin cubierta son 2 % menores que el caso del C/R con cubierta.

La velocidad de evaporación en la velocidad de flujo de 0.5 l /min se incrementa en 30%, mientras que, a la velocidad de flujo de 1.5 y 2 l /min, se redujo en un 30% y 55%, respectivamente. Es claro que una mayor cantidad de flujo de solución desecante, se reduce la velocidad de evaporación ya que el tiempo de retención del desecante en el interior del solar C / R es más corto. Los resultados muestran que a pesar de que el aumento de velocidad de flujo desecante aumenta la capacidad de eliminación de la humedad, sino que también disminuye la cantidad de agua evaporada fuera del sistema al mismo tiempo. Por lo tanto, el aumento de las tasas de flujo de solución desecante pueden no ser siempre beneficiosa. Debe considerarse el equilibrio entre la eliminación total de la humedad y la evaporación total.



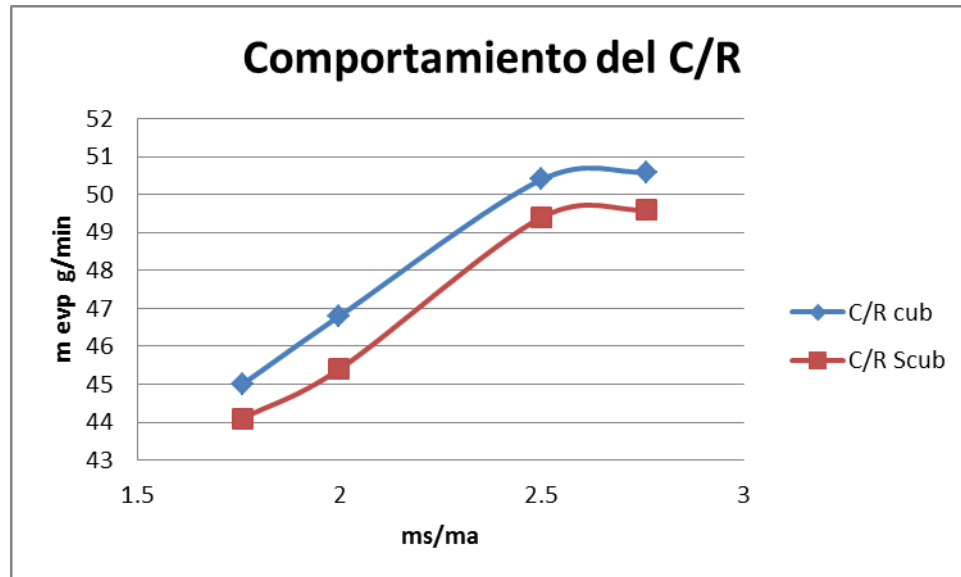


Fig. 4.12 Comportamiento del C/Rs con aumento del flujo de la solución desecante

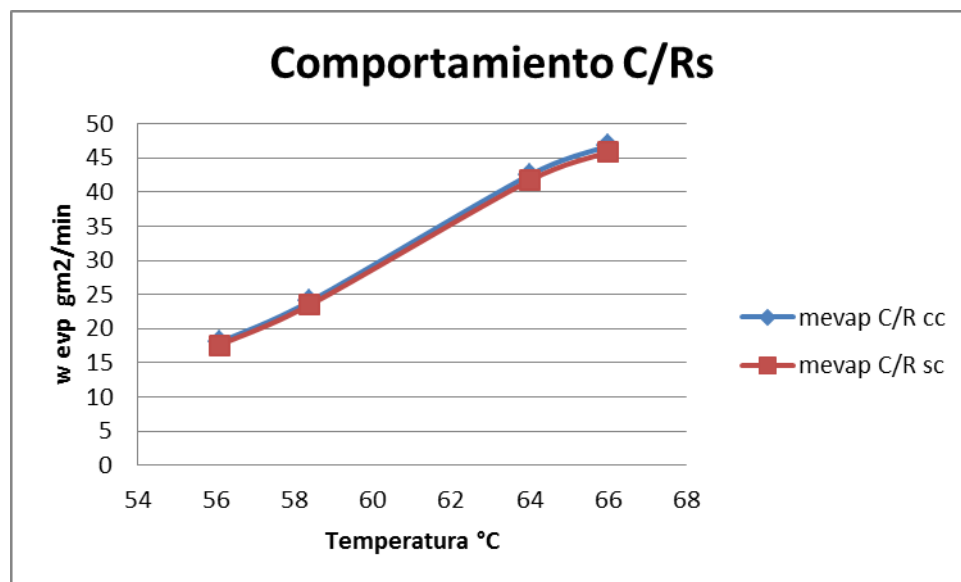


Fig. 4.13 Comportamiento de los C/Rs con el aumento de la Temperatura de la solución desecante a la entrada

#### 4.4.2 Influencia de la concentración del desecante

Al igual que en el caso de la cantidad de flujo de la solución desecante en los colectores/regeneradores, la concentración inicial de la solución desecante se varió en 30, 35, 40, y 45% y tomando como referencia la concentración de 35%. La variación de la concentración del desecante también afecta a la eficiencia de los C/Rs se ha encontrado que la eficacia de eliminación de humedad aumenta en 14% a una concentración de 30%, mientras que se decrementa un 9% y 15% a 40% y 45%, de concentración. Los datos graficados se muestran en la figura 4.14.

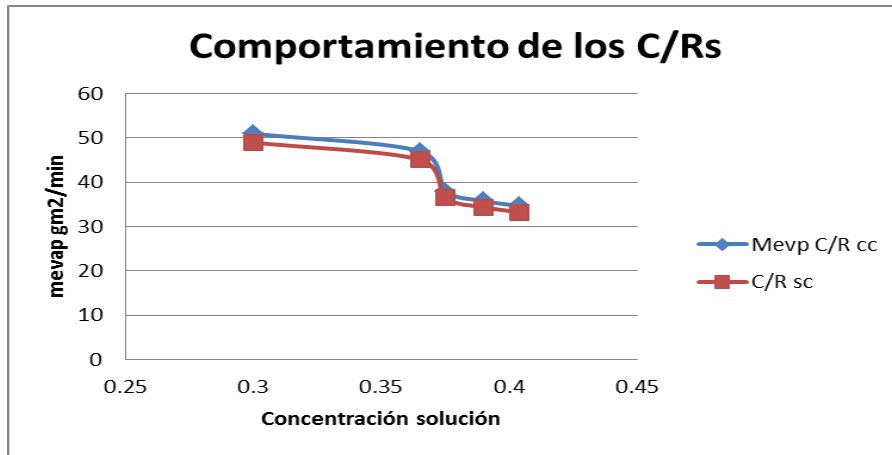


Fig.4.14 Influencia de la concentración de la solución de entrada en la cantidad de agua evaporada

Mayor concentración es disminuye la eficacia del C / R solar. Por lo tanto, implica de nuevo que debe tenerse en cuenta la evaporación del agua tenerse en cuenta en cualquier condición de funcionamiento para mantener un rendimiento uniforme.

En la figura 4.15 se observa el comportamiento de la radiación solar durante el día de la prueba en la ciudad de San Francisco de Campeche. En la Figura 4.16 se observa la temperatura de bulbo seco durante la prueba. En la figura 4.17 se observa el comportamiento de la humedad relativa que si la comparamos con el promedio de 75.5% la mayor parte del día es húmedo.

