



UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA CALIFORNIA

INSTITUTO DE INGENIERÍA

MAESTRÍA Y DOCTORADO EN CIENCIAS E INGENIERÍA

***“DESARROLLO DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO PASIVO
PARA APLICACIONES DE CONSERVACIÓN DE PRODUCTOS
PERECEDEROS Y AIRE ACONDICIONADO”***

T E S I S

QUE PARA OBTENER EL GRADO DE:

DOCTOR EN INGENIERÍA

PRESENTA:

ALEXIS ACUÑA RAMÍREZ

DIRECTOR DE TESIS:

DR. NICOLÁS VELÁZQUEZ LIMÓN

CODIRECTOR DE TESIS:

DR. ANIBAL LUNA LEÓN

Mexicali, B. C.

Diciembre del 2012



**ESTA TESIS DOCTORAL FUE DESARROLLADA EN
EL CENTRO DE ESTUDIO DE LAS ENERGÍAS
RENOVABLES DEL INSTITUTO DE INGENIERÍA
DE LA UNIVERSIDAD AUTÓNOMA DE BAJA
CALIFORNIA**



DEDICATORIA

Jamás les he dicho a mis padres lo mucho que le agradezco a la vida por haberme permitido ser un hijo de ustedes, este trabajo es para ustedes, siempre los llevo conmigo a todos lados.

A mis hermanos que han sido mi motivación e inspiración por mejorar cada día, ustedes son las únicas personas que alimentan mi alma.

A mis abuelos, quienes han sido los constructores de lazos familiares que han desencadenado la vida y el amor que conozco.

A mis tíos y primos, su apoyo y aliento me han permitido luchar contra cualquier adversidad, especialmente a mis tías Fernanda y Vania.

A mis amistades, gracias por su cariño y amistad en esta etapa de mi vida.

Carolina Espinoza, tu sonrisa me dio fuerzas y refugio cuando más lo necesitaba.

“Lo importante es no dejar de hacerse preguntas” A. E.

-II-

AGRADECIMIENTOS

A mi estimado Nicolás Velázquez que comenzó siendo asesor y terminó siendo un gran amigo, gracias por todas sus enseñanzas, gracias por su confianza y sobre todo gracias por creer en mí, siempre lo consideraré como un padre.

No ordenados por afecto si no por orden alfabético, a mis colegas del Centro de Estudio de las Energías Renovables; Aníbal Luna, Adolfo Ruelas, Daniel Aguayo, Daniel Saucedo, Fernando Lara, Gabriel Pando, José Efrén Ruelas, Luis Gonzáles, Mydory Nakasima, Pedro Rosales, Ricardo Beltrán, Yair Castro y otros. Excelentes seres humanos, más aun excelentes amigos; el mundo necesita más gente como ustedes.

De igual forma a Jesús Cerezo quien considero una pieza fundamental en mi desarrollo profesional, gracias por tu tiempo y dedicación, eres una gran persona.

De manera particular a Martin Montaña y Víctor Gonzales los cuales considero como ejemplos a seguir a lo largo de este camino.

A los profesores y evaluadores que con su enseñanza y retroalimentación me han abierto las puertas del conocimiento, algo que no tiene precio.

De igual forma a las instituciones que me han acogido; a mi alma mater la Universidad Autónoma de Baja California, al Instituto de Ingeniería, al cuerpo académico de Medio Ambiente, a la Universidad Politécnica de Baja California y al Consejo Nacional de Ciencia y Tecnología, gracias.

Son muchas las personas a las cuales considero debo agradecer, en una hoja no caben tantos sentimientos; solo me resta decir que todos ustedes son los autores de este trabajo.

Muchas gracias.

-III-

RESUMEN

Día con día está creciendo el interés por desarrollar tecnologías de enfriamiento termosolar; el indiscutible calentamiento global, los constantes incrementos de precios en las tarifas eléctricas, la falta de energía eléctrica en ciertas zonas del país, entre otros motivos, han originado una búsqueda por tecnologías de enfriamiento sustentables activadas con energías renovables.

Este trabajo presenta el desarrollo de una tecnología de enfriamiento que funciona a través de un ciclo de absorción difusión con la mezcla de trabajo amoniaco-agua-helio ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$), la cual es activada de forma directa por energía solar térmica; el sistema presenta la peculiaridad de no necesitar de energía eléctrica para operar. La propuesta se basa en un modelado matemático, el cual fue codificado obteniendo un simulador y posteriormente validado con resultados experimentales reportados en la literatura. Se estudió el método de acoplamiento entre el sistema de enfriamiento y un sistema de colección solar conformado por cuatro concentradores parabólicos compuestos (CPC), cuyos tubos absorbedores poseían un diámetro de 0.03 m, y una concentración geométrica de 2.6. Se encontró que la temperatura en el generador de activación para el acoplamiento fue de 96.5 °C, dando como resultado una eficiencia de 0.59 para la unidad de enfriamiento, y una eficiencia de 0.60 para el sistema de colección solar. La eficiencia global del sistema de enfriamiento termosolar resultante fue de 0.35. El sistema propuesto permite alcanzar temperaturas de hasta -10 °C en el evaporador, con temperaturas de 40 °C en el absorbedor y condensador. La capacidad de enfriamiento obtenida para este caso fue de 2.5 kW.

Con miras de mejorar el rendimiento de la unidad, se estudió de forma teórica la eficiencia del sistema al emplear amoniaco-nitrato de litio ($\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$) y amoniaco-tiocinato de sodio ($\text{NH}_3\text{-NaSCN}$) como mezclas de trabajo, además de estudiar los efectos de utilizar helio (He) o hidrogeno (H_2) como gases inertes. Los resultados muestran que a temperaturas por debajo de los 0 °C, que son similares a las usadas en la conservación de productos perecederos, la mezcla $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3\text{-He}$ es 46% más eficiente que la mezcla $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$, y 69% más eficiente que el $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. No obstante, cuando se trabaja a una temperatura de 7.5 °C en el evaporador, la cual es similar a la demandada por los aires acondicionados, la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ alcanza una mejor eficiencia que el $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3\text{-He}$. Asimismo se encontró que a 10 °C en el evaporador el $\text{NH}_3\text{-NaSCN-He}$ y el $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3\text{-He}$ obtienen el mismo rendimiento. La mezcla $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ presenta problemas de cristalización cuando trabaja a temperaturas de generación más bajas que el $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$. Una vez concluido este estudio fue posible obtener la ingeniería básica del sistema, lo que posteriormente permitió el diseño del sistema de acoplamiento, la bomba de burbujas y el sistema de captación solar.

Con el trabajo desarrollado se ha establecido una metodología que permite acoplar un sistema de colección solar tipo CPC con un sistema de enfriamiento por absorción difusión. Asimismo se encontró que para el sistema propuesto la mezcla $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ es más eficiente que la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ y $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$. Conjuntamente se trabajó en el desarrollo del prototipo experimental, el cual ostenta posibilidades de ser industrializado, ya que su implementación social aporta en la solución de los problemas relacionados con el uso de fuentes de energías convencionales y cambio climático.

ABSTRACT

In these days is increasing the interest in developing solar cooling technologies, this as result of the environmental problems caused by conventional refrigeration systems, which use fossil fuels as energy sources. The undisputed global warming, the constant price increases in electricity rates, the lack of electricity in some areas of the country, among other reasons, have push harder the development of green technologies.

This paper presents the development of a diffusion absorption cooling technology that works with the mixture ammonia-water-helium ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$) and is directly activated by solar energy; the system has the peculiarity of not needing electricity to operate. The system proposed is founded on a mathematical modeling which was coded obtaining a simulator that was validated with experimental results reported in the literature. Also it was study the best way of attaching the cooling system with a four compound parabolic concentrator (CPC) with an absorber tube diameter of 0.03 m and a geometric concentration of 2.6. The activation generator temperature obtained for coupling both systems was 96.5 ° C, with a cooling efficiency of 0.59 and 0.60 for the solar collection system. The overall efficiency of the solar cooling system was 0.35. This system can achieve temperatures of -10 ° C in the evaporator with temperatures of 40 ° C in the absorber and condenser.

In order to improve the performance of the system it was studied the use of ammonia-lithium nitrate ($\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$) and ammonia-sodium thiocyanate ($\text{NH}_3\text{-NaSCN}$) as working mixtures, and helium (He) and hydrogen (H_2) as inert gas. The results show that at temperatures below 0 ° C, similar to those used in the preservation of perishable products, the mixture $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3\text{-He}$ is 46% more efficient than the $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ mixture and 69% more efficient than $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ mixture. However at temperature of 7.5 ° C in the evaporator, which satisfies the demand for space conditioning, the mixture $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ reached a better efficiency than the $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3\text{-He}$. At 10 ° C in the evaporator, the $\text{NH}_3\text{-NaSCN-He}$ and $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3\text{-He}$ get the same performance. The mixture $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3\text{-He}$ presents crystallization problems at higher generator temperatures than the $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$. The theoretical study allowed the design of the coupling system, the bubble pump and the solar collection system.

As a result of this work it was obtained the methodology for coupling a CPC solar collector with a diffusion absorption system. Furthermore it was found that employing the $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ mixture allows to obtain grater COP values than the $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ mixture. Further it was obtained a prototype that could be industrialized to be accessible to society which is part of the solution in the conventional energy issues and climate change.

CONTENIDO

PÁG.

I. DEDICATORIA	3
II. AGRADECIMIENTOS	4
III. RESUMEN	5
1. INTRODUCCIÓN	
1.1. PROBLEMÁTICA Y JUSTIFICACIÓN	8
1.2. ANTECEDENTES	11
1.3. OBJETIVOS	14
2. RESPONSABILIDAD DE CADA AUTOR EN LAS PUBLICACIONES PRESENTADAS	
2.1. ARTÍCULO “Energy analysis of a diffusion absorption cooling system using lithium nitrate, sodium thiocyanate and water as absorbent substances and ammonia as the refrigerant”	15
2.2. ARTÍCULO “Temperatura de acoplamiento y condiciones de operación de un sistema de enfriamiento-termosolar”	16
2.3. SOLICITUD DE PATENTE “Sistema de enfriamiento termo-solar por absorción difusión acoplado de forma directa a un sistema de colección solar”	16
2.4. ARTÍCULO “Metodología para el dimensionamiento y optimización de un concentrador lineal Fresnel”	17
2.5. ARTÍCULO “Diagnóstico energético de un sistema de refrigeración por absorción-difusión aplicando la metodología de análisis exérgico”	17
3. PLANTEAMIENTO DEL PROBLEMA	
3.1. “ENERGY ANALYSIS OF A DIFFUSION ABSORPTION COOLING SYSTEM USING LITHIUM NITRATE, SODIUM THIOCYANATE AND WATER AS ABSORBENT SUBSTANCES AND AMMONIA AS THE REFRIGERANT”	18
3.2. “TEMPERATURA DE ACOPLAMIENTO Y CONDICIONES DE OPERACIÓN DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO-TERMOSOLAR”	19
3.3. “SISTEMA DE ENFRIAMIENTO TERMO-SOLAR POR ABSORCIÓN DIFUSIÓN ACOPLADO DE FORMA DIRECTA A UN SISTEMA DE COLECCIÓN SOLAR”	20
3.4. “METODOLOGÍA PARA EL DIMENSIONAMIENTO Y OPTIMIZACIÓN DE UN CONCENTRADOR LINEAL FRESNEL”	20
3.5. “DIAGNÓSTICO ENERGÉTICO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN-DIFUSIÓN APLICANDO LA METODOLOGÍA DE ANÁLISIS EXÉRGICO”	21
4. REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS	
5. ANEXOS	
ANEXO A “Energy analysis of a diffusion absorption cooling system using lithium nitrate, sodium thiocyanate and water as absorbent substances and ammonia as the refrigerant”	
ANEXO B “Temperatura de acoplamiento y condiciones de operación de un sistema de enfriamiento-termosolar”	
ANEXO C “Sistema de enfriamiento termo-solar por absorción difusión acoplado de forma directa a un sistema de colección solar”	
ANEXO D “Metodología para el dimensionamiento y optimización de un concentrador lineal Fresnel”	
ANEXO E “Diagnóstico energético de un sistema de refrigeración por absorción-difusión aplicando la metodología de análisis exérgico”	

1. INTRODUCCIÓN

1.1 PROBLEMÁTICA Y JUSTIFICACIÓN

En estos momentos el mundo se encuentra en un dinamismo constante, en donde se buscan las comodidades más que la satisfacción íntegra de una necesidad. Esto ha empujado a la humanidad a desarrollar tecnologías y herramientas, que a falta de consciencia, su uso paulatino han comenzado a destruir su ecosistema. Si a esta situación le sumamos la explotación inmoderada de recursos no renovables, el constante desperdicio de fuentes energéticas, la emanación de contaminantes por doquier, y cientos de actividades diarias que son nocivas a la vida misma, las perspectivas del mundo a un futuro son angustiosas.

El calentamiento global es una de las mayores preocupaciones a nivel mundial, su origen es resultado de conjugar varias acciones, destacando la quema excesiva de combustibles fósiles. La presencia excesiva de gases como el dióxido de carbono y el metano en la atmósfera, incrementan su capacidad de absorber radiación, lo que origina el fenómeno conocido como “efecto invernadero”, cuyo efecto es un incremento en la temperatura del planeta. Se ha encontrado relación entre este calentamiento global y el consumo de energía eléctrica, ya que actualmente el 55% de la quema de combustibles fósiles es utilizado en plantas de generación eléctrica. La población a nivel mundial consume casi el doble de energía primaria que hace 30 años y se proyecta que para el 2030 esto incremente un 50%, de los cuales el 90% será cubierto a través de combustibles fósiles. Sin duda esto conducirá a un significativo incremento en la emanación de gases de efecto invernadero (I.E.A., 2002).

Aunado a la problemática ambiental, el cambio climático ha venido a modificar los patrones en el consumismo de la humanidad, ya que ha incrementado las necesidades de adquirir tecnologías que aclimaten espacios, tanto para calentamiento como para enfriamiento. Estas tecnologías convencionales presentan algunos aspectos negativos; enfatizando su alto consumo de energía eléctrica y su contribución en el calentamiento global, lo anterior debido a que utilizan refrigerantes compuestos por gases de efecto invernadero, como son los *hidrofluorocarbonos* (HFC) y los *clorofluorocarbón* (CFC). En este contexto, cabe mencionar el escenario planteado por **Velázquez (2002)**; el cual argumenta que el calentamiento global incrementa el uso de tecnologías convencionales de enfriamiento, trayendo como resultado aumentos en la generación de energía eléctrica; lo que provoca una mayor quema de combustibles fósiles y gases contaminantes que

deterioran la capa de ozono. Debido a la relación entre el deterioro de la capa de ozono, el efecto invernadero y el incremento de la temperatura global, nuevamente se desencadenarían las necesidades de tecnologías de enfriamiento.

Como medidas preventivas se han firmado tratados internacionales con el objetivo de disminuir los índices de contaminación y emanación de gases de efecto invernadero. México participa actualmente en el Protocolo de Montreal, y el Protocolo de Kyoto. A pesar del gran esfuerzo que contempla estos tratados, no se plantea de forma clara la solución al núcleo del problema; la fuerte dependencia de la humanidad por los combustibles fósiles.

La problemática energética no solo se centra en el impacto ambiental, existen también problemas en el entorno económico y social; el aumento en la demanda de energía por ciertos sectores de la población obliga a los gobiernos a incrementar las capacidades de producción de energía, volviendo prohibitivo el suministro en su totalidad. Esto provoca desabastos a ciertas zonas geográficas, principalmente de personas de bajos recursos. En México existen muchos asentamientos de comunidades que no se encuentran conectados a la red de distribución eléctrica, por consiguiente el desarrollo de sus actividades laborales y cotidianas se ven afectados, lo que provoca una disminución en la calidad de vida de sus habitantes. Ejemplo de estas labores es la conservación de alimentos para consumo propio o bien con fines de comercio, tanto los productos agrícolas, ganaderos y pesqueros necesitan ser conservados en frío para evitar su perecer. Las circunstancias nacionales descartan el contemplar como solución la interconexión a la red eléctrica de todos estos pueblos.

Como medidas de solución a la problemática energética antes mencionada, se debe considerar el uso de tecnologías limpias. Un sistema de enfriamiento termosolar es una tecnología que resulta de acoplar una unidad de producción de frío con un sistema de captación solar. Este último es usado como fuente de energía, ya que brinda la cantidad de calor que permite arrancar la operación de la unidad de enfriamiento, poniendo en claro la no necesidad de grandes cantidades de energía eléctrica para operar. Independientemente de la tecnología de captación solar que se elija, debe presentar características que permitan satisfacer las necesidades de calidad y cantidad de energía que demande la unidad de enfriamiento.

En comparación con otros países, la utilización de energía solar como fuente de energía es baja. Según la **Secretaría de Energía**, México cuenta con aproximadamente 0.33 m² de área de

colección solar por cada mil habitantes, en cambio países europeos llegan a tener índices de 200 m² por cada mil habitantes (**S. E., 2005**). A pesar de estar ubicados en una zona privilegiada con gran presencia de recurso solar, los números anteriores ponen en claro la falta de implementación de tecnologías para aprovechar la misma en nuestro país.

La situación de México es clara, destaca por ser un país importador de conocimientos y tecnologías, a tal grado que hay que esperar la solución de problemas en otros países para posteriormente basarse en la metodología empleada, y así atacar sus propios problemas. Lo cual nos orilla a un retroceso. Cualquier método, conocimiento y tecnología emergente, que no provenga de la importación, y sea impulsado a través de políticas públicas, disminuirá en gran medida los efectos de la problemática nacional.

Hasta hoy en el entorno nacional, son poco los proyectos sustentables que se han elaborado de acondicionamiento de espacios a través de la producción de frío, destacando el caso de Maruata Michoacán. Un pueblo rural donde sus pescadores se veían afectados por la escasez de hielo debido a no contar con abastecimiento eléctrico, lo que los forzaba a perpetrar recorridos de hasta cuatro horas para abastecerse (**Erickson D., 1999**). Como medida de solución se instaló un sistema para producir hielo que operaban únicamente con energía solar. El sistema operaba similar a una bomba de calor por absorción, sin embargo debido a sus grandes dimensiones y a su necesidad de ser operada por personas capacitadas, su implementación no se ha dado de forma masiva.

Y. Hwang et al. (2011) presentan una revisión del estado del arte de las tecnologías de enfriamiento termosolar y mencionan que las líneas de investigación deben estar encaminadas al desarrollo de colectores solares avanzados de alta eficiencia y alta temperatura, y al desarrollo de tecnologías de enfriamiento de alta eficiencia activada a bajas temperaturas, ambas a un bajo costo. Hasta la fecha, las unidades de refrigeración por absorción, se caracterizan por poseer grandes dimensiones y capacidades de enfriamiento mayores a los 5 kW, además de que su funcionamiento requiere de fuentes térmicas constantes, siendo difícil establecer uniformidad en su desempeño.

En el ámbito tecnológico, se considera como un sistema pasivo aquellas tecnologías que presenten una nula necesidad de energía eléctrica. Cabe destacar que la mayoría de los sistemas de enfriamiento termosolar que son pasivos operan de forma intermitente. Es decir su funcionamiento se divide en dos modos, modo de generación y modo de absorción. En el modo de generación, al presentarse la radiación solar, el generador recibe el calor proveniente del Sol, logrando generar

refrigerante. Posteriormente en la noche, tras un abrir y cerrar de válvulas, se activa el modo absorbedor. Es en este modo donde se produce el fenómeno de enfriamiento, pues el absorbedor no recibe radiación, lo cual permite disminuir su temperatura y absorber al refrigerante. Este método de operación presenta el inconveniente de no producir el fenómeno de frío constante, solamente es en lapsos de tiempo.

En la actualidad los avances tecnológicos en componentes de refrigeración, son propicios para desarrollar sistemas de enfriamiento solares pasivos, destacando una pertinencia entre la situación actual de las herramientas que se necesitan, y los resultados esperados. Por tal motivo desarrollar e implementar un sistema de enfriamiento que no necesita de energía eléctrica para operar y solo de energías renovables, y su uso no repercuta al medio ambiente, mejorará la calidad de vida; siendo este último el justificante principal del desarrollo de este trabajo.

1.2 ANTECEDENTES

Conservar productos perecederos se puede realizar de distintas maneras, las más efectivas son aquellas que utilizan el frío como un medio de conservación; tanto para enfriar un espacio y almacenar los productos, como para producir hielo y ponerlo en contacto directo con los productos perecederos.

La producción de frío por absorción data de principios del siglo XIX, no obstante la explotación de este fenómeno para su comercialización a través de refrigeraciones se da a principios del siglo XX. Dentro de los sistemas de absorción se encuentran los sistemas de difusión. Estas tecnologías presentan dos grandes ventajas; no necesitan energía eléctrica para operar ya que no utilizan partes electro mecánicas, y el fenómeno de producción de frío es continuo. La circulación de la mezcla de trabajo dentro del sistema la realiza una bomba de burbujas, el cual es un sistema térmico de bombeo. La tecnología fue presentada por primera vez por los ingenieros suecos **Von Platen y Munters (1928)**, los cuales aprovecharon la atracción física y química que ocurre al poner en contacto ciertos gases y líquidos. Esto provoca que la sustancia líquida absorba al gas, generando una reacción exotérmica. De forma inversa, si se calienta la mezcla hasta llegar a su condición inicial es posible separar ambas sustancias. El resto del funcionamiento de los sistemas de enfriamiento por absorción es similar a los sistemas de enfriamiento convencionales por compresión, solo se remplace el compresor mecánico por un compresor térmico.

Trombe F. y M. Feox (1961) proponen el primer sistema de enfriamiento solar por absorción; un ciclo intermitente de simple efecto con la mezcla amoníaco-agua ($\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$), siendo el amoníaco el refrigerante y el agua la sustancia absorbidora. El sistema de enfriamiento era asistido por colectores solares, y se utilizaba para producir hielo. A raíz de esto muchos investigadores comenzaron a desarrollar nuevos prototipos, como lo hizo poco después **Chinnappa (1962)**; presentando el primer sistema de enfriamiento termosolar activado por colectores solares planos.

En investigaciones más recientes, **Erhard et al. (1998)** presentan una máquina de refrigeración intermitente que opera con energía solar y sin partes móviles. La mezcla empleada fue amoníaco-cloruro de estroncio ($\text{NH}_3\text{-SrCl}_2$). El acoplamiento de ambos sistemas se dio de forma directa, aprovechando la misma estructura del colector solar como un generador-absorbedor. El calor de absorción se transportaba fuera del colector solar por medio de intercambiadores. Como resultado se obtuvo una eficiencia global del sistema (indicador directamente proporcional al producto de la eficiencia de la unidad de frío por la eficiencia del sistema de colección solar) muy baja, que no sobrepasa 0.08.

Tamainot-Telto y Critoph (1999) propusieron un CPC (concentrador parabólico compuesto) para suministrar calor a una unidad de enfriamiento. El arreglo de colectores se componía de dos CPC de 2 m de largo y una concentración geométrica de 2.37. El propósito era alimentar una unidad de 120 W de capacidad en el evaporador, con una demanda térmica de 500 W en el generador. Este diseño se probó mediante una simulación. No se reporta la mezcla utilizada, ni las temperaturas en los componentes de la unidad, sólo la temperatura máxima alcanzada en el generador de 173 °C.

Rivera y Rivera (2003) presentaron los resultados de un modelo matemático para evaluar un CPC acoplado a una unidad de enfriamiento intermitente que utilizaba la mezcla amoníaco-nitrato de litio ($\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$). Los resultados del modelo señalan una eficiencia del colector entre 0.33 y 0.78, con una temperatura en el generador de 120 °C y una temperatura de condensación de 40 °C. La eficiencia general del sistema reportada se encuentra entre 0.15 y 0.40.

En otro estudio presentado por **González y Rodríguez (2007)**, proponen un arreglo de colectores del tipo CPC para alimentar una unidad de enfriamiento intermitente con la mezcla de trabajo; carbón activado-metanol ($\text{CA-CH}_4\text{O}$), el cual obtuvo experimentalmente un coeficiente de

operación de la unidad de enfriamiento (denominada por sus siglas en inglés COP, *Coefficient of Performance*) de entre 0.07 y 0.09.

Jakob et al. (2007) presentan un diseño de una unidad de aire acondicionado por absorción difusión usando la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$, este último usado como gas inerte. La capacidad de enfriamiento en el evaporador del sistema fue de 2.5 kW. La unidad fue construida y probada, logrando un COP experimental de 0.38. El colector que se utilizó fue un colector de placa plana acoplado indirectamente, sin embargo no se reporta información referente a la eficiencia y el área de captación de este.

Posteriormente **Ortega et al. (2008)**, presentaron un modelado teórico de un colector solar tipo CPC que sería usado como generador de un sistema de absorción simple, que necesitaba de energía eléctrica para alimentar a las bombas de circulación. Señalan que se necesitó una longitud de 25 m del sistema de colectores para lograr una temperatura de $-10\text{ }^{\circ}\text{C}$ en el evaporador, y una capacidad de enfriamiento de 3.8 kW. El COP obtenido fue de 0.46 y la eficiencia global del sistema de 0.21.

Kim e Infante (2008) elaboraron un estudio del estado del arte de los diferentes sistemas de absorción termosolar reportados, exhiben que los sistemas de absorción difusión solar, con la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, no sobrepasan una eficiencia global de 0.25, y una capacidad de enfriamiento de 2.5 kW en el evaporador. **Gutiérrez (1998)** y **Kunze (2000)** utilizaron colectores solares planos como generador.

En resumen los esfuerzos de los proyectos de investigación en los sistemas de enfriamiento termosolar se han dirigido hacia: mejorar los diseños de los componentes de las unidades, probar nuevos fluidos como mezclas de trabajo, agregar aditivos a las mezclas existentes, buscar nuevas configuraciones de operación, encontrar las mejores condiciones de operación para las diferentes tecnologías, y disminuir los costos de construcción.

Hasta ahora en la literatura sólo se han encontrado casos de colectores solares de placa plana acoplados de forma indirecta a unidades de enfriamiento de absorción difusión, estos colectores, al no ser concentradores solares no explotan totalmente el recurso solar en relación al área de captación que abarcan, por ende presentan baja eficiencia. Al acoplar el sistema de enfriamiento

con el sistema de colección solar de forma directa se logran eficiencias globales mayores que de forma indirecta, ya que se elimina un proceso que degrada energía. Para establecer la manera o el método para el acoplamiento es necesario tomar en cuenta el diseño de ambas tecnologías, pues sus eficiencias responden de forma diferente a la temperatura de generación. Por lo anterior, en este trabajo se desarrolló un sistema de enfriamiento termosolar que opera bajo el ciclo de absorción difusión y es acoplado de forma directa a un concentrador solar, obteniendo las mejores condiciones de operación del sistema, la mayor eficiencia de acoplamiento y un mejor rendimiento tras haber probado diferentes mezclas de trabajo, todo esto a través de un estudio teórico y experimental. Para esto fue necesario proponer una tecnología de acoplamiento que no afectara el funcionamiento de la unidad, lo cual obligó a estudiar la circulación de la mezcla de trabajo dentro del sistema y la bomba de burbujas, que es el elemento que provoca la circulación de forma pasiva, ya que solo demanda de energía térmica. Esto permitió proponer una tecnología dándole carácter patentable a este trabajo. El sistema de enfriamiento termosolar se compone de una unidad de enfriamiento por absorción difusión que emplea la mezcla de trabajo $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ y es acoplada de forma directa a un arreglo de colectores solares tipo CPC.

1.3 OBJETIVOS

Objetivo general.

Desarrollar teórica y experimentalmente un sistema de enfriamiento solar pasivo para satisfacer las necesidades de producción de hielo, conservación de productos perecederos y aire acondicionado de las poblaciones alejadas de la red eléctrica.

Objetivos específicos.

Para poder lograr el objetivo planteado se han marcado los siguientes objetivos específicos:

- Estudio del estado del arte de los sistemas de captación solar y sistemas de enfriamiento solar.
- Generación de una propuesta tecnológica del sistema de enfriamiento solar pasivo.
- Realizar el estudio teórico que consiste en el modelado matemático, simulación y diseño del sistema de enfriamiento solar pasivo propuesto.

- Establecer el método y la temperatura de acoplamiento óptimo entre el sistema de captación solar y la unidad de enfriamiento.
- Realizar un estudio comparativo de diferentes fluidos de trabajo y condiciones de operación evitando la cristalización y problemas operativos.
- Dimensionamiento, construcción, instalación, instrumentación y prueba experimental del sistema de enfriamiento termosolar pasivo propuesto (construcción de planta piloto).
- Estudio de optimización de la planta piloto del sistema propuesto.
- Estudio preliminar de factibilidad económica de la tecnología desarrollada.

2. RESPONSABILIDAD DE CADA AUTOR EN LAS PUBLICACIONES PRESENTADAS.

Es necesario mencionar que esta tesis contó con la contribución de otros investigadores, cuyos resultados fueron documentados y sometidos a procesos de revisión arbitrada, obteniendo diferentes publicaciones de carácter científico. En esta sección se presentan los diferentes trabajos generados, así como el nombre de los autores participantes y sus contribuciones en cada uno de los proyectos:

2.1 ARTÍCULO: *“Energy analysis of a diffusion absorption cooling system using lithium nitrate, sodium thiocyanate and water as absorbent substances and ammonia as the refrigerant”*

Revista: Applied Thermal Engineering (ISSN: 1359-4311)

AUTOR	RESPONSABILIDAD
Alexis Acuña Ramírez	Planteamiento del modelo matemático, elaboración de simulador, análisis mediante simulación, interpretación de resultados y redacción.
Nicolás Velázquez Limón	Director de tesis, asesoría en el planteamiento del modelo matemático del sistema de colección solar, apoyo en el desarrollo del contenido de la publicación.

Jesús Cerezo Román	Apoyo en el planteamiento del modelo matemático de la unidad de enfriamiento por absorción difusión, asesoría en el manejo de las diferentes mezclas de trabajo, interpretación de resultados, redacción y análisis de información.
--------------------	---

2.2 ARTÍCULO: *“Temperatura de acoplamiento y condiciones de operación de un sistema de enfriamiento-termosolar”*

Revista: Ingeniería Mecánica, Tecnología y Desarrollo (ISSN: 1665-7391)

AUTOR	RESPONSABILIDAD
Alexis Acuña Ramírez	Planteamiento del modelo matemático, elaboración de simulador, estudio mediante simulación, interpretación de resultados y redacción.
Nicolás Velázquez Limón	Director de tesis, asesoría en el planteamiento del modelo matemático del sistema de colección solar, apoyo en el desarrollo del contenido de la publicación.
Jesús Cerezo Román	Apoyo en el planteamiento del modelo matemático de la unidad de enfriamiento por absorción difusión, asesoría en la interpretación de resultados, redacción y análisis de información.
Fernando Lara Chávez	Apoyo en el desarrollo del modelo matemático y algoritmo de solución del concentrador parabólico compuesto, así como también asesoramiento en el análisis de la información.

2.3 SOLICITUD DE PATENTE: *Sistema de enfriamiento termosolar por absorción difusión acoplado de forma directa a un sistema de colección solar”*

Documento: Solicitud de patente

AUTOR	RESPONSABILIDAD
Alexis Acuña Ramírez	Estudio termodinámico del sistema de enfriamiento termosolar propuesto, estudio experimental a un sistema de enfriamiento, diseño de elemento de acoplamiento y elaboración de patente.
Nicolás Velázquez Limón	Director de tesis, asesoría en estudio termodinámico del sistema de enfriamiento termosolar, interpretación de resultados, análisis del sistema de acoplamiento y estructura de la patente.

2.4 ARTÍCULO: *“Metodología para el dimensionamiento y optimización de un concentrador lineal Fresnel”*

Revista: Información tecnológica (ISSN: 0718-0764)

AUTOR	RESPONSABILIDAD
Fernando Lara Chávez	Planteamiento del modelo matemático, elaboración de simulador, análisis mediante simulación, interpretación de resultados y redacción.
Nicolás Velázquez Limón	Director de tesis, asesoría en el planteamiento, estructura y contenido de la publicación, y la interpretación de resultados.
Daniel Saucedo Carvajal	Apoyo en el desarrollo del modelo del trazado de rayos y asesoramiento en el análisis de la información.
Alexis Acuña Ramírez	Apoyo en el desarrollo del modelo matemático y asesoramiento en el análisis de la información.

2.5 ARTÍCULO: *“Diagnóstico energético de un sistema de refrigeración por absorción-difusión aplicando la metodología de análisis exérgico”*

Memoria: XXIII Semana Nacional de Energía Solar (ISBN: 978-607-95019-2-1)

AUTOR	RESPONSABILIDAD
Alexis Acuña Ramírez	Planteamiento del modelo matemático, elaboración de simulador, interpretación de resultados y redacción.
Nicolás Velázquez Limón	Director de tesis, asesoría en el planteamiento del modelo matemático así como también en el desarrollo del contenido, estructura e interpretación de resultados.