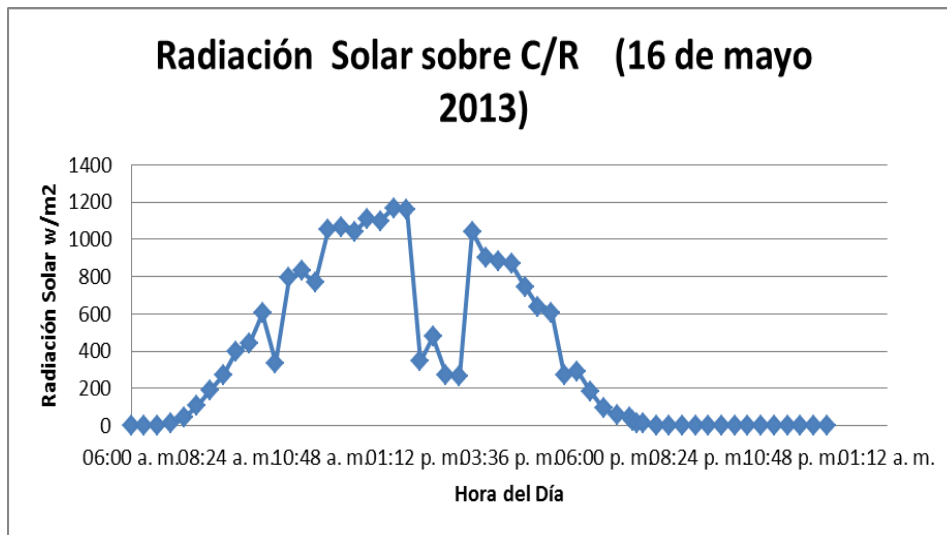


Fig.4.15 Radiación solar en el día de la prueba en la ciudad de Campeche.