3. PLANTEAMIENTO DE PROBLEMA

Los métodos, resultados y conclusiones de los diferentes trabajos de investigación de este proyecto son presentados en los contenidos de los anexos. Lo siguiente, es un resumen de las contribuciones más importantes de dichas investigaciones:

3.1 Energy analysis of a diffusion absorption cooling system using lithium nitrate, sodium thiocyanate and water as absorbent substances and ammonia as the refrigerant.

Se analizó un sistema de enfriamiento por absorción difusión para determinar la mezcla de trabajo más apropiada, basándose en su COP y condiciones de operación, entre; el nitrato de litio (LiNO_3), tiocianato de sodio (NaSCN) y agua (H_2O); como sustancias absorbentes, y amoníaco (NH_3) como refrigerante. Además se estudió la posible cristalización dentro del sistema debido a la temperatura en el absorbedor y en el generador. Adicionalmente se analizaron los efectos en las eficiencias del sistema al utilizar He o H_2 como gas inerte.

En el trabajo presentado, que hace referencia a un análisis energético de un sistema de enfriamiento por absorción difusión con diferentes mezclas de trabajo se encontró que:

- Con una temperatura de $-15\text{ }^\circ\text{C}$ en el evaporador, una temperatura de $120\text{ }^\circ\text{C}$ en el generador, y una temperatura en de $40\text{ }^\circ\text{C}$ en el absorbedor y condensador, los resultados muestran que la mejor eficiencia la obtuvo la mezcla $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3\text{-He}$, con un COP de 0.48.

- La mezcla $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3\text{-He}$ es hasta un 46% más eficiente que la mezcla $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$. El $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3\text{-He}$ es hasta un 69% más eficiente que la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, sin embargo cuando se trabaja a temperaturas de 7.5 °C la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$, alcanza un mayor COP que el $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3\text{-He}$. A los 10 °C el $\text{NH}_3\text{-NaSCN-He}$ y el $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3\text{-He}$ obtienen el mismo COP. A temperaturas menores a los 7.5 °C, la mezcla $\text{NH}_3\text{-NaSCN-He}$ logra mejores eficiencias que la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$.
- La mezcla $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3\text{-He}$ presenta problemas de cristalización a temperaturas más altas en el generador que la mezcla $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$.
- A la misma temperatura en el evaporador la mezcla de trabajo $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ necesita mayor temperaturas de activación que la mezcla $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$.

3.2 Temperatura de acoplamiento y condiciones de operación de un sistema de enfriamiento termosolar.

En este artículo se presentó una metodología para encontrar la temperatura óptima de trabajo en el generador tras acoplar un arreglo de colectores solares del tipo CPC, y una unidad de enfriamiento de absorción difusión. La mezcla de trabajo empleada fue $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$. El estudio se realizó a través de un modelado matemático, con el cual se planteó un simulador que fue validado con datos experimentales.

Al llevar a cabo el estudio del acoplamiento de un sistema de enfriamiento por absorción difusión con un sistema de colección solar CPC se encontró que:

- Con una temperatura de 10 °C en el evaporador, y 40 °C en el absorbedor y condensador, la temperatura óptima de acoplamiento fue de 96.5 °C; obteniendo un COP de 0.59 y una eficiencia del sistema de colección solar de 0.60.
- Es posible alcanzar una demanda térmica en el evaporado de 2.95 kW con una eficiencia global del sistema de enfriamiento termosolar de 0.35 (el cual es un valor competitivo contra otros sistemas de enfriamiento termosolar).
- El incremento de la temperatura en el generador aumenta la eficiencia de la unidad de enfriamiento, sin embargo el incremento de la temperatura en el generador provoca una disminución en la eficiencia del sistema de colección solar.
- Un sistema de colección solar compuesto por un arreglo de cuatro concentradores solares del tipo CPC, con una área de colección de 2 m de largo por 1.30 m de ancho, una altura de

0.29 m por cada colector, y un diámetro de 0.03 m del tubo absorbedor, es capaz de satisfacer la demanda térmica de una unidad de enfriamiento de absorción difusión con una capacidad de 2.95 kW.

3.3 Sistema de enfriamiento termosolar por absorción difusión acoplado de forma directa a un sistema de colección solar.

Esta invención se refiere a una bomba de calor que funciona por el ciclo de absorción difusión y necesita solamente de energía solar para operar, lo cual se hace posible al acoplar de manera directa un sistema de colección solar con una unidad de enfriamiento. Para lograr esto se propuso un elemento de acoplamiento. El sistema tiene como característica que no necesita de una bomba de circulación, y utiliza como fluidos de trabajo una mezcla compuesta por un refrigerante, una sustancia absorbente y un gas regulador de presión. El sistema se enfría por aire y no necesita de energía eléctrica para operar.

La presente patente que hace alusión a un sistema de enfriamiento por absorción difusión acoplado de forma directa a un sistema de colección solar permitirá:

- Desarrollar un sistema de enfriamiento que no necesita de energía eléctrica para operar, solo de energía renovable, por lo cual se considera una tecnología limpia; por tal el uso de dichas tecnologías no repercute al medio ambiente. En particular, esta tecnología ataca la problemática relacionada con la baja calidad de vida de las personas ocasionado por el desabasto eléctrico. Por lo tanto, esta tecnología contribuye a solucionar la problemática ambiental y energética. Más aun, su implementación a niveles industriales pudiera catalizar la creación de empleos.
- Contribuir en el desarrollo científico y tecnológico del país, al crear una tecnología con carácter innovador, y generar conocimiento en el área de las tecnologías de enfriamiento solar de acondicionamiento de espacios, y de conservación de productos percederos.
- Posicionar al Centro de Estudio de las Energías Renovables y a la Universidad Autónoma de Baja California como entidades desarrolladoras de tecnologías.

3.4 Metodología para el dimensionamiento y optimización de un concentrador lineal Fresnel.

En este trabajo se presenta una metodología de diseño para concentradores lineales Fresnel de espejos curvos y cavidad invertida tipo concentrador parabólico compuesto. El objetivo es

determinar los parámetros geométricos del concentrador que permitan obtener la máxima eficiencia de captación de energía solar. La metodología propuesta, utiliza un procedimiento analítico y la técnica de trazado de rayos, por medio de la cual se llevó a cabo un estudio paramétrico, evaluando las horas de operación correspondientes al día representativo del mes crítico en la ciudad de Mexicali B.C. México.

De acuerdo a los resultados obtenidos se concluye que:

- Se logró un incremento de la captación solar del 7.3 % con respecto a la geometría de cero espaciamiento. La máxima energía captada (12:00 PM) fue de 3.82 kW, con una pérdida de energía de 0.82 kW, una eficiencia de 82.4 % y una pérdida de energía en los extremos de 17.6%.
- La implementación de la geometría tipo CPC permite una reducción en el diámetro del tubo absorbedor, 4.7 veces menos en comparación con el resultante de una geometría de simple tubo absorbedor sin cavidad, lo cual se puede ver reflejado como una reducción en las pérdidas ópticas y térmicas del CLF, lo que incrementa la eficiencia global del colector solar.
- Aplicando la metodología propuesta, se puede establecer un espaciamiento adecuado que produzca el mínimo sombreado entre espejos, y la mínima dispersión de los rayos solares reflejados hacia la cavidad.
- El uso de CLF con longitudes significativas, o la incorporación de diseños con cavidades desplazables, ayudan a contrarrestar las pérdidas de coseno ocasionadas por el ángulo de incidencia, generando un mayor aprovechamiento de la energía concentrada.

3.5 Diagnóstico energético de un sistema de refrigeración por absorción-difusión aplicando la metodología de análisis exérgico.

Actualmente se ha incrementado el interés por saber cómo se utilizan los recursos energéticos suministrados a un sistema. Además de buscar un mayor entendimiento en el manejo, transformación y conservación de la energía. La metodología de análisis exérgico, es una herramienta que permite lograr esto en los sistemas de refrigeración por absorción difusión (SRAD). En este trabajo se presenta una metodología y los resultados de un diagnóstico energético por primera y segunda ley de la termodinámica de un SRAD. Posteriormente se presentan algunos indicadores exérgicos del funcionamiento y la exergía destruida. Esto permitió obtener una atomización del comportamiento exérgico, y encontrar; la magnitud, tipo y localización de las

perdidas exérgicas. Con los resultados de este análisis, se logró conocer los efectos debido al diferencial de temperatura entre la fuente de calor, generador, condensador y evaporador. A su vez, el análisis paramétrico permitió evaluar los puntos críticos del sistema. El diagnóstico realizado catalizó la generación de ideas de mejoras del ciclo termodinámico.

Este trabajo ha permitido establecer las siguientes conclusiones:

- Con la metodología del análisis exérgico, el análisis de un sistema se vuelve más completo y riguroso, aunado a esto una crítica ponderada puede encaminar a realizar propuestas de mejoras al sistema o detectar los puntos en donde se deben encaminar esfuerzos para su estudio.
- En el sistema de refrigeración por absorción difusión se observa que la mayor cantidad de energía perdida ocurre en el generador 231.74 kJ/min y el evaporador 108.36 kJ/min, sin embargo esto es precario, porque el calor que reciben proviene de un fuente externa al ambiente, y los otros subsistemas interactúan directamente con el ambiente el cual a su vez es el punto de equilibrio.
- Basándose en los indicadores, el subsistema Generador-Bomba de burbujas-Rectificador resultó ser el menos eficiente, con un valor de 29.7%.

REFERENCIAS BIBLIOGRÁFICAS

- **International Energy Agency, (2002)**, World Energy Outlook.
- **Velázquez, N., (2002)**, Estudios de sistemas de absorción avanzados para operar con gas natural asistidos por energía solar, Tesis, UNAM.
- **Erickson, D., (1994)**, Solar Ice makers in Maruata, Mexico, Solar Today.
- **Secretaría de Energía, (2005)**, Prospectiva sobre la utilización de las energías renovables en México Una visión al año 2030.
- **Hwang, Y., Radermacher R., Alili A., Kubo I., (2011)**, Review of Solar Cooling Technologies, HVAC&R Research 14.
- **Von Platen, B.C., Munters C.G., (1928)**, Patente de E.U. 1,685,764.
- **Trombe, F., Foex M., (1961)**, Production de glace a l'aide de l'énergie solaire, International Meeting of CNRS-France.
- **Chinnappa, J. C., (1962)**, Performance of an intermittent refrigerator operated by a flat-plate collector, Solar Energy 6.
- **Erhard, K., Splinder E., Hahne, (1998)**, Test and simulation of a solar powered solid sorption cooling machine, International Journal of Refrigeration 21.
- **Tamainot-Telto, Z., Critoph R. E., (1999)**, Solar sorption refrigerator using a CPC collector, Renewable Energy 16.
- **Rivera, C., Rivera W., (2003)**, Modeling of an intermittent solar absorption refrigeration system operating with ammonia–lithium nitrate mixture, Solar Energy Materials and Solar Cells 76.
- **González, M. I., Rodríguez L. R., (2007)**, Solar powered adsorption refrigerator with CPC collection system: Collector design and experimental test, Energy Conversion and Management 48.
- **Jakob, U., Eicker U., Schneider D., Taki A., Cook M. J., (2007)**, Simulation and experimental investigation into diffusion absorption cooling machines for air conditioning applications, Applied Thermal Engineering 28.
- **Ortega, N., García-Valladares O., Best R., Gómez V. H., (2008)**, Two-phase flow modelling of a solar concentrator applied as ammonia vapor generator in an absorption refrigerator, Renewable Energy 33.
- **Kim, D. S., Infante Ferreira C., (2008)**, Solar refrigeration options – a state-of-the-art review, International Journal of Refrigeration 31.

- **Gutiérrez, F., (1998)**, Behaviour of a household absorption–diffusion refrigerator adapted to autonomous solar operation, Solar Energy 40.
- **Kunze, G., (2000)**, Efficient solar cooling with an improved ammonia-absorption system, Renewable Energy World 3.

ANEXOS

ANEXO A

ENERGY ANALYSIS OF A DIFFUSION ABSORPTION COOLING SYSTEM USING LITHIUM NITRATE, SODIUM THIOCYANATE AND WATER AS ABSORBENT SUBSTANCES AND AMMONIA AS THE REFRIGERANT

Journal of Applied Thermal Engineering

ISSN: 1359-4311



Energy analysis of a diffusion absorption cooling system using lithium nitrate, sodium thiocyanate and water as absorbent substances and ammonia as the refrigerant

A. Acuña , N. Velázquez, J. Cerezo

Centro de Estudio de las Energías Renovables del Instituto de Ingeniería, UABC, Mexicali, Baja California, México

<http://dx.doi.org/10.1016/j.applthermaleng.2012.10.046>, How to Cite or Link Using DOI

 Permissions & Reprints

ABSTRACT

A diffusion absorption cooling system is analyzed to determine the appropriate fluid for the unit, based on the coefficient of performance (COP) and operating conditions, by comparing lithium nitrate (LiNO_3), sodium thiocyanate (NaSCN) and water (H_2O) as absorbent substances and by using ammonia (NH_3) as the refrigerant. The presence of crystallization in the system is analyzed as a function of the generator and absorber temperatures. Additionally, the effects on the efficiency of the system from adding the inert gas helium (He) or hydrogen (H_2) are studied. A mathematical model is developed and compared to experimental studies reported in the literature. At an evaporator temperature of -15°C , a generator temperature of 120°C and absorber and condenser temperatures of 40°C , the results show that the best performance is achieved by the $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3\text{-He}$ mixture, with a COP of 0.48. This mixture performs 27–46 % more efficient than the $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ mixture. The $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ mixture is 52–69 % less efficient than the $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ mixture. However, when the evaporator runs at 7.5°C , the $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ mixture achieves a more efficient COP than does the $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3\text{-He}$ mixture, and the $\text{NH}_3\text{-NaSCN-He}$ and $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3\text{-He}$ mixtures achieve the same COP when the evaporator is at 10°C . At temperatures below 7.5°C , the $\text{NH}_3\text{-NaSCN-He}$ mixture achieves a higher COP than does the $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ mixture. The $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ mixture shows crystallization at higher temperatures in the generator than does the $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ mixture. Moreover, at the same evaporator temperature, the $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ mixture works at activation temperatures lower than does the $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ mixture.

Keywords: COP, diffusion absorption, lithium nitrate, sodium thiocyanate, ammonia.

Nomenclature

COP	coefficient of performance
h	enthalpy (kJ kg^{-1})
He	helium
H_2	hydrogen
H_2O	water
LiNO_3	lithium nitrate
m	mass flow (kg s^{-1})
M	molar mass (g mol^{-1})
N	mole number (mol)
NaSCN	sodium thiocyanate
P	pressure (bar)
Q	heat transfer (kW)
T	temperature ($^\circ\text{C}$)
x	ammonia mass fraction in the solution
y	ammonia mass fraction in the gas mixture
Y	inert gas fraction

Subscripts

1,2,3...	system's point designation (Figure 1)
a	absorber
c	condenser
e	evaporator
e	heat exchanger efficiency
g	generator
h	inert gas
high	high zone pressure
r	rectifier
sat	saturation state
ref	refrigerant
l	liquid
low	low zone pressure
v	vapor

1. INTRODUCTION

r	rectifier
sat	saturation state
ref	refrigerant
<i>l</i>	liquid
low	low zone pressure
v	vapor

1. INTRODUCTION

A passive cooling system is an air conditioner or refrigerator operating without electrical energy. This classification includes diffusion absorption systems because they only require heat to start working. No requirement for a mechanical pump is another characteristic of this type of system; instead, a bubble pump is used. Notwithstanding the great advantage of not using electrical energy, these units have been in low demand because of a low coefficient of performance (COP) compared with conventional units. Considering the current worldwide energy problems, the implementation of these technologies could be part of a possible solution for remote areas not connected to the electrical distribution network. The subject has thus attracted the attention of researchers, who are studying ways to enhance the efficiency of these units by increasing their cooling capacity and making the systems sustainable.

This technology dates from 1928 and was designed by Swedish engineers **von Platen and Munters [1]**. To equalize the pressure difference between the low zone and the high zone, they proposed to add an inert gas to the working mixture. The diffusion systems operate under the principle of partial pressure.

Bourseau and Bugarel [2] proposed a mathematical model of a conventional diffusion absorption cooling system. In addition, they performed an energy analysis of the system using a mixture of $\text{NH}_3\text{-NaSCN-H}_2$. The results showed that the $\text{NH}_3\text{-NaSCN-H}_2$ mixture performs more efficient than $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-H}_2$; however, the improvement was not quantified. The $\text{NH}_3\text{-NaSCN-H}_2$ mixture achieved a COP of 0.12 at a generator temperature of 110 °C and an evaporator temperature of -10 °C.

Srikhirin and Aphornratana [3] presented an experimental study of a conventional diffusion absorption system that used $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$; they achieved a COP of 0.15, with an evaporator capacity between 100 W and 180 W, by employing electrical heaters. It is worthwhile to note that the bubble pump must be designed so that the refrigerant flow and the poor solution flow pumped to the absorber are equal. If too much solution is pumped, then a thermal loss occurs.

Zohar et al. [4] concluded, for a conventional system with a generator running at temperatures between 195 °C and 205 °C, a concentration of 0.3 for the rich solution and 0.1 for the poor solution are recommended. The mixture used was $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$. Additionally, in these conditions, it was found that He exhibited more efficient performance than H_2 , achieving a higher COP by almost 40%. Furthermore, there were no significant differences if neon or argon was used as the inert gas instead of He.

Zohar et al. [5] studied two different configurations of diffusion absorption systems, with and without a heat exchanger to subcool the refrigerant prior to entering the evaporator. The mixture used was $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-H}_2$. The cycle without subcooling showed a COP between 14% and 20% higher than the other configuration, but this was the percentage achieved only with evaporator temperatures of approximately 15 °C. Based on these conclusions, this configuration should be considered seriously.

To find more efficient mixtures, **Zohar et al. [6]** studied five different refrigerants (R22, R32, R124, R125 and R134a), using dimethylacetamide (DMAC) as the absorbent substance. He was chosen as the inert gas. The highest COP of 0.29 was achieved by the $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ system. Among the organic working fluids, the DMAC-R22 system provided the highest COP of 0.22. Another study presented by **Zohar et al. [7]** investigated different ways to couple the bubble pump with the generator using an $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ mixture. They concluded that when heating is applied directly to the solution and is recovered in the bubble pump, the COP is higher compared to the case without recovery; the former COP was 0.44.

Jakob et al. [8] presented a mathematical model for the design and construction of an air conditioning unit using an $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ mixture with a cooling capacity of 2.5 kW. The design temperature in the generator was 115 °C, and the design temperature in the evaporator was 5 °C. The highest experimental COP achieved was 0.38.

A new experimental study presented by **Ben Ezzine et al. [9]** used C_4H_{10} and $\text{C}_9\text{H}_2\text{O}$ as the working mixture and He as the inert gas. The maximum COP achieved was 0.14 with 9 °C in the evaporator. The generator bubble pump needed 275 W to work.

The mixtures $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ and $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ are thermodynamically more attractive than $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ because they need lower activation temperatures, have higher cooling capacities, operate without a rectifier, and achieve higher COPs. In addition, there is no report in the literature using $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ as the absorbing substance in diffusion absorption refrigeration. Both mixtures have been studied in advanced and intermittent absorption systems by applying simple energy balances on each component (**Sun [10]** and **Venegas et al. [11]**). Although **Bourseau and Bugarel [2]** presented a study of the $\text{NH}_3\text{-NaSCN-H}_2$ mixture in diffusion absorption systems, the configuration in that study was different from the configuration used by **Zohar et al. [5]**.

In a review of solar cooling technologies by **Hwang et al. [12]**, it was mentioned that the research needs of solar cooling technologies should be aimed at developing high efficiency technologies that can be activated at low temperatures. If diffusion absorption systems have a low heat demand, that low requirement will allow the use of another source of energy, such as solar collectors, rather than gas, thus making these systems completely sustainable.

Diffusion absorption technology research efforts focus on testing different mixtures, analyzing different configurations, improving the design of components, increasing the cooling capacity of the systems, and especially increasing their efficiency. This study presents an energy analysis of a diffusion absorption cooling system, comparing several mixtures to determine which mixture is more appropriate for the unit, based on COP. The mixtures use LiNO_3 , NaSCN and H_2O as absorbent substances, NH_3 as the refrigerant and He and H_2 as the inert gas. The analysis is complemented with a study of the effects of the generator temperature and the absorber temperature on crystallization in the unit, as well as with the generator temperature ranges that allow the system to operate at different evaporator temperatures without causing crystallization problems.

1.1 System description

The system under study is a diffusion absorption cooling system whose heating source can be direct fire, waste heat or an array of solar collectors coupled indirectly. The working mixture consists of a refrigerant (NH_3), an absorbent substance (H_2O , NaSCN or LiNO_3) and an inert gas (He or H_2). **Fig. 1** illustrates a schematic of the system under study, proposed by **Zohar et al. [5]**, which consists of the following subsystems: absorber, evaporator, condenser, hydraulic trap, generator-bubble pump, two heat exchangers and a rectifier. There are three mixture circuits within the system: the refrigerant circuit, the inert gas circuit and the solution circuit.

To explain the $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ system, the generator will be described first. The generator is loaded with a solution with a high concentration of refrigerant. When a certain amount of heat is added to the generator, the mixture temperature begins to increase until it boils, at which point bubbles will rise in the tube of the bubble pump. Vapor will be released and will pass through the rectifier. This reduces the presence of the absorbing substance, leaving almost entirely pure refrigerant that will be directed to the condenser. The remainder of the solution returns to the generator. Subsequently, the refrigerant is cooled, causing its condensation. The condensed liquid will flow into a hydraulic trap, and at this point, it comes into contact with the inert gas. The presence of this gas causes the refrigerant pressure and temperature to decrease; then, the mixture of the refrigerant and the inert gas enters the evaporator and extracts heat from the enclosure. After exiting the evaporator, the mixture goes through a heat exchanger (EHX), where heat is removed from the flow of inert gas that comes from the absorber. The heat exchanger reduces the temperature of the inert gas before reaching the hydraulic trap. At the next step, the mixture of inert gas and refrigerant reaches the absorber, and the refrigerant is absorbed by the absorber substance because of the affinity between them, causing an exothermic reaction. The inert gas is not absorbed, and it flows directly to the heat

the generator. This exchanger decreases the heat requirement of the rich solution in the generator. For the cases using mixtures of $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ and the $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$, the use of a rectifier is not necessary.

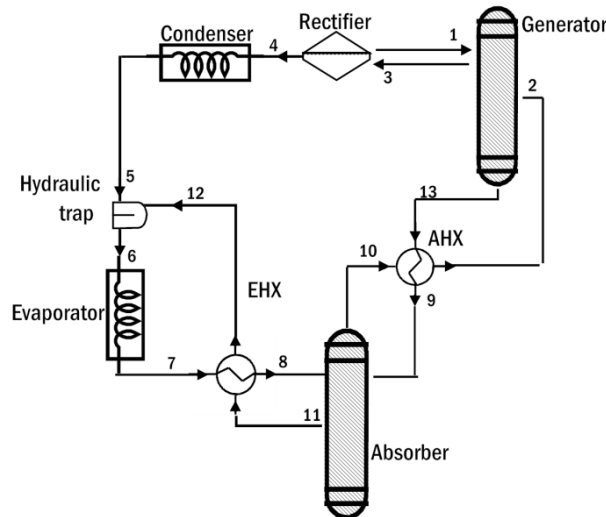


Figure 1. Schematic of the configuration used in the analysis of the $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ diffusion absorption system.

2. MODELING AND SIMULATION

To carry out an energy study of the system, it is first necessary to develop a theoretical analysis. The model is based on the first law of thermodynamics and consists in energy and mass conservation equations for each of the components in the unit. The model assumptions and equations are as follows:

- The condenser and the absorber are subjected to the same cooling medium.
- The vapor bubbles and the solution leave the generator at the same temperature.
- There are no thermal losses to the surrounding from the components or from the pipes, and it is assumed that heat is transferred only to the cooling medium.
- Solution and vapor bubbles were assumed to be the same temperature, while rising in the bubble pump.
- The contribution of hydrostatic pressure is assumed to be relatively small and is therefore neglected.
- Pressure drops along the pipes are neglected.
- The thermodynamic properties of the gas mixture (inert gas-refrigerant) are calculated using the ideal gas law.
- The ammonia concentration in the condenser is 0.95 for the $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ mixture. Pure ammonia is considered assumed in the generator output for the $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ and $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ mixtures.
- The AHX and EHX efficiencies are 0.80 and 0.50, respectively.
- The analytical model does not consider the performance of the bubble pump and the gas loop in the absorption diffusion performance.

Applicable equations:

Generator

Energy balance

$$(m_2)(h_2) + (m_1)(h_1) + Q_g = (m_3)(h_3) + (m_{13})(h_{13}) \quad (1)$$

Mass balance

$$m_2 + m_1 = m_3 + m_{13} \quad (2)$$

Ammonia balance

$$(m_2)(x_2) + (m_1)(x_1) = (m_3)(y_3) + (m_3)(x_3) + (m_{13})(x_{13}) \quad (3)$$

Rectifier

Energy balance

$$(m_3) (h_3) = (Q_r) + (m_1) (h_1) + (m_4) (x_4) \quad (4)$$

Mass balance

$$m_3 = m_4 + m_1 \quad (5)$$

Ammonia balance

$$(m_3) (y_3) = (m_4) (x_4) + (m_1) (x_1) \quad (6)$$

Condenser

Energy balance

$$(m_4) (h_4) = (Q_c) + (m_5) (h_5) \quad (7)$$

Mass balance

$$m_4 = m_5 \quad (8)$$

Ammonia balance

$$(m_4) (y_4) = (m_5) (x_5) \quad (9)$$

Hydraulic trap

Energy balance

$$(m_5) (h_5) + (m_{h12}) (h_{h12}) = (m_6) (h_6) + (m_{h6}) (h_{h6}) \quad (10)$$

Mass balance

$$m_5 = m_6 \quad (11)$$

$$m_{h12} = m_{h6} \quad (12)$$

Ammonia balance

$$(m_5) (x_5) = (m_6) (x_6) \quad (13)$$

Evaporator

Energy balance

$$(m_6) (h_6) + (m_{h6}) (h_{h6}) + Q_e = (m_7) (h_7) + (m_{h7}) (h_{h7}) \quad (14)$$

Mass balance

$$m_6 = m_7 \quad (15)$$

$$m_{h6} = m_{h7} \quad (16)$$

Ammonia balance

$$(m_6) (x_6) = (m_7) (y_7) \quad (17)$$

Heat exchanger (EHX)

Energy balance

$$(m_7) (h_7) + (m_{h11}) (h_{h11}) + (m_{h7}) (h_{h7}) = (m_8) (h_8) + (m_{h8}) (h_{h8}) + (m_{h12}) (h_{h12}) \quad (18)$$

Mass balance

$$m_7 = m_8 \quad (19)$$

$$m_{h12} + m_{h8} = m_{h7} + m_{h11} \quad (20)$$

Ammonia balance

$$(m_7) (y_7) = (m_8) (x_8) \quad (21)$$

Absorber

Energy balance

$$(m_8) (h_8) + (m_{h8}) (h_{h8}) + (m_9) (h_9) = (m_{10}) (h_{10}) + (m_{h11}) (h_{h11}) + Q_a \quad (22)$$

Mass balance

$$m_8 + m_9 = m_{10} \quad (23)$$

$$m_{h8} = m_{h11} \quad (24)$$

Ammonia balance

$$(m_8) (x_8) + (m_9) (x_9) = (m_{10}) (x_{10}) \quad (25)$$

Heat exchanger (AHX)

Energy balance

$$(m_{13}) (h_{13}) + (m_{10}) (h_{10}) = (m_9) (h_9) + (m_2) (h_2) \quad (26)$$

Mass balance

$$m_{10} = m_2 \quad (27)$$

$$m_{13} = m_9 \quad (28)$$

Ammonia balance

$$(m_{13}) (x_{13}) + (m_{10}) (x_{10}) = (m_9) (x_9) + (m_2) (x_2) \quad (29)$$

The COP of the system is calculated as follows:

$$\text{COP} = Q_e / Q_g \quad (30)$$

In conjunction with the energy and mass equations, it is also necessary to establish the quantity of inert gas needed by the system to allow the evaporation of the refrigerant in the evaporator. For this calculation, the law of partial pressures is used, which states that the total pressure exerted by a gaseous mixture is equal to the sum of the partial pressures of each individual component. The inert gas pressure and the mole fraction in the mixture in the evaporator are calculated as shown below:

$$P_{h-e} = P_{\text{high}} - P_{\text{low}} \quad (31)$$

Where P_{high} is the pressure in the generator, P_{low} is the pressure in the absorber and P_{h-e} is the pressure of the inert gas in the evaporator. Using the mole number (N) and the molar mass (M) of the substance in a given mixture, the flow mass (m) was calculated using the following expressions:

$$Y_{h-e} = P_{\text{sat}} / P_{\text{high}} \quad (32)$$

$$Y_{h-e} = (m_{\text{ref}} / M_{\text{ref}}) / (m_{h-e} / M_{h-e} + m_{\text{ref}} / M_{\text{ref}}) \quad (33)$$

$$m_{h-\text{evaporator}} = (M_{h-e}) (N_{h-e}) \quad (34)$$

Subsequently, a simulator was designed using these equations. A similar experimental system was sought in the literature to compare the performance of the simulator with theoretical and experimental values.

To validate the mathematical model, the model results were compared with the results of **Jakob et al. [8]** at similar working conditions. The software had been initialized with the same conditions and assumptions, including the AHX and EHX efficiencies. In **Table 1**, a comparison of the heat transfer for each component is presented. In this case study, the generator temperature was 115 °C, the evaporator temperature was 5 °C, and the absorber and condenser temperatures were both 45 °C. The results demonstrate that the maximum value of variation in the rectifier is 11% and that the system average variation is less than 5%. The principal cause of the difference lies in the correlations used to calculate the thermodynamic properties of the NH₃-H₂O mixture; the study by **Jakob et al. [8]** used the correlations presented by **Ziegler and Trepp [13]**, while the developed simulator used correlations presented by **Ibrahim and Klein [14]**. In addition, the exact temperature of the rectifier was not given in the paper by **Jakob et al. [8]**, so one was selected for comparison purposes in this study.

To compare behaviors between the simulator and the experimental results, a parametric study was conducted. This consisted in varying the generator temperature against the COP (**Fig. 2**). There was a difference between the concentration of the NH₃ leaving the rectifier used in the simulator and that in the experimental results of **Jakob et al. [8]**. **Jakob et al. [8]** did not discuss the experimental measurement error; however, control limits of ±3% were established. The validation of the results presented a maximum difference of 5% and a minimum difference of 3%. The general average was 3%, with a standard deviation of 1%.

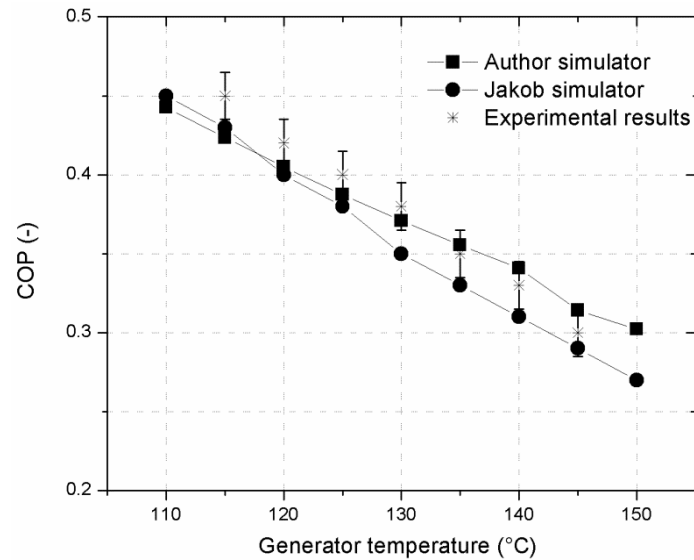


Figure 2. Simulation and experimental results of COP vs. generator temperature presented by **Jakob et al. [8]** and the proposed model ($T_e = 22.5$ °C at 1.3 kW cooling capacity as well as $T_g = 140$ °C, $T_a = 29$ °C and $T_c = 32$ °C with AHX and EHx efficiency of 0.76 and 0.30, respectively)

Table 1. Numerical results of thermal energy transfer in each component of the model by **Jakob et al. [8]** and the proposed model under the same design conditions, $T_g = 115$ °C, $T_e = 5$ °C, $T_i = 80$ °C, $T_a = 45$ °C and $T_c = 45$ °C.