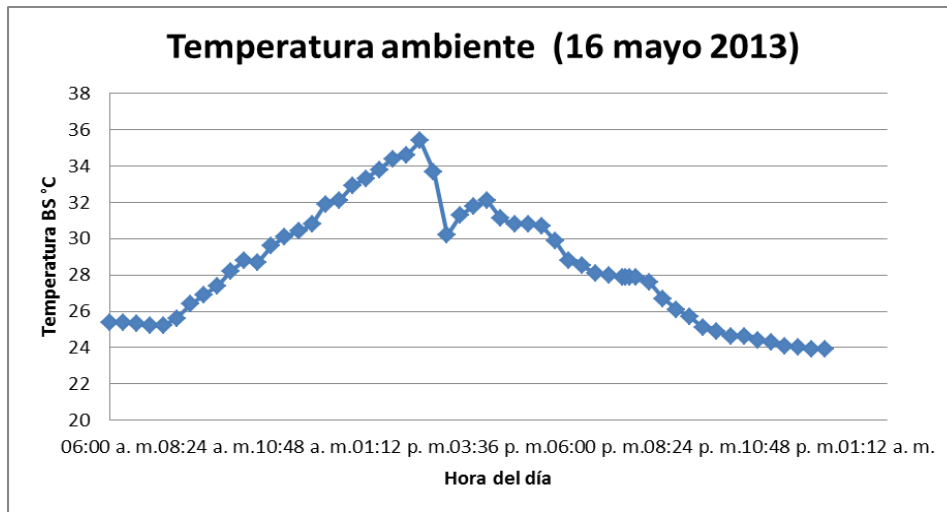


Fig.4.16 Temperatura ambiente el día de la prueba en la Ciudad de Campeche

## Humedad Relativa del Aire

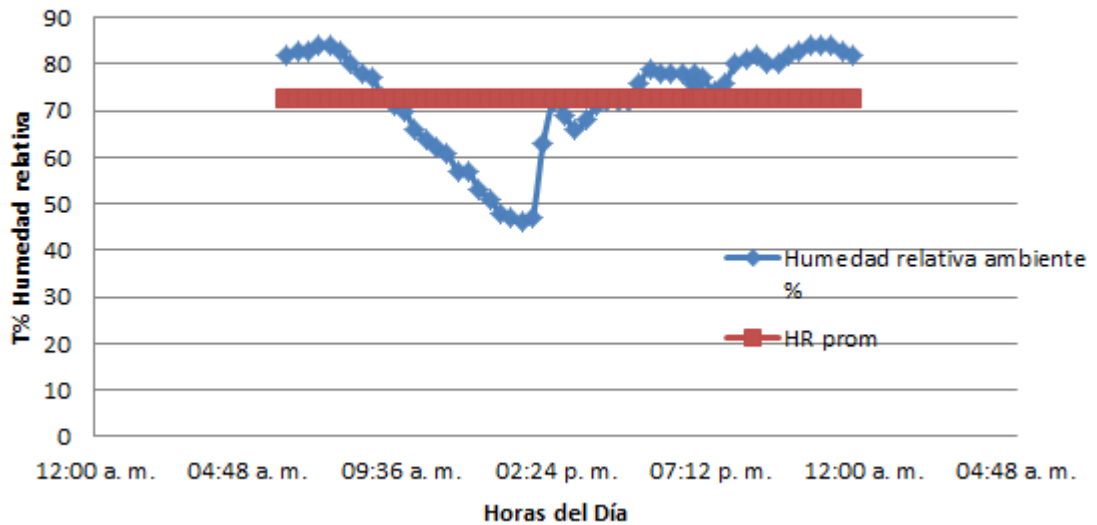


Fig.4.17 Humedad relativa ambiente el día de la prueba en la Ciudad de Campeche

### 4.5 Conclusiones

Como se muestra en las gráficas 4.12, 4.13 y 4.14 el colector/regenerador con cubierta tiene un mejor desempeño en la regeneración de la solución de cloruro de calcio- agua que el mostrado por el colector/regenerador sin cubierta. Además, que el colector permite que la solución no se contamine con el polvo, la lluvia y otros contaminantes. Sin embargo se hace necesario que se implemente el flujo forzado del aire debido a que el aire cambia de dirección y hace que el colector regenerador con cubierta pierda eficacia.

## APENDICE

### Sistema de soluciones de cloruro de calcio

EL cloruro de Calcio es higroscópico. Los materiales sólidos como el cloruro de calcio absorben la humedad del aire hasta que se disuelven y la solución resultante continua absorbiendo humedad hasta que experimenta el equilibrio entre la presión del vapor de agua presente en la solución y la del aire.

En la siguiente grafica se muestra el diagrama presión temperatura de la solución de cloruro de calcio agua para varias soluciones.

La cantidad de cloruro de calcio necesaria para absorber humedad varia con las siguientes condiciones 1) La superficie expuesta al aire de cloruro de calcio, 2) la velocidad del aire que circula sobre el cloruro de calcio y 3) la diferencia de presión del vapor de agua en el aire con relación a la del cloruro de calcio.

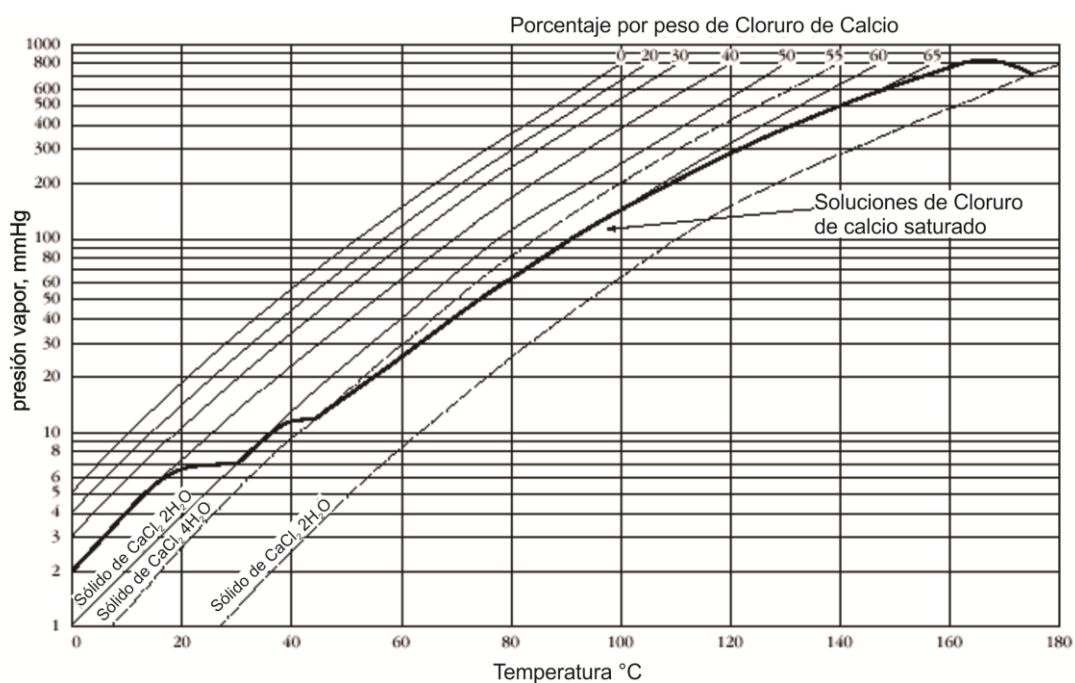


Fig A.1 Diagrama P-T-X de soluciones de cloruro de calcio

### **Ecuaciones para calcular las propiedades termodinámicas de soluciones acuosas de cloruro de calcio.**

Siggig et al (\*) realizó un estudio experimental de soluciones acuosas de cloruro de calcio. Los datos obtenidos están correlacionados por la ecuación (A.1) con un error medio de 1.74% y una desviación estándar de 2.91%.