Component	Author	Jakob et al. [8]	Difference
Absorber/Evaporator pressure [bar]	5.2	5.1	1%
Condenser/ Rectifier/Generator pressure [bar]	17.8	17.8	0%
Evaporator [kW]	2.6	2.5	3%
Generator [kW]	5.2	5.2	0%
Absorber [kW]	4.1	4.0	2%
Rectifier [kW]	0.8	0.9	11%
Condenser [kW]	2.9	2.8	3%
COP [-]	0.50	0.48	4%

3. RESULTS

In this section, an analysis of the effect of the generator and evaporator temperature and the inert gas flow rate on the COP is presented. The temperature range of operation was fixed by the crystallization temperatures of the salts. To conduct a comparative study of the different mixtures, it was necessary to establish equations to calculate the thermodynamic properties for the $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ and $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ mixtures. The correlations published by **Infante Ferreira [15]** were implemented in this model.

3. 1 Crystallization analysis

The main problem in using the salts LiNO_3 and NaSCN is possible crystallization in some parts of the system. A mixture in liquid phase that is in equilibrium with the dissolved salt at the saturation temperature can crystallize if it is subjected to cooling. In the diffusion absorption systems, there were two solution circuits where the salt was present, the poor and rich solution circuits. The crystallization problems could have appeared in flow 1, 2, 9 and 10 (**Fig. 1**). However, the critical point is at the entrance of the absorber because the efficiency of the heat exchanger and the temperatures of the flows depend on it working properly. The crystallization phenomenon occurs when the solution is subjected to a cooling process, which occurred in flows 1 and 9. Before proceeding with the comparative study, it was necessary to establish the temperature range needed to operate the system without any crystallization problems.

Based on the equations presented by **Infante Ferreira [15]**, the crystallization zone can be estimated using concentration and temperature as input data for both the mixtures. For this study, temperature ranges of 115 °C - 150 °C for the NaSCN (**Fig. 3**) and 120 °C - 160 °C for the LiNO₃ (**Fig. 4**) were chosen, based on the generator temperature's influence on the crystallization of the poor solution. The generator temperature requirements for a temperature of -15 °C in the evaporator are different for each mixture. Additionally, three different temperatures for the rich solution exiting the absorber were chosen: 30 °C, 35 °C and 40 °C. As shown in **Fig. 3** and **Fig. 4**, when the temperature in the generator increases, the mixture tends to enter the crystallization zone because the concentration of NH₃ in the solution exiting the generator decreases. This phenomenon is caused by the decrease in saturation concentration from the decrease in mixture temperature. Additionally, if the temperature at the absorber exit increases, the heat that is transferred in the AHX from the poor solution to the rich solution decreases. This causes the temperature of the inlet flow at the absorber to fall into the crystallization zone due to an increased temperature gradient. In **Table 2**, the temperature ranges required by the generator to operate without any crystallization are presented for different evaporator temperatures and different cooling temperatures in the absorber. To operate at temperatures from -15 °C to 10 °C in the evaporator, the NH₃-NaSCN mixture requires higher temperatures in the generator than does the NH₃-LiNO₃ mixture. The limits of the crystallization temperatures are lower for the NH₃-NaSCN mixture than the NH₃-LiNO₃ mixture.

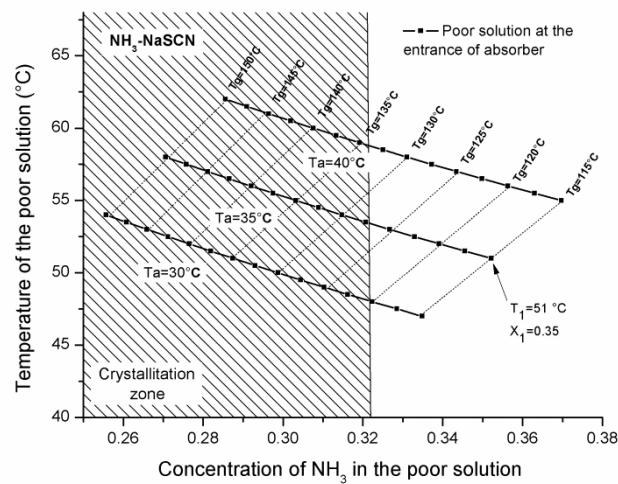


Figure 3. Concentration and temperature of NH₃-NaSCN solution at the entrance of the absorber with different absorber temperatures, varying the generator temperature.

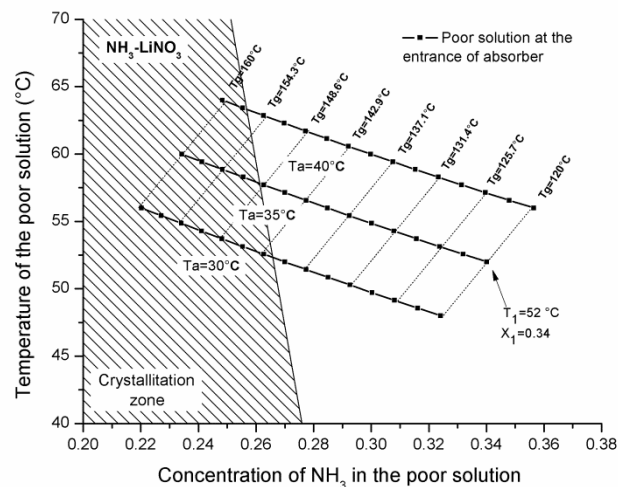


Figure 4. Concentration and temperature of $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ solution at the entrance of the absorber with different absorber temperatures varying the generator temperature.

Table 2. Operating temperature ranges from the generator to avoid the presence of crystallization in poor solution entering the absorber at different evaporator and absorber temperatures.

Evaporator temperature [°C]	Generator temperature					
	Absorber temperature 40 °C		Absorber temperature 35 °C		Absorber temperature 30 °C	
	$\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ [°C]	$\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ [°C]	$\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ [°C]	$\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ [°C]	$\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ [°C]	$\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ [°C]
10	75-134	71-156	64-128	61-147	51-120	51-140
5	82-134	77-156	70-128	67-147	57-120	56-140
0	89-134	83-156	77-128	73-147	62-120	62-140
-5	97-134	89-156	84-128	78-147	70-120	68-140
-10	104-134	95-156	92-128	84-147	78-120	74-140
-15	112-134	101-156	100-128	92-147	88-120	80-140

3.2 Inert gas

The behavior of the COP was studied while varying the inert gas flow rate in the evaporator. As seen in **Fig. 5**, in both cases with increasing mass flow rate, the COP decreased; the COP decreased almost 85% for the $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-H}_2$ mixture at a mass flow rate of 0.004 kg/s. The H_2 is less dense than He, so that the mass quantity of gas needed to fill the system is greater. Moreover, H_2 has a larger specific heat than He, causing the temperature at the entry of the evaporator to be higher than that at the previous heat exchanger EHx. If the refrigerant flow rate at the evaporator remains constant and the inert gas flow rate is decreased the number of moles of inert gas will increase. Because the total pressure of the system is constant, the total number of moles of the NH_3 increases as well therefore increases the mass transfer. The flow rate of inert gas, obtained by **Eq. 33**, must remain constant.

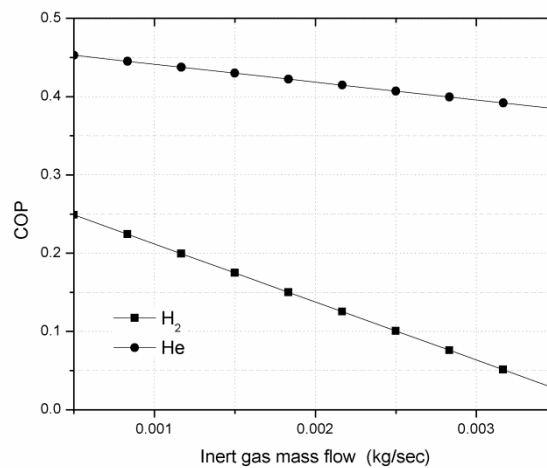


Figure 5. Influence on the COP of He and H_2 mass flow ($T_e = -15\text{ °C}$, $T_a = 40\text{ °C}$, $T_g = 120\text{ °C}$, $T_c = 40\text{ °C}$) with the $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ mixture.

3.3 Generator temperature analysis

An important step in the process of designing the system is establishing the temperatures in the generator and the evaporator. The temperature in the generator is limited by the energy source used to provide heat to the generator. Similarly, the temperature in the evaporator will determine whether to use the system as an air conditioner or a refrigerator. **Fig. 6** and **7** show the generator temperature as a function of the COP for the $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ and $\text{NH}_3\text{-}$

H₂O mixtures; it can be observed that as the generator temperature increased, the COPs of the systems increased. This occurred because the concentration of the poor solution leaving the generator decreased and the amount of refrigerant vapor at the output of the rectifier increased. The desorption process was favored as the temperature increased at a constant pressure. In all diffusion absorption systems, there is a maximum COP related to the component temperatures and the mass flow rate of inert gas. From this point, if the generator temperature increases, the COP will decrease; this was observed in the case of the NH₃-LiNO₃ mixture. However, the COP obtained by the NH₃-H₂O and NH₃-NaSCN mixtures never became higher than that obtained by the NH₃-LiNO₃ mixture. The NH₃-LiNO₃ mixture yielded the best result, with a COP equal to 0.49 using He and 0.39 using H₂. The temperature range for salts was chosen based on the minimum activation temperature and the maximum temperature to avoid the presence of crystallization in the system. In all cases, the temperature required to achieve the maximum COP is highlighted.

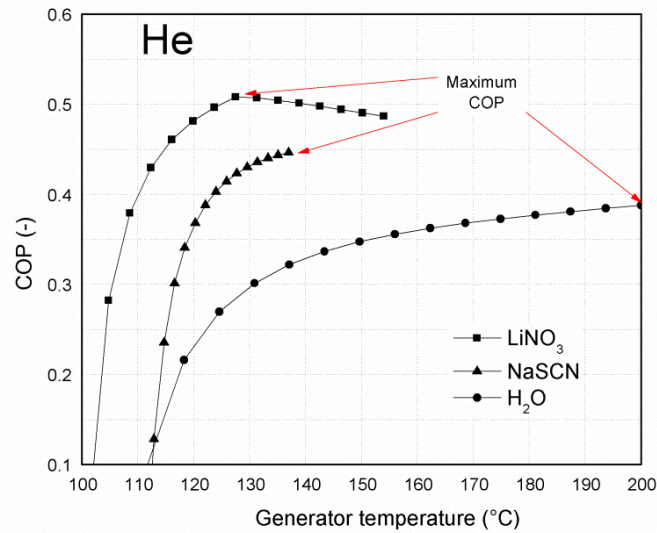


Figure 6. Influence on the COP of the generator temperature using NH₃-H₂O, NH₃-LiNO₃ and NH₃-NaSCN, and He as inert gas ($Q_g = 5$ kW, $T_a = 40$ °C, $T_e = -15$ °C, $T_c = 40$ °C).

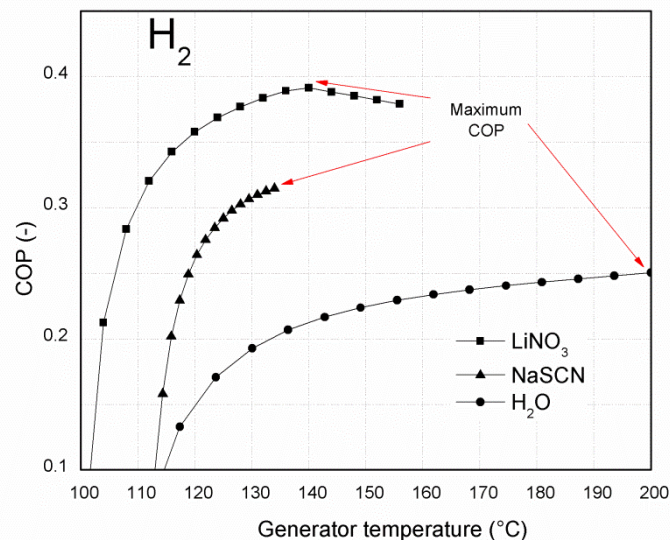


Figure 7. Influence in the COP of the generator temperature using NH₃-H₂O, NH₃-LiNO₃ and NH₃-NaSCN, and H₂ as inert gas ($Q_g = 5$ kW, $T_a = 40$ °C, $T_e = -15$ °C, $T_c = 40$ °C).

Because this technology only requires heat to operate, it can use solar energy as the heat source for the generator. To accommodate solar collectors as a heat source option, $T_g = 120\text{ }^{\circ}\text{C}$ was selected. **Table 3** shows the COP achieved by each mixture using these conditions. The salts LiNO_3 and NaSCN exhibit the peculiarity of requiring a smaller amount of heat to carry out the NH_3 desorption than H_2O . This means that with the same amount of heat added to the generator, a larger amount of refrigerant can be used, causing more heat to be extracted in the evaporator and thus increasing the efficiency of the system. The use of a salt eliminates the need for a rectifier. The best performance of the different mixtures was achieved by the $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3\text{-He}$ mixture with a COP of 0.48. This mixture was 8% more efficient than the $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3\text{-H}_2$ mixture, 25% more efficient than the $\text{NH}_3\text{-NaSCN-He}$ mixture, and 31% more efficient than the $\text{NH}_3\text{-NaSCN-H}_2$ mixture. The $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ mixture with H_2 or He as the inert gas was 45% or 52% less efficient, respectively, than the $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3\text{-He}$ mixture. In general, the use of a salt as the absorber yields a higher efficiency than the use of a liquid.

Table 3. Numerical results for COP using the different mixtures with $T_g = 120\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_e = -15\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_a = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, $T_c = 40\text{ }^{\circ}\text{C}$, $\text{EHX}_e = 80\%$ and $\text{AHX}_e = 50\%$.

Component	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$	$\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-H}_2$	$\text{NH}_3\text{-NaSCN-He}$	$\text{NH}_3\text{-NaSCN-H}_2$	$\text{NH}_3\text{-LiNO}_3\text{-He}$	$\text{NH}_3\text{-LiNO}_3\text{-H}_2$
COP [-]	0.23	0.15	0.35	0.26	0.48	0.36

3.4 Evaporator temperature analysis

Figure 8 and **9** show the temperature in the evaporator versus the COP of the unit. In all cases, as the evaporator temperature increased, the COP of the unit increased. The difference in the quantity of refrigerant generated was caused by different thermodynamic properties, that is, different temperatures, mass flows and concentrations at the input of the generator. The saturation pressure of the NH_3 in the evaporator was linked to the desired cooling temperature. As the evaporator temperature decreased, the evaporator pressure also decreased. The absorber and the evaporator were located in the low pressure zone of the system, and as the temperature in the evaporator increased, the pressure increased in the absorber, allowing the poor solution to absorb more NH_3 when it was maintained at a constant cooling temperature. Subsequently, more NH_3 arrived at the generator. In summary, at temperatures below $0\text{ }^{\circ}\text{C}$ in the evaporator, the $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ mixture had the highest COP, followed by the $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ mixture and the $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$. However, at an evaporator temperature of $7.5\text{ }^{\circ}\text{C}$, the $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ mixture achieved a more efficient COP than did the $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3\text{-He}$ mixture. The $\text{NH}_3\text{-NaSCN-He}$ and $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3\text{-He}$ mixtures achieved the same COP when the evaporator temperature was at $10\text{ }^{\circ}\text{C}$. Running at temperatures below $7.5\text{ }^{\circ}\text{C}$, the $\text{NH}_3\text{-NaSCN-He}$ mixture achieved a higher COP than did the $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$ mixture.

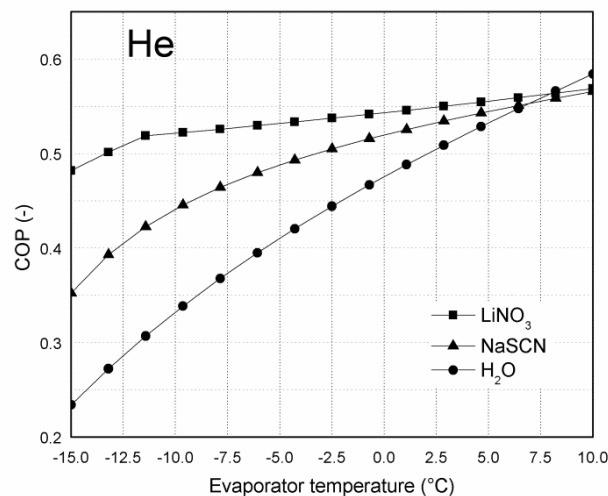


Figure 8. Influence on the COP of the evaporator temperature using $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ and $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$, and He as inert gas ($Q_g=5$ kW, $T_a=40$ °C, $T_g=120$ °C, $T_c=40$ °C).

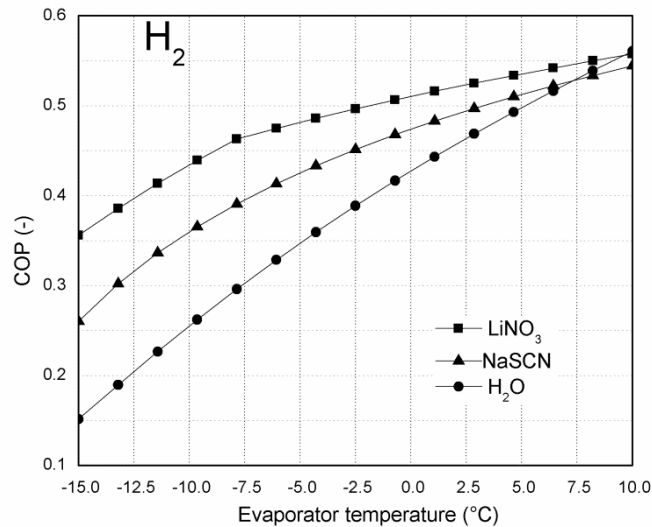


Figure 9. Influence on the COP of the evaporator temperature using $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$, $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ and $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$, and H_2 as inert gas ($Q_g=5$ kW, $T_a=40$ °C, $T_g=120$ °C, $T_c=40$ °C).

3.5 Discussion

In similar thermodynamic design conditions, the absorbent LiNO_3 achieves a higher efficiency than NaSCN and H_2O . In all cases, the heat requirement in the generator is restricted by the heat source used. If a solar collector system is indirectly coupled to the system and the collection area cannot be changed, LiNO_3 systems are the best option because of the low required activation temperature that will benefit the solar collector efficiency. However, if the solar collection system is integrated as the generator, it is important to consider that salts have a higher viscosity than liquids; therefore, the convection coefficient is lower. The $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$ mixture has a higher viscosity than the $\text{NH}_3\text{-NaSCN}$ mixture. It can be 2-3 times higher, and compared to the $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ mixture, it can be 4-5 times higher, depending on working conditions. A high viscosity affects the heat transfer process in the components of the system, particularly in the absorber, implying larger required heat transfer areas (Cerezo et al. [16]). If the required temperature in the evaporator is higher than 7 °C, then an H_2O system is recommended instead of LiNO_3 or NaSCN . When using salts, if the evaporator temperature drops, crystallization may occur in the absorber. This potential problem leads to the necessity of a control system inside the unit, which increases the construction cost. However, the use of H_2O requires a rectifier. An economic analysis of these factors and their characteristics is recommended because LiNO_3 can be 8 times more expensive than NaSCN . Finally the analytical model did not consider the performance of the bubble pump and the gas loop in the diffusion absorption system performance because the results values from simulation were validated versus experimental data and it was obtained small difference values. The bubble pump and the gas loop must be designed considering the requirements of the system because both affect the performance of the diffusion absorption cooling systems.

4. CONCLUSIONS

An energy analysis for a diffusion absorption cooling system is presented. Different fluids are compared to determine which fluid is more appropriate, based on the COP and operating conditions, using LiNO_3 , NaSCN and H_2O as the absorbent substances, NH_3 as the refrigerant and He or H_2 as the inert gas. The absorber and the

generator temperature influence the presence of crystallization of the salts LiNO_3 and NaSCN in the poor solution at the entrance of the absorber. As the temperature of the rich solution leaving the absorber increases, it is less probable that the poor solution will enter the crystallization zone. In contrast, as the temperature in the generator increases, the presence of crystallization in the poor solution in the absorber is more probable. With temperatures of 40 °C in the absorber, the NH_3 - NaSCN mixture must work at temperatures below 134 °C in the generator to avoid the crystallization zone. For the case of the NH_3 - LiNO_3 mixture, the temperature should not exceed 156 °C.

The flow rate of inert gas influences the COP of the unit. In the case of the NH_3 - H_2O - H_2 mixture, with $T_e = -10$ °C, $T_a = 30$ °C, $T_g = 120$ °C and $T_c = 30$ °C, increasing the mass flow rate decreases the COP almost 85%, at a mass flow of 0.004 kg/s. The energy analysis shows that the NH_3 - LiNO_3 mixture is the best working mixture among the three options, with $T_g = 120$ °C, $T_e = -15$ °C and $T_a = 40$ °C. The best performance among the different mixtures is achieved by the NH_3 - LiNO_3 -He mixture, with a COP of 0.48. This mixture is 25% more efficient than the NH_3 - LiNO_3 - H_2 mixture, 27% more efficient than the NH_3 - NaSCN -He mixture, and 46% more efficient than the NH_3 - NaSCN - H_2 mixture. The NH_3 - H_2O mixture with H_2 or He as the inert gas is 52% or 69%, respectively, making it less efficient than the NH_3 - LiNO_3 -He mixture. At temperatures below 0 °C in the evaporator, the NH_3 - LiNO_3 mixture has the highest COP, followed by the NH_3 - NaSCN mixture and the NH_3 - H_2O mixture. However, when using He at $T_e = 7.5$ °C the NH_3 - H_2O mixture achieves a more efficient COP than the NH_3 - LiNO_3 mixture. Furthermore, the NH_3 - NaSCN mixture achieves a higher COP than the NH_3 - H_2O mixture at evaporator temperatures below 7 °C.

REFERENCES

- [1] Von Platen B. C. and Munters C. G. Refrigerator, 1928, US Patent 1,685,764.
- [2] Bourseau, P. and Bugarel, R., 1986, Absorption-diffusion machines: comparison of the performances of NH_3 - H_2O and NH_3 - NaSCN , Int. J. Refrig. 9, 206-214.
- [3] Srihirin P. and S. Aphornratana, 2002, Investigation of a diffusion absorption refrigerator. Applied Thermal Engineering 22, 1181-1193.
- [4] Zohar, A., Jelinek, M., Levy, A., Borde, I., 2005, Numerical investigation of a diffusion absorption refrigeration cycle. Int. J. Refrig 28, 515-525.
- [5] Zohar, A., Jelinek, M., Levy, A., Borde, I., 2007, The influence of diffusion absorption refrigeration cycle configuration on the performance. Applied Thermal Energy 27, 2213-2219.
- [6] Zohar, A., Jelinek, M., Levy, A., Borde, I., 2008, The influence of the generator and bubble pump configuration on the performance of diffusion absorption refrigeration (DAR) system. Int. J. Refrig 31, 962-969.
- [7] Zohar, A., Jelinek, M., Levy, A., Borde, I., 2009, Performance of diffusion absorption refrigeration cycle with organic working fluids. Int. J. Refrig 32, 1241-1246.
- [8] Jakob U, Eicker U, Schneider D, Taki AH, Cook MJ, 2008, Simulation and experimental investigation into diffusion absorption cooling machines for air conditioning applications. Applied Thermal Engineering 28, 1138-1150.
- [9] N. Ben Ezzine, R. Garma, M. Bourouis, A. Bellagi, 2010, Experimental studies on bubble pump operated diffusion absorption machine based on light hydrocarbons for solar cooling. Renewable Energy 35, 464-470.
- [10] Sun D. W., 1998, Comparison of the performances of NH_3 - H_2O , NH_3 - LiNO_3 and NH_3 - NaSCN absorption refrigeration systems. Energy Conversion and Management 39, 357-368.
- [11] Venegas M., Rodríguez P., Lecuona A., Izquierdo M., 2005, Spray absorbers in absorption systems using lithium nitrate-ammonia solution. International Int. J. Refrig 28, 554-564.
- [12] Hwang Y., Radermacher R., Alilli A., Kubo I., 2008, Review of Solar Cooling Technologies. HVAC&R Research 14, Iss. 3
- [13] Ziegler B. and Trepp Ch., 1984, Equation of state for ammonia-water mixtures, International Journal of Refrigeration 7, No. 2, 101-106.
- [14] Ibrahim, O.M., Klein S.A., 1993, Thermodynamic Properties of Ammonia-Water Mixtures. ASHRAE Transactions CH-93-21-2, 1495-1502.
- [15] Infante Ferreira, C. A., 1984, Thermodynamic and physical property data equations for ammonia lithium nitrate and ammonia-sodium thiocyanate solutions, Solar Energy 32 No.2, 231-236.

ANEXO B

TEMPERATURA DE ACOPLAMIENTO Y CONDICIONES DE OPERACIÓN DE UN SISTEMA DE ENFRIAMIENTO- TERMOSOLAR

Ingeniería Mecánica, Tecnología y Desarrollo

ISSN: 1665-7391

Temperatura de Acoplamiento y Condiciones de Operaciones de un Sistema de Enfriamiento-Termosolar

Alexis Acuña Ramírez, Nicolás Velázquez Limón, Jesús Cerezo Román, Fernando Lara Chávez
Centro de Estudio de las Energías Renovables, Instituto de Ingeniería de la UABC
Calle de la Normal s/n, Col. Insurgentes Este, Mexicali, B. C., 21280.

Resumen

En este artículo se presenta una metodología para encontrar las condiciones óptimas de operación y de diseño de un sistema de enfriamiento-termosolar, mediante la elección de la temperatura idónea del generador para acoplar un arreglo de colectores solares del tipo CPC y una unidad de enfriamiento de absorción difusión que emplea la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$. El estudio está basado en un modelado matemático y un simulador, el cual fue validado con datos experimentales reportados en la literatura. El simulador se compone de dos partes; la unidad de enfriamiento y el sistema de colección solar, los cuales fueron codificados en la plataforma EES y Matlab 7.0 respectivamente. En el caso de estudio presentado, se obtuvo una temperatura de acoplamiento del generador de 96.54°C , dando como resultado una eficiencia de 0.59 para la unidad de enfriamiento, y una eficiencia 0.60 para el sistema de colección solar. La eficiencia global del sistema de enfriamiento-termosolar resultante es de 0.35.

Abstract

In this article it is presented a methodology to find the optimal operation and design conditions of a solar cooling system based on choosing the right temperature of the generator to couple an array of CPC solar collectors and a diffusion-absorption cooling system that employed the mixture $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$. The study is based on a mathematical model and a simulation, which was validated with experimental data reported in the literature. The simulator consists of two parts, the cooling unit and the array of solar collectors, which were coded on the platform EES and Matlab 7.0 respectively. For the case study presented it was obtained a design generator temperature of 96.54°C , resulting in an efficiency of 0.59 for the cooling unit and 0.60 of efficiency for the solar collection system. The overall efficiency of the solar cooling system was 0.35.

Palabras clave:

Enfriamiento-termosolar, absorción difusión, concentrador parabólico compuesto, COP, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$.

Keywords:

Solar cooling system, diffusion absorption, compound parabolic concentrator, COP, $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$

Nomenclatura

A	área (m^2)
C	concentración geométrica
C_p	Calor específico (J/kgK)
COP	coeficiente de funcionamiento
D	diámetro (m)
G	irradiación en el plano (W/m^2)
h	coeficiente de transferencia de calor ($\text{W/m}^2\text{K}$)
h	entalpía específica (J/kg)
k	conductividad térmica (W/m K)
L	longitud cubierta (m)
m	flujo másico (kg/seg)
M	masa molar (g/mol)
N	número de moles (mol)
P	presión (bar)
Pr	número de Prandtl
Q	potencia calorífica (kW)
q	calor útil (W)
S	energía absorbida por unidad de área (W/m^2)
r	radio (m)
Re	número de Reynolds
T	temperatura ($^\circ\text{C}$)
W	ancho cubierta (m)

x	fracción de amoníaco en la mezcla líquida
y	fracción de amoníaco en la mezcla gaseosa
I'	velocidad del viento (m/s)

Simbolos griegos

α	absortancia
ε	emitancia
ρ	reflectancia
σ	constante de Stefan-Boltzman ($\text{W m}^2\text{K}^4$)
λ	transmitancia

Subíndices

1,2,3...	Puntos del sistema (Fig. 1)
a	absorbedor
a	tubo absorbedor
amb	ambiente
b	radiación directa
c	condensador
c	cubierta
conv	convección
d	radiación difusa
e	evaporador
f	mezcla de trabajo
g	generador

<i>g</i>	radiación reflejada por suelo
<i>h</i>	gas inerte
<i>i</i>	interno
<i>l</i>	fase líquida
<i>o</i>	externo
<i>r</i>	rectificador
<i>rad</i>	radiación
<i>r</i>	reflector
<i>s</i>	cielo
<i>v</i>	fase vapor

Introducción

Un sistema de enfriamiento-termsolar es una tecnología que resulta de acoplar una unidad de producción de frío con un sistema de captación solar. Este último es usado como fuente de energía, ya que brinda la cantidad de calor necesario que permite operar a la unidad de enfriamiento. Independientemente de la tecnología de captación solar que se elija, debe presentar las características necesarias para cumplir las necesidades térmicas que demande la unidad de enfriamiento.

En una revisión del estado del arte de las tecnologías de enfriamiento-termsolar presentada por Y. Hwang et al. (2011), menciona que las necesidades de investigación en las tecnologías de enfriamiento-termsolar deben estar encaminadas al desarrollo de colectores solares avanzados de alta eficiencia y alta temperatura, y al desarrollo de tecnologías de enfriamiento de alta eficiencia activadas a bajas temperaturas, ambas a un bajo costo. Aunado a esto debe haber un compromiso por buscar las mejores condiciones de operación que permitan obtener la máxima eficiencia global del sistema a pesar de tener tecnologías de alta eficiencia de forma individual.

Los sistemas de enfriamiento por absorción son unidades que necesitan poca o nula energía eléctrica para operar, esto los vuelve muy atractivos por el hecho de que pueden ser instalados en zonas alejadas a las redes eléctricas. Los sistemas se dividen en dos ramas; ciclos intermitentes y ciclos continuos; los intermitentes son aquellos donde el fenómeno de producción de frío no se presenta al mismo tiempo en que se está suministrando calor a la unidad, caso contrario en los continuos, el fenómeno de producción de frío se da al mismo tiempo que se proporciona calor.

Dentro de los sistemas de absorción continuos se encuentran los sistemas de difusión. Estas tecnologías no necesitan energía eléctrica para operar pues presentan la característica de no utilizar partes mecánicas. La circulación de los fluidos que se utilizan, se lleva a cabo por una bomba de burbujas. La tecnología fue presentada por primera vez por los ingenieros suecos von Platen y Munters (1928).

El primer indicio de los sistemas de enfriamiento-termsolar que se tiene se presentó a mediados del siglo pasado Chinnappa (1962), a raíz de esto se han elaborado diferentes estudios teóricos y experimentales de estos sistemas.

Con respecto a los sistemas experimentales reportados recientemente, Erhard et al. (1998) presentan una máquina de refrigeración con energía solar sin partes móviles que opera con la mezcla $\text{NH}_3\text{-SrCl}_2$. La parte principal del dispositivo es una unidad de absorción desorción que se monta dentro de un colector solar de concentración. El calor de absorción se transporta fuera del colector solar por medio de dos intercambiadores para cederlo a la unidad de enfriamiento. La eficiencia global del sistema (que es un indicador directamente proporcional al producto de la eficiencia de la unidad de frío por la eficiencia del sistema de colección solar) que se logró fue entre 0.05 y 0.08. Esto principalmente a que el colector se encuentra acoplado de forma indirecta.

Fue propuesto por Tamainot-Telto y Critoph (1999) un diseño de un CPC (concentrador parabólico compuesto) para suministrar calor a una unidad de enfriamiento. El arreglo de colectores se componía de dos CPC con una medida de 2 m de largo y una concentración geométrica de 2.37. El propósito era alimentar una unidad de 120 W de capacidad en el evaporador, cuya demanda térmica en el generador era de 500 W. Este diseño se probó mediante una simulación. No se reporta la mezcla utilizada ni las temperaturas en los componentes de la unidad de enfriamiento, sólo la temperatura máxima alcanzada en el generador de 173 °C.

Rivera y Rivera (2003) presentaron los resultados de un modelo matemático para evaluar un CPC acoplado a una unidad de enfriamiento intermitente que manejó la mezcla $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$. Los resultados del modelo obtuvieron una eficiencia del colector entre 0.33 y 0.78 con una temperatura en el generador de 120 °C y una temperatura de condensación de 40 °C. La eficiencia global del sistema reportada se encuentra entre 0.15 y 0.40.

Otro estudio presentado por González y Rodríguez (2007), en donde proponen un arreglo de colectores del tipo CPC utilizado como generador, en una unidad de enfriamiento intermitente de metanol-carbón activado, obtuvo un coeficiente de operación de la unidad de frío (denominada en inglés COP, *Coefficient of Performance*) de forma experimental entre 0.078 y 0.096.

Hay evidencias por parte de Ortega et al. (2008) de un modelado teórico de un concentrador solar usado como generador en un sistema de absorción simple. Se señala que fue necesario una longitud de 25 m del sistema de colectores para lograr una temperatura de -10 °C en el evaporador y una capacidad 3.8 kW en el mismo. El COP obtenido fue de 0.46 y la eficiencia global del sistema de 0.21. Estos sistemas emplearon bombas mecánicas de circulación.

Jakob et al. (2007) presentaron un diseño de una unidad de aire acondicionado por absorción difusión usando la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$, con una capacidad de enfriamiento de 2.5 kW. La unidad fue construida y probada, logrando un COP experimental de 0.38. El colector que se utilizó fue un colector de placa plana acoplado indirectamente, sin embargo no se reporta información referente a la eficiencia y el área de captación de este.

Marzo 2012, Vol. 4

052

Acuña Ramírez A., Velázquez Limón N., Cerezo Román J., Lara Chávez F.

En un estudio del estado del arte de los diferentes sistemas de absorción termosolar elaborado por Kim e Infante (2008) señalan que los sistemas reportados hasta la fecha de absorción difusión solar con la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ no sobrepasan una eficiencia global mayor al 0.25, con una capacidad máxima de 2.5 kW en el evaporador (Gutiérrez (1998) y Kunze (2000)). Ambos utilizan colectores solares planos como generador.

En resumen, los esfuerzos de las líneas de investigación de los sistemas de enfriamiento-termsolar se han dirigido; a mejorar los diseños de los componentes de las unidades, probar nuevos compuestos como mezclas de trabajo, agregar aditivos a las mezclas existentes, buscar nuevas configuraciones de operación, encontrar las mejores condiciones de operación para las diferentes tecnologías y disminuir los costos de la construcción. Hasta ahora en la literatura sólo se han presentado casos de colectores de placa plana acoplados de forma indirecta a las unidades de enfriamiento de absorción difusión, estos colectores, al no ser concentradores solares, no explotan el recurso solar al máximo en relación al área de captación que abarcan, por ende presentan baja eficiencia. Cuando se piensa en acoplar de forma directa un arreglo de colectores con una unidad de enfriamiento debe haber un compromiso de diseño entre ambas tecnologías para poder encontrar las mejores condiciones operativas del sistema en general. Por tal motivo el estudio que se presenta tiene como fin mostrar una metodología para elegir la temperatura de acoplamiento idónea en un sistema de enfriamiento-termsolar con el fin de obtener las condiciones óptimas de operación del sistema y la mayor eficiencia global. El sistema termosolar se compone de una unidad de enfriamiento de absorción difusión que emplee la mezcla de trabajo $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$, la cual es acoplada en forma directa a un arreglo de colectores solares tipo CPC. El estudio se sustenta en una simulación del sistema de absorción difusión y el arreglo de colectores acoplados.

Descripción del sistema

El ciclo de operación se ve conformado por los siguientes componentes: absorbedor, evaporador, condensador, generador, rectificador y bomba de burbujas. Existen tres circuitos dentro del sistema, el circuito del refrigerante, el circuito del gas inerte y el circuito de la solución (Fig. 1).

Para términos de explicación del ciclo termodinámico se comenzará con el generador, en este caso un arreglo de colectores solares. El sistema de colección solar propuesto se compone de un arreglo de cuatro concentradores solares del tipo CPC con cubierta, en una área de 2 m de largo por 1.30 m de ancho, con una altura de 0.29 m por colector. El tubo absorbedor posee un diámetro de 0.038 m. Cada CPC presentaba una concentración geométrica de 2.63, correspondiente a un ángulo de apertura de 42° , esto es resultado de haber truncado a un 50% de altura un CPC con un ángulo de apertura de 40° . El generador se encuentra cargado con la mezcla de trabajo; un refrigerante (NH_3) y una sustancia absorbente (H_2O), esta última con una mayor concentración.

Conforme el colector capta radiación solar, ésta se irá manifestando como una cantidad de calor transferida a la mezcla de trabajo, por consiguiente la temperatura de la mezcla se incrementará hasta llegar al punto donde comienza a vaporizarse. Aunado al generador se encuentra la bomba de burbujas. Debido a su geometría, dentro de ésta se formarán burbujas de solución, las cuales comenzarán a ascender dentro del tubo. Al final este trayecto, el vapor será liberado y pasará al rectificador. Su propósito es eliminar la presencia de la sustancia absorbente, dejando solamente el refrigerante.

El vapor de refrigerante se transporta al condensador en donde se somete a un proceso de enfriamiento a temperatura ambiente y se condensa. El refrigerante condensado fluye hacia una trampa hidráulica, en este punto entra en contacto con el gas inerte (He). La presencia de este gas ocasiona que la presión del refrigerante comience a disminuir, debido a este fenómeno desciende la temperatura del refrigerante para posteriormente entrar al evaporador donde retira calor.

Al salir del evaporador, la mezcla ya en estado gaseoso, se dirige hacia el intercambiador EHX (Fig. 1), es ahí donde entra en contacto con el gas inerte proveniente del absorbedor. El motivo del EHX es disminuir la temperatura del gas inerte antes de llegar a la trampa hidráulica del evaporador. La mezcla de refrigerante y gas inerte llegan al absorbedor; debido a la afinidad de la sustancia absorbente por el refrigerante este último es absorbido, pero el gas inerte no lo es. La mezcla refrigerante-absorbente resultante se dirige hacia un intercambiador previo al generador, en donde la corriente que proviene del rectificador pobre en refrigerante, intercambia calor con la solución rica en refrigerante, disminuyendo de esta forma las necesidades de calor en el generador. Todo este proceso se dará de forma continua, siempre y cuando se transfiera calor en los diferentes componentes.

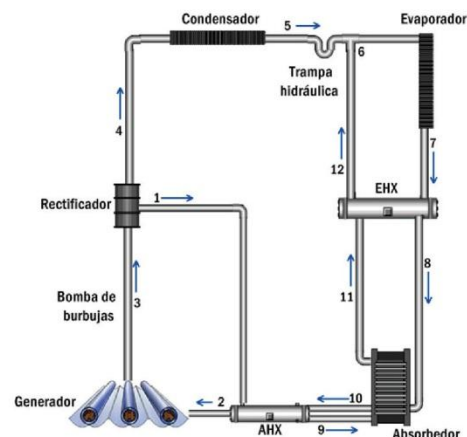


Figura 1. Configuración de la unidad de enfriamiento-termsolar formada por la unidad de absorción difusión y el arreglo de colectores CPC.

Modelo Matemático y Simulación

El modelo matemático que se elaboró para el estudio del CPC se basa en la teoría reportada por varios autores (Rabl (1976), Hsieh (1981) y Ortega et al. (2008)), algunas de las ecuaciones más representativas que rigen el modelo matemático se presentan en la **tabla 1**. Para su codificación se eligió el programa MATLAB 7.0, ya que es una plataforma que permite realizar secuencias de cálculos matemáticos, siendo posible modelar fenómenos físicos en forma de ecuaciones. Como requisito para construir el simulador es necesario ingresar las ecuaciones con sus respectivas nomenclaturas y establecer los criterios a seguir para la resolución de la secuencia de pasos.

El proceso de solución para el colector se dividió en subrutinas que se resuelven de manera individual, las cuales abarcan el análisis geométrico, óptico y térmico del colector. Para el análisis térmico el tubo absorbedor se dividió en volúmenes de control (VC), donde en cada uno se evalúa el coeficiente

global de transferencia de calor hacia al fluido, se calcula la energía ganada por este y se estima la temperatura de salida del VC que lleva el fluido. La resolución de cada uno de los VC se lleva de forma iterativa mediante un método numérico para calcular la temperatura del tubo absorbedor y del fluido, suponiéndose previamente las temperaturas de la cubierta, del reflector y del tubo absorbedor. Con base en un balance global de transferencia de calor se comprueba si las temperaturas propuestas son las correctas, de lo contrario se proponen otras. El modelo llega a la convergencia cuando el balance de energía entre las entradas y salidas de calor del colector obtiene una diferencia menor al 1%.

Para el sistema de enfriamiento el modelo se fundamenta en balances de masa, energía y movimiento para cada una de los componentes que intervienen en el sistema de enfriamiento, así como el cálculo de las propiedades del gas inerte mediante la Ley de las presiones parciales (tabla 2).

Tabla 1. Ecuaciones empleadas en el modelo matemático del sistema de colección solar CPC.

Análisis geométrico [13]: Concentración geométrica del colector	$C = \frac{1}{\sin \theta_a}$ Donde θ_a = ángulo de aceptación
Ecuaciones para establecer la involuta en plano xy	$\begin{aligned} x &= r(\sin \varphi - \varphi \cos \varphi) & y &= r(\varphi \sin \varphi + \cos \varphi) \\ 0 &\leq \varphi \leq \pi/2 + \theta_{\max} \end{aligned}$
Ecuaciones para establecer la parábola en plano xy	$\begin{aligned} x &= r(\sin \varphi - A' \cos \varphi) & y &= -r(A' \sin \varphi + \cos \varphi) \\ A' &= \frac{\pi/2 + \theta_{\max} + \varphi - \cos(\varphi - \theta_{\max})}{1 + \sin(\varphi - \theta_{\max})} \\ \text{con: } \pi/2 + \theta_{\max} &\leq \varphi \leq 3\pi/2 - \theta_{\max} \end{aligned}$
Longitud del arco hasta punto xy	$L_{\text{arc}} = \int_0^{\varphi} \sqrt{(x')^2 + (y')^2}$
Áreas (cubierta, absorbedor y reflector)	$\begin{aligned} A_c &= L \cdot W & A_a &= 2\pi r \cdot L \\ A_r &= \frac{L}{2} \left[\sqrt{4h^2 + w^2} + \frac{w}{2h} \ln \left(\frac{2h + \sqrt{4h^2 + w^2}}{w} \right) \right]; & w &= \frac{\pi D_0}{\sin \theta/2} \end{aligned}$
Análisis óptico [14]: Cantidad de radiación incidente en el tubo absorbedor	$\begin{aligned} S &= G_{c,a} \tau_{c,a} \rho_{c,a} \alpha_{a,a} + G_{c,r} \tau_{c,r} \rho_{c,r} \alpha_{a,r} + G_{c,g} \tau_{c,g} \rho_{c,g} \alpha_{a,g} \\ G_b &= G_{b,a} \cos(\theta_i) \end{aligned} \text{ Donde } \theta_i = \text{ángulo de incidencia}$
Análisis térmico [14]: Temperatura de fluido	$T_f = \left\{ (T_{fi} - T_{amb}) - \left[\frac{A_c}{A_a} \frac{S}{U_L} \right] \right\} \exp \left(- \frac{PU_L}{mCp_f} F' x \right) + \left[\frac{A_c}{A_a} \frac{S}{UL} \right] + T_{amb}$
Factor de remoción	$F' = \frac{\frac{1}{U_L}}{\frac{1}{U_L} + \frac{1}{U_{fg}}}$
Coefficiente global de pérdidas	$U_L = \left\{ \left(h_{rad,a-c} + h_{conv,a-c} \right)^{-1} + \left(h_{rad,c-r} + h_{conv,c-r} \right)^{-1} + \left(h_{rad,r-g} + h_{conv,r-g} + h_{rad,g-a} + h_{conv,g-a} \right)^{-1} \right\}^{-1}$
Coefficiente global de transferencia de calor hacia dentro del fluido	$U_{fg} = \frac{1}{\left[\frac{r_0}{h_f r_i} + \frac{r_0}{k} \ln \left(\frac{r_0}{r_i} \right) \right]}$
Coefficiente de transferencia de calor del fluido en una fase Dittus y Boelter [15]	$h_f = 0.023 \text{Re}^{0.8} \text{Pr}^{0.4} \frac{k}{D}$
Coefficiente de transferencia de calor del fluido en dos fases Mishra et al. [16] y Rivera y Best [17]	$h_{fp} = 65 h_f \left(\frac{1}{x_{fp}} \right)^n \text{Bo}^m \quad n = 0.5 \text{ y } m = 0.15.$

Donde: Bo: Número de ebullición, x_{fp} : Parámetro de Lockhart-Martinelli

Tabla 1. Ecuaciones empleadas en el modelo matemático del sistema de colección solar CPC. (continuación)

Coeficientes de convección y de radiación involucrados Hsieh (1981)	Coeficiente de convección de la cubierta al ambiente:
	$h_{conv,c-amb} = (5.7 + 3.8V) \frac{A_c}{A_a}$
	Coeficiente de radiación de la cubierta al cielo:
	$h_{rad,c-s} = \epsilon_c \sigma (T_c^2 + T_{cielo}^2) (T_c + T_{cielo}) \left(\frac{A_c}{A_a} \right)$
	Coeficiente de radiación del reflector a la cubierta:
	$h_{rad,c-r} = \left[\frac{\sigma (T_c^2 + T_r^2) (T_c + T_r)}{\frac{1-\epsilon_c}{\epsilon_c} + \frac{1}{F_{c-r}} + \left(\frac{1-\epsilon_r}{\epsilon_r} \right) \left(\frac{A_r}{A_a} \right)} \right] \left(\frac{A_r}{A_a} \right)$
	Coeficiente de radiación del absorbedor a la cubierta:
	$h_{rad,a-s} = \frac{\sigma (T_a^2 + T_c^2) (T_a + T_c)}{\frac{1}{\epsilon_c} + \left(\frac{1}{\epsilon_a} - 1 \right) \left(\frac{A_c}{A_a} \right)}$
	Coeficiente de radiación del absorbedor al reflector:
	$h_{rad,a-r} = \frac{\sigma (T_a^2 + T_r^2) (T_a + T_r)}{\frac{1-\epsilon_r}{\epsilon_r} + \frac{1}{F_{a-r}} + \left(\frac{1-\epsilon_a}{\epsilon_a} \right) \left(\frac{A_r}{A_a} \right)}$
	Coeficiente de convección del absorbedor al reflector o cubierta:
	$h_{conv,a-c} = 3.25 + 0.0085 \left(\frac{T_a - T_c}{4r_0} \right) \quad h_{conv,a-r} = 3.25 + 0.0085 \left(\frac{T_a - T_r}{4r_0} \right)$

El modelo se codificó en la plataforma EES (Engineering Equation Solver), el cual tiene preestablecido un método numérico para resolver el modelo planteado. Tanto el programa de MATLAB 7.0 y EES permiten establecer una conexión para poder intercambiar datos, lo cual hace posible poder resolver el modelo matemático del simulador y proporcionar los resultados obtenidos al otro simulador para ser empleados como datos de entrada. En la figura 2 se presenta el algoritmo de solución del sistema de enfriamiento-termosolar, compuesto por los procesos más destacados dentro de la resolución del modelo matemático de la unidad de enfriamiento y el sistema de captación solar.

Resultados y Discusión

Validación del simulador

Para validar el simulador propuesto se tomó como referencia el artículo publicado por Jakob et. al (2007), pues este presenta resultados de una simulación y un estudio experimental de una unidad de absorción difusión. El simulador se alimentó con las consideraciones que maneja la referencia, se evaluaron los resultados y posteriormente se llevó a cabo un análisis comparativo. En la tabla 3 se presentan los valores numéricos de la energía calorífica que transfiere cada uno de los componentes, tanto los reportados por la referencia, como los obtenidos por el simulador. Otro punto

Tabla 2. Ecuaciones empleadas en el modelo matemático de la unidad de enfriamiento de absorción difusión

Componentes	Balances de energía	Balances globales de masa	Balances parciales de masa (NH4)
Generador-Bomba de burbuja	$(m_2)(h_2) + Q_g = (m_3)(h_3)$	$m_2 = m_3$	$(m_2)(x_2) = (m_3)(y_3)$
Separador	$(m_1)(h_1) = (Q_2) + (m_4)(h_4) + (m_5)(h_5)$	$m_1 = m_4 + m_5$	$(m_1)(y_1) = (m_4)(y_4) + (m_5)(x_5)$
Condensador	$(m_1)(h_1) = (Q_2) + (m_4)(h_4)$	$m_1 = m_5$	$(m_1)(y_1) = (m_5)(x_5)$
Trampa hidráulica	$(m_3)(h_3) + (m_{h12})(h_{h12}) = (m_6)(h_6) + (m_{h6})(h_{h6})$	$m_3 = m_6$ $m_{h12} = m_{h6}$	$(m_3)(x_3) = (m_6)(x_6)$
Evaporador	$(m_6)(h_6) + (m_{h6})(h_{h6}) + Q_c = (m_7)(h_7) + (m_{h7})(h_{h7})$	$m_6 = m_7$ $m_{h6} = m_{h7}$	$(m_6)(x_6) = (m_7)(y_7)$
Intercambiador #1	$(m_4)(h_4) + (m_{h12})(h_{h12}) + (m_{h7})(h_{h7}) = (m_8)(h_8) + (m_{h8})(h_{h8}) + (m_{h11})(h_{h11})$	$m_4 = m_8$ $m_{h12} + m_{h7} = m_{h8} + m_{h11}$	$(m_4)(y_4) = (m_8)(x_8)$
Absorbedor	$(m_8)(h_8) + (m_{h8})(h_{h8}) + (m_9)(h_9) = (m_{10})(h_{10}) + (m_{11})(h_{11}) + Q_a$	$m_8 + m_9 = m_{10} + m_{11}$ $m_{h8} = m_{h11}$	$(m_8)(x_8) + (m_9)(x_9) = (m_{10})(x_{10}) + (m_{11})(x_{11})$
Intercambiador #2	$(m_1)(h_1) + (m_{10})(h_{10}) = (m_9)(h_9) + (m_2)(h_2)$	$m_{10} = m_2$ $m_1 = m_9$	$(m_1)(x_1) + (m_{10})(x_{10}) = (m_9)(x_9) + (m_2)(x_2)$
Gas inerte		$P_b = P_g - P_c \quad M_b = P_b / P_g \quad m_b = (M_b)(N_b)$	

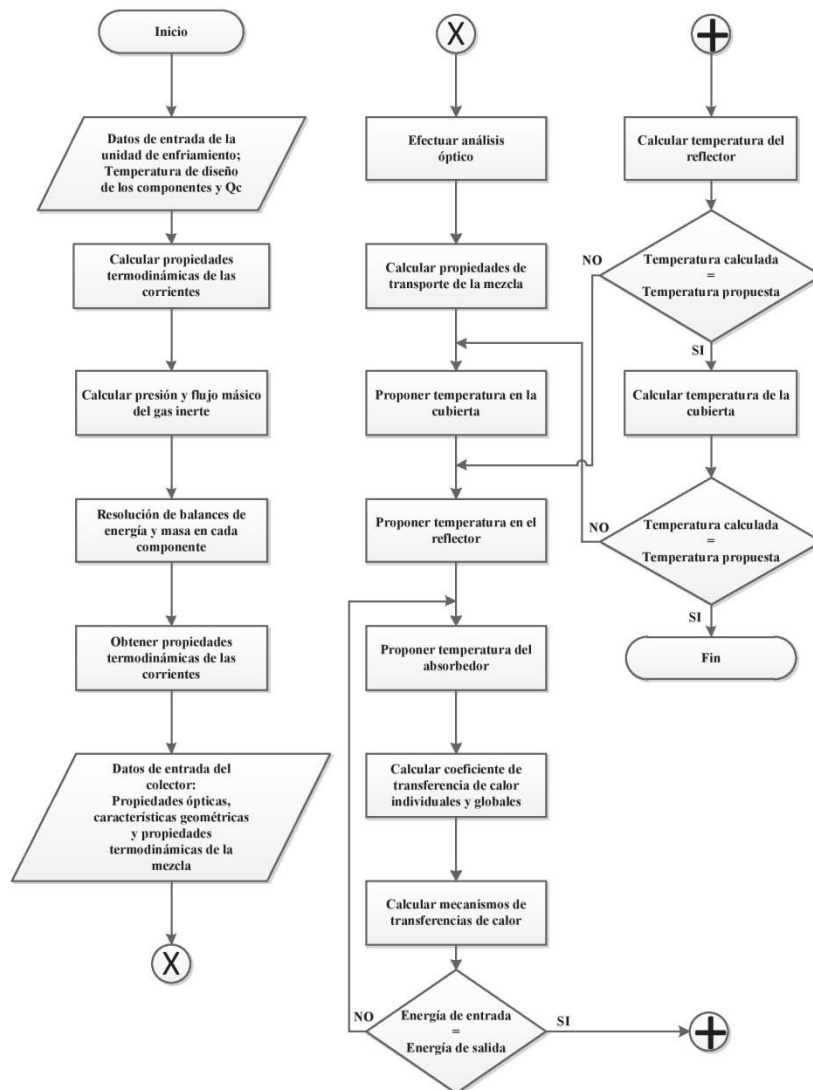


Figura 2. Algoritmo de solución del modelo matemático del sistema de enfriamiento-termsolar

fue evaluar el comportamiento del simulador de la unidad mediante el efecto que sufre el COP cuando se modifica la temperatura del generador dejando fija la capacidad en el evaporador. Se analizaron en conjunto los valores del simulador propuesto, el simulador referenciado y el estudio experimental. El comportamiento del simulador de la unidad se da en forma adecuada, esto se infiere al momento de comparar las tendencias entre el simulador propuesto y los datos experimentales (Fig. 3), inclusive habiendo en algunos puntos concordancia. En promedio existe una variación entre

los resultados del simulador propuesto y el simulador reportado que no sobrepasa el 8%. En el caso de los resultados experimentales la diferencia es menor al 9%. La diferencia entre los simuladores se debe en gran medida en los valores de las propiedades termodinámicas de las corrientes del sistema; el simulador propuesto utiliza las correlaciones de la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ reportadas por Ibrahim y Klein (1993) y el estudio referenciado utiliza las presentadas por Zigler y Trepp (1984).

Tabla 3. Comparación entre simuladores de cantidades de calor a transferir por cada componente bajo las mismas condiciones de diseño.

Componente	Simulador [kW]	Jakob et al. [kW]
Generador	5.20	5.20
Rectificador	0.30	0.90
Condensador	2.70	2.80
Evaporador	2.25	2.50
Absorbedor	4.32	4.00
COP [-]	0.43	0.48

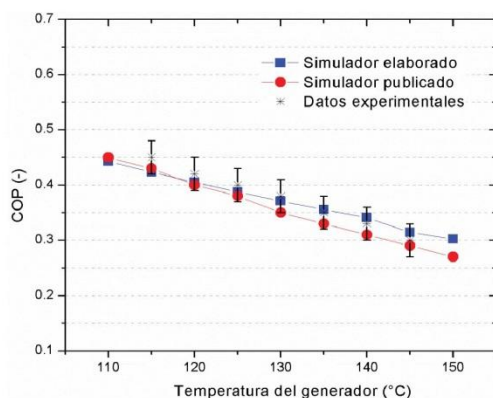


Figura 3. Comparación entre simulador referenciado, datos experimentales de Jakob et al. (2007) y simulador elaborado con las mismas condiciones de diseño (1.3 kW de capacidad del evaporador, temperaturas de $T_e=22.5^\circ\text{C}$, $T_g=140^\circ\text{C}$, $T_a=29^\circ\text{C}$ y $T_c=32^\circ\text{C}$, eficiencias de los intercambiadores #1 y #2, 0.76 y 0.30, respectivamente).

Consideraciones del simulador

Las condiciones de diseño y las suposiciones que se manejan en el sistema fueron alimentadas como datos de entrada al simulador, donde estas últimas son:

- El fluido entra al captador solar como líquido sub-enfriado.
- No se consideran pérdidas por fricción dentro del tubo absorbedor, sistema y tuberías.
- El captador solar posee un sistema de seguimiento por lo cual se considera que siempre se encuentra enfocado.
- El estudio se realizó en estado estacionario.
- Las propiedades ópticas que fueron consideradas fueron: $\alpha_a=0.92$, $\lambda_c=0.95$ y $p_r=0.87$.
- Se maneja una $\varepsilon_c=0.38$, $\varepsilon_e=0.94$ y $\varepsilon_g=0.05$.
- Se considera un valor de $5 \text{ (W/m}^2 \text{ K)}$ para el $h_{conv,r-c}$ evaluado por Prapas et al. (1987).
- Las burbujas de vapor y la solución salen del generador a la misma temperatura.
- Se despreció todo cambio en la presión hidrostática.
- No se consideran las caídas de presión.
- Las propiedades de la mezcla de gases se calculan con la teoría de gases ideales.
- El sistema se enfría a temperatura ambiente.

- El colector se ubica en la ciudad de Mexicali, México ($32^\circ39'48''\text{N}$, $115^\circ28'04''\text{O}$) con una orientación nort-sur y una inclinación con preferencia al verano.

Eficiencia global del sistema.

El estudio inicia con el cálculo de las propiedades termodinámicas de las corrientes de la unidad de enfriamiento. Como punto de diseño se estableció una temperatura de -10°C en el evaporador. La temperatura del absorbedor y condensador elegida fue de 42°C . En el caso del rectificador se estableció una temperatura de 60°C . El calor a suministrar en el generador se fijó en 5 kW.

Los resultados del simulador muestran que la temperatura mínima que se necesita en el generador para poder operar la unidad de enfriamiento es de 80°C , alcanzando una capacidad frigorífica de 0.59 kW térmicos. Sin embargo, al realizar un análisis del efecto de la temperatura del generador contra el COP de la unidad y su capacidad de enfriamiento, se observó cómo a raíz de ir elevando la temperatura del generador, se incrementa de forma exponencial la eficiencia de la unidad y su capacidad (Fig. 4). La eficiencia toma valores de 0.11 a 0.61 y una capacidad máxima de 0.53. La explicación de este fenómeno se centra en que al incrementar la temperatura del generador la concentración de saturación de la mezcla disminuye, en este caso es la concentración pobre que sale del rectificador, esto permite que se desprenda una mayor cantidad de refrigerante, por ende hay una mayor capacidad de la unidad.

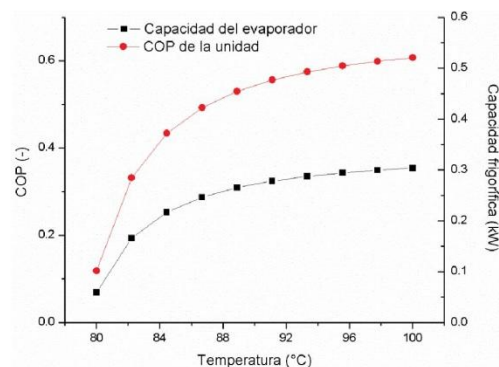


Figura 4. Efecto de la temperatura de diseño en la eficiencia y la capacidad frigorífica de la unidad de enfriamiento con $T_e=10^\circ\text{C}$ y $T_c=42^\circ\text{C}$.

Al modificar la temperatura en el generador las propiedades termodinámicas de las corrientes que interactúan dentro de la unidad cambian. Se obtuvieron los valores de temperatura y flujo másico correspondientes a la corriente que entra al arreglo de colectores solares (tabla 4), ya que estos son datos de entrada para el simulador del colector. La concentración de entrada no cambia pues esta se calcula con base en la temperatura en el absorbedor.

Tabla 4. Temperaturas y flujos máscos de la corriente de entrada al arreglo de colectores a diferentes temperaturas del generador.

Temperatura de diseño del generador [°C]	Temperatura de entrada a los colectores [°C]	Flujo máscico de entrada al generador [kg/seg]
80.00	65.05	0.062
82.22	65.75	0.042
84.44	66.45	0.032
86.67	67.15	0.026
88.89	67.85	0.023
91.11	68.55	0.020
93.33	69.15	0.018
95.56	69.85	0.016
97.78	70.45	0.015
100.00	71.05	0.014

Una vez alimentado el simulador del arreglo de captadores solares con las propiedades termodinámicas de la corriente de entrada, se procedió a evaluar su comportamiento. Se estudiaron los efectos de la temperatura y el flujo máscico contra la eficiencia (Fig. 5). Se aprecia el efecto de disminución de 0.80 a 0.56 que sufre la eficiencia cuando al mismo tiempo la temperatura de entrada se incrementa y el flujo máscico se disminuye. Al disminuir la cantidad de flujo máscico y teniendo en la entrada una temperatura cada vez mayor, da como resultado valores más altos de la temperatura del absorbedor. Conforme la diferencia de temperaturas entre el tubo absorbedor y el ambiente sea mayor las pérdidas de calor también incrementarían, lo cual ocasiona una disminución de la eficiencia de la captación solar.

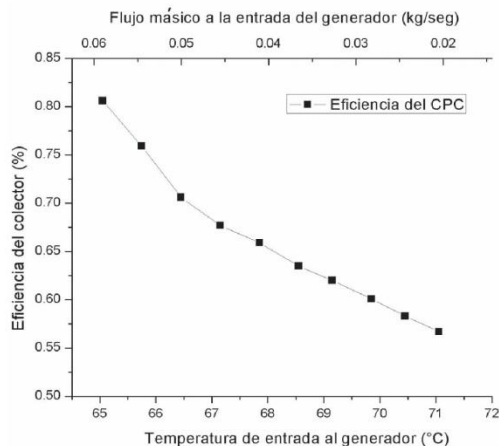


Figura 5. Efectos de la temperatura y flujo de entrada en la eficiencia del arreglo de colectores con una temperatura ambiente de 40 °C y una radiación de 800 W/m².

En la Figura 6 se muestra una gráfica en la cual se compara la eficiencia de la unidad de enfriamiento con la eficiencia del colector solar a diferentes temperaturas de diseño del generador. Debido al comportamiento de las tendencias de las eficiencias, hay un punto de intersección entre ambas. Este es considerado como la temperatura de acoplamiento, siendo el punto donde se obtiene la máxima eficiencia general del sistema de enfriamiento-termsolar, la cual es un indicador que se obtiene al multiplicar la eficiencia del colector, por la eficiencia de la unidad de enfriamiento. Para el sistema propuesto la temperatura resultante fue de 96.54 °C, en este punto el COP es de 0.59 y la eficiencia del colector es 0.60, dando como valor la eficiencia global del sistema 0.35.

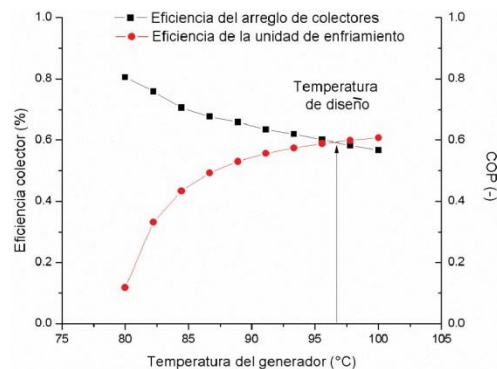


Figura 6. Efectos de la temperatura de diseño del generador contra la eficiencia de colector y eficiencia de la unidad de enfriamiento.

Una vez fijada la temperatura de diseño del generador de la unidad es posible obtener los valores de las propiedades termodinámicas de las corrientes que interactúan dentro de la unidad de enfriamiento y las necesidades térmicas de los diferentes componentes. Con la obtención de las condiciones de operación (tabla 5) se concluye la primera etapa del diseño de la unidad de enfriamiento-termsolar.

Conclusiones

En este artículo se presentó una metodología para encontrar la temperatura de acoplamiento entre un arreglo de colectores solares del tipo CPC, con una unidad de enfriamiento de absorción difusión que maneja la mezcla NH₃-H₂O-He y con una temperatura de 10 °C en el evaporador para obtener la mayor eficiencia global. La metodología se basa en un modelado matemático y una simulación.

La temperatura del generador afecta de forma directa el COP de la unidad de enfriamiento y la eficiencia del sistema de colección solar, por tal motivo el primer punto de diseño es establecer cuál es la temperatura idónea para acoplar ambas unidades, una vez establecida se obtienen las condiciones de operación del sistema.

Para la unidad de enfriamiento-termsolar propuesta el estudio mostró una temperatura óptima de acoplamiento de

Tabla 5. Condiciones óptimas de operación de la unidad de enfriamiento-termsolar.

Corriente	Fluido	T [°C]	P [bar]	x [kg NH ₃ /kg liq]	m [kg/seg]	Calidad
1	NH ₃ -H ₂ O	96.54	16.43	0.43	0.013	-
2	NH ₃ -H ₂ O	70.15	16.43	0.52	0.016	-
3	NH ₃ -H ₂ O	96.54	16.43	0.52	0.016	-
4	NH ₃	60.00	16.43	-	0.002	0.97
5	NH ₃	42.00	16.43	-	0.002	-
6	NH ₃	10.00	6.153	-	0.002	0.12
7	NH ₃	10.00	6.153	-	0.002	-
8	NH ₃	19.25	6.153	-	0.002	-
9	NH ₃ -H ₂ O	42.00	16.43	0.52	0.016	-
10	NH ₃ -H ₂ O	56.75	16.43	0.43	0.013	-
11	He	42.00	16.43	-	0.001	-
12	He	14.85	16.43	-	0.001	-
6	He	10.00	10.28	-	0.001	-
7	He	10.00	10.28	-	0.001	-
8	He	19.25	10.28	-	0.001	-
Qe=2.98 kW Qc=3.02 kW Qa=4.45 kW Qg=5.00 kW Qr=0.60 kW						

96.54 °C, teniendo un COP de 0.59 y una eficiencia del colector de 0.60, para dar como resultado una eficiencia global del sistema de enfriamiento-termsolar de 0.35 y una capacidad de 2.95 kW en el evaporador.