$$\log_{10} P_s = 0.0557746x + 3.60351 - (27.8467x + 1159.57)/T \quad \dots(A.1)$$

Los valores obtenidos son satisfactorios en el rango de  
Concentración: 41.9% a 56.7%  
Temperatura: 40 a 105 °C

La ecuación (A.2) representa la entalpía de la solución con un error medio de 0.776% y una desviación estándar del error de 8.44%.

$$\ln H = 0.147176x - 4.6662 + 6.49485 \exp(-0.046855x) \ln t \quad \dots(A.2)$$

La correlación fue considerada satisfactoria para un rango de concentración que va del 41.9% al 56.7% con un rango de temperatura entre 40 a 105 °C.

Otras ecuaciones para calcular las propiedades termodinámicas de soluciones acuosas de cloruro de calcio son las dadas por Hamed, A.M. con datos experimentales de Olaf A. H. et al:

$$\ln p = A(x) - \frac{B(x)}{t + 111.96} \quad \dots(3)$$

Donde p está en mm Hg y t está en °C, A(x) y B(x) son parámetros dependientes de la concentración y pueden expresarse como funciones lineales de la concentración x como:

$$A(x) = a_0 + a_1 x \quad \dots(A.4)$$

$$B(x) = b_0 + b_1 x \quad \dots(A.5)$$

Donde  $a_0$ ,  $a_1$ ,  $b_0$  y  $b_1$  son constantes de la regresión y sus valores están dados en la tabla con los correspondientes rangos de  $P$ ,  $t$ ,  $x$ .

Tabla.- constantes de la regresión para la ecuaciones A.4 y A.5

Constante	Valor	Variable	Rango
$a_0$	10.0624	$P$	8 – 75 mm Hg
$a_1$	4.4674	$T$	10 – 65 °C
$b_0$	739.828	$X$	0.2 – 0.5
$b_1$	1450.96		

Puede obtenerse una expresión para la concentración como función de  $p$  y  $t$  resolviendo las ecuaciones (A.3) y (A.5), obteniéndose:

$$x = \frac{\ln p - \left( a_0 - \frac{b_0}{t + 111.96} \right)}{a_1 - \frac{b_1}{t + 111.96}} \quad \dots(A.6)$$

No reporta datos para la entalpía

Kinsara et al usa los datos reportados por Elsayed M. M. et al obteniendo las siguientes ecuaciones