Referencias

Y. Hwang , R. Radermacher, A. Al Alili, I. Kubo, Review of Solar Cooling Technologies, HVAC&R Research 14 (2011).

B.C. Von Platen, C.G. Munters. Refrigerator. US Patent 1,685,764, 1928.

J. C. V. Chinnappa, Performance of an intermittent refrigerator operated by a flat-plate collector, Solar Energy 6 (1962) 143-50.

A. Erhard, K. Splinder, E. Hahne, Test and simulation of a solar powered solid sorption cooling machine, International Journal of Refrigeration 21 (1998) 133-41.

Z. Tamainot-Telto, R. E. Critoph, Solar sorption refrigerator using a CPC collector, Renewable Energy 16 (1999) 735-738.

C. O. Rivera, W. Rivera, Modeling of an intermittent solar absorption refrigeration system operating with ammonia-lithium nitrate mixture, Solar Energy Materials and Solar Cells 76 (2003) 417-427.

M. I. González, L. R. Rodríguez, Solar powered adsorption refrigerator with CPC collection system: Collector design and experimental test, Energy Conversion and Management 48 (2007) 2587-2594.

N. Ortega, O. García-Valladares, R. Best, V. H. Gómez, Two-phase flow modelling of a solar concentrator applied as ammonia vapor generator in an absorption refrigerator, Renewable Energy 33 (2008) 2064-2076.

U. Jakob, U. Eicker, D. Schneider, A. H. Taki, M. J. Cook, Simulation and experimental investigation into diffusion absorption cooling machines for air conditioning applications, Applied Thermal Engineering 28 (2007) 1138-1150.

D. S. Kim, C. A. Infante Ferreira, Solar refrigeration options – a state-of-the-art review, International Journal of Refrigeration 31 (2008) 3-15.

F. Gutiérrez, Behaviour of a household absorption-diffusion refrigerator adapted to autonomous solar operation, Solar Energy 40 (1998) 17-23.

G. Kunze, Efficient solar cooling with an improved ammonia-absorption system, Renewable Energy World 3 (2000) 111-112.

A. Rabl, Optical and thermal properties of compound parabolic concentrators, Solar Energy 18 (1976) 497-511.

C. K. Hsieh, Thermal analysis of CPC collectors, Solar Energy 27 (1981) 19-29

F. Dittus, L. Boelter, Heat Transfer in Automobile Radiators of the Tubular Type. University of California Publications in Engineering, (1930) 443-461.

M. Mishra, H. Karna, C. Sharma, Heat Transfer Coefficients in Forced convection Evaporation of Refrigerant Mixtures, Letters in Heat and Mass Transfer 8 (1981) 127-136.

W. Rivera, R. Best, Boiling heat transfer coefficients inside a vertical smooth tube for water/ammonia and ammonia lithium nitrate mixtures. International Journal of Heat and Mass Transfer 42 (1999) 905-921.

O. M. Ibrahim, S. A. Klein, Thermodynamic Properties of Ammonia-Water Mixtures, ASHRAE Transactions CH-93-21-2 (1993) 1495-1502.

B. Ziegler, Ch. Trepp, Equation of state for ammonia-water mixtures, International Journal of Refrigeration 7 (1984) 101-106.

D. Prapas, B. Norton, P. Melidis, S. Probert, Convective heat transfers within air spaces of compound parabolic concentrating solar-energy collectors, Applied Energy 28 (1987)

ANEXO B

SISTEMA DE ENFRIAMIENTO TERMOSOLAR POR ABSORCIÓN DIFUSIÓN ACOPLADO DE FORMA DIRECTA A UN SISTEMA DE COLECCIÓN SOLAR

Solicitud de patente

SISTEMA DE ENFRIAMIENTO TERMO-SOLAR POR ABSORCIÓN DIFUSIÓN ACOPLADO DE FORMA DIRECTA A UN SISTEMA DE COLECCIÓN SOLAR

CAMPO TÉCNICO DE LA INVENCION

La presente invención se refiere a un sistema de enfriamiento termo-solar por absorción difusión acoplado de forma directa a un sistema de colección solar, de forma descriptiva es un ciclo termodinámico por absorción que utiliza como fluidos de trabajo, una mezcla compuesta por un refrigerante, una sustancia absorbente y un gas regulador de presión, la invención se divide en tres secciones: unidad de enfriamiento, sistema de colección solar y mecanismo de acoplamiento. El sistema solo necesita de energía solar para operar debido a la unión de la unidad de enfriamiento y el sistema de colección solar a través de un sistema novedoso de acoplamiento, que además bombea el refrigerante; el sistema de enfriamiento termo-solar por absorción difusión acoplado de forma directa a un sistema de colección solar logra satisfacer diferentes demandas de temperatura en el recinto a enfriar, pudiendo ser empleado como un sistema de refrigeración, conservación de productos perecederos y acondicionamiento de espacios.

ANTECEDENTES DE LA INVENCION

Un sistema de enfriamiento termo-solar es una tecnología que resulta de acoplar una unidad de producción de frío con un sistema de captación solar; éste último es usado como fuente de energía, ya que brinda la cantidad de calor necesario que permite operar a la unidad de enfriamiento; independientemente de la tecnología de captación solar que se elija, debe

presentar las características necesarias para cumplir las necesidades térmicas que demande la unidad de enfriamiento. Un sistema pasivo hace referencia a una tecnología que no necesita de medios electromecánicos para operar y solo requiere de energía térmica.

Es considerado un sistema de enfriamiento termo-solar pasivo es una tecnología de producción de frío que no necesita energía eléctrica para poder operar y solo se alimenta de energía solar.

Los sistemas de enfriamiento por absorción son unidades que necesitan poca o nula energía eléctrica para operar, esto los vuelve muy atractivos por el hecho de poder ser instalados en zonas alejadas a las redes eléctricas; los sistemas se dividen en dos ramas; ciclos intermitentes y ciclos continuos; los intermitentes son aquellos donde el fenómeno de producción de frío no se presenta al mismo tiempo en que se está suministrando calor a la unidad, caso contrario en los continuos, el fenómeno de producción de frío se da al mismo tiempo que se proporciona calor.

Dentro de los sistemas de absorción continuos se encuentran los sistemas de difusión. Estas tecnologías no necesitan energía eléctrica para operar pues presentan la característica de no utilizar partes mecánicas; la circulación de los fluidos que se utilizan se lleva a cabo por una bomba de burbujas; la tecnología fue presentada por primera vez por los ingenieros suecos Von Platen y Munters.

El primer indicio de los sistemas de enfriamiento termo-solar que se tiene se presentó a mediados del siglo pasado Chinnappa, a raíz de esto se han elaborado diferentes estudios teóricos y experimentales de estos sistemas.

Con respecto a los sistemas experimentales reportados recientemente, Erhard et al., presentan una máquina de refrigeración con energía solar sin partes móviles que opera con la mezcla $\text{NH}_3\text{-SrCl}_2$. La parte principal del dispositivo es una unidad de absorción-desorción que se monta dentro de un colector solar de concentración. El calor de absorción se transporta fuera del colector solar por medio de dos intercambiadores para cederlo a la unidad de enfriamiento (acoplamiento indirecto); la eficiencia global del sistema (que es un indicador directamente proporcional al producto de la eficiencia de la unidad de frío por la eficiencia del sistema de colección solar) que se logró fue entre 0.05 y 0.08; esto principalmente a que el colector se encuentra acoplado de forma indirecta.

Fue propuesto por Tamainot-Telto y Critophun diseño de un Concentrador Parabólico Compuesto (CPC) para suministrar calor a una unidad de enfriamiento. El arreglo de colectores se componía de dos CPC con una medida de 2 m de largo y una concentración geométrica de 2.37. El propósito era alimentar una unidad de 120 W de capacidad en el evaporador, cuya demanda térmica en el generador era de 500 W. Este diseño se probó mediante una simulación. No se reporta la mezcla utilizada ni las temperaturas en los componentes de la unidad de enfriamiento, sólo la temperatura máxima alcanzada en el generador de 173°C.

Rivera y Rivera presentaron los resultados de un modelo matemático para evaluar un CPC acoplado a una unidad de enfriamiento intermitente que manejó la mezcla $\text{NH}_3\text{-LiNO}_3$. Los resultados del modelo obtuvieron una eficiencia del colector entre 0.33 y 0.78 con una temperatura en el generador

de 120°C y una temperatura de condensación de 40°C. La eficiencia global del sistema reportada se encuentra entre 0.15 y 0.40.

Otro estudio presentado por González y Rodríguez, en donde proponen un arreglo de colectores del tipo CPC utilizado como generador, en una unidad de enfriamiento intermitente de metanol-carbón activado, obtuvo un coeficiente de operación de la unidad de frío (denominada en inglés COP, Coefficient of Performance) de forma experimental entre 0.078 y 0.096.

Hay evidencias por parte de Ortega et al. de un modelado teórico de un concentrador solar usado como generador en un sistema de absorción simple. Se señala que fue necesario una longitud de 25 m del sistema de colectores para lograr una temperatura de -10°C en el evaporador y una capacidad 3.8 kW en el mismo. El COP obtenido fue de 0.46 y la eficiencia global del sistema de 0.21. Estos sistemas emplearon bombas mecánicas de circulación.

Jakob et al. presentaron un diseño de una unidad de aire acondicionado por absorción difusión usando la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O-He}$, con una capacidad de enfriamiento de 2.5 kW. La unidad fue construida y probada, logrando un COP experimental de 0.38. El colector que se utilizó fue un colector de placa plana acoplado indirectamente, sin embargo no se reporta información referente a la eficiencia y el área de captación de este.

En un estudio del estado del arte de los diferentes sistemas de absorción termo-solar elaborado por Kim e Infante señalan que los sistemas reportados hasta la fecha de absorción difusión solar con la mezcla $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ no sobrepasan una eficiencia global mayor al 0.25, con una capacidad

máxima de 2.5 kW en el evaporador (Gutiérrez y Kunze). Ambos utilizan colectores solares planos como generador acoplados de forma indirecta.

La patente **MXPA03006027A** presenta un sistema térmico de refrigeración por absorción avanzado operado con energía solar y gas natural para uso en acondicionamiento térmico de espacios, en su invención utilizan un banco de colectores solares para calentar un fluido que a su vez calienta el generador del sistema de enfriamiento; reportan un coeficiente de eficiencia de 0.86 en modo de enfriamiento y 1.86 para modo de calentamiento, con una integración energética interna de 15.6 kW; en esta patente el calentamiento se da de forma indirecta, es decir se calienta una sustancia con energía solar y posteriormente esa sustancia intercambia calor con la mezcla de trabajo, dicha invención necesita de energía eléctrica para operar.

En la solicitud de patente **MX2010012070A** se propone un método de enfriamiento en el cual se utiliza un sistema de colección solar para calentar directamente el fluido de trabajo del sistema de enfriamiento; reduciendo la cantidad de equipos de intercambio de calor y aumentando la eficiencia global del sistema, sin embargo no se presenta la tecnología que permita acoplar ambas tecnologías, más aun, el sistema de enfriamiento necesita de energía eléctrica para operar debido a que requiere de una bomba mecánica de circulación lo cual en la presente invención no se necesita.

En una revisión del estado del arte de las tecnologías de enfriamiento termo-solar presentada por Y. Hwang et al., menciona que el desarrollo de las tecnologías de enfriamiento termo-solar deben estar encaminadas al desarrollo de colectores solares avanzados de alta eficiencia y alta

temperatura, y al desarrollo de tecnologías de enfriamiento de alta eficiencia activadas a bajas temperaturas, ambas a un bajo costo. Aunado a esto debe haber un compromiso por buscar las mejores condiciones de operación que permitan obtener la máxima eficiencia global del sistema a pesar de tener tecnologías de alta eficiencia de forma individual, con la presente invención se logra activar la unidad de enfriamiento a temperaturas menores, pues se elimina un proceso de intercambio de calor lo cual mejora la eficiencia y las pérdidas de energía.

Hasta ahora en la literatura sólo se han presentado casos de colectores de placa plana acoplados de forma indirecta a las unidades de enfriamiento de absorción difusión, estos colectores, al no ser concentradores solares, no explotan el recurso solar al máximo en relación al área de captación que abarcan, por ende presentan baja eficiencia. Cuando se intenta en acoplar de forma directa un arreglo de colectores con una unidad de enfriamiento debe haber un compromiso de diseño entre ambas tecnologías para poder encontrar las mejores condiciones operativas del sistema en general y un aditamento que permita incorporar al sistema de colección solar como parte de la unidad de enfriamiento. La metodología de diseño de las propiedades termodinámicas de las corrientes de la presente invención fue presentada por Acuña et al. en donde se muestra un estudio para determinar la temperatura de acoplamiento entre un sistema de absorción difusión y un sistema de captación solar tipo CPC.

La presente invención hace referencia aun sistema de enfriamiento termo-solar que permite obtener una mayor eficiencia en comparación con los sistemas de enfriamiento termo-solar convencionales que operan con el

ciclo de absorción difusión, ya que hasta la fecha los sistemas de absorción difusión solar solo operan con acoplamiento indirecto lo cual resta la eficiencia, pues el uso de un intercambiador de calor y un fluido caloportador representan pérdidas de energía en el proceso de calentamiento. El sistema termo-solar se compone de una unidad de enfriamiento de absorción difusión que emplea la mezcla de trabajo $\text{NH}_3\text{-H}_2\text{O}$ -H_{ey} mediante un sistema de acoplamiento novedoso permite acoplarla de forma directa con un sistema de colección solar.

DESCRIPCION

Los detalles característicos del presente **SISTEMA DE ENFRIAMIENTO TERMO-SOLAR POR ABSORCION DIFUSION ACOPLADO DE FORMA DIRECTA A UN SISTEMA DE COLECCIÓN SOLAR** se muestran claramente en la siguiente descripción y en las figuras que se acompañan, siguiendo los mismos signos de referencia para indicar las partes y piezas mostradas;

Breve descripción de las figuras

La figura 1 es un diagrama de los componentes y de las corrientes termodinámicas del **SISTEMA DE ENFRIAMIENTO TERMO-SOLAR POR ABSORCION DIFUSION ACOPLADO DE FORMA DIRECTA A UN SISTEMA DE COLECCIÓN SOLAR**,

La figura 2 es una vista en perspectiva convencional del mecanismo de acoplamiento B y el sistema de colección solar C del sistema de

enfriamiento termo-solar por absorción difusión acoplado de forma directa a un sistema de colección solar,

La figura 3 es una vista en perspectiva convencional posterior del mecanismo de acoplamiento B y el sistema de colección solar C del sistema de enfriamiento termo-solar por absorción difusión acoplado de forma directa a un sistema de colección solar,

La figura 4 es una vista posterior del mecanismo de acoplamiento B y el sistema de colección solar C del sistema de enfriamiento termo-solar por absorción difusión acoplado de forma directa a un sistema de colección solar,

La figura 5 es una vista en una perspectiva acercada del mecanismo de acoplamiento con 13 y 14 transparente del sistema de enfriamiento termo-solar por absorción difusión acoplado de forma directa a un sistema de colección solar,

OBSERVACION con la finalidad de facilitar la descripción de la invención, ésta se realizara de manera seccionada;

Con base en a la figura 1, el sistema de enfriamiento termo-solar por absorción difusión acoplado de forma directa a un sistema de colección solar comprende: una **unidad de enfriamiento A**, un **mecanismo de acoplamiento B** y un **sistema de colección solar C**, donde;

- a. La **unidad de enfriamiento A** comprende de manera enlistada al menos un rectificador **A1**, un condensador **A2**, una trampa hidráulica **A3**, un evaporador **A4**, un intercambiador de calor **A5** y un absorbedor **A6**; donde el

rectificador **A1** es enfriado por aire y mediante un rectificado elimina la presencia de la sustancia absorbidora **30** de la solución que entra a través de un primer ducto **3** que proviene del **mecanismo de acoplamiento B**, la sustancia resultante con menor presencia de refrigerante **28** abandona al rectificador **A1** por el segundo ducto **1**; el refrigerante **28** abandona **A1** por el tercer ducto **4** y se conecta con el condensador **A2** el cual condensa al refrigerante **28** por medio de intercambio de calor con el ambiente, el cuarto ducto **5** que sale de el condensador **A2** se conecta con la trampa hidráulica **A3** la cual presenta una entrada **E12** por donde ingresa el gas refrigerante **29** que fluye por el quinto ducto **12**, en la trampa hidráulica **A3** se forma un tapón hidráulico lo cual ocasiona que el gas inerte **29** no pueda ingresar al cuarto ducto **5**; posteriormente el gas refrigerante **28** y el gas inerte **29** ingresan al sexto ducto **6** el cual esta conectado con el evaporador **A4** en donde se presenta el fenómeno de difusión lo cual ocasiona la evaporación del refrigerante **28**, absorbiendo calor del recinto a enfriar, posteriormente la mezcla se dirige al séptimo ducto **7** por donde fluyen el gas inerte **29** y el refrigerante **28** hasta llegar al intercambiador de calor **A5**, este componente presenta la entrada **E11**, entrada **E7**, salida **S8** y salida **S12**, por la entrada **E7** se conecta el séptimo ducto **7** y por la entrada **E11** el octavo ducto **11**, por la salida **S12** se conecta el noveno ducto **12** y por la salida **S8** se conecta el décimo ducto **8**; en el intercambiador de calor **A5** la mezcla de refrigerante **28** y gas inerte **29** proveniente del noveno ducto **12** retira calor del gas inerte **29** que proviene del octavo ducto **11**, la mezcla gas inerte **29** y refrigerante **28** que salen por el décimo ducto **8** se dirigen al absorbedor **A6**, el cual presenta una entrada **E9** para el undécimo ducto **9** y una entrada **E8**

para el décimo ducto **8**, y una salida **S12** para el duodécimo ducto **10** y una salida **S11** para el octavo ducto **11**, por el undécimo ducto **9** ingresa la solución con poca concentración de refrigerante **28** y alta concentración de sustancia absorbidora **30**, debido a la afinidad por el refrigerante **28** y no por el gas inerte **29** se absorbe refrigerante **28** ocasionando una reacción exotérmica, por tal motivo se enfría el componente con aire del ambiente, el gas inerte **29** que no es absorbido se dirige al octavo ducto **11** y la mezcla con mayor presencia de refrigerante **28** y menor presencia de sustancia absorbidora **30** abandona el componente por el duodécimo ducto **10** y se dirige al **mecanismo de acoplamiento B**, en donde su función es calentar la sustancia con alta concentración de refrigerante **28** proveniente del duodécimo ducto **10** mediante un intercambio de calor con la sustancia con baja concentración de refrigerante **28** proveniente del segundo ducto **1** y dirigir esta mezcla hacia el absorbedor **A6** por el undécimo ducto **9**, la mezcla con alta concentración de refrigerante **28** abandona al **mecanismo de acoplamiento B** por el décimo tercer ducto **2** y se conecta con al **sistema de colección solar C**, el cual calienta la sustancia y la dirige hacia el decimocuarto ducto **31**, este conducto se conecta al **mecanismo de acoplamiento B** el cual bombea la solución al primer ducto **3**; todos los conductos y el rectificador **A1**, el condensador **A2**, la trampa hidráulica **A3**, el evaporador **A4**, el intercambiador de calor **A5** y el absorbedor **A6** utilizan para sujetarse entre si al menos un mecanismo de sujeción (pudiendo ser soldadura, tornillos, presillas, pegamento, etc);

- b. El **mecanismo de acoplamiento B** que con base en a las figuras 2, 3, 4 y 5 permite acoplar a la **unidad de enfriamiento A** y al **mecanismo de**

colección C, comprende un tanque de acoplamiento **C1**, divisor **C2**, el sistema de bomba de burbujas **C3**, un intercambiador de calor **C4**, placas de sujeción **C5**, conexiones de entradas y salidas **C6**, cabezales de distribución **C7**; así como diferentes mecanismos de sujeción (pudiendo ser soldadura, tornillos, presillas, pegamento, etc), en donde; el tanque de acoplamiento **C1** comprende un tubo **13** de un material metálico el cual es aislado por la parte exterior (utilizando materiales tales como: polímero termoplástico, hule, espuma, poliuretano, etc.) y se encuentra tapado por ambos extremos con tapaderas circulares **14** del mismo material metálico; el divisor **C2** comprende una placa de un material metálico de forma rectangular **15** cuyo largo y ancho corresponden de forma respectiva a la longitud y diámetro del tanque de acoplamiento **C1**, también comprende un orificio **27** que permite incorporar una válvula de un solo paso **16** para permitir el paso de la sustancia que retira calor en el intercambiador de calor **C4**; el sistema de bomba de burbujas **C3** comprende al menos un tubo **17** en donde un extremo del tubo se encuentra inmerso dentro del tanque de acoplamiento **C1** y el otro extremo se conecta al rectificador **A1**. La longitud del tubo **17** debe guardar una proporción preferentemente de 1:1 con respecto a la longitud del tubo **18** que entra en tanque de acoplamiento **C1**, la dimensión se estima considerando la altura de la columna líquida y no la distancia recorrida; el intercambiador de calor **C4** comprende al menos un tubo **19** que va conectado a la placas de sujeción **20**. Su finalidad es operar como intercambiador de calor entre la solución del duodécimo ducto **10** y la solución del undécimo ducto **9**; las placas de sujeción **C5** comprende dos placas metálicas **20** con forma semicirculares con orificios de un diámetro

similar al diámetro exterior de los tubos de el intercambiador de calor **C4** que permitan insertar los tubos dentro de estos orificios. Las dimensiones del diámetro y radio de las dos placas metálicas **20** deben coincidir con la altura de el divisor **C2** y tanque de acoplamiento **C1** respectivamente, de tal manera que permita colocarlos dentro del tanque de acoplamiento; las conexiones de entradas y salidas **C6** comprenden al menos dos pares de conexión sujetadas al tanque y que se utilizan como salidas y entradas en el **mecanismo de acoplamiento B**, de las cuales la entrada **21** se utiliza para conectar el **mecanismo de acoplamiento B** con el rectificador **A1** y permite dirigir la solución pobre que proviene de el rectificador **A1** al intercambiador de calor **C4**, la entrada **18** que se utiliza para conectar al **mecanismo de acoplamiento B** con el absorbedor **A6** para dirigir la solución rica que entra del conducto **10**, la entrada **22** se utiliza para conectar el cabezal que alimenta a el **mecanismo de acoplamiento B** con solución que proviene de del **sistema de colección solar C** por el decimocuarto ducto **31**, la salida **23** se utiliza para direccionar el flujo hacia el cabezal que alimentan **sistema de colección solar C** por el conducto **2**, la salida del tanque **24** se utiliza para conectar el **mecanismo de acoplamiento B** con el absorbedor **A6** para dirigir las solución con alta concentración de refrigerante **28**; los cabezales de distribución **C7** comprende dos tubos del mismo material metálico que las conexiones de entrada y salida **C6**, de los cuales uno **25** se utiliza para distribuir el flujo hacia el **sistema de colección solar C** y el otro tubo **26** para recuperar el flujo en el retorno de la solución proveniente del **sistema de colección solar C**. Los tubos deben tener orificios espaciados entre si, con una separación que coincida con la entrada a cada colector solar del

sistema de colección solar C. Se debe presentar una separación vertical entre los cabezales de tal forma que no quedan ubicados a la misma altura; el **sistema de colección solar C** comprende al menos un sistema de colección solar convencional que permita ser acoplado con el **mecanismo de acoplamiento B**.

FUNCIONAMIENTO DE LA INVENCION

La unidad de enfriamiento se compone de diferentes subsistemas: un rectificador, un condensador, una trampa hidráulica, un evaporador, dos intercambiadores de calor, un absorbedor y una bomba de burbujas. Tendiendo como referencia la **Figura 1** se explica el funcionamiento de la invención comenzando en el sistema de colección solar C, que hace la función de un generador. El sistema de colección solar se encuentra cargado con la mezcla de trabajo; un refrigerante y una sustancia absorbente, esta última con una mayor concentración. Conforme el colector capta radiación solar, ésta se irá manifestando como una cantidad de calor transferida a la mezcla de trabajo, por consecuente la temperatura de la mezcla se incrementará hasta llegar al punto donde comienza a vaporizarse. La mezcla se transporta al generador donde se encuentra la bomba de burbujas. Debido a su geometría, dentro de ésta se formarán burbujas de solución, las cuales comenzarán a ascender dentro del tubo. Al final este trayecto, el vapor será liberado y pasará al rectificador. Su propósito es eliminar la presencia de la sustancia absorbidora, dejando solamente el refrigerante. El vapor de refrigerante se transporta al condensador en donde se somete a un proceso de enfriamiento a temperatura ambiente y se condensa. El refrigerante condensado fluye hacia una trampa hidráulica, en

este punto entra en contacto con el gas inerte. La presencia de este gas ocasiona que la presión del refrigerante comience a disminuir, debido a este fenómeno desciende la temperatura del refrigerante para posteriormente entrar al evaporador donde retira calor. A la salida del evaporador, la mezcla en estado gaseoso, se dirige hacia el intercambiador A7, donde entra en contacto con el gas inerte proveniente del absorbedor. El motivo del intercambiador de calor A7 es disminuir la temperatura del gas inerte antes de llegar a la trampa hidráulica del evaporador. La mezcla de refrigerante y gas inerte llegan al absorbedor; debido a la afinidad de la sustancia absorbidora por el refrigerante este último es absorbido, pero el gas inerte no lo es. La mezcla rica en refrigerante se dirige hacia un intercambiador previo al sistema de colección solar, en donde la corriente pobre en refrigerante que proviene del rectificador cede calor disminuyendo de esta forma las necesidades de calor de la corriente que se dirige hacia el sistema de colección solar. Todo este proceso se dará de forma continua, siempre y cuando se transfiera calor en los diferentes componentes.

REIVINDICACIONES

Habiendo descrito la invención, reclamamos la protección legal que corresponda a lo que consideramos nuestra propiedad y es presentado en las siguientes reivindicaciones:

1. Un **SISTEMA DE ENFRIAMIENTO TERMO-SOLAR POR ABSORCION DIFUSION ACOPLADO DE FORMA DIRECTA A UN SISTEMA DE COLECCIÓN SOLAR** que **se caracteriza porque comprende** una unidad de enfriamiento A, un mecanismo de acoplamiento B y un sistema de

colección solar C, por lo que el intercambio de calor entre la mezcla de trabajo y la radiación solar se da de forma directa sin necesidad de un fluido calo-portador u otro componente, lo cual lo hace más compacto y más eficiente, en donde;

- a. La **unidad de enfriamiento A** comprende de manera enlistada al menos un rectificador **A1**, un condensador **A2**, una trampa hidráulica **A3**, un evaporador **A4**, un intercambiador de calor **A5** y un absorbedor **A6**; donde el rectificador **A1** es enfriado por aire y mediante un rectificado elimina la presencia de la sustancia absorbidora **30** de la solución que entra a través de un primer ducto **3** que proviene del **mecanismo de acoplamiento B**, la sustancia resultante con menor presencia de refrigerante **28** abandona al rectificador **A1** por el segundo ducto **1**; el refrigerante **28** abandona **A1** por el tercer ducto **4** y se conecta con el condensador **A2** el cual condensa al refrigerante **28** por medio de intercambio de calor con el ambiente, el cuarto ducto **5** que sale de el condensador **A2** se conecta con la trampa hidráulica **A3** la cual presenta una entrada **E12** por donde ingresa el gas refrigerante **29** que fluye por el quinto ducto **12**, en la trampa hidráulica **A3** se forma un tapón hidráulico lo cual ocasiona que el gas inerte **29** no pueda ingresar al cuarto ducto **5**; posteriormente el gas refrigerante **28** y el gas inerte **29** ingresan al sexto ducto **6** el cual esta conectado con el evaporador **A4** en donde se presenta el fenómeno de difusión lo cual ocasiona la evaporación del refrigerante **28**, absorbiendo calor del recinto a enfriar, posteriormente la mezcla se dirige al séptimo ducto **7** por donde fluyen el gas inerte **29** y el refrigerante **28** hasta llegar al intercambiador de calor **A5**, este componente

presenta la entrada **E11**, entrada **E7**, salida **S8** y salida **S12**, por la entrada **E7** se conecta el séptimo ducto **7** y por la entrada **E11** el octavo ducto **11**, por la salida **S12** se conecta el noveno ducto **12** y por la salida **S8** se conecta el décimo ducto **8**; en el intercambiador de calor **A5** la mezcla de refrigerante **28** y gas inerte **29** proveniente del noveno ducto **12** retira calor del gas inerte **29** que proviene del octavo ducto **11**, la mezcla gas inerte **29** y refrigerante **28** que salen por el décimo ducto **8** se dirigen al absorbedor **A6**, el cual presenta una entrada **E9** para el undécimo ducto **9** y una entrada **E8** para el décimo ducto **8**, y una salida **S12** para el duodécimo ducto **10** y una salida **S11** para el octavo ducto **11**, por el undécimo ducto **9** ingresa la solución con poca concentración de refrigerante **28** y alta concentración de sustancia absorbidora **30**, debido a la afinidad por el refrigerante **28** y no por el gas inerte **29** se absorbe refrigerante **28** ocasionando una reacción exotérmica, por tal motivo se enfría el componente con aire del ambiente, el gas inerte **29** que no es absorbido se dirige al octavo ducto **11** y la mezcla con mayor presencia de refrigerante **28** y menor presencia de sustancia absorbidora **30** abandona el componente por el duodécimo ducto **10** y se dirige al **mecanismo de acoplamiento B**, en donde su función es calentar la sustancia con alta concentración de refrigerante **28** proveniente del duodécimo ducto **10** mediante un intercambio de calor con la sustancia con baja concentración de refrigerante **28** proveniente del segundo ducto **1** y dirigir esta mezcla hacia el absorbedor **A6** por el undécimo ducto **9**, la mezcla con alta concentración de refrigerante **28** abandona al **mecanismo de acoplamiento B** por el décimo tercer ducto **2** y se conecta con al **sistema de colección solar C**, el cual calienta la sustancia y la dirige hacia

el decimocuarto ducto **31**, este conducto se conecta al **mecanismo de acoplamiento B** el cual bombea la solución al primer ducto **3**; todos los conductos y el rectificador **A1**, el condensador **A2**, la trampa hidráulica **A3**, el evaporador **A4**, el intercambiador de calor **A5** y el absorbedor **A6** utilizan para sujetarse entre si al menos un mecanismo de sujeción (pudiendo ser soldadura, tornillos, presillas, pegamento, etc);

- b. El **mecanismo de acoplamiento B** que permite acoplar a la **unidad de enfriamiento A** y al **mecanismo de colección C**, comprende un tanque de acoplamiento **C1**, divisor **C2**, el sistema de bomba de burbujas **C3**, un intercambiador de calor **C4**, placas de sujeción **C5**, conexiones de entradas y salidas **C6**, cabezales de distribución **C7**; así como diferentes mecanismos de sujeción (pudiendo ser soldadura, tornillos, presillas, pegamento, etc), en donde; el tanque de acoplamiento **C1** comprende un tubo **13** de un material metálico el cual es aislado por la parte exterior (utilizando materiales tales como: polímero termoplástico, hule, espuma, poliuretano, etc.) y se encuentra tapado por ambos extremos con tapaderas circulares **14** del mismo material metálico; el divisor **C2** comprende una placa de un material metálico de forma rectangular **15** cuyo largo y ancho corresponden de forma respectiva a la longitud y diámetro del tanque de acoplamiento **C1**, también comprende un orificio **27** que permite incorporar una válvula de un solo paso **16** para permitir el paso de la sustancia que retira calor en el intercambiador de calor **C4**; el sistema de bomba de burbujas **C3** comprende al menos un tubo **17** en donde un extremo del tubo se encuentra inmerso dentro del tanque de acoplamiento **C1** y el otro extremo se conecta al rectificador **A1**. La longitud del tubo **17** debe guardar una proporción preferentemente de 1:1

con respecto a la longitud del tubo **18** que entra en tanque de acoplamiento **C1**, la dimensión se estima considerando la altura de la columna líquida y no la distancia recorrida; el intercambiador de calor **C4** comprende al menos un tubo **19** que va conectado a la placas de sujeción **20**. Su finalidad es operar como intercambiador de calor entre la solución del duodécimo ducto **10** y la solución del undécimo ducto **9**; las placas de sujeción **C5** comprende dos placas metálicas **20** con forma semicirculares con orificios de un diámetro similar al diámetro exterior de los tubos de el intercambiador de calor **C4** que permitan insertar los tubos dentro de estos orificios. Las dimensiones del diámetro y radio de las dos placas metálicas **20** deben coincidir con la altura de el divisor **C2** y tanque de acoplamiento **C1** respectivamente, de tal manera que permita colocarlos dentro del tanque de acoplamiento; las conexiones de entradas y salidas **C6** comprenden al menos dos pares de conexión sujetadas al tanque y que se utilizan como salidas y entradas en el **mecanismo de acoplamiento B**, de las cuales la entrada **21** se utiliza para conectar **el mecanismo de acoplamiento B** con el rectificador **A1** y permite dirigir la solución pobre que proviene de el rectificador **A1** al intercambiador de calor **C4**, la entrada **18** que se utiliza para conectar al **mecanismo de acoplamiento B** con el absorbedor **A6** para dirigir la solución rica que entra del conducto **10**, la entrada **22** se utiliza para conectar el cabezal que alimenta a el **mecanismo de acoplamiento B** con solución que proviene de del **sistema de colección solar C** por el decimocuarto ducto **31**, la salida **23** se utiliza para direccionar el flujo hacia el cabezal que alimentan **sistema de colección solar C** por el conducto **2**, la salida del tanque **24** se utiliza para conectar el **mecanismo de acoplamiento B** con el absorbedor **A6** para

dirigir la solución con alta concentración de refrigerante **28**; los cabezales de distribución **C7** comprende dos tubos del mismo material metálico que las conexiones de entrada y salida **C6**, de los cuales uno **25** se utiliza para distribuir el flujo hacia el **sistema de colección solar C** y el otro tubo **26** para recuperar el flujo en el retorno de la solución proveniente del **sistema de colección solar C**. Los tubos deben tener orificios espaciados entre sí, con una separación que coincida con la entrada a cada colector solar del **sistema de colección solar C**. Se debe presentar una separación vertical entre los cabezales de tal forma que no quedan ubicados a la misma altura; el **sistema de colección solar C** comprende al menos un sistema de colección solar convencional que permita ser acoplado con el **mecanismo de acoplamiento B**.