$$\frac{P}{P} = 1.146 - 1.76x \quad \dots(A.7)$$

## REFERENCIAS

- [1] Pérez, María M. y Pacheco, Lilia .G., "*Análisis climático enfocado hacia el diseño arquitectónico de la ciudad de Mérida*", Memorias de la XXV Semana de la Energía Solar, Asociación Nacional de Energía Solar, México, 2002.
- [2] CFE, "*Desarrollo del mercado eléctrico 1996-2010*", Comisión Federal de electricidad, México, 2000.
- [3] Secretaría de Energía, 2005-2014 Prospectiva del sector eléctrico, Secretaría de Energía, México, 2005
- [4] SENER, "*Prospectiva del sector eléctrico 2009-2024*" Secretaría de Energía, México, 2009
- [5] Domanski, P., "*Refrigerants for the 21st Century*", ASHRAE, 1997,
- [6] ASHRAE, "*1993 ASHRAE Handbook Fundamental*", S.I. editions, American Society Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineer, 1993
- [7] Duffie, John A.; Beckman, William A. "*Solar Engineering of Thermal Processes*", Second edition, John Wiley & Sons, Inc. New York.
- [8] Kakabaev, A.; Khandurdyev, A.. "*Absorption solar refrigeration unit with open regeneration of solution*". Applied Solar Energy, Vol. 5, No. 4 pags 69-72, 1969.
- [9] Collier, R. K. (1979), "*The analysis and simulation of an open-cycle absorption refrigeration system*". Solar Energy, Vol. 23, pags 357-366.
- [10] ASHRAE, "*ASHRAE Standard 62.1-2007 – Ventilation for Acceptable Indoor Air Quality*", American Society Heating, Refrigeration and Air Conditioning Engineer, 2007
- [11] Davanagere, B.S., Sherif, S.A., Goswami, D.Y., (1999), "*A feasibility study of a solar desiccant air-conditioning system-Part I: psychrometrics and analysis of the conditioning zone*", International Journal of Energy Research, Vol.23, pags. 7-21.
- [12] Epstein, M., Grolmes, M., Davidson, K., Kosar, D.,(1985) "*Desiccant cooling system performance: A simple approach*", Journal of Solar Energy Engineering, vol. 107, pags. 21-28.
- [13] Collier Jr. R.K., "*Desiccant Dehumidification and Cooling Systems: Assessment and Analysis*"
- [14] Factor, H.M.G. Grossman (1980), "*A packed bed dehumidifier/regenerator for solar air conditioning with liquid desiccants*", Solar Energy, 24 (6), pags. 541–550



- [15] Kessling, W., Laevemann, E., Peltzer, M. (1998), "Energy storage in open cycle liquid desiccant cooling systems", *International Journal of Refrigeration*, 21 (2) (1998), pags. 150–156
- [16] Lazzarin, R.M., Gasparella, A., Longo, G.A. (1999), "Chemical dehumidification by liquid desiccants: theory and experiment", *International Journal of Refrigeration*, 22 (4) (1999), pags. 334–347
- [17] Nelson, F., Goswami, D.Y. (2002), "*Study of an aqueous lithium chloride desiccant system: air dehumidification and desiccant regeneration*", *Solar Energy*, 72 (4) (2002), pags. 351–361
- [18] P. Mago, D.Y. Goswami, "*A study of the performance of a hybrid liquid desiccant cooling system using lithium chloride*", *Transactions of ASME, Journal of Solar Energy Engineering*, 125 (1) (2003), pags. 129–131.
- [19] Jurinak, J. J., Mitchell, J.W., Beckman, W.A., (1984), "*Open-Cycle desiccant air conditioning as an alternative to vapor compression cooling in residential applications*", *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 106, pags. 252-260.
- [20] Waugaman, D.G., Kini, A., Kettleborough, C.F., (1993), "*A review of desiccant cooling systems*", *Journal of Energy Resources Technology*, Vol. 115, pags. 1-8.
- [21] Nelson, J.S., Beckman, W.A., Mitchell, J.W., Close, D.J., (1978), "*Simulations of the performance of open cycle desiccant systems using solar energy*", *Solar Energy*, Vol. 21, pags. 273-278.
- [22] Van Leersum, J., (1984), "*An analytical examination of three open-cycle cooling systems*", *Journal of Solar Energy Engineering*, Vol. 106, pags. 312-321.
- [23] Harriman, L.G., "*The dehumidification handbook*", 2nd. Edition, Munters Cargoaire, Amesbury, MA., 1990.
- [24] Collier, R.K. , Arnold, F.H., Barlow, R.S., " An overview of open-Cycle desiccant cooling systems and Materials", *Solar Energy Research Institute*, 1981
- [25] Grossman, G., Johannsen, A., "Solar cooling and air conditioning", *Prog. Energy Combust.*, vol. 7, pags. 185-228
- [26] Pilatowsky Figueroa, Isaac Dr., " Análisis de ciclos abiertos de deshumidificación para el enfriamiento de espacios, utilizando energía solar", *Congreso de la Semana Nacional de Energía Solar, ANES.*
- [27] Pesaran, Ahmad A., Wipke, Keith, "Desiccant Cooling using unglazed transpired solar collectors", *Proceedings of Solar'92, American Solar Energy society Annual Conference.*