2. El **sistema de enfriamiento termo-solar** de conformidad con la cláusula 1 **se caracteriza porque** no necesita de energía eléctrica para operar debido a que el sistema de acoplamiento permite acoplar al sistema de unidad de enfriamiento con el sistema de colección solar sin la necesidad de otro circuito que demande una bomba de circulación.
3. El **sistema de enfriamiento termo-solar** de conformidad con la cláusula 1 **se caracteriza porque** el sistema de colección solar puede ser un sistema convencional de colección solar por ejemplo Fresnel, concentrador parabólico compuesto, placa plana, tubo evacuado, cilindro parabólico, el cual puede ser acoplado mediante el sistema de acoplamiento.
4. El **sistema de enfriamiento termo-solar** de conformidad con la cláusula 1 **se caracteriza porque** puede operar con diferentes mezclas de trabajo como son amoníaco-agua-helio, amoníaco-agua-hidrógeno, amoníaco-

nitrate de litio-helio, amoniacó-nitrate de litio-hidrógeno, amoniacó-tiocianato de sodio-helio, amoniacó-tiocianato de sodio-hidrógeno entre otras, lo cual le permite obtener diferentes niveles de temperatura en el evaporador, acoplar diferentes sistemas de colección solar, obtener diferentes capacidades de enfriamiento y operar a diferentes temperaturas en el sistema de colección solar C.

RESUMEN

Esta invención se refiere a un **SISTEMA DE ENFRIAMIENTO TERMO-SOLAR POR ABSORCIÓN DIFUSIÓN ACOPLADO DE FORMA DIRECTA A UN SISTEMA DE COLECCIÓN SOLAR**, más descriptiva es una bomba de calor por el ciclo de absorción difusión que utiliza tres fluidos de trabajo y necesita de energía solar para operar, lo cual se realiza mediante el acoplamiento de forma directa de un sistema de colección solar. El sistema tiene como característica que no necesita de una bomba de circulación mecánica, por consiguiente solo opera con la aportación de energía térmica. La invención utiliza como fluidos de trabajo, una mezcla compuesta por un refrigerante, una sustancia absorbente y un gas regulador de presión. El sistema se enfría por aire y no necesita de energía eléctrica para operar. A diferencia de otros sistemas de enfriamiento termo-solar presenta un sistema de generación y bombeo solar integrado a la unidad de enfriamiento, lo cual lo hace más eficiente, pues el intercambio de calor entre la energía solar y la mezcla de trabajo se da de manera directa sin necesidad de otro componente, haciéndolo más compacto, más barato y más eficiente.

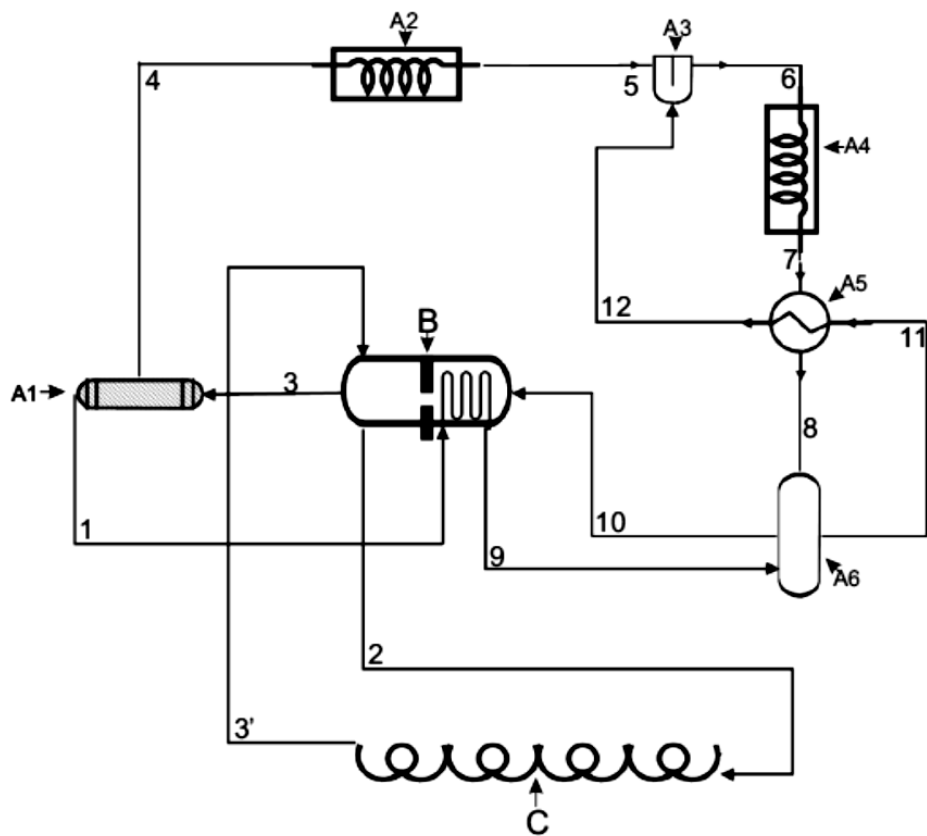


Figura 1

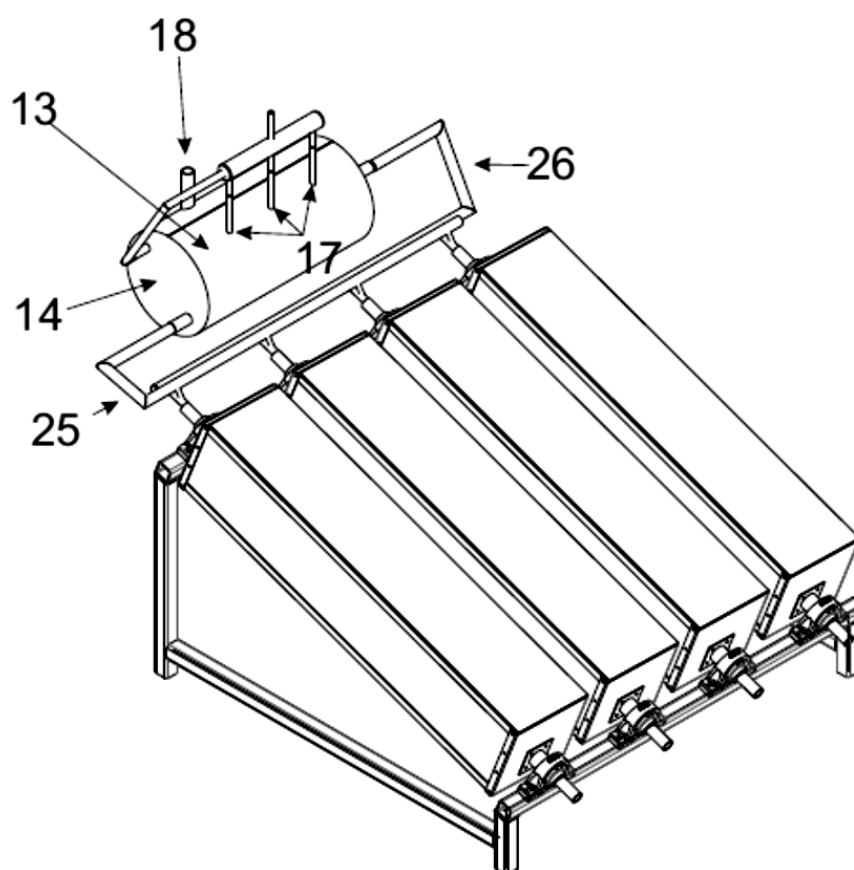


Figura 2

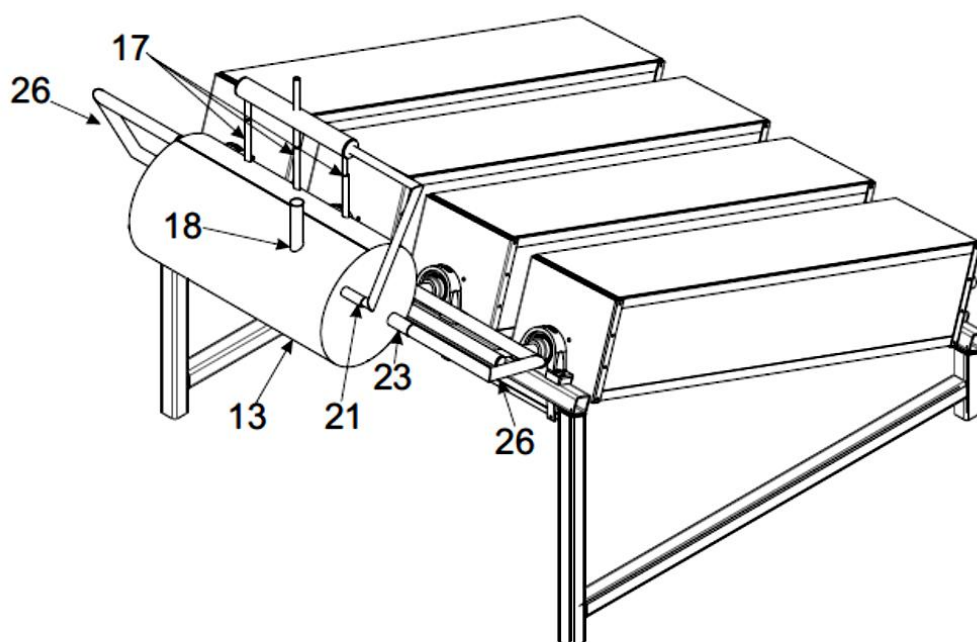


Figura 3

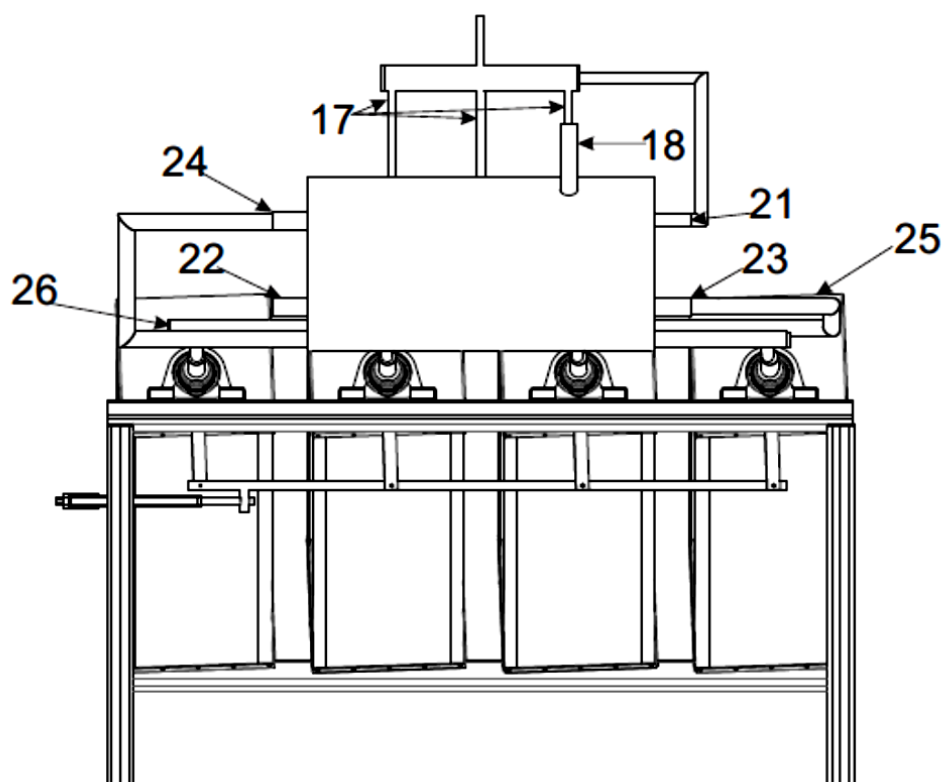


Figura 4

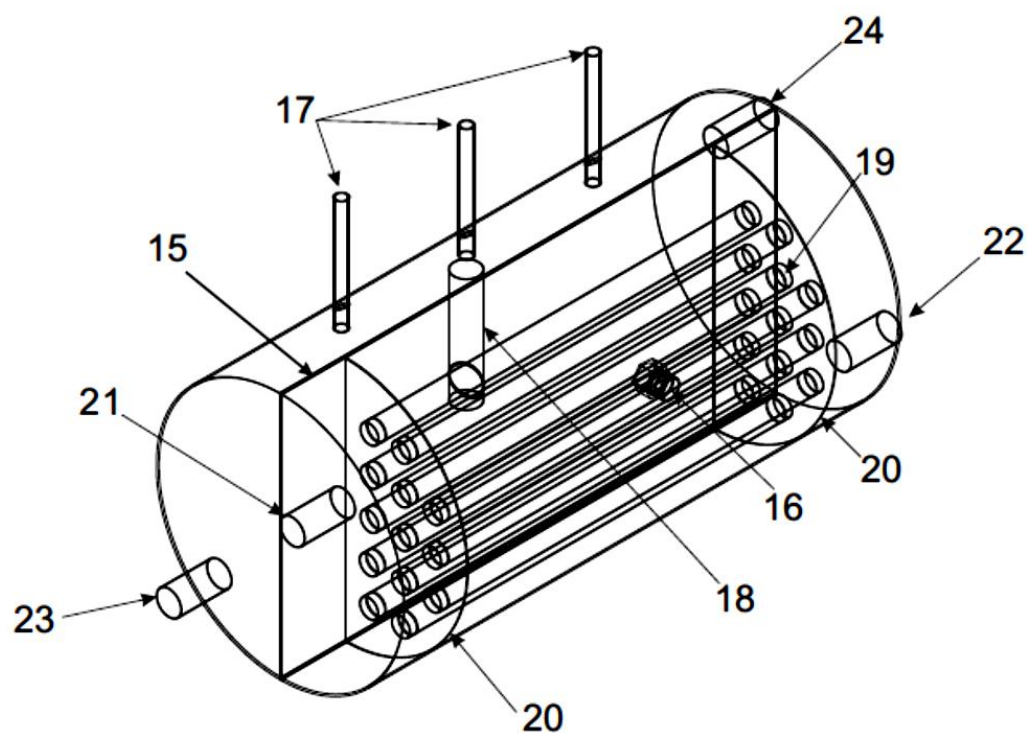


Figura 5

ANEXO D

METODOLOGÍA PARA EL DIMENSIONAMIENTO Y OPTIMIZACIÓN DE UN CONCENTRADOR LINEAL FRESNEL

Información tecnológica

ISSN: 0718-0764

METODOLOGÍA PARA EL DIMENSIONAMIENTO Y OPTIMIZACIÓN DE UN CONCENTRADOR LINEAL FRESNEL

Fernando Lara^(1*), Nicolás Velázquez⁽¹⁾, Daniel Saucedo⁽²⁾, Alexis Acuña⁽¹⁾.

Universidad Autónoma de Baja California, (1) Centro de Estudio de las Energías Renovables del Instituto de Ingeniería, (2) Facultad de Ingeniería, Blvd. Benito Juárez y Calle de la Normal s/n Col. Insurgentes Este, 21280, Mexicali, Baja California-México.

Correo electrónico: lara.fernando@uabc.edu.mx, nicolas.velazquez@uabc.edu.mx, daniel.saucedo@uabc.edu.mx, alexis.acuna@uabc.edu.mx

RESUMEN

En este trabajo se presenta una metodología de diseño para concentradores lineales Fresnel de espejos curvos y cavidad invertida tipo concentrador parabólico compuesto. El objetivo es determinar los parámetros geométricos del concentrador que permitan obtener la máxima eficiencia de captación de energía solar. La metodología propuesta utiliza un procedimiento analítico y la técnica de trazado de rayos, por medio de la cual se llevó a cabo un estudio paramétrico evaluando las horas de operación correspondientes al día representativo del mes crítico de la ciudad de Mexicali B.C. México. Para un concentrador de 7 espejos curvos de 34.30 cm de ancho y absorbedor tubular de 4.21 cm de diámetro, las dimensiones resultantes fueron: espaciamiento de 10 cm, distancia focal de 1.8 m y cavidad de 19.73 cm de ancho. Con estas dimensiones se obtiene una concentración geométrica de 11.87 y una eficiencia de captación solar de 82.4%.

Palabras clave: concentrador lineal de Fresnel, concentrador parabólico compuesto, absorbedor tubular, espejos curvos, técnica de trazado de rayos.

METHODOLOGY FOR THE DESIGN AND OPTIMIZATION OF A LINEAR FRESNEL REFLECTOR

ABSTRACT

This paper presents a methodology for the design of linear Fresnel reflectors with curved mirrors and inverted compound parabolic concentrator cavity. The objective of the paper is to determine the geometrical parameters of the concentrator to obtain the maximum solar energy collection. The proposed methodology uses an analytical procedure in conjunction with a ray trace technique. A parametrical study evaluating the operation hours for the representative day in the critical month for the city of Mexicali, B. C. Mexico, was carried out. For a concentrator with 7 curved mirrors of 34.30 cm width and tubular absorber of 4.21 cm diameter, the resulting dimensions were: 10 cm spacing between mirrors, 1.8 m focal distance and 19.73 cm width cavity. With these dimensions, a geometrical concentration of 11.87 and collection efficiency of 82.4% are obtained.

Keywords: linear Fresnel reflector, compound parabolic concentrator, tubular receiver, parabolic mirror, ray tracing technique.

INTRODUCCIÓN

La energía solar es una fuente primaria de energía limpia, abundante y renovable que puede ayudar en gran medida a disminuir los problemas relacionados con el cambio climático, al ser utilizada para satisfacer las necesidades de los diferentes sectores de la sociedad. Entre las

aplicaciones más comunes se tiene el calentamiento de agua, climatización de espacios, calor de procesos industriales, generación de energía eléctrica, desalación de agua, entre otras. Para llevar a cabo el aprovechamiento del recurso solar en aplicaciones de media (100 a 400°C) y alta temperatura (mayor a 400°C) es necesario previamente captar, concentrar y convertir la radiación solar en energía térmica mediante un dispositivo de colección solar. En los últimos años han sido desarrollados y probados una gran variedad de colectores solares con concentración para diversas aplicaciones, entre los cuales se encuentra el concentrador lineal Fresnel (CLF), considerado como una de las tecnologías más prometedoras debido a las ventajas que tiene con respecto a otros colectores solares. El CLF tiene la capacidad de satisfacer las necesidades térmicas dentro del rango de los 100 a los 300°C (Duffie y Beckman, 1991). Este concentrador se compone de espejos espaciados estratégicamente de manera que la radiación solar que incide en el área de apertura es enviada hacia un absorbedor situado en la zona focal por donde circula un fluido de trabajo.

Actualmente, la técnica de trazado de rayos presenta un renovado interés en el desarrollo de nuevos colectores solares con concentración, permitiendo obtener geometrías más eficientes y económicas. En 1991, Mathur et al. (1991a), desarrollaron una metodología empleando una técnica analítica y otra de trazado de rayos para el diseño de CLF de espejos planos, con el objetivo de evaluar la configuración de tres absorbedores y obtener la concentración local; en dicho trabajo se realizó un estudio comparativo entre la metodología analítica y la de trazado de rayos concluyendo que esta última permitía obtener mejores resultados. En ese mismo año, Mathur et al. (1991b), reportaron un estudio relacionado con el descrito anteriormente, donde se analiza el comportamiento óptico-geométrico de un CLF con diferente ancho de espejos. El método empleado fue el mismo que el utilizado en Mathur et al. (1991a), y se basó en la obtención del valor apropiado del espaciamiento horizontal entre espejos, a partir del sombreado y el bloqueo nulo de los rayos reflejados en la máxima altura solar.

Algunos autores, tales como Sootha y Negi (1994), Singh et al. (1999, 2010) y Velázquez et al. (2010) estudiaron el diseño de CLF para diversas aplicaciones utilizando el método propuesto por Mathur et al. (1990, 1991a, 1991b). En el 2000, Mills y Morrison (2000), con ayuda de un modelo de trazado de rayos generaron los mapas de colección de un nuevo concepto de colector llamado “concentrador lineal de Fresnel compacto”; este diseño permite maximizar el área de cobertura del concentrador obteniendo arreglos más densos y libres de sombreados o bloqueos entre espejos. En el 2006, Häberle et al. (2006), desarrollaron un CLF con cavidad receptora tipo Concentrador Parabólico Compuesto (CPC) y tubo absorbedor al vacío. En dicho estudio se optimizó el diseño geométrico del colector y se obtuvo la eficiencia óptica del prototipo mediante un software de trazado de rayos, sin embargo no se presentó una metodología para el dimensionamiento de futuros concentradores.

En el 2010, otro prototipo de CLF a construir fue optimizado geométricamente por Barale et al. (2010); el estudio se centró en la optimización de los espejos y en el mecanismo de seguimiento, aunque también se evaluaron diversas propuestas de cavidades receptoras, incluyendo geometrías tipo CPC con la variante de receptor con aire y al vacío. Como resultados se logró obtener la eficiencia óptica del prototipo a partir de una herramienta propia de diseño, además de evaluar la influencia de la variación de los parámetros y la energía captada. En el 2011, Grena y Tarquini (2011), propusieron una configuración de CLF que incorpora un diseño de cavidad compuesto por dos alas parabólicas abiertas. El estudio logró determinar las eficiencias ópticas del sistema mediante un análisis de trazado de rayos computarizado en C++.

Durante ese mismo año, otro método para optimizar el espaciamiento entre espejos se presentó buscando maximizar la exergía del concentrador, las horas operacionales y minimizar los costos (Nixon y Davies, 2011). El software Optica[®] de trazado de rayos fue el utilizado para evaluar la eficiencia óptica del concentrador. Los resultados obtenidos fueron favorables y se espera obtener mejoras significativas en una gran variedad de aplicaciones.

Dado que en los estudios previos sobre el dimensionamiento de CLF con espejos curvos no se ha planteado una metodología clara y sencilla para el diseño de sus componentes, en este trabajo se presenta una metodología híbrida entre un procedimiento analítico (modelado geométrico) y la técnica de trazado de rayos utilizando el programa *Trace Pro RC*[®], que permite dimensionar y evaluar la influencia de los diferentes parámetros geométricos sobre la energía captada por la cavidad del CLF, considerando el día representativo del mes crítico, el número de horas de operación, las pérdidas en los extremos, tamaño de la imagen de los rayos concentrados, sombreado de cavidad y estructura y bloqueo entre espejos, entre otras.

DESCRIPCIÓN DEL SISTEMA

Con base en que los CLF pueden tener múltiples aplicaciones, se propone un diseño bajo el concepto modular por medio del cual, desarrollando arreglos en serie o en paralelo de 4 m de longitud (L_{CLF}) podemos satisfacer las diferentes necesidades tanto en nivel de temperatura como cantidad de energía. En la Fig. 1 se muestra esquemáticamente el sistema en estudio, el cual consta de una estructura, siete espejos curvos (tres espejos por lado y un espejo central), un mecanismo de seguimiento, una cavidad tipo CPC con cubierta de vidrio y absorbedor tubular y un circuito de tuberías. El sistema de seguimiento es de tipo persiana pudiendo utilizar sensores o un sistema de ecuaciones para encontrar la posición del Sol.

El principio operativo del CLF consiste en captar y redireccionar hacia la cavidad la radiación solar incidente sobre el área de apertura de los espejos curvos. Una fracción de la energía concentrada que atraviesa la cubierta de vidrio de la cavidad es redireccionada por el concentrador secundario tipo CPC, el cual se encarga de hacerla incidir sobre el absorbedor tubular donde es atrapada por una superficie selectiva de alta absorbancia. La energía solar atrapada por el absorbedor se transmite a un fluido caloportador que circula por la parte interna del tubo, obteniéndose como calor útil, el cual será aprovechado para el suministro de energía térmica a un sistema de aire acondicionado solar.

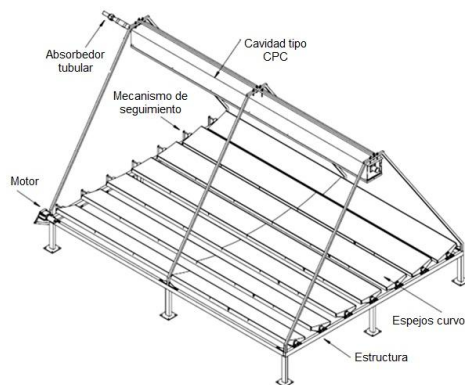


Fig. 1: Concentrador lineal Fresnel de espejos curvos y cavidad CPC

DISEÑO DEL CONCENTRADOR

El diseño del CLF está planteado para llevarse a cabo en dos etapas. La primera corresponde al análisis geométrico de los espejos curvos y de la cavidad tipo CPC, mientras que la segunda describe la metodología de dimensionamiento y optimización del CLF completo.

Análisis geométrico

En la Fig. 2 se muestran los parámetros geométricos característicos de los espejos curvos, apoyándonos en la geometría de la parábola y en su comportamiento al interactuar con la radiación solar se establecen en la Tabla 1 las ecuaciones que serán utilizadas en los procesos iterativos planteados en la metodología de dimensionamiento y optimización.

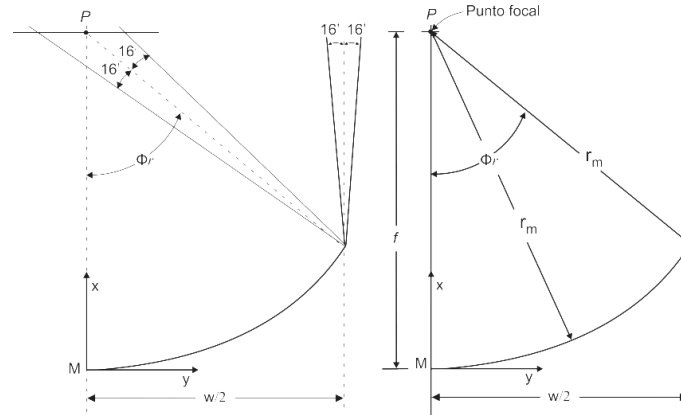


Fig. 2: Parámetros geométricos de los espejos curvos

Tabla 1. Ecuaciones correspondientes a los parámetros geométricos de los espejos del CLF

Ecuación de la parábola. Duffie y Beckman (1991)	$y^2 = 4fx$	(1)
Ángulo de apertura. Duffie y Beckman (1991)	$\phi_r = \tan^{-1} \left[\left(8 \left[\frac{f}{w} \right] \right) / \left(16 \left[\frac{f}{w} \right]^2 - 1 \right) \right]$	(2)
Profundidad del espejo.	$p = f - \left[\left(\left(\frac{w}{2} \right) / (\tan(\phi_r)) \right) \right]$	(3)

En la Fig. 3 se muestra el esquema de la cavidad tipo CPC, la cual está compuesta por una sección simétrica de parábolas e involutas y por un absorbedor tubular de diámetro (D_a). El ancho de cavidad (W_{cav}) corresponde al tamaño de la imagen de los rayos concentrados por los espejos curvos considerando el sol en la hora crítica, teniendo en cuenta que dicha hora es establecida dependiendo de las horas de captación requeridas y dando especial atención al último espejo curvo que es donde se tiene la mayor dispersión de energía.

En cuanto a (θ_a), se tiene que es el ángulo que define la máxima concentración alcanzada por la cavidad y se obtiene a partir del eje vertical de la cavidad CPC con respecto al último espejo curvo del CLF, considerando la trayectoria del rayo a través del borde de la parábola (O) y la tangente al tubo absorbedor (T). En la Tabla 2, se encuentran enlistadas las ecuaciones utilizadas para el diseño de la cavidad.

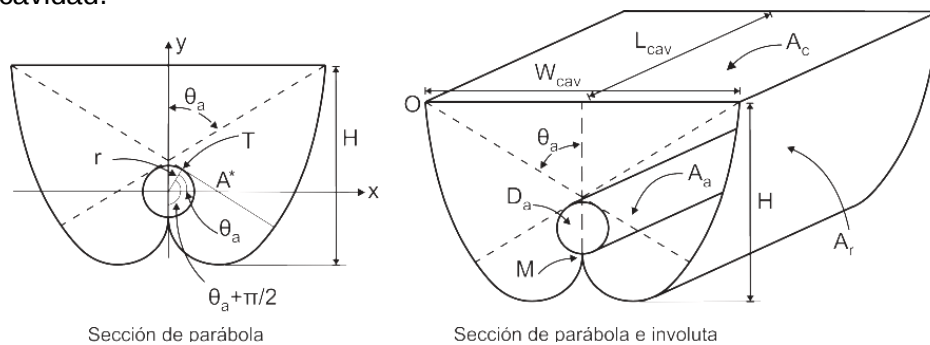


Fig. 3: Esquema de la cavidad tipo CPC con absorbedor tubular

Tabla 2: Ecuaciones geométricas para la cavidad CPC

Concentración geométrica del CPC. Duffie y Beckman (1991)		$C_{CPC} = \frac{1}{\sin(\theta_a)}$	(4)
Khonkar y Sayigh (1995)	Ecuaciones para establecer la sección parabólica en el plano (x,y)	$x = r(\sin\phi - A^*\cos\phi)$ $y = -r(A^*\sin\phi + \cos\phi),$ $\frac{\pi}{2} + \theta_a \leq \phi \leq \frac{3\pi}{2} - \theta_a$	(5) (6)
	Distancia formada desde la tangente del absorbedor al inicio de la parábola	$A^* = \frac{\frac{\pi}{2} + \theta_a + \phi - \cos(\phi - \theta_a)}{1 + \sin(\phi - \theta_a)}$ Donde para este punto: $\phi = \theta_a + \frac{\pi}{2}$	(7)
	Ecuaciones para establecer la sección de involuta en el plano (x,y)	$x = r(\sin\phi - \phi\cos\phi)$ $y = r(\phi\sin\phi + \cos\phi), \quad 0 \leq \phi \leq \frac{\pi}{2} + \theta_a$	(8) (9)
Área del reflector CPC		$A_r = \sum_{i=0}^{\frac{5}{2}\pi} \sqrt{(x^2 + y^2)}$	(10)
Área del absorbedor tubular		$A_a = \pi D_a L_{CLF}$	(11)
Concentración geométrica del CLF		$C_{CLF} = \sum_{i=1}^N \frac{w \cos(\theta_i)}{W_{cav}}$	(12)

Metodología de dimensionamiento y optimización del CLF

En forma general la metodología que se presenta en la Fig. 4 consiste en un procedimiento iterativo exploratorio que por medio de las ecuaciones planteadas se propone una configuración geométrica y se aplica la técnica de trazado de rayos (programa *Trace Pro RC[®]*) para realizar el dimensionamiento completo y una evaluación técnica del CLF, considerando el día representativo del mes crítico, el número de horas de operación requeridas, pérdidas en los extremos, tamaño de la imagen de los rayos concentrados, sombreado de cavidad, bloqueo entre espejos, entre otras.

Existen algunos aspectos importantes dentro del algoritmo metodológico que son necesarios en las configuraciones geométricas evaluadas de CLF. Debido a que existe una relación de giro entre los espejos reflectores (efecto persiana), para cada configuración en análisis se realiza un trazado de rayos que nos permite establecer la inclinación de cada uno de los espejos y el mecanismo de seguimiento, de tal forma que se asegure la captación del recurso solar por la cavidad en las diferentes horas del día. Otro aspecto importante a considerar es el ancho máximo de apertura de la cavidad, el cual se obtiene enfocando el sistema de seguimiento del colector en la hora crítica del día a evaluar (imagen más grande en el punto focal), de tal forma que toda la energía redireccionada por los espejos curvos sea captada por el concentrador secundario tipo CPC. Para establecer el espaciamiento entre espejos (S_n) se hace una exploración desde cero separación hasta tener cero sombreados entre ellos, seleccionando la separación que nos proporcione la máxima captación de radiación solar en el día crítico. Hay que considerar que existen situaciones en las cuales el espacio disponible resulta ser restrictivo, por lo que es necesario sacrificar el espaciamiento adecuado del diseño sin afectar de manera considerable la captación de radiación solar. Finalmente, en forma general se selecciona la configuración geométrica que nos proporcione la máxima eficiencia de captación solar con el mínimo de requerimiento de espacio.

La metodología propuesta contiene las siguientes consideraciones: el concentrador tiene un sistema de seguimiento ideal (se mueve a la misma velocidad aparente del Sol), los espejos tienen una reflectancia definida constante y tienen una reflexión especular, pudiendo modificarse a cualquier tipo de propiedades ópticas; la cubierta de la cavidad de tipo CPC tiene una transparencia definida constante, que puede variar dependiendo el caso en estudio, el trazado de

rayos se hace sin considerar el ángulo subtendido del Sol, también se establece que cada rayo trazado contiene un Watt de energía y los espejos curvos mantienen el mismo ancho (w).

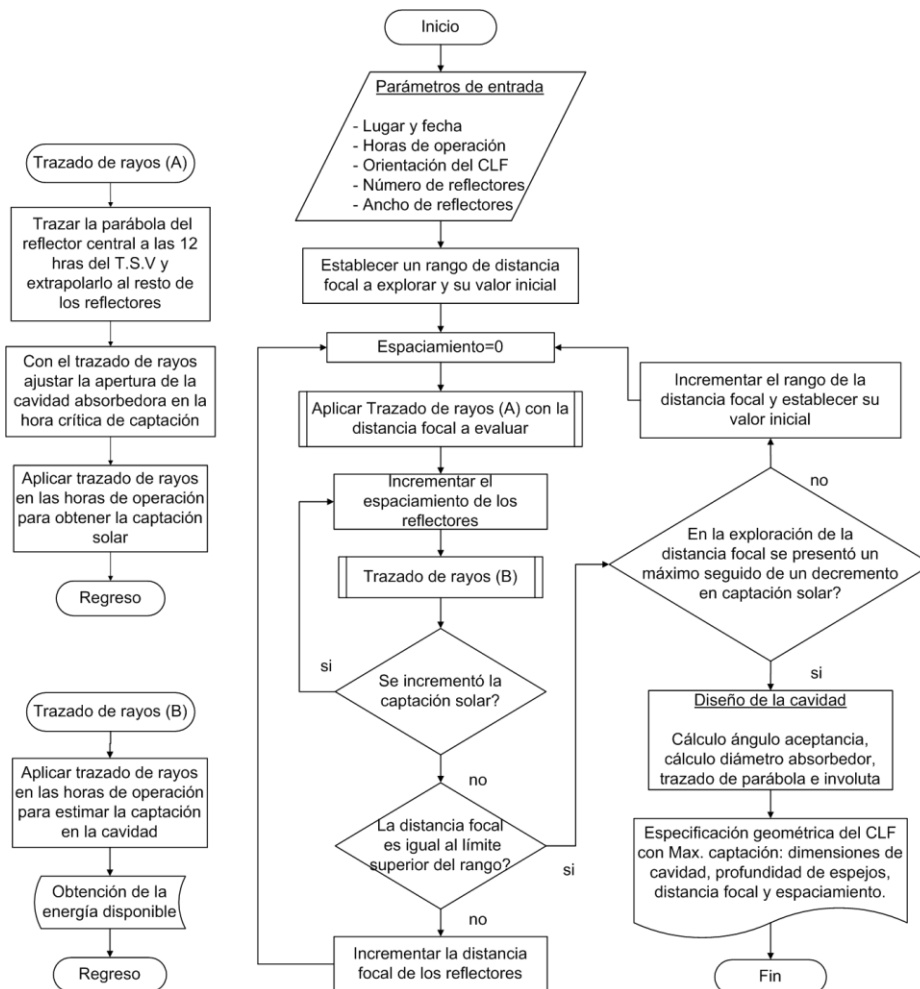


Fig. 4: Algoritmo metodológico para el dimensionamiento y optimización del CLF

RESULTADOS

El estudio se realizó para la ciudad de Mexicali B.C, México, (latitud: 32° 39' 26.2" N y longitud: 115° 27' 3.58" O) considerando que el concentrador será utilizado para satisfacer las necesidades energéticas de una unidad de enfriamiento solar por absorción. Para esta aplicación se tiene a agosto como mes crítico (máxima demanda de energía) y se utiliza el día 16 como representativo del mes, de acuerdo con Duffie y Beckman (1991). Buscando obtener la mayor cantidad de energía, el CLF se posicionó con una orientación norte-sur con seguimiento este-oeste (Lentz et al., 2009). El estudio operativo se realizó de las 8:00 AM a 4:00 PM en tiempo solar verdadero (TSV). En este caso se consideraron 7 espejos de 34.30 cm de ancho y 4 metros de largo debido a que se pretende manejar el concepto modular con el mínimo de desperdicios de material (adaptándonos a los materiales existentes en el mercado).

En la Tabla 3 se muestran los parámetros utilizados en cada hora a evaluar. Los valores correspondientes a la radiación solar directa en la superficie horizontal (I_b) han sido utilizados para establecer la retícula de rayos que simula la radiación solar incidente sobre el plano. En cuanto a la ubicación de la fuente de energía (Sol) se han utilizado los valores correspondientes a los ángulos de altura solar (h_s) y acimutal solar (g_s).

Tabla 3: Parámetros de entrada del programa de trazado de rayos para el 16 de agosto

Hora TSV	Hora TC	Altura solar ° (h_s)	Acimutal solar ° (g_s)	I_b W/m ²
8:00 AM	8:47 AM	32.46	-85.41	245.8
9:00 AM	9:47 AM	44.91	-75.62	364.72
10:00 AM	10:47 AM	56.69	-61.86	469.34
11:00 AM	11:47 AM	66.51	-38.72	541.04
12:00 PM	12:47 PM	70.82	0	566.54

En la Fig. 5, se muestran los resultados del comportamiento horario para una configuración geométrica con espaciamiento nulo entre espejos. En dicha figura se puede observar como en las primeras horas de captación, el bloqueo de energía (rayos solares) ocasionado por los espejos afecta de manera considerable la concentración de radiación solar. A medida que las horas transcurren y nos acercamos a la máxima altura solar (12:00 PM del TSV) el bloqueo se ve reducido al presentarse una menor inclinación de los espejos, la cual también produce un incremento en el área efectiva de captación, provocando un aumento en la captación de radiación solar.

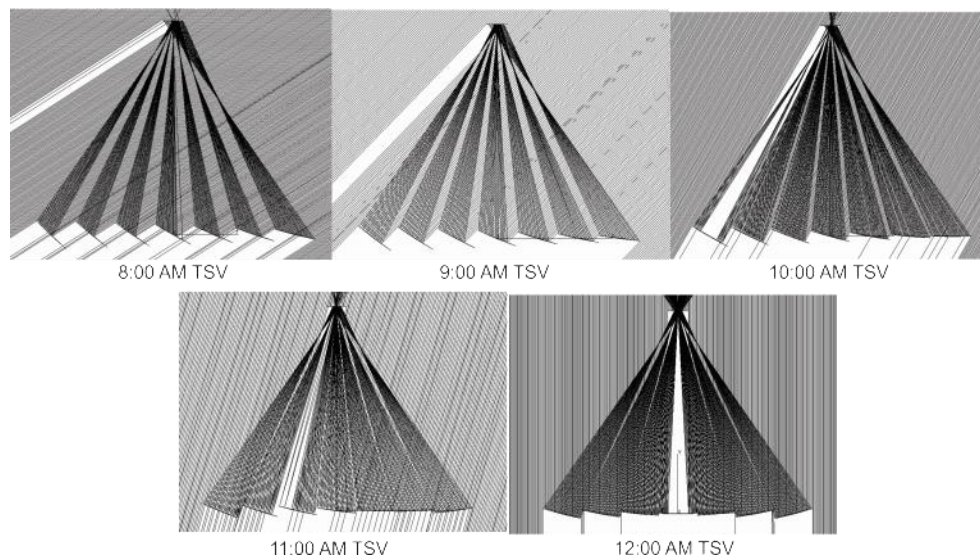


Fig. 5: Comportamiento horario del CLF con distancia focal de 1.8 m y espaciamiento nulo. Posteriormente, por la tarde o caída del Sol se tiene que el fenómeno ocurre de manera contraria, obteniéndose la máxima captación solar a las 12:00 PM con el mínimo tamaño de imagen de los rayos reflejados en el punto focal. Por lo anterior el CLF proporciona una cantidad y calidad de la energía variable durante el día, lo cual debe de tomarse en cuenta en los diseños de los sistemas de control de las diferentes aplicaciones, para que no sea una desventaja con respecto a otras fuentes de energía sin esta variabilidad o intermitencia.

En la Fig. 6 se muestra una configuración geométrica similar a la establecida en la Fig. 5, con la diferencia de que el parámetro en evaluación corresponde a un espaciamiento entre espejos de 10 cm. Es necesario mencionar que esta geometría mantiene el ancho de cavidad de la configuración geométrica anterior (Fig. 5), la cual se obtuvo captando la radiación solar concentrada del campo de reflexión en el ancho de cavidad (W_{cav}) empleando un espaciamiento nulo en la hora crítica de operación (8:00 AM del TSV), generando un ancho máximo que se ha fijado para las configuraciones con espaciamientos de 10 y 20 cm. Al comparar la Fig. 6 con respecto a la Fig. 5, se tiene que en las primeras horas del día la captación de radiación solar se ve beneficiada debido a que se tiene un menor bloqueo entre espejos, sin embargo, conforme el

espaciamiento se incrementa, la inclinación de los espejos también aumenta provocando un ligero desaprovechamiento del área de captación de los espejos. Es importante mencionar que el espaciamiento entre espejos deberá ser seleccionado considerando también la dispersión de los rayos solares en el trayecto del espejo hacia la cavidad, tomando en cuenta que conforme se aumenta dicho espaciamiento mayor dispersión de energía se tiene, aunado con un incremento en las dimensiones del campo de reflexión.

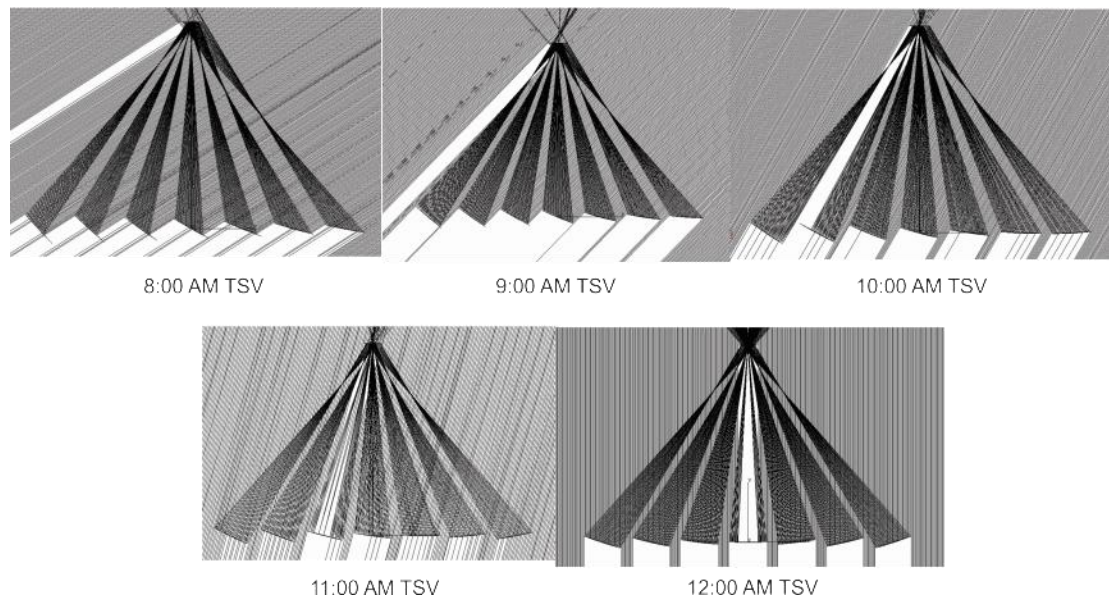


Fig. 6: Comportamiento horario del CLF con distancia focal de 1.8 m y espaciamiento de 10 cm

Otro parámetro que tiene una fuerte influencia en la captación de la radiación solar es la distancia focal del concentrador, ya que afecta el tamaño de la imagen de los rayos solares concentrados (ancho de cavidad requerido), las pérdidas de energía en los extremos, el sombreado entre espejos y el área efectiva de estos. El procedimiento llevado a cabo para la obtención de la distancia focal y el tamaño de imagen óptimo, consistió primeramente en establecer un rango de distancias focales a evaluar, posteriormente para cada uno de los casos se trazó la parábola del reflector central a las 12:00 PM del TSV, la cual se extrapoló hacia al resto de los reflectores de la configuración en estudio. Una vez establecida la profundidad de la parábola y el ancho de la cavidad (tamaño de imagen mínima) se procedió a estimar la captación en la cavidad durante las horas de operación bajo diversos espaciamientos entre espejos, con la finalidad de obtener la geometría con la máxima eficiencia de captación solar. El estudio paramétrico efectuado mostró que para un CLF de distancia focal pequeña, el ancho de la cavidad resultó ser mayor que el obtenido en distancias focales superiores, debido a que la inclinación y la profundidad de los espejos curvos son más pronunciados, lo que ocasiona que se produzca una mayor dispersión de energía en el punto focal (ver Fig. 7a). Conforme la distancia focal se incrementa, las horas con sombreado disminuyen, requiriendo menor espaciamiento entre espejos (ver Fig. 7b), sin embargo se produce un incremento en las pérdidas de energía en los extremos del concentrador; cabe mencionar que este último factor se ve mayormente afectado cuando se emplean ángulos de incidencia pronunciados que provocan que la radiación solar redireccionada por los espejos no logre incidir en los extremos de la cavidad (ver Fig. 8).

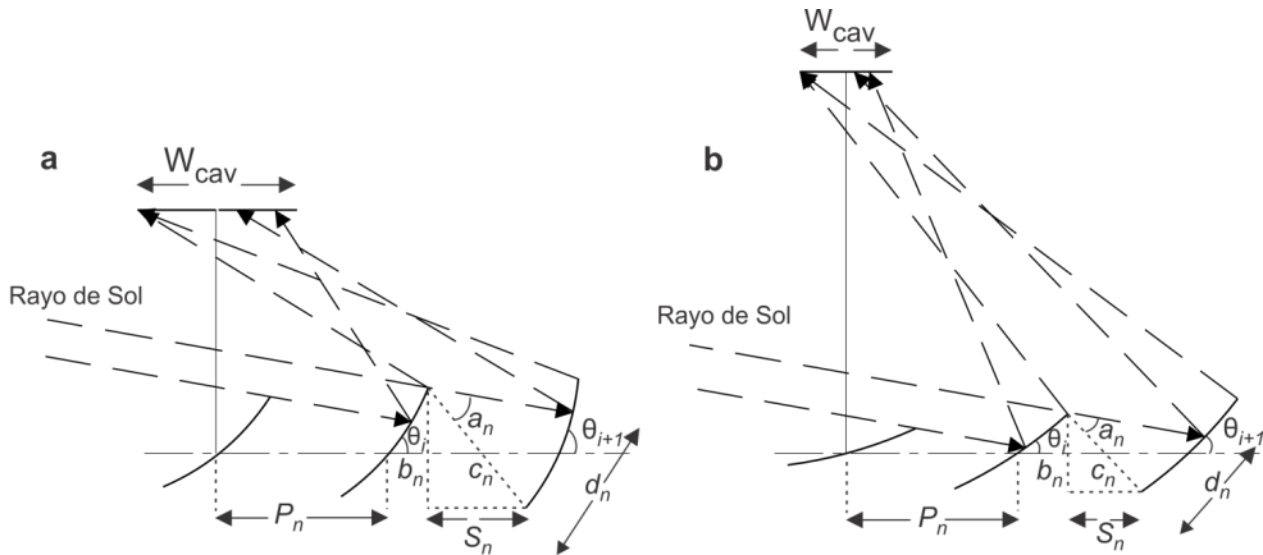


Fig. 7: Configuraciones de geometrías de CLF bajo diversas distancias focales. (a) distancia focal mínima, ancho de cavidad máxima, (b) distancia focal máxima, ancho de cavidad mínima

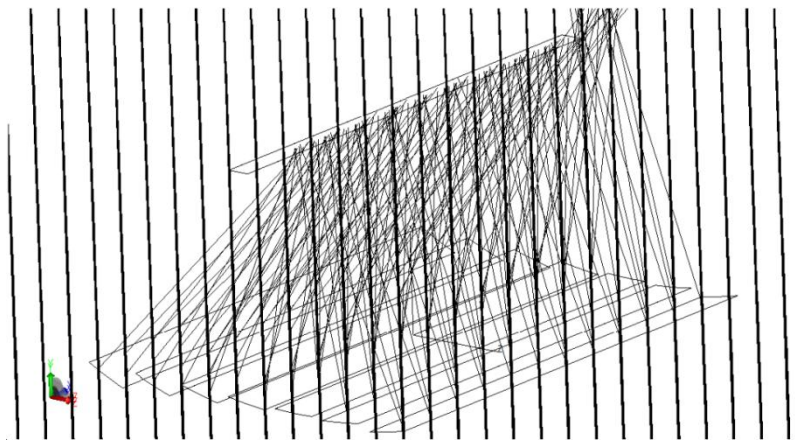


Fig. 8: Pérdidas de energía en los extremos

Con base en lo mencionado y en los resultados obtenidos, el diseño óptimo se estableció a partir del compromiso generado entre el número de horas de operación, las pérdidas en los extremos, tamaño de la imagen de los rayos concentrados, sombreado de cavidad y el bloqueo entre espejos.

En las Fig. 9, 10, 11 y 12 se muestran los resultados obtenidos en el estudio de las diferentes configuraciones geométricas de los CLF evaluados, las cuales son definidas estableciendo una distancia focal con tamaño de imagen mínima y realizando un barrido a diversos espaciamientos. Si analizamos los resultados de la exploración con diferentes espaciamiento entre los espejos en cada una de las distancias focales evaluadas, podemos apreciar que el espaciamiento de 10 cm resultó ser mejor en las cuatro gráficas mostradas; en la Fig. 9 se tienen tres configuraciones geométricas de CLF con una distancia focal de 1.6 m y espaciamientos entre espejos de 0, 10 y 20 cm; los resultados obtenidos muestran que para la separación de 10 cm se alcanzó una captación de 3.90 kW a las 12:00 PM, logrando un compromiso entre el bloqueo de espejos, el área efectiva de captación y el sombreado de la cavidad en el campo de reflexión, principalmente. Seguido a esto, se tuvo que para el espaciamiento de 20 cm también se produjo una reducción en dichos bloqueos de espejos, sin embargo generó un desaprovechamiento del área efectiva de captación causada por el espaciamiento y por la inclinación de los espejos. En cuanto a la

separación de 0 cm, se tuvo que se generó un mayor número de bloqueos ocurridos entre los espejos durante las primeras y últimas horas de operación, ya que la cercanía entre estos afectó considerablemente la captación, dando como resultado la configuración con la captación más baja de energía.

En el caso de las configuraciones geométricas mostradas en las Fig. 10 y 12, se produjo el mismo comportamiento obtenido en la Fig. 9, estableciendo que las configuraciones con mayor captación en ambos casos corresponden a la distancia focal de 1.8 y 2.2 m con espaciamiento de 10 cm, las cuales resultaron prácticamente con la misma captación de 3.82 kW.

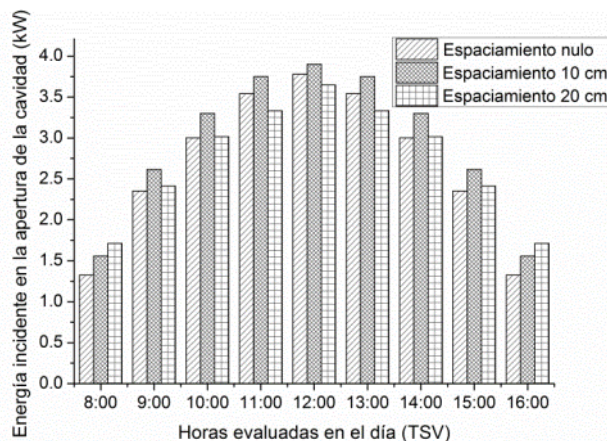


Fig. 9: Evaluación de la distancia focal de 1.6 m a diversos espaciamientos con un ancho de cavidad de 19.60 cm

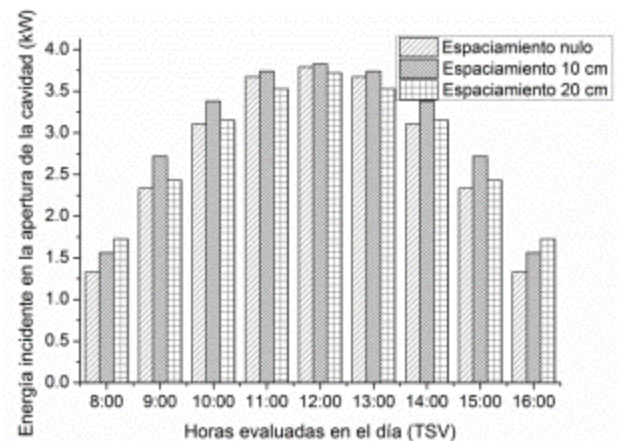


Fig. 10: Evaluación de la distancia focal de 1.8 m a diversos espaciamientos con un ancho de cavidad de 17.45 cm

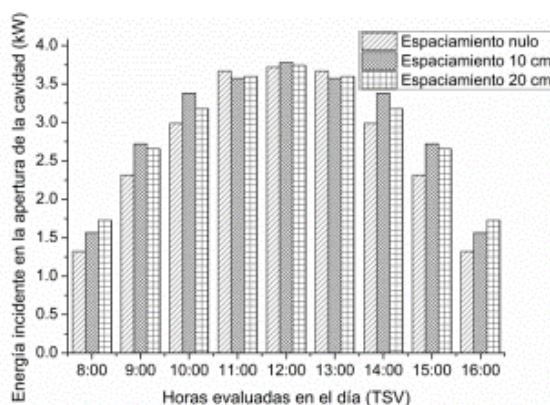


Fig. 11: Evaluación de la distancia focal de 2 m a diversos espaciamientos con un ancho de cavidad de 15.50 cm

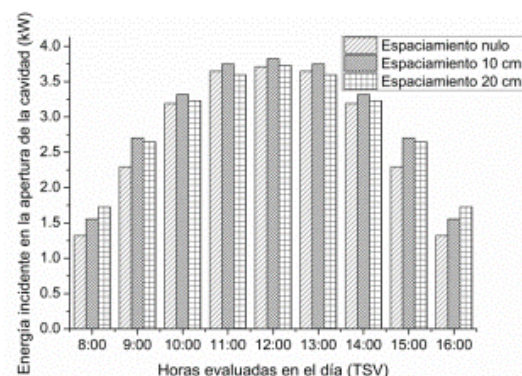


Fig. 12: Evaluación de la distancia focal de 2.2 m a diversos espaciamientos con un ancho de cavidad de 13.30 cm

Si analizamos el comportamiento obtenido en la Fig. 11 con respecto a las Fig. 9, 10 y 12, vemos que en la mayoría de las horas evaluadas ocurre un fenómeno similar, a diferencia de las 11:00 AM del espaciamiento de 10 cm donde se generó un sombreado total por la cavidad en el área de apertura de un espejo, provocando una disminución en la captación de radiación solar en dicha hora. También se puede ver que para ese mismo espaciamiento la máxima captación correspondiente es de 3.77 kW, y concierne a la captación más baja de las cuatro distancias focales evaluadas.

Con la finalidad de seleccionar una configuración geométrica óptima de CLF se promedió la captación solar del día para las diversas configuraciones evaluadas buscando la máxima

captación diaria (ver Fig. 13). Analizando el promedio para cada caso, se obtuvo que la captación máxima pertenece a la geometría de distancia focal de 1.8 m con espaciamiento de 10 cm con una captación de 2.96 kW, seguido de la geometría de distancia focal de 2.2 m con espaciamiento de 10 cm y una captación de 2.94 kW. Si observamos el beneficio generado por el espaciamiento en las dos geometrías se puede apreciar que para el primer caso se logró incrementar la captación en un 7.37 % y para el segundo caso un 7.01%, sin embargo, debido a que la captación existente entre ambas configuraciones no presenta una diferencia significativa, se optó por seleccionar la geometría de distancia focal de 1.8 m, tomando como base que dicha geometría presenta una menor complejidad en la fabricación de la cavidad (colocación de la lámina reflectiva en la cavidad) y a su vez un menor costo de fabricación de la estructura para la colocación de la cavidad en el punto focal.

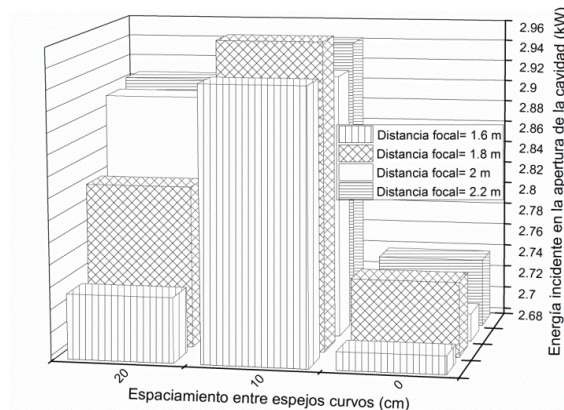


Fig. 13: Captación promedio diaria de las geometrías evaluadas

También es necesario considerar que aunque el CLF no fue diseñado para el suministro de calefacción en los meses de invierno, este podría ser utilizado a costa de una eficiencia menor ocasionada por las pérdidas de energía en los extremos, las cuales pudiesen haberse incrementado si se hubiese considerado la distancia focal a 2.2 m. Dichas ventajas junto con los resultados previamente obtenidos nos han llevado a especificar las características geométricas del Concentrador Lineal Fresnel como se describe en la Tabla 4.

Tabla 4: Características geométricas del CLF

Distancia focal (f)	1.8 m
Ancho total del CLF (W_{CLF})	2.98 m
Número de espejos (N)	7
Espaciamiento entre espejo (S_n)	10 cm
Ancho de espejos (w)	34.30 cm
Profundidad de los espejos (p)	0.40 cm
Ángulo medio de aceptación de la cavidad (θ_a)	41.67°
Angulo de apertura de los espejos (ϕ_r)	5.50°
Ancho de la cavidad tipo CPC (W_{cav})	17.45 cm

En la Fig. 14 se muestra el comportamiento operativo horario del concentrador seleccionado y la eficiencia de captación solar correspondiente. Entre los resultados más importantes se obtuvo que la máxima energía captada (12:00 PM) fue de 3.82 kW con una pérdida de energía de 0.82 kW, una eficiencia de 82.4 % y una pérdida de energía en los extremos de 17.6%, mientras que en la primera o última hora del día (8:00 AM ó 4:00 PM) la energía captada fue de 1.56 kW con una pérdida de energía de 0.12 kW y una eficiencia de 33.6 %. La forma como se cuantificaron las

pérdidas de energía fue considerando los rayos no interceptados por la cavidad debido a bloqueos entre espejos, sombreado de la cavidad, pérdida energía en los extremos, etc.

En cuanto al diseño de la cavidad tipo CPC, primeramente se consideró un ancho de apertura de 17.45 cm con base en los resultados obtenidos, sin embargo dicho valor fue modificado al ser ajustado el diámetro de absorbedor por el diámetro comercial inmediato superior, ocasionando un reajuste en la cavidad como sigue: ancho del CPC sin trincar (W_{cav}) de 19.73 cm, altura de la cavidad (H) de 17.73 cm, diámetro externo del absorbedor tubular (D_a) de 4.21cm, concentración geométrica de la cavidad (C_{CPC}) de 1.50 y concentración geométrica del CLF (C_{CLF}) de 11.87.

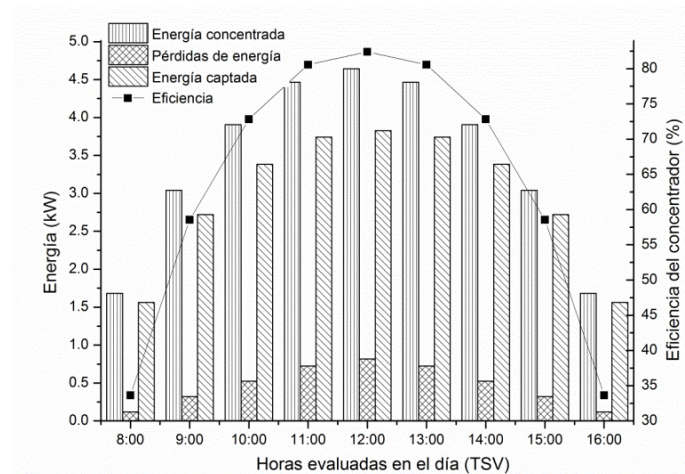


Fig. 14: Comportamiento operativo del CLF seleccionado

Con base en W_{cav} de 19.73 cm y en el diámetro del absorbedor tubular de 4.21 cm, se establece que la geometría tipo CPC permite una reducción en el diámetro del tubo absorbedor de 4.7 veces menos en comparación con el resultante en una geometría de simple tubo absorbedor sin cavidad, lo cual se puede ver reflejado como una reducción en las pérdidas ópticas y térmicas del CLF que ayudan a incrementar la eficiencia global del colector solar.

Finalmente, en la Fig. 15 se muestra una fotografía del CLF construido utilizando la metodología propuesta dentro de este estudio. Con este prototipo se buscará efectuar en futuros trabajos la validación experimental entre el modelo matemático general (análisis geométrico, óptico y térmico) y el comportamiento operativo del concentrador, así como el acoplamiento directo y operabilidad con un sistema de enfriamiento por absorción avanzado solar-GAX.



Fig. 15: Prototipo del CLF construido en la plataforma solar del Centro de Estudio de las Energías Renovables del Instituto de Ingeniería

CONCLUSIONES

De acuerdo a los resultados obtenidos, se concluye que a medida que el espaciado entre espejos del CLF se incrementa, la inclinación de estos se ve afectada de una manera importante, de tal forma que se genera un desaprovechamiento en el área reflectiva (campo de reflexión). Aplicando la metodología propuesta, se puede establecer un espaciado adecuado que produzca el mínimo sombreado entre espejos y la mínima dispersión de los rayos solares reflejados hacia la cavidad. Entre los beneficios alcanzados por el espaciado entre espejos se logró un incremento de la captación solar del 7.37 % con respecto a la geometría de cero espaciado. La máxima energía captada (12:00 PM) fue de 3.82 kW con una pérdida de energía de 0.82 kW, una eficiencia de 82.4 % y una pérdida de energía en los extremos de 17.6%. El uso de CLF con longitudes significativas o la incorporación de diseños con cavidades desplazables, ayudan a contrarrestar las pérdidas de coseno ocasionadas por el ángulo de incidencia, generando un mayor aprovechamiento de la energía concentrada. La implementación de la geometría tipo CPC permite una reducción en el diámetro del tubo absorbente de 4.7 veces menos en comparación con el resultante en una geometría de simple tubo absorbente sin cavidad, lo cual se puede ver reflejado como una reducción en las pérdidas ópticas y térmicas del CLF que ayudan a incrementar la eficiencia global del colector solar. Finalmente, se establece que la herramienta metodológica propuesta para diseñar, analizar y optimizar óptica y geométricamente un concentrador lineal Fresnel, representa una alternativa fácil y eficiente que permite establecer todos los parámetros geométricos relacionados a este tipo de colectores solares.