- [28] Neti, S., Wolfe, E.I., "*Measurements of effectiveness in a silica gel rotary exchanger*", Applied Thermal Engineering Vol. 20 pags. 309-322, 2000
- [29]. Hollands, K. G. T. "*The Regeneration of Lithium Chloride Brine in a Solar Still*", Solar Energy, Vol. 7 No.2, pags 39-43,1963.
- [30] ASHRAE, Ashrae HandBook 1993 Fundamentals, The American Society Heating, Refrigerating and Air-Conditioning Engineers, Inc. Atlanta, Georgia , U.S.A., 1993.
- [31] Treybal Robert E. "*Operaciones de transferencia de Masa*", editorial McGraw Hill Interamericana, Mexico
- [32] Pilatowsky F.,Isaac (1994) "*Análisis de ciclos abiertos de deshumidificación para el enfriamiento de espacios, utilizando energía solar*". Memorias del congreso de la XVII Semana de la Energía Solar, Asociación Nacional de Energía Solar, pags 225-231, México.
- [33] Gandhidasan, P. *Performance analysis of an open-cycle liquid desiccant cooling system using solar energy for regeneration*, International Journal of Refrigeration (1994) vol. 17 num. 7 pag. 475-480.
- [34] Collier, R. K. "*The analysis and simulation of an open-cycle absorption refrigeration system*". Solar Energy, Vol. 23, pags 357-366,1979.
- [35] Mullick, S. C.; Gupta, M. C. "*Solar desorption of absorbent solutions*". Solar Energy, Vol. 16, No. 1 pags 19-24,1974.
- [36] Gandhidasan, P.; Sriramulu V.; Gupta, M. C. "*Regeneration of absorbent solutions using solar energy*". Proc. IEEE Conf. Energy, pags 164-166, 1978.
- [37] Johannsen, A. "*Design and operation of a liquid-Desiccant type solar air conditioning system*". Proc. ISES congress Vol.1, pags 681-685,1979.
- [38] Peng, C. S. P., Howell, J. R. "*Analysis of open inclined surface solar regenerators for absorption cooling applications comparison between numerical and analytical models.*". Solar Energy, Vol. 28 No. 3 pags 265-268, 1982
- [39] Peng, C. S. P., Howell, J. R. "*The performance of various types of regenerators for liquid desiccant*". Journal of solar energy Engineering, Vol. 106, pags 133-141,1984.
- [40] Grossman, G., Johannsen, A. "*Solar cooling and air conditioning*".Prog. Energy Combust Sci., Vol. 7, pags. 185-228,1981.

- [41] Gandhidasan, P. "Analysis of Solar space cooling system using liquid desiccants". Journal of energy Resources Technology, Vol. 112, pags 246-250,1990.
- [42] Gandhidasan, P. *Performance analysis of an open-cycle liquid desiccant cooling system using solar energy for regeneration*, International Journal of Refrigeration (1994) vol. 17 num. 7 pag. 475-480.
- [43] Elsayed, M. M. " *Analysis of air dehumidification using liquid desiccant system*". Renewable Energy , Vol. 4, No. 5, pags 519-528,1994.
- [44] Gandhidasan, P., Al-Farayedhi, A. A. , "Thermal performance analysis of a partly closed-open solar regenerator", J. Solar Energy Eng., Vol. 117,pags. 151-153, 1995
- [45] Gandhidasan, P.; Sriramulu V.; Gupta, M. C. *Regeneration of absorbent solutions using solar energy*
- [46] Mullick, S.C., Gupta, M.C., "Solar desorption of absorbent solutions". Solar Energy, Vol. 16, No. 1 pags 19-24,1974.
- [47] Gandhidasan, P. "Analysis of Solar space cooling system using liquid desiccants". Journal of energy Resources Technology, Vol. 112, pags 246-250,1990.
- [48] Kumar, Pradeep, Devotta, S. ; " *Modelling of the Thermal Behaviour of a Solar Regenerator for open-cycle cooling systems*". Applied energy No.33, 287-295, 1989
- [49] Elsarrag, Esam, "Evaporation rate of a novel tilted solar liquid desiccant regeneration system", Solar Energy Vol. 82, pags. 663–668, 2008