NOMENCLATURA

A	área, m ²
A*	distancia formada desde la tangente del absorbente al inicio de la parábola, cm
C	concentración teórica o geométrica
D _a	diámetro del absorbente tubular, cm
d _n	ancho de sombreado en el espejo, cm
f	distancia focal correspondiente a la geometría parabólica de los espejos curvos, m
g _s	acimutal solar, grados
h _s	altura solar, grados
H	altura de la cavidad tipo CPC, cm
I _b	radiación solar directa en la superficie horizontal, W/m ²
L	longitud, cm y m
M	punto central de la parábola de los espejos curvos
N	número de espejos curvos
O	borde de la parábola de la cavidad tipo CPC
p	profundidad de parábola o espejos, cm
P	punto focal de la geometría parabólica
P _n	paso entre espejos, cm
r	radio del absorbente tubular, cm
r _m	radio del espejo, cm
S _n	espaciado entre espejos, cm
T	punto tangencial al radio del absorbente tubular
TC	tiempo civil, hr
TSV	tiempo solar verdadero, hr
w	ancho de los espejos curvos, cm
W	ancho, cm
x	eje horizontal del sistema de coordenadas
y	eje vertical del sistema de coordenadas

Símbolos griegos

θ	ángulo de incidencia, grados
θ_a	ángulo medio de aceptación, grados
θ_i	ángulo de inclinación de espejos ($i=1, 2, 3 \dots 7$), grados
ϕ	parámetro angular usado para describir la geometría de la superficie del reflector CPC
ϕ_r	ángulo de apertura, grados

Subíndices

a	absorbedor
c	cubierta de vidrio
cav	cavidad
CLF	concentrador lineal Fresnel
CPC	concentrador parabólico compuesto
N	número de espejos curvos
r	reflector CPC

AGRADECIMIENTOS

Los autores agradecen el apoyo a CONACYT-Gobierno de Baja California por el apoyo económico a través del proyecto FOMIX 76927.

REFERENCIAS

Barale, G., A. Heimsath, P. Nitz y A. Toro, *Optical Design of a Linear Fresnel Collector for Sicily*, Solar Paces, 16th International Symposium on Concentrating Solar Power and Chemical Energy Systems, Perpignan Francia, 21 al 24 de Septiembre (2010).

Duffie J. y W. Beckman, *Solar Engineering of Thermal Processes*. Segunda edición, 3-45. Wiley Eastern Ltd., New York, USA (1991).

Grena R. y P. Tarquini, *Solar Linear Fresnel Collector Using Molten Nitrates as Heat Transfer Fluid*, Energy: 36(2), 1048-56 (2011).

Häberle A., M. Berger, F. Luginsland, C. Zahler, M. Baitsch, H. Henning y M. Rommel, *Linear Concentrating Fresnel Collector for Process Heat Applications*. Solar Paces, 13th International Symposium on Concentrating Solar Power and Chemical Energy Technologies, Sevilla España, 20 al 23 de Junio (2006).

Khonkar H. E. I. y A. A. M. Sayigh, *Optimization of the Tubular Absorber Using a Compound Parabolic Concentrator*, Renewable Energy: 6(1), 17-21 (1995).

Lentz H. Á., S. R. Almanza, R. S. López y T. R. Cadenas, *Available Energy and Cumulative Frequency Curves for Parabolic Trough Concentrators with Alignment North-South, in the Northwest of Mexico*. Ingeniería. Investigación y Tecnología, 10(2), 159-166 (2009).

Mathur S. S., B.S. Negi y T. C. Kandpal, *Geometrical Designs and Performance Analysis of a Linear Fresnel Reflector Solar Concentrator with a Flat Horizontal Absorber*. International Journal of Energy Research: 14(1), 107-124 (1990).

Mathur S. S., T. C. Kandpal y B.S. Negi, *Optical Design and Concentration Characteristics of Linear Fresnel Reflector Solar Concentrators-I. Mirror Elements of Varying Width*. Energy Convers. Mgmt.: 31(3), 205-219 (1991a).

Mathur S. S., T. C. Kandpal y B.S. Negi, *Optical Design and Concentration Characteristics of Linear Fresnel Reflector Solar Concentrators-II. Mirror Elements of Equal Width*. Energy Convers. Mgmt.: 31(3), 221-232 (1991b).

Mills D. y G. Morrison, *Compact Linear Fresnel Reflector Solar Thermal Powerplants*. Solar Energy: 68(3), 263-283 (2000).

Nixon J. D. y P. A. Davies, *Cost-Exergy Optimization of Linear Fresnel Reflectors*. Solar Energy: 86(1), 147-156 (2012).

Singh P., S. Ganesan y G. Yadav, Technical note – *Performance Study of a Linear Fresnel Concentrating Solar Device*. Renewable Energy: 18(3), 409-416 (1999).

Singh P. L., R. M. Sarviya y J. L. Bhagoria, *Heat Loss Study of Trapezoidal Cavity Absorbers for Linear Solar Concentrating Collector*. Energy Conversion and Management: 51(2), 329-337 (2010).

Sootha G. D. y B.S. Negi, *A Comparative Study of Optical Designs and Solar Flux Concentrating Characteristics of a Linear Fresnel Reflector Solar Concentrator with Tubular Absorber*. Solar Energy Materials and Solar Cells: 32(2), 169-186 (1994).

Velázquez N., O. García-Valladares, D. Saucedo y R. Beltran, *Numerical Simulation of a Linear Fresnel Reflector Concentrator Used as Direct Generator in a Solar-GAX cycle*. Energy Conversion and Management: 51(3), 434-445 (2010).

ANEXO E

DIAGNÓSTICO ENERGÉTICO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN-DIFUSIÓN APLICANDO LA METODOLOGÍA DE ANÁLISIS EXÉRGICO

XXIII Semana Nacional de Energía Solar

ISBN: 978-607-95019-2-1



XXXIII

Semana Nacional de Energía Solar



SRE-11

DIAGNOSTICO ENERGETICO DE UN SISTEMA DE REFRIGERACIÓN POR ABSORCIÓN-DIFUSIÓN APLICANDO LA METODOLOGÍA DE ANÁLISIS EXÉRGICO

Acuña Alexis ¹, Velázquez Nicolás ¹.

¹ Instituto de Ingeniería, Universidad Autónoma de Baja California,
Calle de la Normal s/n, col. Insurgentes Este, Mexicali, B. C., 21280.

Tel. y Fax: (686)566-41-50, C. Electrónico: industrial_alexis@hotmail.com, nicolasvelazquez@uabc.mx.

RESUMEN

Actualmente se ha incrementado el interés por saber cómo se utilizan los recursos energéticos suministrados a un sistema, y tener un mayor entendimiento del manejo, transformación y conservación de la energía dentro del mismo. La metodología de análisis exérgico es una herramienta que permite lograr este fin en los sistemas de refrigeración absorción-difusión (SRAD). En este trabajo se presenta una metodología y los resultados de un diagnóstico energético por primera y segunda ley de la termodinámica de un SRAD. Posteriormente se obtuvieron indicadores del funcionamiento y la exérgia destruida. Esto permitió obtener una atomización del comportamiento exérgico y encontrar la magnitud, tipo y localización de las pérdidas exérgicas. Con los resultados de este análisis se logró conocer los efectos energéticos con respecto al diferencial de temperatura entre la fuente de calor, generador, condensador y evaporador. A su vez el análisis paramétrico permitió evaluar los puntos críticos del sistema. El diagnóstico realizado catalizó la generación de ideas de mejoras del ciclo termodinámico, por un lado a las condición es de operación y por otro el diseño del mismo.

ABSTRACT

In this days the interesting of identify how energy recourses are been employ in systems, and have a better knowledge of the handle, transformation and conservation of energy it's been increasing. The exergy analysis methodology could be employ on the Absorption - Diffusions refrigeration systems (ADRS) as tool to help reach this purpose. In this paper it's presented a methodology and the results of a energetic diagnose by first and second thermodynamic law on a ADRS. Also some indicators of the function and the exergy destroyed are showed. This permit to find the type, localization and quantity of energy lost and gets an atomization of the exergy behavior. With these results it is possible to know the affection of having differential on temperatures between the generator, absorber, condenser and evaporator. On the same way the parametric analysis facilitate the evaluation of the weakest links in the system. Diagnose made generate improving ideas in the thermodynamic cycle, as much as in the operation and design of the system.

Palabras claves: Absorción-Difusión, exérgia, indicadores, pérdidas por irreversibilidad.

INTRODUCCION

Hacer más eficiente los sistemas es una tarea que no solamente se debe basar en minimizar costos y lograr mejores resultados. El uso correcto de la energía suministrada a un sistema está a la par de estas tareas, por ende es sinónimo de eficiencia. Utilizar de una mejor manera la energía, minimizar su destrucción y cuidar la calidad de la misma, deben ser elementos a considerar en un análisis de mejora.

Conocer ampliamente el sistema permite detectar las pérdidas dentro del mismo. Señas de estas pérdidas dentro del sistema son las que se llegan a sufrir por irreversibilidad. Entendiéndose aquella energía que la naturaleza cobra por llevar a cabo cualquier trabajo. Si se podría catalizar esta energía hacia otro proceso dentro del mismo, las necesidades energéticas del sistema se verían disminuidas.

Una forma de conocer a fondo el proceso energético en el sistema, es analizar por segunda ley de la termodinámica al mismo, empleando la metodología del análisis exérgico. Esta metodología arroja una serie de puntos importantes; muestra la magnitud, la localización y motivo de la destrucción de la energía dentro de un sistema, a la igual señala áreas de mayor oportunidad a mejorar y sobre todo cataliza ideas de mejora.

Generalmente los análisis a los sistemas de enfriamiento son llevados a cabo solamente por la primera ley de la termodinámica, sin embargo estos no demuestran información concerniente al lugar en donde se está dejando de aprovechar la energía.

Para propósitos del autor se decidió utilizar esta metodología en un sistema de refrigeración por absorción-difusión, buscando la brecha que permita arrojar indicadores de mejora en el sistema.

SISTEMA DE REFRIGERACION POR ABSORCION-DIFUSION

La absorción es un fenómeno que se socita debido a la capacidad que posee una determinada sustancia en estado líquido de absorber otra sustancia en estado gaseoso en un ambiente de temperatura y presión determinada.



XXXIII

Semana Nacional de Energía Solar



Este proceso genera una cierta cantidad de calor; al proceso inverso se le conoce como desorción, el cual consiste en agregar calor a una mezcla de sustancias para que desprenda otra sustancia en forma gaseosa.

Los sistemas de enfriamiento por absorción se basan en este fenómeno. A diferencia de los sistemas convencionales de enfriamiento no es necesario contar con un compresor, este se reemplaza por un generador y absorbedor.

Los sistemas de enfriamiento pasivos son aquellos equipos de producción de frío que no utilizan ningún medio mecánico, teniendo la posibilidad de operar solamente con energéticos provenientes de energías renovables. Dentro de estos, se encuentran los sistemas de enfriamiento por absorción-difusión. Esta tecnología fue diseñada por los ingenieros suecos von Platen y Munters en 1928. En los sistemas de absorción difusión, el refrigerante es el gas amoníaco y el agua es la sustancia absorbidora. El refrigerante tras ser liberado, es transportado de un sitio a otro mediante otra sustancia, un gas inerte, en su mayoría hidrógeno. Esto ocasiona que estas sustancias se rijan por la Ley de Dalton de presiones parciales. La presión total, es la suma de las presiones parciales del amoníaco y del hidrógeno siendo constante en todos los puntos del sistema, por lo tanto no es necesaria una válvula de expansión o una bomba.

El ciclo está compuesto por un absorbedor, evaporador, condensador, generador, rectificador y la bomba de burbujeo. Existen tres circuitos dentro del sistema, el circuito del refrigerante, el circuito del gas inerte y el circuito del absorbente.

Al agregar calor a la parte del generador, en donde se encuentra la bomba de burbuja, forma burbujas de amoníaco, las cuales comenzaran ascender dentro del tubo, al finalizar este trayecto el amoníaco será liberado completamente de la mezcla. Posteriormente el refrigerante es condensado en el condensador, enfriado a temperatura ambiente, y el amoníaco líquido fluye hasta el evaporador. En este punto se encuentra el hidrógeno, al encontrarse con este su presión parcial es tal que comienza a evaporarse, absorbiendo calor del recinto a enfriar. Al salir de evaporador se encuentra en estado gaseoso y se dirige hacia el absorbedor, en donde el agua se encarga de absorber esta sustancia para posteriormente dirigirse hacia el generador. La principal función de la bomba de burbuja es producir el vapor de amoníaco y transportar la solución hacia el absorbedor. El circuito del gas inerte viene definido por el evaporador, absorbedor, y un intercambiador de gas.

Estos sistemas tienen la peculiaridad de no utilizar partes mecánicas, por ende no necesariamente requieren energía eléctrica, haciéndolos muy atractivos para ser alimentados con energías renovables.

Se pueden manejar una serie de hipótesis con respecto al análisis exérgico; los puntos en donde más se degrade la

energía dentro del sistema serán los puntos que se deben atacar, la pérdida de energía que se susciten debido al transporte de las sustancia dentro del proceso son puntos analizarse para mejorar el mismo, el dar más entrada de energía sin conocer los posibles pozos energéticos a aprovechar del sistema son otros factores que podemos rescatar de un análisis exérgico.

CONSIDERACIONES

Para poder llevar a cabo el análisis exérgico es necesario primero establecer un análisis por primera ley de la termodinámica. Para esto, se eligió un refrigerador de la marca Electrolux Sweden. Este se modeló matemáticamente y posteriormente se simuló. Las consideraciones para este sistema se tomaron basándose en el modelo presentado por Zohar et. al (2004). Los resultados obtenidos se presentan en las tablas 1 y 2. El simulador se programó en el software EES, el cual maneja las propiedades de la mezcla amoníaco-agua presentadas por Ibrahim et Klein (1993). Es importante recalcar que la temperatura de condensación del amoníaco para el sistema es de 25 °C, esto debido a que las pérdidas de calor serán transferidas hacia el medio ambiente..

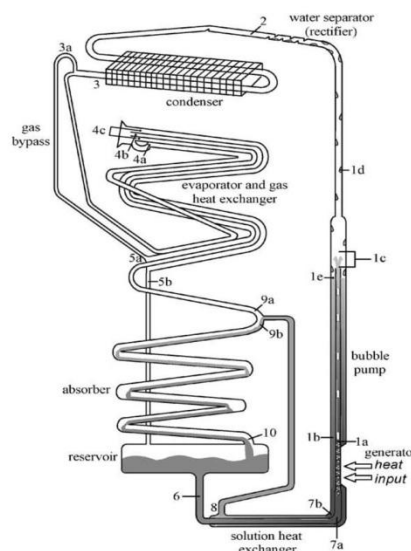


Figura 1. Representación esquemática del sistema de refrigeración absorción-difusión al igual que la identificación de las corrientes.



Circuito	Número de corriente	TEMP. (K)	TEMP. (°C)	P Kpa	X kg NH ₃ /kg Sol.	Y kg NH ₃ /kg Sol.	FLUJO M. kg/min.	h kJ/kg	s kJ/kg K
Solución	1ag	488.15	215	2500	-	0.5363	0.019764	2101	5.429
Solución	1al	488.15	215	2500	0.07	-	0.43368	897.8	2.566
Solución	1cg	483.15	210	2500	-	0.4037	0.20922	2273	3.369
Solución	1cl	483.15	210	2500	0.1	-	1.0422	844.8	2.497
Solución	1b	486.15	213	2500	0.1	-	0.054546	860.6	2.53
Solución	1d	433.15	160	2500	0.11	-	0.8982	602.8	1.979
Solución	1e	458.15	185	2500	0.1	-	0.054546	722.3	2.235
Solución	2	343.15	70	2500	-	-	0.014346	1535	5.1
Solución	3	331.15	58	2500	-	-	0.014346	481.6	1.922
Solución	6	331.15	58	2500	0.3	-	0.066	41.49	0.6846
Solución	7a	436.15	163	2500	0.3	-	0.066	543.3	2.007
Solución	7b	486.15	213	2500	0.1	-	0.054546	860.6	2.53
Solución	8	351.15	78	2500	0.1	-	0.054546	253.4	1.067
Solución	9b	351.15	78	2500	0.1	-	0.054546	253.4	1.067
Hidrógeno	h4b	233.15	-40	2200	-	-	0.19734	20.99	0.2813
Hidrógeno	h4c	238.15	-35	2407	-	-	0.19734	43.26	0.3745
Hidrógeno	h5b	263.85	-9.3	2200	-	-	0.19734	158.9	0.8366
Hidrógeno	h9b	351.25	78.1	2350	-	-	0.19734	1571	5.228
Refrigerante	4cg	238.15	-35	93.07	Calidad 0.26	-	0.0143436	1648.34	1.881164
Refrigerante	5b	263.85	-9.3	300	-	-	0.014346	1452	5.747
Refrigerante	9b	351.15	78	150	-	-	0	1661	6.764

Tabla 1. Condiciones de operación de las corrientes del ciclo absorción-difusión.

COMPONENTE	GANANCIAS (kJ/min)	PÉRDIDAS (kJ/min)
GENERADOR.	312	
RECTIFICADOR		43.8
ABSORBEDOR		310.56
CONDENSADOR.		15.108
EVAPORADOR	57.468	
TOTAL:	369.468	369.468
DIFERENCIA=	0.000	100.000%
COP _{cooling} =	0.1842	
RELACIONES DE FLUJOS	4.601	

Tabla 2. Resumen del análisis energético del sistema de absorción ciclo básico.

METODOLOGIA DEL ANALISIS EXERGICO

La metodología del análisis exérgico es una técnica formada por una serie de pasos secuenciales, los cuales se presentan en forma resumida.

- 1.- Realizar los balances parciales y totales de exergía por cada subsistema, basándose en la segunda ley de la termodinámica.
- 2.- Calcular la aportación en %, pérdidas por irreversibilidad totales de cada subsistema al sistema en general.
- 3.- Obtener los diferentes indicadores exérgicos.
- 4.- Comprobar que se cumplan los balances exérgico (entrada= salidas + pérdidas por irreversibilidad).

Partiendo de la segunda ley de la termodinámica podemos expresar la siguiente ecuación:

$$\sum_{i=1}^n \dot{m}_{c,i} \dot{E}_{x,c,i} + \sum_{i=1}^n \dot{E}_{x,Q,i} - T_0 \Delta S_g = \sum_{i=1}^n \dot{m}_{s,i} \dot{E}_{x,s,i} + \dot{W}_U \quad [1]$$

$$\Delta E_x = T_0 \Delta S_g = \sum_{i=1}^n \dot{m}_{c,i} \dot{E}_{x,c,i} - \sum_{i=1}^n \dot{m}_{s,i} \dot{E}_{x,s,i} + \sum_{i=1}^n \left(1 - \frac{T_0}{T_i}\right) \dot{Q}_i - \dot{W}_U \quad [2]$$

Este balance será necesario establecerse en cada uno de los componentes del sistema. La cantidad de exergía destruida viene dada por $T_0 \Delta S_g$ en donde T_0 es considerada como la temperatura a la cual se encuentra la frontera del sistema, en este caso 25°C.

En el caso de los calores se aplica la eficiencia de Carnot, por la cual T_i está dada según la temperatura del proceso a la cual se está llevando a cabo, que en este caso es 25°C pues es la temperatura a la cual el calor se está transfiriendo hacia el ambiente, esto debido a las consideraciones previas.



Para expresar el proceso del análisis exérgico se muestra el siguiente ejemplo a un componente del sistema (condensador), la secuencia es la siguiente:

Condensador. El condensador desecha calor durante el proceso de condensación hacia el ambiente.

La irreversibilidad internas (circuito de refrigerante) es definida como la diferencia entre el cambio de exergía del fluido de trabajo (refrigerante o solución) y la exergía del flujo de calor Q_{CO} hacia el ambiente.

Balance parcial de exérgia en el circuito de refrigerante (pérdidas de exérgia):

$$\Delta Ex_{CO} = m_2 (Ex_2 - Ex_3) - Q_{CO} (1 - T_0 / T_{CO}) \quad [3]$$

Donde:

$$\Delta Ex_2 = h_2 - h_0 - T_0 (S_2 - S_0) \quad [4]$$

$$\Delta Ex_3 = h_3 - h_0 - T_0 (S_3 - S_0) \quad [5]$$

Tanto T_i y T_0 se encuentran a la misma temperatura, haciendo al flujo de calor nulo para consideraciones del análisis en el componente de manera global, en cambio este se verá reflejado en el cambio de exergía que sufre la corriente al salir del condensador, por tal, los calores cedidos hacia el ambiente no se manifiestan de manera directa sino como calores que se disipan en el ambiente y no se pueden recuperar debido a que se degradan hacia la frontera del sistema **Aphornratana (1995)**.

Balance global de exérgia en el condensador:

$$T_0 \Delta S_g = \Delta Ex_{CO} \quad [4]$$

Para los componentes restantes, los cambios de energía y exérgia pueden ser obtenidos en una forma similar.

DIFERENTES INDICADORES EXERGICOS

Al concluir con el análisis a cada uno de los componentes se procede a determinar los indicadores exérgicos.

Los indicadores exérgicos permiten llevar a cabo una comparación entre un sistema y otro. Estos proporcionan información acerca de la idealidad de los procesos expresada en porcentaje **Rivero (1994)**. Permitiendo establecer comparaciones entre distintos procesos, sin importar las diferencias existentes entre estos debido a sus características. Con estos, al ser simples indicadores, pueden usarse como puntos de referencia entre distintos sistemas a analizar.

La forma de obtener los distintos indicadores se expresa a continuación:

Eficiencia

Relación entre la exérgia total que entra al sistema y la exérgia que se pierde por irreversibilidad en los procesos.

$$\eta = \frac{\sum Ex_{Salida}}{\sum Ex_{Entrada}} = \frac{\sum Ex_{Entrada} - Irr}{\sum Ex_{Entrada}} = 1 - \frac{Irr}{\sum Ex_{Entrada}} \quad [7]$$

Efectividad

Es una medida de la fracción de exérgia neta suministrada requerida por el sistema para efectuar su función.

$$\varepsilon = \frac{\Delta Ex_{Sumidero}}{\Delta Ex_{Fuente}} = \frac{Ex_{np}}{Ex_{ns}} = \frac{Ex_{ns} - Irr}{Ex_{ns}} = 1 - \frac{Irr}{Ex_{ns}} \quad [8]$$

Rendimiento

Relación de exérgia útil que sale del sistema a la exérgia total que entra.

$$R = \frac{\sum Ex_{Util / Sale}}{\sum Ex_{Entra}} = \frac{\sum Ex_{Entra} - Irr - Efl}{\sum Ex_{Entra}} = 1 - \frac{Irr + Efl}{\sum Ex_{Entra}} \quad [9]$$

Potencial de mejoramiento

Medida de qué tanto y qué tan fácilmente podría mejorarse el sistema para propósitos de optimización. Se obtiene combinando las pérdidas de exergía y la efectividad del sistema.

$$P. de M. = Irr (1 - \varepsilon) + Efl \quad [10]$$



COMPONENTE	EXERGIA DE ENTRADA	EXERGIA DE SALIDA	EXERGIA DESTRUIDA
	TOTAL POR COMPONENTE (Ex). (kJ/min)	TOTAL POR COMPONENTE (Ex). (kJ/min)	TOTAL POR COMPONENTE (Irr). (kJ/min)
Generador Bomba de burbuja Rectificador	329.988	98.245	231.743
Condensador	6.252507847	4.734	1.518
Valvula de expansion	92.40330847	91.314	1.089
Evaporador	246.772	138.411	108.361
Absorbedor	86.114	66.333	19.782
Intercambiador	10.89106739	8.661	2.230
PERDIDAS POR IRREVERSIBILIDADES DEL SISTEMA ABSORCION-DIFUSION			364.723

Tabla 3. Resultados del análisis exérgico a cada uno de los componentes.

COMPONENTE	EXERGIA DESTRUIDA: TOTAL POR COMPONENTE (Irr). (kJ/min)	EFICIENCIA (%) $\eta = 1 - \text{Irr} / \text{SUM}(\text{EX}_{\text{ENTRADA}})$	EFFECTIVIDAD (%) $E = 1 - \text{Irr}(\text{EX}_{\text{sal}} - \text{EX}_{\text{sal}}) / \text{EX}_{\text{sal}}$	RENDIMIENTO (%) $R = 1 - (\text{Irr} + E \cdot \text{Irr}) / \text{SUM}(\text{EX}_{\text{ENTRADA}})$	POTENCIAL DE MEJORAMIENTO. (kJ/min) P. DE M. = $\text{Irr} / (1 - E) + \text{Efl}$
Generador Bomba de burbuja Rectificador	231.743	29.77%	25.72%	16.50%	206.55
Condensador	1.518	75.71%	75.71%	-165.92%	15.48
Valvula de expansion	1.089	98.82%	98.82%	98.82%	0.01
Evaporador	108.361	63.01%	-88.56%	-25.83%	40.09
Absorbedor	19.782	77.03%	77.03%	-283.61%	315.10
Intercambiador	2.230	79.52%	79.52%	48.24%	0.46
SISTEMA DE ABSORCION (Total):	364.723				
PERDIDAS TOTALES DE EXERGIA POR IRREVERSIBILIDAD EN EL SISTEMA: 364.723					
EXERGIA QUE ENTRA AL SISTEMA: GENERADOR EVAPORADOR		312.000 57.468	EXERGIA QUE SALE Y PERDIDAS POR IRREVERSIBILIDAD: SISTEMA DE ABSORCION TOTAL		
TOTAL:		369.468	TOTAL:		364.723
DIFERENCIA ENTRE ENTRADA Y SALIDA 1.28%					
RECTIFICADOR			43.800		
CONDENSADOR			15.108		
ABSORBEDOR			310.560		
PERDIDAS TOTALES DE EXERGIA POR EFLUENTES EN EL SISTEMA:			369.468		

Tabla 4. Resultados del análisis por segunda ley para un ciclo de refrigeración por absorción-difusión amoníaco-agua.

RESULTADOS Y DISCUSION

El sistema de absorción-difusión analizado es un sistema de baja capacidad, el cual se encuentra sujeto a una aportación de calor constante de 5.2 kW en el generador. Como resultado, se obtuvo una ganancia de calor en el recinto a enfriar 0.95 kW. A su vez se aprecian las cantidades de calor disipadas hacia el ambiente por cada uno de los componentes, el que más disipa es el absorbedor 5.176 kW, posteriormente el rectificador con 0.73 kW y por último el condensador 0.25 kW. Al comparar las entradas con las salidas existe un balance.

En base a la primera ley los indicadores de funcionamiento del sistema son el coeficiente de operación (COP) el cual en este sistema es de 0.1842, y la relación de flujo 4.601.

Pasando al análisis de resultados de la metodología de análisis exérgico se presenta la tabla 3. En este se muestra en resumen los resultados obtenidos tras el análisis exérgico a cada uno de los componentes. Para una mejor comprensión de estos hay que remarcar el hecho que los cambios exérgicos solo se manifiestan entre la entrada y la salida de la corriente al componente, el cual incluye tanto calor aportado por un medio o calor cedido hacia un medio. Pero estos se pueden cuantificar como pérdidas de exergía, ya que basándonos en el concepto tal, es una potencialidad de trabajo que se pierda, y no se vuelve a manifestar o recuperar.

Se observa la presencia de magnitudes negativas, estas se dan debido comportamiento de las corrientes. Dependiendo el punto en el que se encuentre el



refrigerante (amoníaco) al recibir calor disminuye su exergía, puesto que tiende a aproximarse a las condiciones de referencia (estas corrientes tienen un comportamiento contrario al normal). También se presentan casos donde tanto la corriente que cede calor como la que lo recibe disminuyen su contenido exérgico. En este tipo de sistemas se tienen corrientes que al recibir calor aumentan su contenido exérgico y al cederlo disminuyen, corrientes con un comportamiento contrario al anterior (al recibir calor disminuyen su exergía y al cederlo aumentan) y corrientes con un comportamiento mixto. Estas últimas son aquellas corrientes que al recibir o ceder calor atraviesan el estado de referencia, dicho de otra forma, son las corrientes que al recibir o ceder calor llegan a un estado de cero exergía y como continúan recibiendo o cediendo calor pasan de nuevo a un estado de desequilibrio, pero ahora por arriba o por abajo del punto de referencia Velázquez (2001).

Basándose en la eficiencia, el equipo que presenta un peor funcionamiento es el Generador, al igual presenta una gran potencialidad de mejoramiento. Posteriormente el condensador presenta una baja eficiencia sin embargo su efectividad y potencial de mejoramiento se mantienen en un buen rango. El absorbedor presenta baja exergía destruida pero su potencialidad de mejoramiento es muy alta, esto es debido a que el calor que emite es cedido hacia el ambiente y este pudiera ser aprovechado en algún otro punto del sistema que necesite calor. La válvula de expansión y el intercambiador son los mejores elementos dentro del sistema tanto por su eficiencia como por efectividad. El evaporador presenta números negativos por lo explicado anteriormente, además por la presencia de un tercer compuesto (hidrógeno) el cual entra a cierta temperatura proveniente del absorbedor, esta es distinta a la del refrigerante ocasionando un gradiente amplio entre la entrada de uno con respecto al otro.

A pesar de los números obtenidos estos no muestran el motivo de la irreversibilidad, es necesario establecer cuáles son estos para generar ideas de mejoras. Basados en principios termodinámicos se enuncia las posibles causas: Diferencias de temperaturas para transmisión de calor dentro del sistema de refrigeración: Las diferencias de temperaturas originan pérdidas de calor, por lo tanto la diferencia de la temperatura entre fluidos se debe de mantener baja (ejemplo, evaporadores y condensadores). Fricción: La fricción es un impedimento físico que ocasiona pérdidas de energía útil, por lo tanto se debe de reducir al mínimo. (Limpiar periódicamente las tuberías de agua reducirá la rugosidad de las paredes). Expansión rápida: Un cambio de presión súbita análogicamente puede ser considerado como un fenómeno capaz de realizar un trabajo. Mezclado: Al mezclar fluidos con diferentes temperaturas se originan pérdidas de energía útil. Los procesos de mezclado deben reducirse al mínimo o evitarse si causan pérdidas de energía disponible. Estas se cuantifican con los cambios exérgicos químicos. Sin embargo en este trabajo solamente se cuantifican los cambios exérgicos físicos.

CONCLUSIONES.

Con un análisis por segunda ley de la termodinámica (metodología del análisis exérgico) al igual que por

primera ley, el análisis de un sistema se vuelve más completo y riguroso, aunado a esto una crítica ponderada puede encaminar a realizar propuestas de mejoras para el sistema o detectar los puntos en donde es mejor encaminar esfuerzos para su estudio.

En el sistema de refrigeración absorción-difusión se observa como la mayor cantidad de energía perdida ocurre en el generador 231.74 kJ/min y el evaporador 108.36 kJ/min, sin embargo esto es precario porque el calor que reciben proviene de un fuente externa al ambiente y los otros subsistemas interactúan directamente con el ambiente el cual a su vez es el punto de equilibrio.

Basándose en los indicadores el subsistema Generador-Bomba de calor-Rectificador es el menos eficiente 29.77%, por tal razón son el eslabón débil dentro del sistema, ocasionando a la par tanto pérdidas hacia el ambiente como pérdidas por irreversibilidad.

Se recomienda que antes de realizar cualquier modificación al sistema, tanto en el diseño como en la operación se debe realizar un análisis bajo las mismas condiciones para cada uno de los componentes, esto permitirá acertar de manera precisa los focos de destrucción de exergía.

NOMENCLATURA

COP	Coefficiente de rendimiento (adimensional)
CP	Calor específico (kJ/kg °C)
Efl	Pérdidas por efluentes (kJ/min)
Ex	Exergía (kJ/min)
h	Entalpía específica (kJ/min)
Irr	Pérdidas por irreversibilidad
m	Flujo masico (kg/min)
P	Presión (kPa)
Q	Flujo de calor (kJ/min)
S	Entropía específica (kJ/min)
T	Temperatura (C o K)
W	Trabajo (kJ/min)
x	Fracción másica del líquido (kg de NH ₃ /kg de sol.)
y	Fracción másica del vapor (kg de NH ₃ /kg de sol.)

REFERENCIAS

- Aphornratana, S. and Eames, I. W. (1995), "Thermodynamic analysis of absorption refrigeration cycles using the second law of thermodynamics method", *Intr. J. Refrig.*, Vol. 18, No. 4, pp. 228-234.
- B.C. Von Platen, C.G. Munters (1928) . Refrigerator. Patente US 1,658,764.
- EES-Engineering Equation Solver. Version 7.07.
- Pongsid, S. y Satha Aphornratana, S. (2002), "Investigation of a diffusion absorption refrigeration", *Applied Thermal Engineering* 22, pp. 1181-1193.
- Jakob, U. et al (2008), "Simulation and experimental investigation into diffusion absorption cooling machines for air-conditioning application", *Applied Thermal Engineering* 28, pp 1138-1150.
- Rivero, R. R. (1994), "El análisis de exergía", *Ingeniería Química*, IMIQ, Noviembre, pp. 14-27.
- Velázquez, N. V. y Best, R. W. (2001), "Diagnostico energético en un sistema de refrigeración por absorción aplicando la metodología de análisis exérgico", memorias



XXXIII
Semana Nacional de Energía Solar



de la XLI Convención Nacional del IMIQ, Puebla,
México, Octubre del 2001.
Zohar, A., et al (2005). "Numerical Investigation of a
diffusion absorption refrigeration cycle", International
Journal of Refrigeration 28, pp. 515-525.